

Cálculo de engranajes plásticos.

J. L. Moya Rodríguez *, J. A. Velázquez Pérez **.

* Centro de Estudios CAD - CAM – CAQ Universidad Central de Las Villas. Cuba.

E-mail: jorgemr@fim.uclv.edu.cu, Fax: 53 42 281608, teléfono: 53 42 214408

** Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Universidad Veracruzana. Xalapa . México.

E-mail: jvelazquez@uv.mx, teléfono: 52 228 8179477.

(Publicado por primera vez en Ingeniería Mecánica Vol. 6, No. 2)

Resumen.

En los últimos tiempos los materiales plásticos han tenido una proliferación en todos los campos de la Industria Mecánica, debido esencialmente a su bajo costo y a las mejoras de las propiedades mecánicas que se han ido logrando. En el caso particular de las transmisiones por engranajes existe una gran cantidad de estos materiales que pueden ser usados y de hecho se utilizan para la fabricación de ruedas dentadas de características muy disímiles. En la literatura científica existe muy poca información disponible sobre las fallas de engranajes plásticos, métodos de cálculo a resistencia y posibles materiales a emplear con sus respectivas propiedades mecánicas. Inclusive este tema no se aborda en los currículos de estudio tradicionales en Ibero-América. Queda mucho por discutir aun acerca del empleo de las correcciones del dentado en estas ruedas dentadas plásticas. En el presente trabajo se hace un análisis de los materiales, características, estudio de las fallas principales, métodos de cálculo y ejemplos de aplicación de los engranajes plásticos.

Palabras claves: Plásticos, engranes, perfil dentado.

1. Introducción.

Para los ingenieros mecánicos el uso de engranajes plásticos hoy en día es insoslayable debido al bajo costo, el bajo peso, la reducción de ruido y otros parámetros de vital importancia en las aplicaciones con engranajes.

Mientras existe mundialmente una gran experiencia en el diseño de engranajes metálicos que data de cientos de años, los engranajes plásticos son tema de estudio de los Ingenieros Mecánicos de hace solo unas pocas décadas. Producto del desconocimiento, cuando un engranaje plástico falla, inmediatamente se tiende a culpar a la pobre calidad de estos materiales siendo en realidad debido a los proyectistas y constructores que realmente no dominan la teoría y practica de los engranajes plásticos. La primera intención de todo ingeniero es tratar de reemplazar los materiales metálicos con materiales plásticos usando el mismo diseño, pero lamentablemente esto no es posible, ya que existen enormes diferencias entre las propiedades mecánicas, métodos de fabricación, geometría y cálculo de los engranajes. De hecho, existe una mayor libertad en cuanto a forma y modificaciones del diente en los engranajes plásticos.

2. Características generales.

Los engranajes plásticos se usan fundamentalmente en mecanismos de precisión donde se transmite una baja potencia, sin embargo, hoy en día se puede llegar a potencias de alrededor de 50 kW. Este número se ha ido incrementando a medida que han surgido nuevos materiales. Entre las ventajas de estos engranajes se pueden citar el bajo peso e inercia, no requiere lubricación, bajo ruido, compatibilidad con medios hostiles a los engranajes metálicos, posibilidad del uso del código de colores en los procesos de ensamblaje y bajo costo. Sin embargo, estos engranajes también tienen sus desventajas, como ineficiencia a elevadas temperaturas, intolerancia a agentes químicos en el ambiente y baja resistencia. Existen dos métodos esenciales para fabricar engranajes plásticos: a través de moldes de inyección y a través de maquinado. Los engranajes que se fabrican a través de moldes de inyección generalmente tienen pequeñas dimensiones debido a que los plásticos se contraen mucho a medida que se enfrían. Sin embargo los engranajes hechos por moldes tienen ventajas sobre los maquinados ya que tienen superficies más duras y más lisas. Por otra parte es posible reforzarlos con fibra de vidrio y añadir adhesivos anti-fricción. Los engranajes maquinados pueden tener mayores dimensiones.

3. Materiales.

Existe una gran cantidad de materiales para fabricar engranajes plásticos, sin embargo se pueden agrupar en dos grandes grupos:

- Termoplásticos
- Termo-estables

Esta clasificación depende esencialmente de las cadenas de polímeros. Si la cadena de polímeros permanece lineal y separada después del moldeo estamos en presencia de un termo-plástico, y si la cadena se convierte en una cadena tridimensional reticulada estamos en presencia de un termoestable. Para seleccionar el material en el caso particular de los engranajes plásticos hay que basarse en factores tales como: absorción de humedad, resistencia al impacto, resistencia a la tracción y costos. Dentro de los materiales termoplásticos los más comúnmente usados son:

- ABS (Acrylonitrile – butadiene – styrene)
- Acetal
- Acrylic
- Cellulosics
- Fluoroplastics
- Nylon
- Polyamide – imide
- Polycarbonato
- Polyester
- Polystyrene
- Polyurethane
- Polyvinyl Chloride.

Dentro de los termoestables los más comunes son:

- Alkyd
- Allyl
- Amino
- Epoxy
- Phenolic
- Poliéster
- Poliuretano

En los últimos años tiene una gran aplicación las resinas aliphatic polyketone (PK) [6] que es lo último en el desarrollo de polímeros y ofrecen un buen balance único de cualidades mecánicas, tribológicas químicas y de moldeabilidad. No obstante las propiedades mecánicas de los engranajes plásticos difieren de los metálicos, Hoy en día mediante inclusiones de fibra de vidrio se han logrado plásticos con límite de resistencia de 200 a 300 MPa. A manera de ejemplo en la tabla No.1 se dan las principales propiedades del Nylon con un 25% de fibra de vidrio.

Los materiales termoestables pueden ser usados a temperaturas de operación más altas que los termoplásticos, sin embargo los engranajes hechos de materiales termoplásticos tienen mejor comportamiento a la fatiga. Actualmente los termoplásticos están encontrando su mayor aplicación en engranajes lubricados con relativamente alta potencia [7].

Tabla No.1. Propiedades del Nylon con 25% de fibra de vidrio.

Temperatura de uso	40 a 170 °C
Tensión de rotura	100 a 160 MPa
Elongación	3 a 4 %
Resistencia a la flexión	130 a 230 MPa
Dureza Brinell	112 a 122
Coefficiente de expansión térmica lineal	$3,5 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}$
Resistencia al impacto	170 J/m
Absorción de agua en aire húmedo	2,2 a 2,7%

4. Fallas en los engranajes plásticos.

Los engranajes plásticos tienen diversos modos de fallas, destacándose entre ellos los siguientes [8] [6]:

Desgaste adhesivo.

Este desgaste se produce debido a las soldaduras intermitentes de pequeñas áreas de un diente en el otro diente conjugado, pudiendo en ocasiones desprenderse algunas partículas. Si esta falla ocurre a un nivel microscópico el resultado es un desgaste pequeño y uniforme. En los plásticos, al igual que en los engranajes metálicos materiales disímiles se comportan mejor al desgaste que materiales similares. Incluso en muchas ocasiones es conveniente poner a engranar una rueda plástica con una metálica. Como se sabe, la lubricación juega en el desgaste un papel importante, pues mantiene las superficies separadas e inhibe el contacto entre ellas. En el caso particular de los engranajes plásticos cuando engranan dos ruedas plásticas es aconsejable que al menos una de ellas contenga politetrafluoroetileno (PTFE), lo cual ayuda a disminuir el desgaste. Cuando se usa lubricación en engranajes plásticos con aditivos autolubricantes los resultados no son tan buenos como en los engranajes metálicos, pero siempre favorece la disminución del desgaste.

Desgaste abrasivo.

Este desgaste tiene lugar cuando partículas de un engranaje o suciedades entran dentro de las superficies de contacto. El desgaste abrasivo también puede ocurrir si uno de las ruedas dentadas (usualmente metálica) tiene una superficie más rugosa que el otro. Las partículas de la superficie más dura penetran en la superficie de la más blanda y arrancan pedazos de

material de la superficie. El diseñador nunca debe diseñar previendo el desgaste abrasivo, sino evitándolo.

Picadura.

La picadura es una falla superficial que ocurre cuando se excede el límite de fatiga del material. Si las cargas son lo suficientemente altas y los ciclos de tensiones se repiten frecuentemente se fatigan porciones de la superficie que posteriormente se desprenden. La zona del polo recibe la mayor tensión y es la más propensa a la picadura. Esta falla a pesar de ser rara en los engranajes plásticos puede ocurrir en ocasiones, especialmente si la transmisión esta bien lubricada.

Flujo plástico.

La fluencia plástica se produce debido a las altas tensiones de contacto y a la acción de rodadura y deslizamiento que se produce durante el engranaje. De hecho, es una deformación de la superficie debido a la fluencia del material de la superficie y de la subsuperficie. Debido a que los plásticos son buenos aislantes y tienen relativamente baja temperatura de fusión tienden a fundirse y fluir en situaciones donde los engranajes metálicos se comportan bien. El flujo plástico inicial es en la dirección radial y puede no ser destructivo, ya que el mismo puede atenuarse. En casos más severos el flujo será en la dirección axial. Luego de la deformación plástica surge rápidamente la rotura del diente. El flujo plástico indica que las condiciones de operación son demasiado severas y la falla es inminente. La auto-lubricación y la lubricación externa pueden ayudar a prevenir el flujo plástico, disminuyendo la cantidad de calor generado por la fricción.

Fractura.

La fractura es la falla más común de los engranajes plásticos y se produce por sobrecargas en los ciclos de tensiones aplicados al diente, las cuales sobrepasan el límite de fatiga del material. Estos tipos de fractura generalmente ocurren en el radio de redondeo de la raíz del diente y se propaga a lo largo de la base del mismo. Las fracturas en sistemas no lubricados se deben generalmente a sobrecargas. Fracturas en otras zonas superiores del diente están generalmente relacionadas con el desgaste.

Fatiga por ciclo térmico o ablandamiento parcial o global del diente:

Esta falla ocurre cuando se eleva considerablemente la temperatura y por tanto disminuye la resistencia del material. La falla se produce como una deformación del diente en la zona polar, perdiéndose el paso y en ocasiones doblándose el diente. Esta falla ocurre debido a que las tensiones sobre el diente siempre resultan en una especie de histéresis de calentamiento que

incrementa considerablemente la temperatura del material, ya que los plásticos son buenos aislantes.

5. Geometría.

Existen diversos tipos de engranajes plásticos en cuanto a geometría se refiere: Engranajes cilíndricos de dientes rectos exteriores, cilíndricos de dientes rectos interiores, cónicos, tornillos sinfín, etc. La mayoría de los ingenieros que incursionan por primera vez en engranajes plásticos eligen engranajes cilíndricos de dientes rectos exteriores. La geometría de los engranajes plásticos tiene particularidades con respecto a los engranajes metálicos, pero sin lugar a dudas el perfil del diente tradicionalmente usado en este tipo de engranajes es el evolvente con un ángulo de presión de 20° . La compañía *Plastic Gearing Technology Inc* de Manchester [2] ha modificado los patrones de involuta en cuatro formas, identificándolos como PGT1,...PGT4. De los patrones de involuta, la PGT 1 es la que produce los dientes con la forma más fuerte y se usa para aplicaciones donde se requiere la mayor potencia posible para engranajes plásticos. La PGT4 es el otro extremo, es decir la herramienta que se utiliza para accionamientos de instrumentos de mecánica de precisión. La norma AGMA [9] por su parte establece además de la tradicionalmente establecida (AGMA PT) contempla además tres cremalleras adicionales denominadas XPT -2, XPT -3 y XPT -4. El uso de estas cremalleras es opcional, ya que las mismas son experimentales, ellas son muy similares a la cremallera tradicional y la diferencia es que incrementan la profundidad de trabajo del diente. A pesar de las normas existentes en los engranajes plásticos se permite el uso de normas individuales o particulares, no obstante en el plano de taller de la rueda hay que describir las modificaciones de la herramienta. [5] A manera de ilustración se describe en la figura 1 la cremallera básica XPT -4.

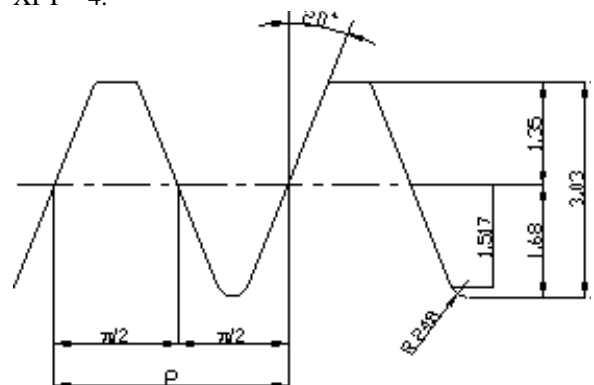


Figura 1 - Cremallera XPT - 4.

En la tabla 2 se dan los datos correspondientes a las diferentes cremalleras tradicionales usadas por AGMA e ISO (para modulo unitario).

Tabla 2 Valores de los diferentes parámetros de las cremalleras AGMA e ISO referidas al módulo.

Parámetro.	AGMA PT	ANSI/AGMA 1003-G93 paso fino	ISO 53 (1974) Paso grueso
Angulo del perfil	20°	20°	20°
Paso circular	3.1416	3.1416	3.1416
Espesor del diente	1.57080	1.57080	1.57080
Addendum	1.00000	1.00000	1.00000
Profundidad total	2.33000	2.20000	2.25000
Radio de redondeo	0.43032	0.00000	0.30000
Deddendum	1.33000	1.20000	1.25000
Profundidad de trabajo	2.00000	2.00000	2.00000
Holgura radial	0.33000	0.20000	0.25000
Espacio entre dientes	1.57080	1.57080	1.57080

Dos aspectos esenciales de la geometría de los engranajes plásticos son “el alivio de punta” (*Tip relief*) y el aumento del radio de redondeo del pie del diente.

El alivio de punta del diente consiste en el afilamiento o estrechamiento de la cabeza del diente. Esto se hace debido a que los dientes plásticos se deforman considerablemente durante el engrane y producto de ello los dientes engranan antes de tiempo o chocan con el diente continuo encajándose la punta de un diente dentro del otro.

El aumento del radio de redondeo se debe a que los engranajes plásticos son muy sensibles a las entallas y con un alto radio de redondeo se elimina el socavado, preservándose material y por tanto aumenta la resistencia en la raíz del diente.

En la figura 2 se muestra la cremallera que se utiliza para producir el alivio de la cabeza del diente, Rac es el radio de redondeo de la cremallera y $ARac$ es la altura a

la que se comienza a redondear la cabeza de la cremallera.

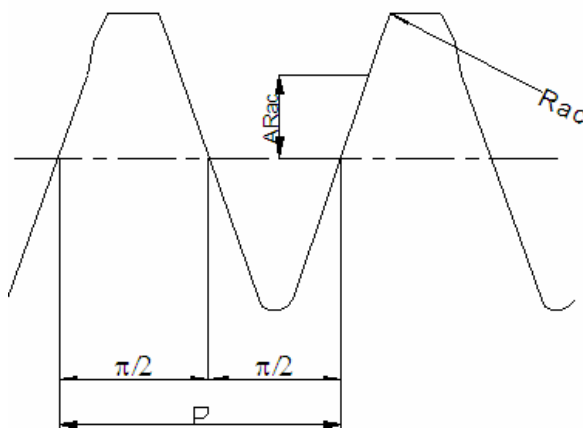


Figura 2 - Cremallera para producir alivio en la cabeza del diente

La figura 3 muestra una comparación entre las tensiones que se producen en los dientes con radio normal de redondeo y los dientes con un alto radio de redondeo a través de tres métodos: las tensiones calculadas por la ecuación de Lewis sin tener en cuenta la concentración de tensiones, los valores de tensiones calculados por las ecuaciones de Dolan y Broughammer, las cuales tienen en cuenta el efecto de la concentración de tensiones y las tensiones calculadas por el método de los elementos de frontera.

Un aspecto importante en la geometría de los engranajes plásticos es el incremento de la distancia entre centros que debe preverse para el buen funcionamiento de los engranajes debido a la dilatación térmica. Este incremento de distancia entre centros se calcula por la fórmula (1):

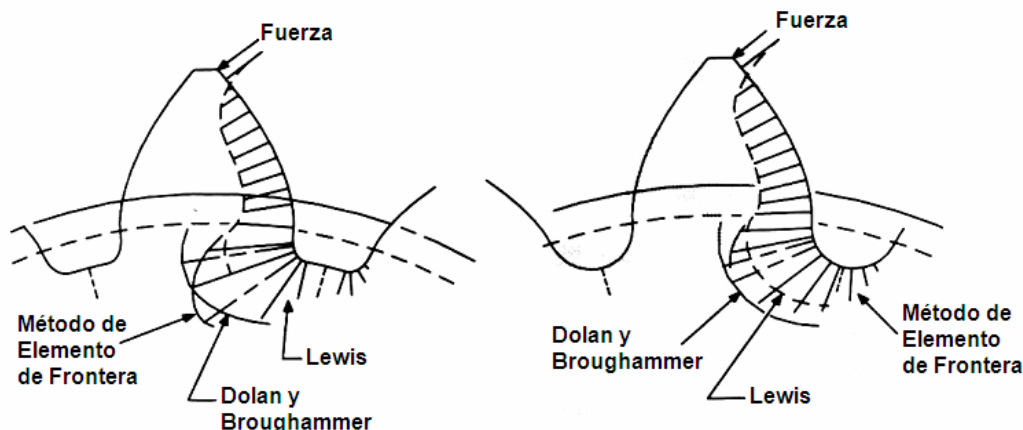


Figura 3. Comparación entre las tensiones que se producen en dientes con radio de redondeo amplio y dientes con radio de redondeo normal

$$\Delta a_w = \frac{T_{ct1} + T_{CT2}}{2} + a_w \left[(T - 70) \left(\frac{\alpha_1 Z_1 + \alpha_2 Z_2}{Z_1 + Z_2} - \alpha_H \right) + \left(\frac{M_1 Z_1 + M_2 Z_2}{Z_1 + Z_2} - M_H \right) \right] + \frac{R_{TI1} + R_{TI2}}{2} \quad (1)$$

Donde:

Δa_w – Incremento requerido en la distancia entre centros en mm

T_{CT} – Tolerancia combinada total máxima del engranaje en mm

a_w – Distancia entre centros sin tener en cuenta la temperatura en mm

T – Temperatura de operación en °C

α -- Coeficiente de expansión térmica lineal en mm / mm °C

Z – número de dientes

M – expansión debida a la absorción de humedad en mm / mm

R_{ti} – Error de circularidad indicada en los cojinetes

La tolerancia total combinada es la suma de las tolerancias de los índices comunes de precisión (precisión cinemática, suavidad de trabajo y contacto entre los dientes).

6. Correcciones en los engranajes plásticos.

Los engranajes plásticos al igual que los engranajes metálicos son susceptibles de corrección, lográndose con la misma modificar no sólo las proporciones del diente, sino también su forma como se muestra en la figura 4, no obstante queda mucho aun por investigar acerca de la influencia de la corrección en las diferentes fallas de los engranajes plásticos y en otros aspectos tan importantes como la elevación de la temperatura durante el funcionamiento.

Se conoce que mientras menor es el número de dientes, mayor es la influencia de la corrección en la forma del perfil. Sin lugar a dudas las correcciones pueden favorecer grandemente la resistencia a una de las fallas más importantes de los engranajes plásticos que es la fractura del diente.

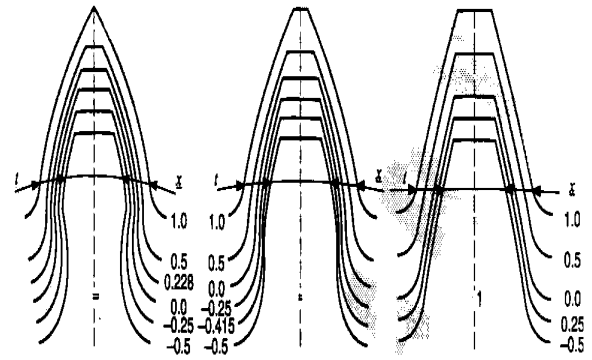


Figura 4. Modificación del perfil del diente de acuerdo a la corrección.

7. Determinación de la temperatura.

Según investigaciones realizadas en la Escuela Politécnica de Montreal [2] es posible predecir la temperatura máxima superficial de dos dientes plásticos engranados según la siguiente expresión:

$$T_{max} = c_0 * F_t^{c1} * V^{c2} * m^{c3} + T_a \quad (2)$$

Donde:

T_{max} – máxima temperatura de la superficie en °C

c_0, c_1, c_2 y c_3 – coeficientes de regresión.

F_t – fuerza tangencial por unidad de longitud N / mm

V – velocidad lineal en el polo en m / seg.

m – modulo en mm

T_a – Temperatura ambiente en °C.

Los coeficientes de regresión se pueden determinar de acuerdo a la tabla 3.

Tabla No 3. Coeficientes de regresión de ecuación (2).

Material	C_0	C_1	C_2	C_3
Nylon 6-6	0.2354	0.755	0.42	0.502
Acetal	5.556×10^{-2}	1.08	0.354	0.225
UHMWPE	1.985×10^{-4}	1.76	0.831	0.687

Lubricación.

Sin lugar a dudas todos los engranajes trabajan mucho mejor con lubricación que sin ella, no obstante en el caso particular de los engranajes plásticos la lubricación puede ser reducida o eliminada con determinados materiales. Sin embargo es bueno al menos lubricarlos durante el montaje.

Otros autores sugieren que la lubricación regular puede mejorar la vida de los engranajes plásticos. A causa de que la mayoría de los plásticos son inertes a los lubricantes comunes los engranajes plásticos trabajan bien en este medio. Los bajos coeficientes de fricción asociados con determinados plásticos ayudan a minimizar el desgaste en los engranajes. Por otra parte, conviene en caso de engranajes plásticos reforzados con fibra de vidrio u otros materiales usar baño de aceite como lubricación.

En algunas aplicaciones donde el uso de grasas o lubricantes esta prohibido se usan engranajes autolubricados (generalmente se le adicionan PTFE, silicón o grafito).

La decisión o no de lubricar un engranaje, así como la elección del lubricante son factores claves a considerar por el diseñador. Generalmente la capacidad de carga y la vida de un engranaje plástico son decididas por la resistencia a la fatiga del material en cargas por flexión en el pie del diente. Los engranajes plásticos no lubricados comúnmente fallan debido al desgaste o al ablandamiento producto del sobrecalentamiento del flanco de los dientes. En algunos materiales plásticos el lubricante debe ser cuidadosamente elegido, ya que produce cambios grandes en las propiedades y dimensiones del engranaje.

8. Métodos de cálculo.

Existen varios métodos de cálculo para determinar las dimensiones de un engranaje plástico cilíndrico de dientes rectos exteriores para satisfacer determinados requisitos de potencia y velocidad. Los tres más importantes son los de Dvorak [2], Kelley [6] y Faires [3]. A continuación se describen brevemente cada uno de ellos:

Método de cálculo según Dvorak.

$$S = \frac{55(6 + V)WPC_s}{FYV} \leq [S_s] \quad (3)$$

Donde:

S – Tensión actuante en la base del diente en lb/pulg²

V – Velocidad del polo en pie/min

P – Diametral pitch

C_s – Factor de servicio según la tabla 4

F – Ancho del diente en pulgadas.

Y – Factor de forma o factor de Lewis.

[S_s] – Tensión admisible en lb/pulg²

Tabla No. 4. Factores de Servicio (C_s).

Tipo de Carga	8-10 h/día	24 h/día	Intermitente (3 h/día)	Ocasional (0,5 h/día)
Constante	1	1,25	0,80	0,50
Choques ligeros	1,25	1,50	1	0,80
Choques medios	1,50	1,75	1,25	1
Choques fuertes	1,75	2	1,50	1,25

Un aspecto aun por investigar dentro de los engranajes plásticos son los valores que toma el factor de forma de los dientes producidos con cremalleras no normalizadas o especiales. Para la cremallera AGMA estandarizada el factor de Lewis se determina por la tabla No. 5.

Tabla No. 5. Factor de Forma (Y) según [2].

Número de dientes	Diente de involuta de 20°	Diente de involuta de 20° cortos.
12	0,245	0,311
14	0,276	0,339
16	0,295	0,361
18	0,308	0,377
20	0,320	0,393
22	0,330	0,405
26	0,346	0,424
30	0,358	0,437
34	0,371	0,446
38	0,383	0,456
43	0,396	0,462
50	0,408	0,474

Los valores de las tensiones admisibles [S_s] aparecen en la tabla No.6.

Tabla No. 6. Valores de las tensiones admisibles en lb/pulg² para engranajes plásticos a 70° F

Plástico	Normal	Reforzado con fibra de vidrio
ABS	3000	6000
Acetato	5000	7000
Nylon	6000	12000
Polycarbonato	6000	9000
Poliéster	3500	8000
Poliuretano	2500	-

La forma de trabajar con la expresión es colocar la tensión admisible, asumir un paso diametral y despejar el ancho de cara del diente necesario para transmitir la potencia dada. Se puede ir alternando con los valores de paso (P) y ancho (F).

Método de cálculo según Kelley

$$\sigma = \frac{FP}{fY} \leq [\sigma] \quad (4)$$

Donde:

σ - Tensión actuante en el pie del diente en lb/pulg²
 $[\sigma]$ - Tensión admisible del material en lb/pulg²
 f - Ancho del diente en pulg.
 F - Fuerza tangencial transmitida en libras.
 Y - Factor de forma del diente.

Método de Faires.

Primeramente se calcula la carga dinámica a través de la fórmula (5):

$$F_d = \frac{(200 + 3,28V)F_t}{200 + 0,82V} \quad (5)$$

Donde:

F_d - Carga dinámica en Kg.
 V - Velocidad del polo del engranaje en m/min
 F_t - Fuerza tangencial actuante sobre el diente en Kg.

Esta carga dinámica posteriormente se iguala a la carga actuante según la ecuación de Lewis, es decir $F_d = F_s$

$$F_s = \frac{S \cdot b \cdot Y \cdot m}{10} \quad (6)$$

Donde:

S - Esfuerzo de calculo en Kg/cm² que depende del módulo, del material y del numero de ciclos.
 b - Ancho de la rueda en cm.
 m - Módulo en mm.

Y - Factor de Lewis según tabla 7 en dependencia de donde se considere aplicada la carga.

Asumiendo un valor del módulo se puede despejar el ancho "b" necesario para transmitir la potencia dada. Finalmente se iguala la carga dinámica a la carga de desgaste $F_d = F_w$ y se despeja el ancho necesario.

$$F_w = D_p \cdot b \cdot Q \cdot K_g \quad (7)$$

$$Q = \frac{2 \cdot D_g}{D_g + D_p} \quad (8)$$

Donde:

D_g - Diámetro primitivo del la rueda, cm
 D_p - Diámetro primitivo del piñón, cm
 b - ancho de los dientes, cm
 K_g - Factor del material, que se determina por la siguiente ecuación

$$K_g = \left(\frac{s^2 \cdot \sin(\phi)}{1,4} \right) \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \quad (9)$$

Donde:

s - tensión admisible a contacto en kg/cm²
 ϕ -- ángulo de presión
 E_p, E_g - módulo de elasticidad en kg/cm² del piñón y la rueda respectivamente.

De los anchos de dientes obtenidos por la ecuación de Lewis y por la ecuación del desgaste se toma el mayor.

Tabla No. 7. Algunos valores del factor de Lewis por Faires.

# Dientes	Carga en la punta		Carga en el centro	
	α 14.5°	α 20°	α 14.5°	α 20°
Angulo				
10	0.176	0.201	-	-
12	0.21	0.245	0.355	0.415
14	0.236	0.276	0.399	0.468
16	0.255	0.295	0.43	0.503
18	0.27	0.308	0.459	0.522
20	0.283	0.32	0.481	0.544
25	0.305	0.34	0.515	0.58
30	0.318	0.358	0.54	0.606
35	0.327	0.373	0.556	0.633
40	0.336	0.389	0.57	0.659
45	0.34	0.399	0.579	0.678
50	0.346	0.408	0.588	0.694
60	0.355	0.421	0.603	0.713
70	0.36	0.429	0.61	0.728
80	0.363	0.436	0.615	0.739
90	0.366	0.442	0.619	0.747
100	0.368	0.446	0.622	0.755
200	0.378	0.463	0.64	0.787
300	0.382	0.471	0.65	0.801
Cremallera	0.39	0.484	0.66	0.823

Método propuesto por los autores.

La condición de resistencia de una pareja de engranajes plásticos esta dada por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{FC_s}{mbYn} \leq [\sigma] \quad (10)$$

Donde:

σ - Tensión actuante en el pie del diente en MPa.
 $[\sigma]$ - Tensión admisible del material en MPa.
 F - Fuerza tangencial aplicada sobre el diente [N]
 C_s - Factor de servicio según tabla 4
 Y - Factor de Lewis según tabla 5
 m - Modulo en mm
 b - Ancho del diente en mm
 n - Factor de seguridad

Los valores de tensiones admisibles dependen del material a utilizar. En sentido general a manera de recomendación los valores de tensiones admisibles se pueden tomar según la tabla 8.

Tabla No.8 Valores de la tensión admisible.

Material	Normal	Reforzado con fibra de vidrio
ABS	27,7	55,4
Acetato	45,5	64
Nylon	63,7	127,4
Polycarbonato	63,7	82
Poliéster	32	73
Poliuretano	23	-

El factor de seguridad se puede tomar entre 1 y 1,7 según la experiencia de los autores. Los valores mayores se toman para las aplicaciones de mayor potencia y temperatura.

9. Conclusiones.

- La selección adecuada del material plástico para fabricar un engranaje de ruedas dentadas es un aspecto decisivo y al cual el diseñador debe prestar cuidadosa atención
- Las fallas de los engranajes plásticos tienen un carácter muy similar a las fallas de los engranajes metálicos, aunque en el caso de los plásticos hay que tener en cuenta aspectos tan importantes como la temperatura, el ablandamiento y deformación del material.
- En los engranajes plásticos la geometría juega un papel fundamental, ya que se pueden hacer modificaciones que no siempre se pueden hacer en los engranajes metálicos.

- Existen diferentes métodos de cálculo para determinar las dimensiones de los engranajes plásticos en función de la sollicitación de potencia, brindando resultados diferentes para cada método.
- El método de cálculo propuesto por los autores ha dado resultados satisfactorios avalados por la práctica industrial.
- Cuando se calculan engranajes plásticos con modificaciones de la cremallera deben desarrollarse los cálculos de los factores de forma de acuerdo a la geometría específica de los dientes generados.
- El uso de las correcciones del dentado puede alargar considerablemente la vida de los engranajes plásticos, esencialmente aumentando la resistencia a la flexión que es la falla fundamental.

10. Bibliografía.

1. Bell Van laanen Julie. "Designing with plastics". Mechanical engineering Dic. 1995.
2. Dvorak Paul. "More bite for plastic gears. Machine Design". Enero 1988.
3. Faires Virgil M. "Diseño de Elementos de Máquinas". Editorial Limusa . México 1996
4. Fritzinger Dan. Basic Training for plastic gears.
5. Fritzinger Dan. "What to put on part prints of plastic gears". Machine Design. Nov. 1998.
6. Kelley John W. "Polymers get in gear. Machine Design" 1997
7. Smith Zan. "Gearing up plastics. Mechanical engineering" September 1998.
8. "What wears out plastic gears". Machine Design. August 1996
9. AGMA1006. "Tool Proportions for plastic gears".

Directions about plastic gear calculation.

Abstract.

Recently the use of plastic materials has been growing up due to their low cost and the improvements achieved on their mechanical properties. In the particular case of gear transmissions there are great quantities of polymers that can be used for gears. Plastic gears are powerful means of cutting drive cost, weight, noise, and wear. Plastic gears also open new opportunities for smaller and more efficient transmissions. Scientific literature about plastic gears failures, designing methods and materials is insufficient. Most engineering reference books are dedicated to steel gears but there are remarkably silent about plastic gears. Design methods for plastic gears and gear trains must be modernized, because much of the information available is derived from research in metal gears. Main failures of plastic gears, calculation methods and the use of modification profiles among other considerations are showed in this paper.

Key words: Plastics, gears, design.