

Diseño de una herramienta didáctica computacional para evaluar el comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos rectos

L.G. Hurtado*, J. Velasco, N. Severian, L. López, E. Sánchez

Departamento de Dibujo, Estudios Básicos, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Venezuela

Resumen.-

Las constantes demandas hacia el bienestar de la sociedad imponen el desarrollo continuo de la industria y el aprovechamiento de los recursos. En este orden, este trabajo se creó para la asistencia en la resolución de problemas de trenes de engranes cilíndricos rectos de doble reducción, dirigido principalmente al área académica, con el fin de simplificar el trabajo durante la resolución de problemas de este tipo. La utilización de la herramienta permite que el usuario escoja la configuración más conveniente y pueda visualizar los pares de engranajes para predecir las características de movimiento del mecanismo. Por medio de la herramienta computacional se puede observar la gráfica de los pares de engranes en la cual se puede verificar la existencia de interferencia o no en el sistema.

Palabras clave: Engranajes, Transmisión de potencia, Mecanismo, diseño mecánico,

Design of a computer learning tool to review kinematic behavior of a train of spur gears

Abstract.-

The constant demands for society welfare impose the further industry development and the use of resources. In this context, this paper was created to aid in troubleshooting straight cylindrical train double reduction gears, primarily aimed at academics, in order to simplify the work for solving such problems. The use of the tool enables the user to choose the most suitable configuration and may display the gear pairs to predict the characteristics of movement of the mechanism. By means of the software tool can be seen the graph of gear pairs in which one can check for interference in the system or not.

Keywords: Gear, Power Transmission, Mechanism, Mechanical design

Recibido: julio 2014

Aceptado: agosto 2014.

1. Introducción

Las constantes demandas hacia el bienestar de la sociedad imponen el desarrollo continuo de la industria y el aprovechamiento de los recursos que están a la mano, entre los cuales se encuentra el empleo de nuevas tecnologías.

Es importante y determinante en la economía de Venezuela el desarrollo y estudio de esas nuevas

tecnologías que abran paso hacia aprovechamiento óptimo de los recursos que posee esta gran nación y en tal sentido, las universidades tienen el deber de ocupar un rol protagónico al respecto. Es por ello que, en estos recintos la enseñanza ha estado actualmente enfocada hacia la utilización de recursos técnicos auxiliares, donde el computador desempeña una función prioritaria por las ventajas que esta ha incorporado. Valiéndonos de esta premisa, en las universidades estamos orientados hacia la explotación de este potencial haciendo que las tecnologías estén al servicio de las estrategias educativas.

En tal sentido, tanto para dar conocimiento

*Autor para correspondencia

Correo-e: lin.hurtado@gmail.com (L.G. Hurtado)

en el mundo tecnológico como en el educativo se cuentan con las herramientas didácticas computacionales que sirven como apoyo a la actividad presencial, y es el caso particular que nos ocupa en la presente investigación: El diseño de una herramienta didáctica computacional para evaluar el comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos rectos.

Los sistemas de engranajes constituyen un eslabón fundamental en la red cinemática para la transmisión de potencia, donde los engranajes cilíndricos de dientes rectos tienen como objetivo transmitir rotaciones entre ejes con una relación de velocidades angulares constante. Esto se puede lograr también con la utilización de otros dispositivos, tales como correas, ruedas de fricción o mecanismos de barras articuladas, pero todos ellos tienen limitaciones. Pero, por ejemplo, las correas y ruedas de fricción no pueden transmitir grandes potencias y los mecanismos de barras articuladas son aplicables solo en unos pocos casos concretos.

Los engranajes, en cambio, gozan de varias ventajas, son sencillos de construir, pueden transmitir grandes potencias y, están normalizados. Por ello, son elementos muy utilizados en gran variedad de máquinas, como reductores, cajas de cambios, diferenciales, trenes de engranajes, entre otros.

El comportamiento cinemático está definido por medio de ecuaciones y cálculos el cual nos permite encontrar de una forma numérica su actuación, tomando en consideración detalles fundamentales al momento de diseñarlos. Tal como lo han expresado anteriormente, por ejemplo en el 2007, Ramiro José, Alcázar Rico, Fernández Consuelo, quienes desarrollaron el programa “Tren” el cual implementa un lenguaje que permite diseñar trenes de engranajes con perfil de evolvente controlando todos los parámetros de las ruedas (módulo, addendum, dedendum, juego entre dientes, ángulo de presión), representarlos gráficamente y simular su funcionamiento manteniendo el contacto entre los dientes. Además realiza el cálculo de sus relaciones de transmisión y de contacto y detecta la aparición de interferencia entre dientes [1]. De manera similar, en el 2003, Yépez Jesús, presentó la realización de un programa de computación para el diseño optimizado de engranajes

cilíndricos rectos, cilíndricos helicoidales y cónicos, desarrollando este sobre la plataforma de programación Visual Basic 6.0, a través de bibliografías especializadas entrelazadas con el lenguaje de programación logró parametrizar las curvas correspondientes a las constantes que intervienen en el diseño de engranajes, así como, producir el programa de computación de forma que sirviese de herramienta al proceso de cálculo [2].

Por tal motivo, la creación de una herramienta computacional para que el docente y alumno puedan interactuar, visualizar y evaluar dicho comportamiento cinemático para el entendimiento de estos fenómenos, estudios de los mismos y lograr entender de manera didáctica su funcionamiento cinemático, teniendo en cuenta modificación de variables de diseño y comportamiento mecánico resulta idóneo.

Este trabajo está enfocado a la aplicación e interacción didáctica docente-alumno por lo que se hace necesario para su aplicación y entendimiento solo estudiar el comportamiento cinemático de los engranajes cilíndricos teniendo en cuenta que para su diseño y actuación es requerido tener claro parámetros de diseño y cinemática del mecanismo engranaje donde se permite que el diseñador escoja la configuración más conveniente y pueda visualizar los pares de engranajes para predecir las características de movimiento del mecanismo, apoyando este el área educativa en el aprendizaje y dominio de las materias de diseño mecánico, permitiendo al estudiante tener visualmente una simulación con los resultados de las diferentes variables que puedan intervenir en el diseño.

2. Fundamentos teóricos necesarios para el diseño de engranajes cilíndricos rectos

El comportamiento cinemático de un tren de engranajes está definido mediante ecuaciones y cálculos el cual nos permite encontrar de una forma numérica su actuación, por lo que el diseño de estos elementos se basa en el cumplimiento de la *Ley Fundamental de los Engranajes*, cuya concepción está basada en que los dientes de cualquier forma evitaban deslizamientos extraordinarios, esta ley se enuncia de esta manera: “la

normal común de los perfiles de los dientes, en todos los puntos de contacto dentro del acoplamiento, siempre deberán pasar a través de un punto fijo sobre la línea de centros, conocido como punto de paso”. Pues, la razón de velocidad angular entre los engranes de un engranaje (o tren de engranajes) debe mantenerse constante a través del acoplamiento, la razón de velocidad angular m_v , es igual a la razón del radio de paso del engrane de entrada, ver Ecuación (1).

$$m_v = \frac{w_s}{w_e} = \pm \frac{r_e}{r_s}, \quad (1)$$

donde:

m_v es la razón de velocidad angular, r_e/r_s el radio de paso, de los cilindros de rodamientos, de engrane de entrada o salida, según corresponda, w la velocidad angular (entrada o salida).

La razón del par de torsión o ventaja mecánica m_a , es recíproca de la razón de velocidades m_v tal como se muestra en la Ecuación (2).

$$m_a = \frac{1}{m_v} = \frac{w_e}{w_s} = \pm \frac{r_s}{r_e}, \quad (2)$$

Por lo tanto, un *engranaje* es un dispositivo que sirve para intercambiar potencia de torsión por velocidad, o viceversa. En cualquier caso, por lo general es deseable mantener una razón constante entre engranes mientras giran.

Para efectos de cálculo, la razón de engranes m_G se toma como la magnitud, ya sea de la razón de velocidades o de la razón de par torsión, cualquiera que esta sea $m_G > 1$, como se expresa en la Ecuación (3).

$$m_G = \begin{cases} |m_v| \\ |m_a| \end{cases} \text{ para } m_G \geq 1, \quad (3)$$

donde m_G es la razón de engranajes.

En otras palabras, la razón de engranes será siempre un número mayor a la unidad [3].

A fin de que resulte cierta la Ley Fundamental de los Engranes en dientes acoplados, los contornos del diente del engrane deben ser los conjugados posibles, pero solo unas cuantas curvas han visto una aplicación práctica como dientes de engrane. La mayoría de los engranes tienen como forma la involuta de una circunferencia [3].

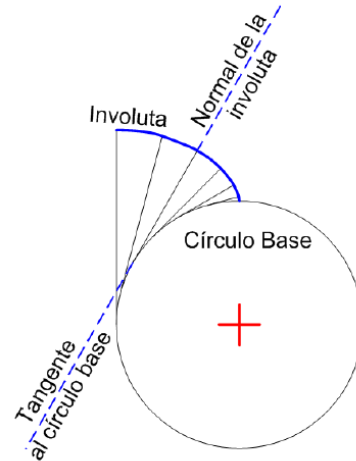


Figura 1: Curva Involuta [4]

Donde una la superficie involuta o envolvente se puede obtener desarrollando el trazador de un cilindro base. La curvatura trazada, ver Figura 1, genera una superficie donde la normal en cada punto de la curva es siempre tangente al cilindro base [4].

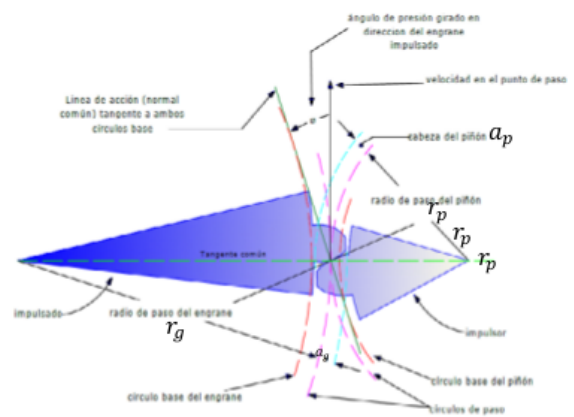


Figura 2: Geometría de contacto y ángulo de presión de dientes involutos [3].

La Figura 2 muestra dos involutas de cilindros separados en contacto, es decir, “acoplados”, representan dientes de engrane. Los cilindros a partir de los cuales se producen las cuerdas se conocen como círculos base son necesariamente que los círculos de paso, que están en los radios de los cilindros originales de rodamiento, r_p y r_g .

El diente del engrane debe proyectarse la vez por debajo y por encima de la superficie del cilindro de rodamiento (círculo de paso) y la involuta solo existe fuera del círculo base. La altura de diente que sobresale por encima del círculo de paso se conoce como la altura de la cabeza, que se muestra como a_p y a_g para el piñón y el engrane respectivamente. Estos son iguales para dientes estándar, de engranes de profundidad total.

Hay una tangente común, en ambas curvas de dientes involutos, en el punto de contacto, y una normal común, perpendicular a la tangente común. Se observa que la normal común coincide de hecho con las “cuerdas” de ambas involutas, que son colineales.

Por lo que la normal de paso común, que también es la línea de acción, pasa a través del punto de paso, independientemente de donde, en el acoplamiento, están ambos dientes en contacto. El punto de paso tiene la misma velocidad lineal, tanto en el piñón como en el engrane, y es conocida como la velocidad en la línea de paso. El ángulo entre la línea de acción y el vector de velocidad es el *ángulo de presión* θ [3].

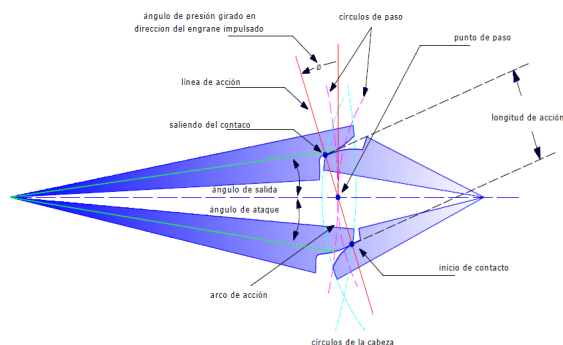


Figura 3: Longitud de acción, arco de acción y ángulos de ataque y salida durante el acoplamiento de un engrane y un piñón [3].

El ángulo de presión θ en un engranaje define como el ángulo entre la línea de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso, de manera que la línea de acción sea girada grados en la dirección de rotación del engrane impulsado, según se observa en las Figuras 2 y 3. Los ángulos de presión en los engranajes han sido normalizados a unos cuantos

valores por los fabricantes de engranes. Estos se definen como la distancia central nominal para el conjunto de engranes. Los valores estándar son 14.5° , 20° y 25° siendo el de uso más común el de 20° y estando ya obsoletos los de 14.5° [3].

La Figura 3 muestra un par de formas de diente involuto en dos posiciones, justo al principio del contacto y en el momento de desaparecer el contacto. Las normales comunes en ambos puntos de contacto siguen pasando a través del mismo punto de paso. Es esta propiedad de la involuta que hace que se obedezca la Ley Fundamental de los Engranes. Conforme los dientes entran y salen de contacto de trabajo, se mantiene constante la razón del radio del engrane impulsor al radio del impulsado.

Los puntos de inicio y de terminación del contacto definen el acoplamiento (contacto de trabajo) del piñón y del engrane. La distancia a lo largo de la línea de acción entre estos dos puntos dentro del acoplamiento se conoce como longitud de acción Z , definida por las intersecciones de los círculos de la cabeza respectivos con la línea de acción, según se observa en la Figura 3. La distancia a lo largo de la línea de paso dentro del acoplamiento es el arco de acción, y los ángulos de subtendidos entre este punto y la línea de centros son el ángulo de ataque y el ángulo de salida. En la Figura 3, solo se ilustra para el engrane ya que para el piñón son similares los ángulos, el arco de acción tanto de los círculos de paso, del piñón y del engrane deben ser la misma longitud, para un cero deslizamiento entre los cilindros de rodamiento teóricos. La longitud de la acción Z se calcula a partir de la geometría del piñón

$$Z = \sqrt{((r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \theta)^2)} + \sqrt{((r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \theta)^2)} - C \sin \theta,$$

donde, Z es la longitud de acción, r_p y r_g el radio del círculo de paso del piñón y engrane, respectivamente, a_p y a_g las alturas de cabeza de piñón y engrane, respectivamente, y C es la distancia central y es el ángulo de presión [3].

Igual de importante para este estudio representa la necesidad de definir la nomenclatura estándar de los dientes de un engrane, ver Figura 4, a saberse:

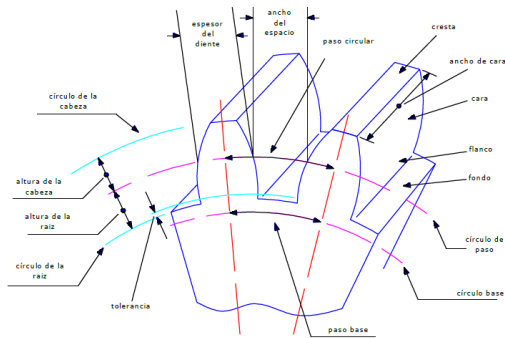


Figura 4: Nomenclatura estándar de los dientes de engrane [3].

1. **Círculo de paso:** Es la circunferencia de contacto entre los dientes que determina la relación de transmisión. El círculo de paso de dos engranajes son tangentes entre sí.
2. **Paso circular:** Es la distancia medida sobre el círculo de paso entre un determinado punto de un diente y el punto correspondiente de un diente inmediato, las unidades de P_c son en pulgadas o milímetros. El paso circular se define en la Ecuación (4)

$$P_c = \frac{\pi d}{N}, \quad (4)$$

donde d es el diámetro de paso y N es el número de dientes.

3. **Paso base:** (P_b) se mide a lo largo de la circunferencia del círculo base y se define en la Ecuación (5)

$$P_b = P_c \cos \theta, \quad (5)$$

donde P_c es el Paso circular, θ y el Ángulo de presión.

4. **Paso diametral:** Número de dientes del engrane por pulgada de diámetro de paso, esta medida aplica únicamente en engranes de fabricación según norma AGMA. (American Gear Manufacturers Associations, –Asociación de Fabricantes de Engranajes de los Estados Unidos–) expresadas en la Ecuación (6) y (7).

aciones (6) y (7).

$$P_d = \frac{N}{d}, \quad (6)$$

$$P_d = \frac{\pi}{P_c}, \quad (7)$$

donde P_d es el Paso diametral, P_c el Paso circular, d el Diámetro de paso y N el Número de dientes.

5. **Módulo:** Es el cociente del diámetro del círculo de paso y el número de dientes, las unidades del módulo es en milímetros, ver Ecuación (8).

$$m = \frac{d}{N}. \quad (8)$$

6. **Addendum:** Distancia radial medida desde el borde exterior del diente del engrane hasta el círculo de paso.
7. **Deddendum:** Distancia radial desde el círculo de paso hasta el círculo base.
8. **Altura o profundidad total:** es la suma del addendum más el dedendum.
9. **Tolerancia:** es la diferencia entre el dedendum y addendum.
10. **Cara:** Superficie lateral del diente limitada por el círculo de paso y la circunferencia del addendum.
11. **Flanco:** Superficie lateral del diente limitada por el círculo de paso y la circunferencia del dedendum [3].

Para todo lo anteriormente descrito surge en la consideración de diseño la relación de contacto m_p que viene definida por el número de dientes en contacto en cualquier instante y se expresa

$$m_p = \frac{Z}{P_b}.$$

Cuando se encuentran en contacto dos superficies de dientes que no son conjugadas, la Ley Fundamental de Engranajes no se cumplirá por lo que se genera la *interferencia*, la misma, en engranajes cilíndricos rectos ocurre cuando la línea de acción ocurre fuera de los puntos de tangencia de la línea de presión con los círculos base, tal como se muestra en la Figura 5. Esta

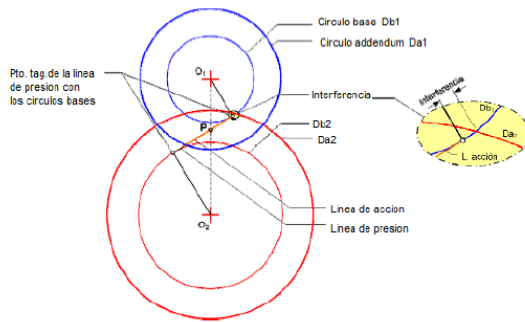


Figura 5: Contacto de engranes con interferencia [6].

Donde:

Db1: Círculo base piñón.

Da1: Círculo addendum piñón.

Db2: Círculo base engrane

Da2: Círculo addendum engrane.

situación tiende a producir entre los engranes fluctuaciones de velocidad, impactos, socavación e incluso atascamiento.

Existen diferentes formas de diseñar engranajes evitando la interferencia, entre los que se encuentran:

- Aumento de la distancia entre centros, a fin de incrementar el ángulo de presión, ver Figura 6.

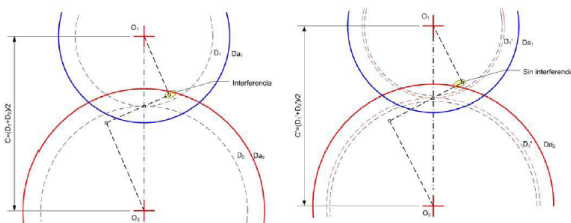


Figura 6: Incremento de la distancia entre centros [6].

Donde:

Da1: Círculo base piñón.

D1: Diámetro base piñón.

Da2: Círculo base engrane

D2: Diámetro base engrane

C: Ceparación entre centros.

- Aumento del paso diametral, hasta la intersección del círculo addendum con la línea de presión. Ver Figura 7.

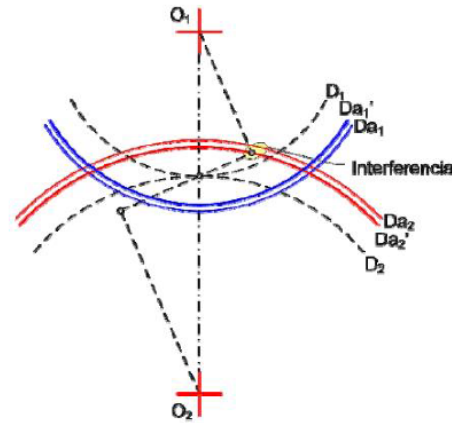


Figura 7: Incremento del paso diametral [6].

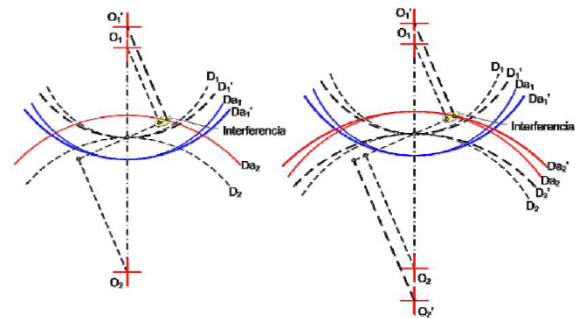


Figura 8: Aumento de diámetro de piñón [6].

- Aumentar el diámetro del piñón, manteniendo ángulo de presión y el paso diametral, ya que se permite aumentar la longitud de la línea de presión, ver Figura 8.
- Aumentar ángulo de presión, con la restricción de que comercialmente se utilizan 20° como ángulo de presión y a ocasionalmente 25° . Un ángulo de presión no normalizado quedaría dispuesto para diseños críticos. Ver Figura 9.
- Fabricar engranajes no convencionales de addendum largo y corto, permitiendo maximizar la relación de transmisión y mejorar el desempeño mecánico de los engranajes [4].

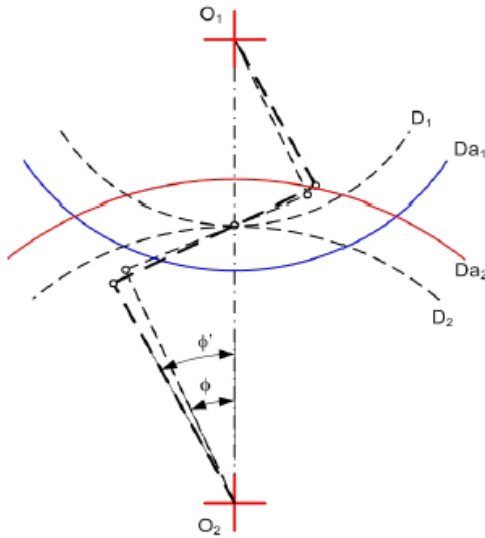


Figura 9: Aumento del ángulo de presión [6].

3. Metodología

La investigación consistió en el desarrollo de una herramienta didáctica computacional para evaluar el comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos rectos de doble reducción. Para la recolección de datos se aplicó documentación directa con el lenguaje de programación, así como comprensión teórica sobre diseño de engranajes cilíndricos rectos.

Las variables involucradas en el estudio se modelaron por las ecuaciones o expresiones matemáticas establecidas en las definiciones teóricas, para ello se empleó la programación orientada a objetos y a interfaces gráficas, lo que constituye actualmente la tendencia de diversos lenguajes de programación por la facilidad de comprensión y manejo de datos.

El desarrollo metodológico comprende, ver Figura 10:

- Etapa de investigación.
- Etapa de elaboración.
- Etapa de validación.

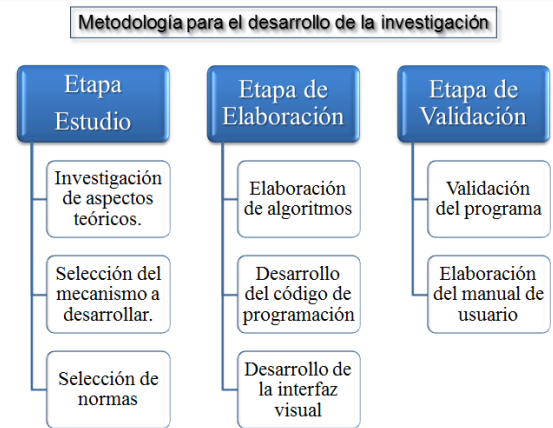


Figura 10: Etapas metodológicas para el diseño de la herramienta didáctica computacional.

Etapa de investigación

- *Aspectos teóricos*: Referencial en lo esencial referente al diseño de engranajes cilíndricos rectos para llevar a cabo la investigación.
- *Selección del mecanismo a desarrollar*: Se realizó la selección de mecanismo de engranajes cilíndricos rectos aplicados en un tren de doble reducción, seguido de la evaluación del comportamiento cinemático del mecanismo seleccionado considerando criterios de aplicación mecánica y didáctica.
- *Selección de ecuaciones*: aplicación de las normas ISO y AGMA donde se definen las ecuaciones pertinentes al diseño y evaluación del comportamiento cinemático del mecanismo seleccionado.

Etapa de elaboración

- *Elaboración de los algoritmos*: en esta fase se trabajó con el desarrollo del algoritmo para la recepción de datos, seguido del desarrollo del algoritmo para el procesamiento de los datos Y, finalmente el desarrollo del algoritmo para la impresión de resultados.
- *Desarrollo del código de programación*: se procedió a la selección del lenguaje de programación a ser utilizado, la codificación de algoritmos desarrollados e identificados en la etapa de elaboración y finalmente la

interconexión de todos los algoritmos en una estructura principal.

- *Desarrollo de la interfaz visual:* se trabajó el desarrollo de una interfaz que contemple un ambiente amigable, atractivo visualmente, ordenada y práctica.

Etapas de validación.

- *Validación:* en esta etapa se validaron ejercicios de diseño de engranajes tanto de manera teórica, es decir de manera manual, y a través de la herramienta computacional. Seguidamente de un análisis comparativo de los resultados con su respectiva validación.

4. Estructura de la herramienta didáctica computacional

El programa es una herramienta didáctica computacional diseñada para evaluar comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos- rectos de manera sencilla y eficiente, donde se permite la interacción usuario –programa de manera que este pueda reforzar sus conocimientos teóricos y prácticos.

La resolución de un tren de engranajes cilíndricos rectos consiste en el ingreso de datos del usuario mediante una interfaz gráfica, las cuales serán posteriormente utilizadas para realizar los cálculos pertinentes a la interferencia del par de engranes, para esto se establecieron:

4.1. Variables de entrada mínimas requeridas

Tanto para el trabajo bajo la norma ISO como para AGMA, a saberse, ver Tabla 1.

4.2. Desarrollo de algoritmos computacionales

Algoritmo macro de la entrada y salida de datos calculados mediante el uso de la norma ISO. En el desarrollo de esta fase se realizó un diagrama de flujo, ver Figura 11, donde se incluyen los parámetros de diseño necesarios para el tren de engranajes.

Tabla 1: Variables de entrada mínimas requeridas.

Variables de entrada	
ISO	AGMA
Módulo de la primera relación de transmisión (mm).	Paso Diametral de la primera relación de transmisión (mm).
Ángulo de presión (°).	Ángulo de presión (°).
Número de dientes del piñón de la primera relación de transmisión (dientes).	Número de dientes del piñón de la primera relación de transmisión (dientes).
Número de dientes del engrane de la primera relación de transmisión (dientes).	Número de dientes del engrane de la primera relación de transmisión (dientes).
Módulo de la primera relación de transmisión (mm).	Paso Diametral de la primera relación de transmisión (mm).
Número de dientes del piñón de la segunda relación de transmisión (dientes).	Número de dientes del piñón de la segunda relación de transmisión (dientes).
Potencia motriz (W)	Número de dientes del engrane de la segunda relación de transmisión (dientes).
Velocidad angular del piñón (rad/s).	Potencia motriz (W)

Algoritmo macro de la entrada y salida de datos calculados mediante el uso de la norma AGMA. De igual manera, este algoritmo sirve para representar de forma general el funcionamiento de los parámetros de entrada y sus condiciones mostradas en la interfaz del programa bajo el uso de la Norma AGMA, ver Figura 12.

Algoritmo para obtener el valor del Diámetro de Paso del Piñón mediante la Norma ISO. Este algoritmo, ver Figura 13, muestra como se obtuvo el valor del diámetro de paso del piñón mediante el uso de la Norma ISO y aplica para ambos piñones, es decir, los parámetros de entrada necesarios para realizar el cálculo del diámetro de paso del piñón de la primera relación de transmisión son iguales a los de la segunda relación de transmisión respectivamente.

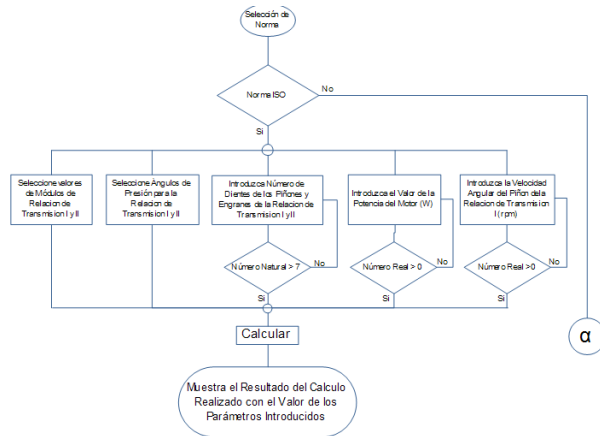


Figura 11: Algoritmo macro de la entrada y salida de datos calculados mediante el uso de la norma ISO.

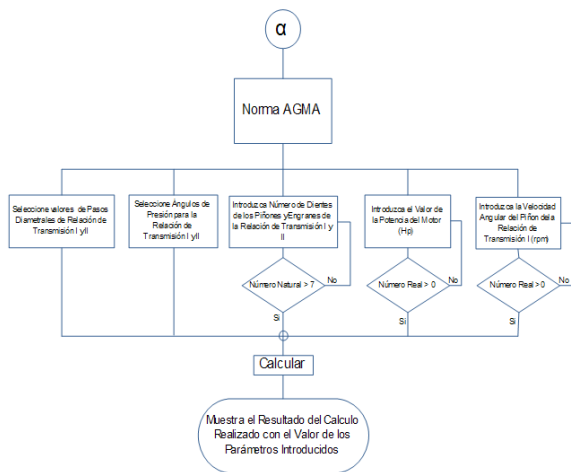


Figura 12: Algoritmo macro de la entrada y salida de datos calculados mediante el uso de la norma AGMA.

Algoritmo para obtener el valor del Diámetro Base del Piñón mediante la Norma AGMA. Este algoritmo tiene la finalidad de calcular el diámetro base de los piñones en el programa haciendo una llamada al resultado del diámetro de paso del respectivo piñón. Aplica para determinar el valor del diámetro base de cualquiera de los dos piñones, ya sea de la primera relación de transmisión o de la segunda.

Algoritmo para determinar el valor de la distancia Addendum y del Diámetro de Addendum mediante el uso de la Norma ISO. Este algoritmo, ver Figura 14, tiene la finalidad de calcular el diámetro

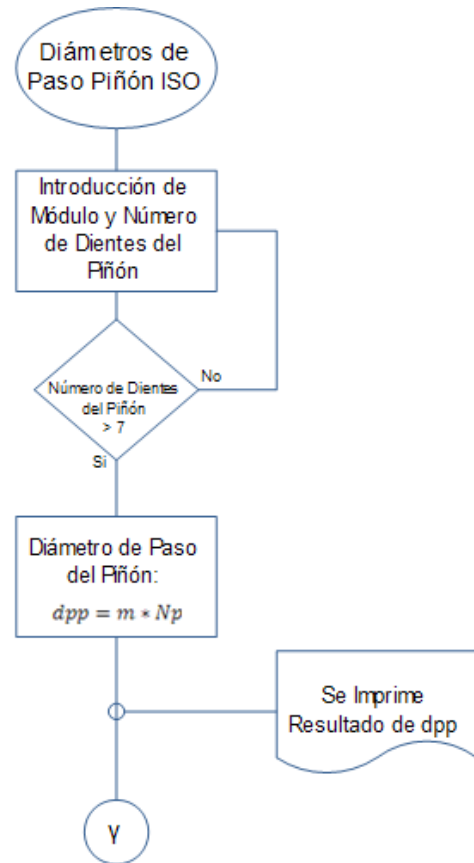


Figura 13: Algoritmo para obtener el valor del Diámetro de Paso del Piñón mediante la Norma ISO.

base de los piñones en el programa haciendo una llamada al resultado del diámetro de paso del respectivo piñón. Aplica para determinar el valor del diámetro base de cualquiera de los dos piñones, ya sea de la primera relación de transmisión o de la segunda.

Algoritmo que determina la distancia dedendum y el diámetro dedendum. Representa el procedimiento de cálculo para la obtención de la distancia addendum y del diámetro de addendum para los piñones que conforman el tren de engranaje cilíndrico recto simple. Aplica para ambas relaciones de transmisión.

Algoritmo que determina el par torsor ejercido por el piñón. Este algoritmo permite obtener el valor del par torsor ejercido por el piñón ubicado en la primera relación de transmisión, es decir, la rueda

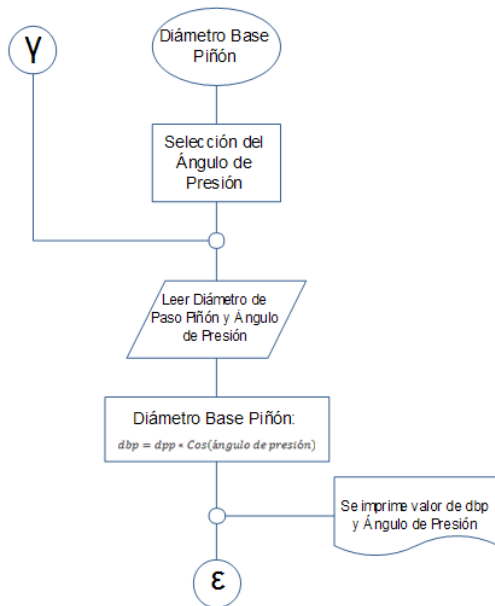


Figura 14: Algoritmo para determinar el valor de la distancia Addendum y del Diámetro de Addendum mediante el uso de la Norma ISO.

dentada acoplada al hipotético motor que produce el movimiento del tren de engranajes.

Algoritmo para determinar el valor del diámetro de paso del engrane. Este algoritmo permite calcular el valor del diámetro de paso del engrane, tanto del engrane de la primera relación de transmisión como de la segunda relación de transmisión mediante el uso de la norma ISO.

Algoritmo para determinar el diámetro base del engrane. Este algoritmo permite obtener el valor del diámetro base del engrane de cualquiera de las dos relaciones de transmisión, utilizando sus respectivos datos de entrada para el cálculo. Aplica para ambas normas (ISO y AGMA).

Algoritmo que determina el diámetro addendum del engrane. Este algoritmo permite obtener el valor del diámetro addendum del engrane haciendo un llamado a la subrutina del cálculo del diámetro de paso del engrane. Se ejecuta tanto con el uso de la norma ISO como con el uso de la norma AGMA.

Algoritmo para determinar el valor del dedendum y diámetro dedendum del engrane. Este

algoritmo permite obtener el valor de la distancia dedendum y del diámetro dedendum del engrane mediante el uso de la norma ISO haciendo un llamado a la subrutina del diámetro de paso del engrane para integrarlo con los demás datos de entrada necesarios para determinar dichos parámetros.

Algoritmo para la obtención de la relación de transmisión. Este algoritmo permite determinar la relación de transmisión entre el piñón y el engrane en ambas relaciones de transmisión, precisando de los datos de entrada número de dientes de cada rueda dentada. Aplica para el uso de ambas normas.

Algoritmo para la obtención de la velocidad angular del engrane. Este algoritmo sirve para determinar la velocidad angular del engrane a partir de un llamado la subrutina de la relación de transmisión y teniendo conocida la velocidad angular del piñón previamente como un dato de entrada. Aplica para ambas normas.

Algoritmo para determinar el par torsor ejercido por el engrane. Este algoritmo permite calcular el valor del par torsor ejercido por el engrane de la primera relación de transmisión haciendo un llamado a la subrutina de la velocidad angular de dicho engrane y la potencia suministrada al sistema en los datos de entrada de la interfaz. Aplica para ambas normas.

Algoritmo para determinar la distancia dedendum mediante el uso de la norma AGMA. Este algoritmo permite calcular la distancia dedendum de cualquier rueda dentada que se desee calcular mediante el uso de la norma AGMA independientemente del ángulo de presión estandarizado que se haya escogido para el diseño, los cuales condicionan el cálculo de la distancia dedendum en la norma mencionada.

Algoritmo para generar la gráfica de dos (2) dimensiones. Este algoritmo permite generar un gráfico en dos (2) dimensiones con la data generada por el cálculo de los diámetros addendum, paso y base tanto de engrane como del piñón de las dos relaciones de transmisión y ofrecerle al usuario

la libertad de manipular dicho gráfico en lo que a tamaño y movimiento del mismo respecta

Algoritmo para generar gráfico 3D. Este algoritmo permite generar un gráfico en tres (3) dimensiones relativo a las relaciones de transmisiones determinadas por el sistema tal que se cargan al programa imágenes prediseñadas en formato GIF y se imprimen de acuerdo a cada relación.

4.3. Selección del código computacional

Una vez establecido el desarrollo de los algoritmos que incluyó las variables de entrada, se procedió a la implementación del código computacional a los elementos de la interfaz gráfica, trabajando bajo la modalidad de software libre, para lograr así la herramienta didáctica computacional deseada. Los lenguajes de programación utilizados fueron, ver Figura 15.

- Html
- Php
- Css
- Javascript
- JQuery
- Ajax
- Bajo la interfaz de trabajo NetBeans IDE



Figura 15: Lenguajes de programación utilizados para desarrollar el código computacional.

Finalmente, habiendo desarrollado lo anteriormente expuesto se procedió a la elaboración de la interfaz gráfica.

5. Resultados

5.1. Descripción de la herramienta didáctico-computacional

La elaboración de la interfaz gráfica se logró con la organización de los elementos, armonía de los colores, tamaño de texto proporcional a la pantalla e imágenes y animaciones explicativas acorde a lo establecido en el diseño. Así como mensajes de acuerdo al nivel del usuario e identificación de los botones de manera lógica y secuencial [5].

La interacción del material didáctico computacional se basó en la facilidad de uso; realizando instrucciones claras, uso de íconos, velocidad de respuesta. De igual forma, la navegación del mismo se elaboró de forma jerárquica, con libertad de selección por parte del usuario, debido a que se busca, que el estudiante construya su propio aprendizaje, donde al ejecutar la herramienta se muestra una pantalla de bienvenida.

Una vez que el usuario ha ingresado a la herramienta, se aprecia la pantalla principal con un menú horizontal de cuatro botones, ya que si este desea obtener información bien sea de tipo teórica o de ayuda acerca del uso del programa en este menú logrará ubicarla.



Figura 16: Etapa de selección de la norma de trabajo en el uso de la herramienta computacional.

De igual manera, en la zona de trabajo de la herramienta, el primer paso que debe cubrir el usuario será el de la selección de la norma de trabajo (ISO/AGMA), ver Figura 16.

Cabe destacar que una vez seleccionada esta norma aparecerá un cuadro de dialogo para que el

usuario pueda hacer la verificación de selección de la norma.

Una vez verificada la norma de trabajo el usuario deberá introducir, para la primera y segunda relación de transmisión los valores de: modulo, ángulo de presión, número de dientes del piñón y del engrane. Así como la potencia motriz (en W) y la velocidad angular del piñón.

En el caso de haber seleccionado la norma AGMA las variables a introducir en lugar del modulo serían paso diametral, tanto para la primera como la segunda relación de transmisión y la potencia motriz se establecerá en W. Quedando las demás variables a solicitar igual que cuando se trabaja bajo la norma ISO.

Habiendo introducidos los valores solicitados, se procede a recuperar la información pertinente (los valores que se mostraran a continuación se obtuvieron trabajando bajo la norma ISO), donde se muestra un submenú horizontal que contiene:

Para la relación 1 (en el primer botón). Parámetros generales de R1, parámetros de piñón, parámetros de engrane y una gráfica de la relación de transmisión.

Para esta pantalla se cuenta con una leyenda que permite identificar cada una de las líneas mostradas.

Para la relación R2. Cuadros y gráficas similares se muestran en la pantalla que corresponde a la relación 2 por lo que se omite su representación en este trabajo.

Animación. Para el tercer botón del submenú horizontal tenemos una animación del mecanismo estudiado.

5.2. Validación

La validación de la herramienta computacional fue desarrollada al comparar los resultados obtenidos de 4 problemas tipo, mediante su solución manual, con la solución arrojada por el programa, estableciendo el proceso mostrado en la Figura 17.

Para los efectos del presente trabajo se muestra, a manera de ejemplo, una situación problemática

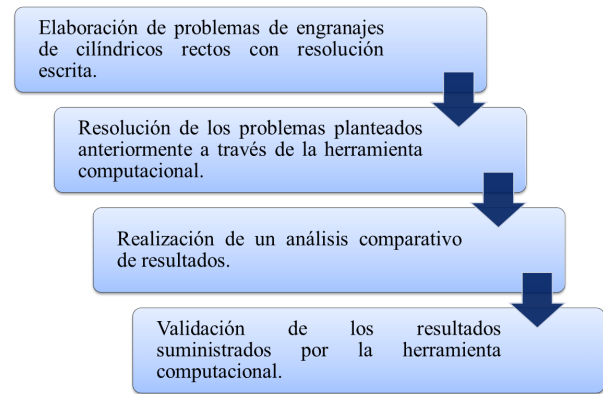


Figura 17: Proceso de validación de los resultados arrojados por la herramienta didáctica computacional.

que permitirá mostrar la validación de la herramienta didáctico-computacional.

“Se tiene un tren de engranajes cilíndrico recto de doble reducción, en la primera reducción se tiene un par de engranes de 15 dientes para el piñón y 29 dientes para el engrane, esta relación tiene un modulo de 8 y un ángulo de presión de 25° , la segunda reducción se logra mediante el acoplamiento de un piñón de 12 dientes y un engrane de 16 dientes, esta relación tiene un modulo de 2 y un ángulo de presión de 20° , el motor acoplado al primer piñón entrega al sistema una potencia de 20 W y 1750 RPM”[1].

5.2.1. Discusión de resultados

Para la Relación 1, se obtiene el cuadro de las Figuras 18, 19 y 20.

Similarmente, para la Relación 2, se generan cuadros de los parámetros generales, los parámetros de piñón y engrane y la relación de transmisión (Figura 21).

Como se puede observar en la resolución obtenida por el programa en la Figura 21 se verifica que existe interferencia, ya que se puede apreciar que las líneas de presión (marrones), se encuentran dentro las circunferencias addendum (rojas), esto permite al usuario un considerable ahorro de tiempo en cuanto a la verificación de la interferencia en un problema, debido a que



Parámetros Generales de R1		
Addendum	a	8 mm.
Dedendum	b	10.00 mm.
Módulo	m	8 mm.
Ángulo de Presión	Balpha	25 °
Paso Circular	Pc	25.1327412287 mm.
Paso Base	Pb	22.7779990851 mm.
Potencia Transmitida	Pot	20 W.
Relación de Transmisión	Rt	1.9333333333
Línea de Acción	Z	32.1998764103 mm.
Razón de Contacto	mp	1.4136393758
Parámetros del Piñón		
Número de Dientes del Piñón	Np	15 Dientes.
Diámetro de Paso Piñón	Dpp	120 mm.
Diámetro Addendum Piñón	Dap	136.0000000000 mm.
Diámetro Base Piñón	Dbp	108.7569344443 mm.
Diámetro Dedendum Piñón	Ddp	100.0000000000 mm.
Velocidad Angular del Piñón	Vp	1750 RPM.
Par Torsor del Piñón	Ptp	0.0114285714 Nm.

Figura 18: Parámetros generales para la R1.



Parámetros de Transmisión		
Relación de Transmisión	Rt	1.9333333333
Línea de Acción	Z	32.1998764103 mm.
Razón de Contacto	mp	1.4136393758
Parámetros del Piñón		
Número de Dientes del Piñón	Np	15 Dientes.
Diámetro de Paso Piñón	Dpp	120 mm.
Diámetro Addendum Piñón	Dap	136.0000000000 mm.
Diámetro Base Piñón	Dbp	108.7569344443 mm.
Diámetro Dedendum Piñón	Ddp	100.0000000000 mm.
Velocidad Angular del Piñón	Vp	1750 RPM.
Par Torsor del Piñón	Ptp	0.0114285714 Nm.
Parámetros del Engrane		
Número de Dientes del Engrane	Ng	29 Dientes.
Diámetro de Paso Engrane	Dpg	232 mm.
Diámetro Addendum Engrane	Dag	248.0000000000 mm.
Diámetro Base Engrane	Dbg	210.2634065925 mm.
Diámetro Dedendum Engrane	Ddg	11.6000000000 mm.
Velocidad Angular del Engrane	Vg	905.1724138087 RPM.
Par Torsor del Engrane	Ptg	0.0220952380 Nm.

Figura 19: Parámetros de piñón y engrande para la R1.

el desarrollo de estas gráficas de manera manual presentan el error humano.

6. Conclusiones

Mediante la implementación de esta herramienta se puede simplificar significativamente el trabajo teórico y, a su vez incrementar la precisión y exactitud, basado en la versatilidad de la misma en lo referente a innumerables relaciones de transmisión, permitiendo al usuario una mejor apreciación e identificación de posibles fallas en combinaciones de engranajes ya que se le ofrece una interfaz gráfica precisa y elimina el proceso de construcción de curvas en papel lo cual presenta errores de apreciación y de trazado. Así como también permite que el usuario pueda analizar de manera eficaz, eficiente y sistemáticamente

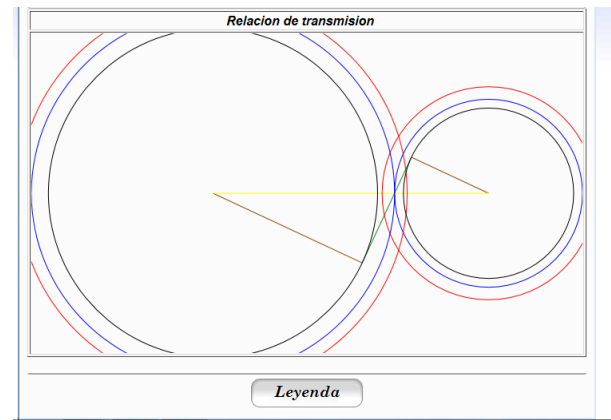


Figura 20: Relación de transmisión para R1.

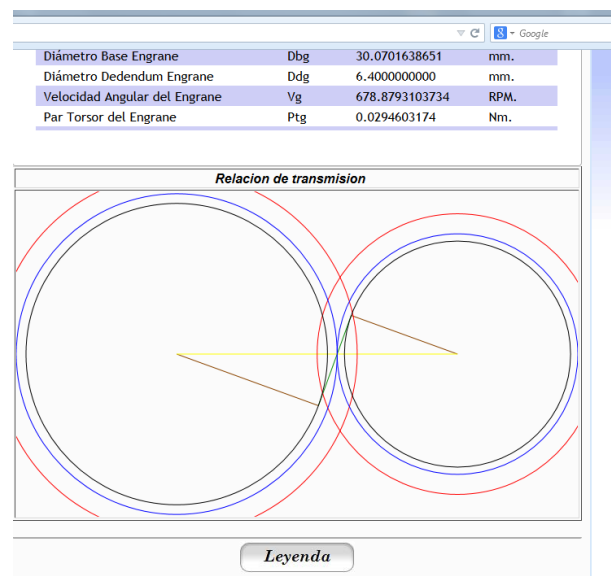


Figura 21: Relación de transmisión para R2.

los factores que influyen en el comportamiento cinemático de un tren de engranajes cilíndricos rectos.

En lo relativo al desarrollo del código computacional se utilizaron diversos lenguajes de programación entre los que destacan, php, html, java script, css; esto debido fundamentalmente a que la herramienta será ejecutada desde un servidor de elevada capacidad computacional, dejando al computador local solo la manipulación de las gráficas. De igual manera, esta modalidad de trabajo computacional permitió obtener una interfaz gráfica intuitiva y de fácil comprensión por parte del usuario. Finalmente, y no menos importante,

debido a que este programa fue desarrollado en su totalidad por software libre y/o código abierto, se puede continuar el trabajo realizado de manera que permita en un futuro cercano realizar el estudio dinámico, o bien realizarlo para trenes de engranajes helicoidales, planetarios, entre otros. De manera tal que se obtendría una herramienta computacional sumamente completa.

Referencias

- [1] R. J., Alcazar y Fernández C., *TREN: una ayuda para el estudio de los engranajes*, Alianza, Madrid, España, 2007
- [2] Yépez, J., *Programa de computación para el diseño optimizado de engranajes cilíndricos rectos, cilíndricos helicoidales y cónicos*, 2003
- [3] Norton, R., (1999). *Diseño de Maquinas*. Primera edición, Prentice Hall, 1999
- [4] Porras, A. y Marcilla, I., *Engranajes*. Editorial: Cátedra de Motores y Máquinas – UCLM, 2001.
- [5] Galvis, A., *Ingeniería de Software Educativo*. Universidad de los Andes. Santa Fe de Bogotá, Colombia, 1992.
- [6] Morales, C. *Engranes y tren de engranes. Manual de mecanismo*, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Venezuela, 2006.