

Procedimiento para estimar la vida útil de engranajes cilíndricos de acero en base a la resistencia a la fatiga del material y norma AGMA 2101-D04.

G. González Rey.

Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría* (ISPJAE).
Facultad de Ingeniería Mecánica. Departamento de Mecánica Aplicada
Calle 116 s/n, CUJAE, Marianao 15, Ciudad de la Habana, Cuba.
Teléfono: (537)-2663607 E-mail: cidim@mecanica.cujae.edu.cu

(Recibido el 14 de diciembre del 2007, aceptado el 22 de febrero del 2008)

Resumen

En el trabajo se presenta un procedimiento, fórmulas y relaciones necesarias que permiten determinar un valor de vida útil de referencia previendo la rotura por fatiga de los dientes de acero en ruedas de engranajes cilíndricos de ejes paralelos y contacto exterior. El procedimiento está fundamentado en considerar la resistencia a la picadura y a flexión de los dientes en engranajes cilíndricos. La base de las fórmulas y relaciones corresponden a la norma AGMA 2101-D04 dirigida al cálculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos.

Palabras claves: Engranaje cilíndrico, duración, fatiga, acero, AGMA 2101.

1. Introducción

El fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de esfuerzos variables en el tiempo, se denomina *fatiga*. La práctica totalidad de los engranajes industriales sufren cargas variables que están asociadas a la rotura por fatiga del material de los dientes, debido a que la casi generalidad de los engranajes presentan algún tipo de movimiento o reciben cargas que no son constantes. Este hecho ha creado la necesidad de realizar estudios de la resistencia a la fatiga de los materiales en ruedas dentadas que permitan aproximar, en las fases de diseño o comprobación, el comportamiento que experimentarán las piezas al cabo de un determinado número de ciclos de carga.

Como se conoce, el estudio a fatiga no es una ciencia exacta y absoluta, de la cual pueden obtenerse resultados precisos, sino que es un estudio aproximado y relativo, con muchos componentes del cálculo estadístico. Cuanto más exacto deba ser el cálculo, más datos provenientes de ensayos serán necesarios. En este sentido, la determinación de los esfuerzos límites por rotura a fatiga de los materiales con empleo en la industria, en particular el acero, requiere de la

realización de una gran variedad de ensayos que permitan definir la magnitud del esfuerzo de rotura por fatiga según una cantidad de ciclos determinado. El gráfico más sencillo, que permite identificar el esfuerzo límite por fatiga del material de una pieza con el número de ciclos de trabajo que puede soportar, es el conocido diagrama de Whöler (ver Figura 1).

En el diagrama de Whöler, es usual representar el logaritmo del esfuerzo límite por fatiga σ_{FT} en función del logaritmo del número de ciclos $\log N$. La Figura 1 muestra el comportamiento típico del acero. Como se puede comprobar en la Figura 1, a partir de 10^6 ciclos la parte de la curva correspondiente al límite a fatiga del acero tiene un cambio significativo de su pendiente y es significativamente menor que la correspondiente a números de ciclos de carga entre 10^3 y 10^6 . En teoría, muchas veces se acepta que el tramo de la curva a partir de 10^6 ciclos se comporta con pendiente cero y se declara el valor correspondiente al esfuerzo donde inicia la parte asintótica de la curva como el correspondiente al esfuerzo límite por fatiga para cualquier número de ciclos de carga mayor que el número básico de ciclos de carga establecido (en la Figura 1, el esfuerzo límite por fatiga este valor corresponde a $Nb = 10^6$ ciclos).

En el caso particular de los engranajes, donde generalmente la práctica demanda que estos elementos de máquinas mantengan su capacidad de carga para número de ciclos de cargas superiores a los números básicos establecidos en los ensayos del comportamiento de los materiales, es útil considerar la magnitud de resistencia a la fatiga del material en el caso de número alto de ciclos de carga.

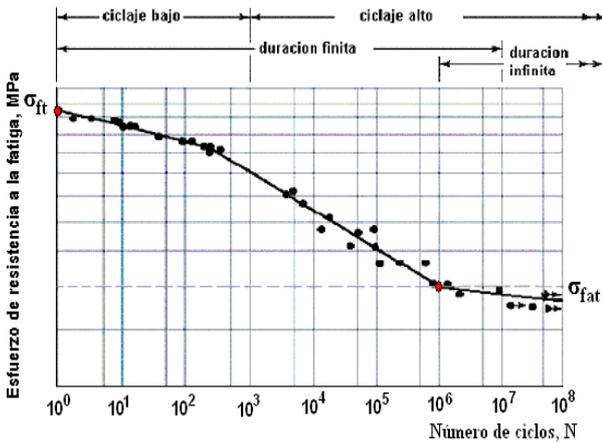


Figura 1. Diagrama de Whöler mostrando un comportamiento típico de resistencia a la fatiga del acero.

La necesidad de precisar el valor del esfuerzo límite por fatiga de los materiales para ruedas dentadas en determinados número de ciclos de carga ha promovido una precisión de los esfuerzos límites para los dientes de las ruedas dentadas. En este sentido, es un buen ejemplo la norma AGMA 2101-D04 [1] que declara las ecuaciones (1) y (2) para evaluar los esfuerzos permisibles por fatiga volumétrica y superficial de los dientes de acero de las ruedas dentadas.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_N}{S_F \cdot C_T \cdot Y_Z} \quad (1)$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_W}{S_H \cdot C_T \cdot Y_Z} \quad (2)$$

Siendo:

$[\sigma_F]$: Esfuerzo permisible por fatiga del material a flexión intermitente [MPa].

$[\sigma_H]$: Esfuerzo permisible por fatiga del material a contacto intermitente del material [MPa].

σ_{Flim} : Esfuerzo límite por flexión intermitente [MPa].

σ_{Hlim} : Esfuerzo límite por contacto intermitente [MPa].

S_F : Coeficiente de seguridad por fractura del diente.

S_H : Coeficiente de seguridad por picadura del diente.

C_T : Factor por temperatura.

Y_Z : Factor por fiabilidad.

Y_N : Factor de durabilidad por esfuerzo de flexión.

Z_N : Factor de durabilidad por esfuerzo de contacto.

Z_W : Coeficiente por endurecimiento de los flancos en el trabajo.

En particular, los factores Y_N y Z_N toman en cuenta la posibilidad de emplear diferentes valores de esfuerzos límites por fatiga en la base y en el flanco del diente, cuando se estima que en los dientes de la rueda se aplica una cantidad de ciclos de carga diferente al número de ciclos básicos establecido durante los ensayos para la determinación de los esfuerzos límites por fatiga.

Tomando en cuenta el estado actual de definición del comportamiento de la resistencia de los materiales a fatiga para las ruedas dentadas, se hace evidente la posibilidad de reformular las relaciones para valorar la capacidad de carga de los engranajes y su interrelación con la geometría. En ese sentido, es objetivo de este trabajo brindar las formulas necesarias para el cálculo de la vida útil estimada previendo la rotura por fatiga de los dientes de acero en ruedas de engranajes cilíndricos.

2. Determinación de los coeficientes de durabilidad.

Para la verificación de la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos han sido dos los criterios más difundidos y estudiados: *resistencia a los esfuerzos de contacto* y *resistencia a las tensiones en la base del diente*, los cuales han servido de base a varias normas de comprobación de este tipo de engranaje [1,2].

El criterio de resistencia a los esfuerzos de contacto analiza la capacidad de trabajo de los flancos activos de los dientes considerando que no ocurra un deterioro por fatiga superficial (picadura) antes de un plazo de tiempo previsto (ver Figura 2). En cambio, el criterio de resistencia a los esfuerzos en la base (fondo) del diente verifica que no ocurra la fractura de los diente por fatiga volumétrica (ver Figura 3) y pueda ser cumplido el plazo de tiempo esperado para el servicio en explotación.



Figura 2. Muestra de picadura progresiva de los dientes por fatiga superficial [3].



Figura 3. Muestra de fractura del diente en la base por fatiga volumétrica del material [3].

Aplicados a modelos adecuados de cálculo, los criterios de resistencia a la picadura y a la fractura de los dientes posibilitan la obtención de ecuaciones básicas, que una vez mejoradas con la introducción de algunos coeficientes teóricos y prácticos, permiten que su aplicación al cálculo de los engranajes sea un reflejo más ajustado a la realidad. Por lo tanto, la verificación de la capacidad de carga de los engranajes se basa en las confrontaciones de los esfuerzos calculados de contacto y en la base de los dientes de las ruedas con los admisibles. La norma AGMA 2105-C95 declara las relaciones (3) y (4) para la evaluación y comprobación de la capacidad de carga de los dientes de acero de las ruedas dentadas previendo la resistencia del material a la fatiga volumétrica y superficial,

$$\sigma_H = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot Y_X}{b_w \cdot d_1 \cdot l}} \leq [\sigma_H] \quad (3)$$

$$\sigma_F = F_T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot Y_X \cdot \frac{K_B}{b \cdot m_T \cdot J} \leq [\sigma_F] \quad (4)$$

Siendo:

σ_F : Esfuerzo de flexión [MPa].

σ_H : Esfuerzo de contacto [MPa].

Z_E : Coeficiente de elasticidad [$\text{Mpa}^{1/2}$].

F_T : Fuerza tangencial [N].

K_A : Factor de sobrecarga.

K_V : Factor dinámico.

K_β : Coeficiente de concentración de la carga.

K_B : Factor de espesor de corona.

Y_X : Factor de tamaño.

b_w : Ancho de engranaje [mm]

b : Ancho del diente en la base [mm]

d_1 : Diámetro primitivo (referencia) del piñón [mm].

m_t : Módulo transversal [mm]

I : Factor geométrico para picadura.

J : Factor geométrico de flexión.

Tomando como base las ecuaciones (1) y (2) y las relaciones (3) y (4) y considerando la condición de igualdad de los esfuerzos de flexión y contacto con los esfuerzos admisibles respectivos, es posible la determinación de los factores de durabilidad para esfuerzos de flexión y esfuerzos de contacto según se muestra en las ecuaciones (5) y (6).

$$Z_N = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot Y_X}{b_w \cdot d_1 \cdot l}} \cdot \frac{S_H \cdot C_T \cdot Y_Z}{\sigma_{Hlim} \cdot Z_W} \quad (5)$$

$$Y_N = \frac{F_T \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot Y_X \cdot K_B \cdot S_F \cdot C_T \cdot Y_Z}{\sigma_{Flim} \cdot b \cdot m_T \cdot J} \quad (6)$$

2. Determinación de la vida útil de referencia.

Conociendo que los factores de durabilidad Z_N y Y_N permiten interrelacionar los valores de esfuerzos límites que corresponden a un determinado número de ciclos de carga, es posible determinar la vida útil esperada en explotación cuando es realizado un análisis en la condición extrema de igualdad de los esfuerzos que actúan en los dientes con los esfuerzo permisibles para evitar el fallo. En estas condiciones, puede ser evaluado el número esperado de ciclos de carga hasta la rotura del diente por fatiga volumétrica (fractura del diente en la base) o fatiga superficial (picadura en el flanco activo) con empleo de los valores de los factores de durabilidad Z_N y Y_N determinados por las fórmulas (7) y (8) y haciendo uso de los gráficos aportados en la norma AGMA 2101-D04 (ver Figuras 4 y 5).

Determinados los números de ciclos de carga correspondientes a las magnitudes calculadas de los factores de durabilidad Z_N y Y_N , puede ser conocida la cantidad de horas de explotación de una rueda dentada previendo la rotura por fatiga por fractura de la base del diente (H_{σ_F}) y picadura del flanco del diente (H_{σ_H}) para un ciclo de explotación a régimen nominal o equivalente, mediante las ecuaciones (7) y (8).

$$H_{\sigma_H} = \frac{N_{\sigma_H}}{60 \cdot n \cdot q} \quad (7)$$

$$H_{\sigma_F} = \frac{N_{\sigma_F}}{60 \cdot n \cdot q} \quad (8)$$

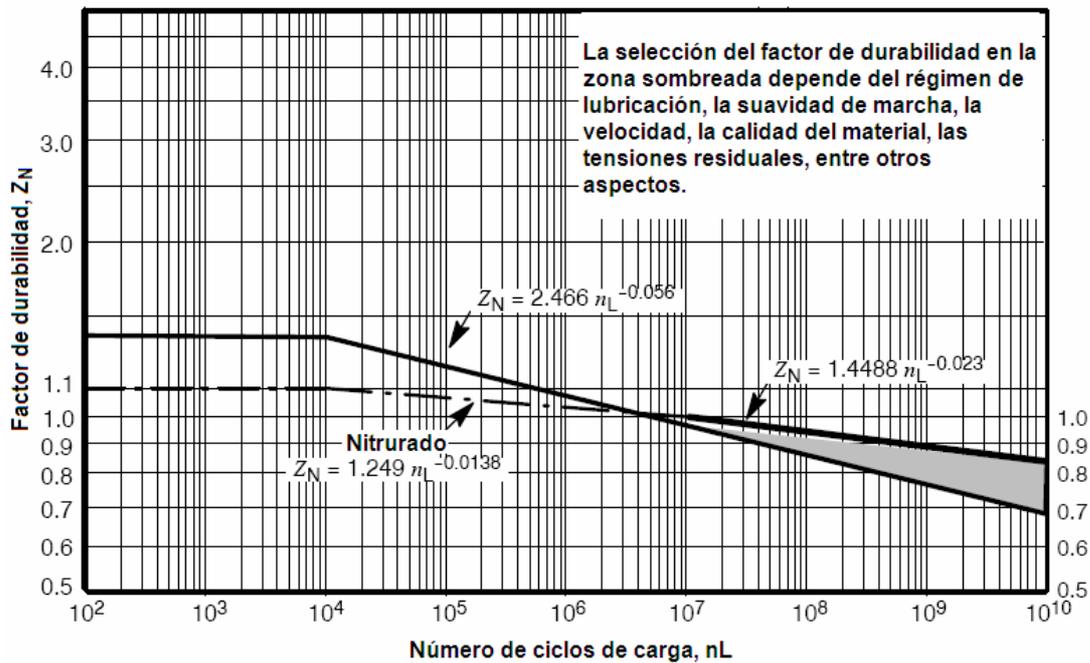


Figura 4. Gráfico para la determinación del factor de durabilidad Z_N previendo rotura por picadura de los flancos activo de los dientes. [1].

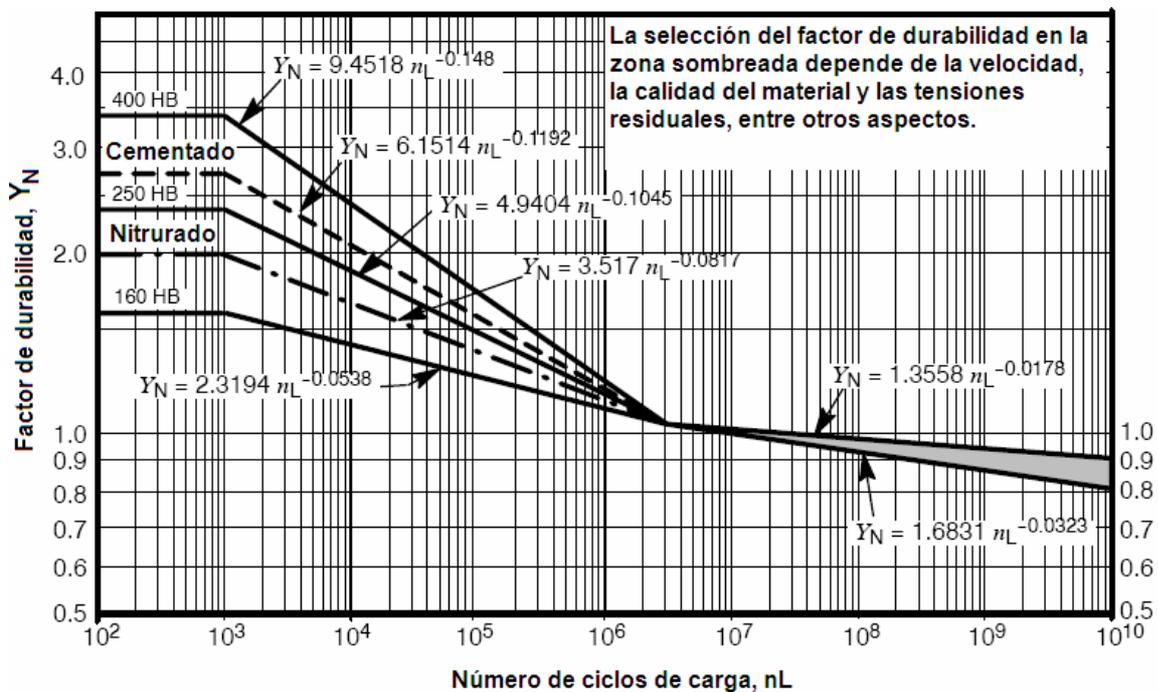


Figura 5. Gráfico para la determinación del factor de durabilidad Y_N previendo rotura por fractura del diente en la base. [1]

Siendo:

$H\sigma_H$: Cantidad de horas de explotación de una rueda dentada previendo el deterioro por picadura del flanco del diente fatiga para un ciclo de explotación a régimen nominal o equivalente.

$H\sigma_F$: Cantidad de horas de explotación de una rueda dentada previendo la rotura por fractura de la base del diente para un ciclo de explotación a régimen nominal o equivalente.

$N\sigma_H$: Número de ciclos de carga nL según el factor de durabilidad Z_N en la Figura 4.

$N\sigma_F$: Número de ciclos de carga nL según el factor de durabilidad Y_N en la Figura 5.

n: Frecuencia de rotación de la rueda (min^{-1})

q: Número de aplicaciones de carga en una vuelta de la rueda dentada. Puede ser diferente para los casos de picadura y fractura por lo que se requiere analizar por separado cada sección de los esfuerzo a flexión y a contacto.

3. Ejemplo de caso.

Con el objetivo de demostrar el procedimiento de cálculo de la vida útil estimada de un engranaje cilíndrico, es presentado el cálculo, paso a paso, de la vida útil esperada del piñón de un engranaje considerando la fatiga superficial (picadura) de los flancos activos de los dientes. En las Tablas 1 y 2 se muestran los datos empleados y una organización del procedimiento para determinar la vida útil esperada del piñón del engranaje considerado en el ejemplo de caso.

Tabla 1. Datos para cálculo de la vida útil estimada del piñón de un engranaje girando a 587 min^{-1} y considerando el deterioro por picadura de los flancos de los dientes.

Parámetro	magnitud
Número de dientes del piñón	$z_1 = 21$
Número de dientes de la rueda	$z_2 = 44$
Diámetro de referencia del piñón	$d_f = 135,7 \text{ mm}$
Módulo transversal	$m_t = 6,46$
Ancho de engranaje	$b_w = 52 \text{ mm}$
Ángulo de presión de herramienta de corte	$\alpha = 20^\circ$
Factor de altura del diente	$h_a^* = 1$
Ángulo de inclinación de los dientes	$\beta = 21,75^\circ$
Factor geométrico por esfuerzo de contacto	$I = 0,181$
Fuerza tangencial en el diente	$F_t = 2876 \text{ N}$
Factor de sobrecarga.	$K_A = 1$
Factor dinámico	$K_V = 1,125$
Coefficiente de concentración de la carga	$K_\beta = 1,185$
Factor de tamaño	$Y_x = 1,05$
Esfuerzo límite por contacto intermitente	$\sigma_{Hlim} = 1345 \text{ MPa}$
Factor por temperatura	$C_T = 1$
Coefficiente por endurecimiento de flancos	$Z_w = 1$
Factor por fiabilidad	$Y_z = 1 (99\%)$

Tabla 2. Factor de durabilidad Z_N , número esperado de ciclos de carga nL_h y duración $H\sigma_H$.

	Formulas	Resultados
1	$Z_N = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta \cdot Y_x \cdot S_H \cdot C_T \cdot Y_Z}{b_w \cdot d_f \cdot I \cdot \sigma_{Hlim} \cdot Z_w}}$ $Z_N = 190 \cdot \sqrt{\frac{23000 \cdot 1 \cdot 1,28 \cdot 1,185 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{52 \cdot 135,7 \cdot 0,181 \cdot 1345 \cdot 1}}$	$Z_N = 0,756$ Calculando en la zona de elevado número de ciclos
2	De la Figura 3: $n_{Lh} = 0,056 \sqrt{\frac{2,466}{Z_N}}$ $n_{Lh} = 0,056 \sqrt{\frac{2,466}{0,756}}$	$n_{Lh} = 14,76 \times 10^8$ ciclos
3	$H_{\sigma_H} = \frac{n_{Lh}}{60 \cdot n \cdot q}$ $H_{\sigma_H} = \frac{14,76 \times 10^8}{60 \cdot 1120 \cdot 1}$	$H_{\sigma_H} = 21966$ horas
4	Estimando la duración para un trabajo de 8 horas/día	$T = 2746$ días $T \approx 7,6$ años

4. Algunos ejemplos de casos para validación de resultados.

Con el objetivo de mostrar al lector la factibilidad y alcance del procedimiento propuesto, se muestra una comparación de tres resultados de estimación de la vida útil de engranajes cilíndricos con algunos resultados de duración hasta la fractura del diente determinados experimentales en ensayos de fatiga según se describen en los trabajos de Tomoya y Katsumi [3] y Wheitnery Houser [4].

Durante los ensayos de Tomoya y Katsumi [3] se emplearon ruedas iguales con dientes de acero cementados con durezas superficiales de 605 HV y promedio del esfuerzo límite por flexión intermitente de $\sigma_{Flim} = 650 \text{ MPa}$, las ruedas eran de 18 dientes, con 8 mm de ancho y módulo $m = 5$, montadas a una distancia interaxial de 90mm y el ángulo de engranaje era de 20° . Las velocidades de rotación de las ruedas se mantuvieron en 40 min^{-1} .

En las experiencias de Wheitnery Houser [4] las ruedas también fueron de dientes rectos de acero cementados a 60 HRC y con un esfuerzo límite promedio por flexión intermitente de $\sigma_{Flim} = 960 \text{ MPa}$, las ruedas fueron montadas a una distancia entre centros de 153mm y cada rueda poseía 34 dientes, un ancho de 10mm, módulo $m = 4.5$ y el ángulo de engranaje era de 20° . Las ruedas se mantuvieron con una rotación constante de 10 min^{-1} . En la Tabla 3 son mostrados los resultados obtenidos.

Tabla 3. Valores experimentales determinados en ensayos de fatiga de vida útil de ruedas dentadas hasta la fractura de un diente y valores de estimación de la vida útil de engranajes cilíndricos. En el cálculo fue considerado $Y_Z = C_T = S_F = 1$.

Referencias del ensayo	Valores Reales		Valores Estimados			Diferencia entre real y estimado
	σ_F : Esfuerzo de flexión (MPa)	H Vida útil (horas) en ensayo	$Y_N = \frac{\sigma_F \cdot S_F \cdot C_T \cdot Y_Z}{\sigma_{Flim}}$ Factor de durabilidad por esfuerzo de flexión	nL Número de ciclos de carga según Y_N en la figura 5.	H Vida útil estimada en horas	
Tomoya [3]	1000	41,7	1,54	$1,12 \times 10^5$	46,6	+11,7%
	680	1250,0	1,05	$2,50 \times 10^6$	1041,0	-16,7%
Wheatner [4]	1035	1667,0	1,08	$9,78 \times 10^5$	1630,0	-2,2%

Estudiando los resultados declarados en la Tabla 3, puede afirmarse que el procedimiento presentado permite organizar un cálculo estimado de la vida útil esperada de un engranaje cilíndrico, considerando el fallo por fractura de los dientes y también por picadura de los flancos de los dientes de las ruedas. El procedimiento brinda resultados con alcance práctico en engranajes sometidos a más de 10^5 ciclos de carga.

5. Coeficiente de seguridad.

Es importante señalar nuevamente, que el estudio de la fatiga de los materiales no es una ciencia exacta por lo que no pueden obtenerse resultados exactos, sino que es un estudio aproximado con muchos componentes del cálculo estadístico y en dependencia de los niveles de seguridad exigidos. La magnitud exigida del coeficiente de seguridad puede condicionar el valor de referencia de la vida útil esperada con seguridad ante el fallo de las ruedas dentadas, por ello es importante tomar como referencia las experiencias que permiten recomendar valores razonables del coeficiente de seguridad a fatiga.

Generalmente sobre el coeficiente de seguridad no existen recomendaciones precisas en normas de capacidad de carga de engranajes. Usualmente son aceptados los valores a partir de acuerdos entre el productor y el usuario. En particular, algunas normas recomiendan valores de coeficientes de seguridad en dependencia de la fiabilidad exigida, por ejemplo la anterior edición de la Norma AGMA 2105-C95 establecía los valores declarados en la Tabla 4.

Tabla 4. Coeficientes de seguridad y fiabilidad exigida.

Probabilidad de ocurrir el fallo	S_{Hmin} y S_{Fmin}
0,01 %	1,50
0,10 %	1,25
1,00 %	1,00
10,00 %	0,85

Aunque los coeficientes de seguridad previstos para esfuerzos asociados con la fractura del diente y recomendados en las normas AGMA son iguales que los orientados para los esfuerzos de contacto, debe de ser tenido en consideración que debido al deterioro catastrófico del fallo por fractura del diente usualmente son orientados mayores coeficientes de seguridad para esfuerzos de flexión que para esfuerzos de contacto. Un ejemplo de la anterior afirmación, se muestra en las recomendaciones dadas en la Tabla 5 derivada de una propuesta en ISOTC60/WG6 de la delegación búlgara [6] sobre valores de coeficientes de seguridad.

Tabla 5. Coeficientes de seguridad en engranajes para deterioros por picadura en los dientes y por fallos debido a la fractura de los dientes en su base.

Para deterioro por picadura	S_{Hmin}
Valor principalmente recomendado	1,3
Para aceros de alta calidad	1,1
Para aceros de alta calidad con endurecimiento superficial	1,2
Para aceros con estructura homogénea donde el fallo es peligroso.	1,3
Para aceros con endurecimiento superficial donde el fallo es peligroso.	1,4
Para casos en que el deterioro por picadura no es peligroso.	≤ 1
Fractura por fatiga volumétrica	S_{Fmin}
Valor principalmente recomendado	1,7
Para materiales de alta calidad	1,6
Para aceros laminados	1,9
Para ruedas de fundición	2,2

6. Conclusiones.

En el trabajo han sido presentadas las fórmulas y relaciones necesarias para determinar un valor de vida útil de referencia previendo la rotura por fatiga de los dientes de acero en ruedas de engranajes cilíndricos. La base de las fórmulas y relaciones corresponden a la

norma AGMA 2101-D04 dirigida al cálculo de la capacidad de carga de los engranajes cilíndricos.

Conociendo que los factores de durabilidad Z_N y Y_N permiten interrelacionar los valores de esfuerzos límites que corresponden a un determinado número de ciclos de carga, es posible determinar la vida útil esperada en explotación cuando es realizado un análisis en la condición extrema de igualdad de los esfuerzos que actúan en los dientes con los esfuerzo admisibles por fallo.

El procedimiento presentado permite organizar un cálculo estimado de la vida útil esperada de un engranaje cilíndrico, considerando el fallo por fractura de los dientes y también por picadura de los flancos de los dientes de las ruedas. El procedimiento brinda resultados con alcance práctico en engranajes sometidos a más de 10^5 ciclos de carga.

Bibliografía referenciada.

1. ANSI/AGMA 2101-D04, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, 2004.
2. ISO 6336 (parts 1,2,3), Calculation of the Load Capacity of Cylindrical Gears. 1996.
3. ANSI/AGMA 1010-E95, Appearance of Gear Teeth - Terminology of Wear and Failure. 1995.
4. Tomoya Masuyama, Katsumi Inove, et al. Evaluation of bending strength of carburized gears. Gear Technology. May/June 2004, Pags. 30-37.
5. Wheatner J., Houser D., Blazakis C., Gear tooth bending fatigue crack detection by acoustic emissions and tooth compliance measurements. AGMA Technical Paper 93FTM9, Virginia, USA. 1993/
6. Doc. ISO/TC60/WG6/N531: Bulgarian proposal of minimum safety factors. 1993.

A procedure for estimating expected fatigue life on steel cylindrical gears using strength-life theory and AGMA Standard 2101-D04.

Abstract.

A procedure, formulas and information to estimate a value of expected fatigue life in case of steel cylindrical. The procedure is fixed taking into account the pitting resistance (surface fatigue failure) and bending strength capacity (volumetric fatigue failure) of spur and helical gears. Formulas are based in the AGMA Standard 2105-D04 for calculation of the load capacity of cylindrical gears.

Key words: cylindrical involute gears, lifetime, fatigue resistance, AGMA Standard 2105-D04.

INGENIERÍA MECÁNICA

ISSN 1029-516X.

Revista Ingeniería Mecánica (On Line):

<http://www.cujae.edu.cu/ediciones/Mecanica.asp>

La publicación ha sido aceptada con los requerimientos exigidos por el Tribunal Nacional Permanente para Grados Científicos en Ingeniería Mecánica como publicación de referencia.

Las contribuciones con artículos a publicar en Ingeniería Mecánica pueden remitirse al Consejo de Redacción, para iniciar proceso con revisores, a la dirección:

Email: jwellesley@mecanica.cujae.edu.cu

La Revista Ingeniería Mecánica se encuentra referenciada en:

1. Periódica
(<http://dgb.unam.mx/periodica.html>)
2. Latindex
3. Cambridge Scientific Abstracts
(<http://www.csa.com/>)
4. Directory of Open Access Journals
(<http://www.doaj.org>)
5. Ulrich's Periodical Directory
(<http://www.ulrichsweb.com>)
6. Registro Cubano de Publicaciones Seriadadas
(<http://www.cubaliteraria.com/publicacion/ficha.php?ld=55>)