

Utilización de la corrección del dentado para la elevación de la resistencia de una corona sin fin durante su recuperación

**Ing. Giory Alemán González¹, Dr. Rafael Goytisol Espinosa², Dr. Luis Castellanos González³,
Ing. Alan Hidalgo Fonseca²**

⁽¹⁾ Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”, Cienfuegos, Cuba

e-mail: galeman@pdvcupetsa.cu

⁽²⁾ Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cienfuegos. Cienfuegos. Cuba.

e-mail: ragoyti@ucf.edu.cu

⁽³⁾ Facultad de Ingeniería. Universidad Tecnológica de Bolívar, Cartagena de Indias, Colombia.

e-mail: lmcglez5510@yahoo.es

RESUMEN

En el trabajo se aborda la recuperación de la cizalla de precisión modelo HA3218, fabricada en Rusia, perteneciente a la Refinería de Petróleo de la ciudad de Cienfuegos”, Cuba, en particular el Reductor por Tornillo Sin Fin de la transmisión de potencia de la misma, cuya corona se fracturó por sobrecarga y en intentos posteriores de recuperación se han producido también averías. Se realizó un defectado completo de la cizalla y del reductor, se esclarecieron las causas de las averías anteriores y se realizó el rediseño de la transmisión por tornillo sin fin, evaluándose los materiales a emplear y partiendo del empleo de la corrección del dentado, sin modificar la distancia entre centros de la transmisión, como vía para elevar la resistencia de la corona sin fin. Se diseñó un fusible entre la llanta y el núcleo de la corona para evitar la fractura de los dientes en caso de sobrecargas. Se aplicó un nuevo modelo matemático para determinar el factor de forma de los dientes de la corona, tomando en cuenta la corrección del dentado y el coeficiente de fricción de la transmisión.

Palabras claves: Cizalla, corona sin fin, fractura por sobrecarga, coeficiente de fricción, corrección del dentado.

ABSTRACT

In the work the recovery of the plate shears of precision model HA3218 is approached, manufactured in Russia, belonging to the Cienfuegos’ City Refinery of Petroleum in Cuba, in particular the worm gearing reducer of the transmission of power of the same one whose worm wheel fractured for overload and in later intents of recovery they have also taken place mishaps. Was carried out a complete defecting of the plate shears and of the reducer, the causes of the previous mishaps were clarified and was carried out the redesign of the worm gearing, being evaluated the materials to use and leaving of the employment of the correction of the jagged one, without modifying the distance among centers of the transmission, as way to elevate the resistance of the worm wheel. A fuse was designed between the tire and the nucleus of the wheel to avoid the fracture of the teeth in the event of flight attendants. A new mathematical model was applied to determine the form factor of the teeth of the worm wheel, taking into account the correction of the teeth and the fractured for overload of the transmission.

Keywords: Plate shears, worm wheel, fractured for overload, fractured for overload, correction of the teeth

1. INTRODUCCIÓN

La corona del reductor sin fin de la transmisión de potencia de la cizalla de precisión modelo HA3218, fabricada en Rusia, perteneciente a la Refinería de Petróleo de la ciudad de Cienfuegos, en Cuba, se fracturó por sobrecarga y en intentos posteriores de recuperación se han producido también averías. Según planteó el personal que atendía el equipo en aquellos momentos que varios de los dientes de la corona sin fin se fracturaron, dejando fuera de

servicio a la máquina. En el presente trabajo se aborda las tareas realizadas durante la recuperación de dicha transmisión.

Una de las vías más racionales de elevar la capacidad de carga de una transmisión por engranajes o sin fin es la corrección del dentado (Goytisoló et. al., 1976, 1977, 2007, 2008). En el rediseño de la nueva corona sin fin se partió de utilizar la corrección como vía para elevar la resistencia de los dientes de la corona, utilizada de manera que no se modificara la distancia entre centros de la transmisión, se tomó en cuenta la influencia en la resistencia del coeficiente de fricción de la transmisión, a través de su influencia en el factor de forma del diente investigada previamente en los trabajos (Quiñones et. al., 2004, 2005) y (Soto et. al., 2007).

La cizalla de precisión modelo HA3218, fabricada en Rusia, está destinada para el corte de planchas de acero de variados espesores según se requiera en las producciones de piezas en los diferentes talleres: corte de planchas para tanques de combustibles, tambores, filtros, tuberías, platos para torres de refinación etc. En la Fig. 1 se muestra un esquema cinemático de la máquina, donde se aprecia que la misma consta: De una cuchilla 9 encargada de efectuar el corte a las planchas que se apoyan entre la mesa ó sufridera 8 y el mecanismo de sujeción 7. En el proceso de corte, la máquina aprovecha la energía cinética acumulada en un volante 3 que recibe la potencia proveniente del motor principal 1 por medio de una transmisión por correas 2. Entre el volante 3 y el árbol sin fin 4 perteneciente a un reductor sin fin-corona se transmite la potencia en el momento del corte por medio de un embrague neumático-mecánico 6 que conecta el volante 3 al árbol sin fin 4 por uno de sus extremos estriados. En ese instante la corona 5 (corona averiada) en conjunto con el árbol cigüeñal 11 al cual está conectada. El árbol 11 por medio de sus excéntricas y bielas que lo conectan con la cuchilla 9, le transmite el movimiento de descenso y ascenso a través de sus vigas correderas 10, permitiéndose con ello que durante el movimiento de descenso la cuchilla 9 impacte con la plancha y se ejerza el corte, luego en el momento que la cuchilla 9 se desliza en ascenso en dirección a su estado inicial, el embrague 6 se desconecta debido a que la electro válvula que le suministra el aire se cierra y el embrague auto frena el mecanismo al adherirse a una de sus partes móviles a las fijas a la carcasa del reductor, logrando así que la cuchilla se detenga justamente en su posición inicial lista para una nueva orden de corte. La máquina consta de una bomba 12 encargada de la lubricación de los puntos de apoyo de la máquina y de un sistema tope electromecánico que permite el ajuste milimétrico de la posición de las planchas con respecto a la cuchilla 9. El esquema de la transmisión se muestra en la Figura 1

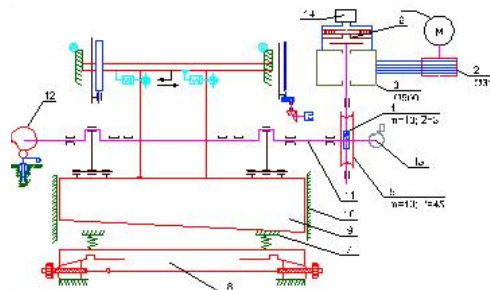


Figura1. Esquema de la transmisión.

1- Motor eléctrico, 2- Transmisión por poleas y correas, 3- Embrague, 4- Tornillo sin fin, 5- Corona sin fin, 6- Embrague neumático, 7- Mecanismo de sujeción, 8- Mesa o sufridera, 9- Cuchilla, 10- Vigas correderas, 11- Árbol cigüeñal, 12- Bomba hidráulica.

La cizalla durante su período de explotación sufrió una avería producto de una sobrecarga, al ser forzada por parte de un operario al ejecutar un corte a una plancha de acero con un espesor superior al permisible por proyecto. Lo cual provocó la fractura de los dientes de la corona sin fin del reductor principal, dejando fuera de servicio al equipo. Luego de varios intentos en la recuperación de la corona del reductor sin fin, los cuales no fueron fructíferos, ya que las coronas fabricadas luego de montadas se desgataban en un período de pocas horas, dejando

nuevamente la máquina inutilizada. Ante esta Situación Problemática la Dirección de la Empresa solicitó los Servicios del Colectivo de autores del presente trabajo para esclarecer las causas de las reiteradas averías de la máquina con las nuevas coronas fabricadas y establecer las recomendaciones necesarias para su solución definitiva. Ante esta Situación Problemática se desarrolló entonces la presente investigación cuyos Objetivos son:

- Esclarecer las causas en las fallas en los intentos de recuperación previos.
- Rediseñar la transmisión partiendo del empleo de la corrección del dentado en la corona sin fin para la recuperación definitiva de la cizalla.

En el presente trabajo se esbozan los aspectos fundamentales de la investigación realizada.

2. DESARROLLO

La cizalla Modelo HA3218 de la Refinería de Petróleo de la ciudad de Cienfuegos, Cuba, fue fabricada en Rusia, e instalada en el taller de maquinado del área de mantenimiento. (Figura 2). Esta máquina herramienta se diseñó para realizar el corte a planchas de acero con un límite de resistencia igual o menor a $\sigma_u = 50 \text{ kgf/mm}^2$, y espesores que no excedieran los 6,3 mm. Producto de una sobrecarga el equipo sufrió una avería severa; al ser forzado a realizar un corte a una plancha con 10 mm de espesor, lo que provocó la destrucción y daños a varios elementos de la transmisión, específicamente a la corona del reductor sin fin.



Figura 2 Cizalla modelo HA3218 sin el reductor sin fin.

Según planteó el personal que atendía el equipo en aquellos momentos, varios de los dientes de la corona sin fin se partieron, dejando fuera de servicio a la máquina. Se desarmó el reductor y se extrajo la corona sin fin para su posterior recuperación, en dos ocasiones consecutivas; en ninguno de los intentos realizados se logró la fabricación y recuperación adecuada de este elemento ya que se deterioraba a las pocas horas de montadas la coronas; se desgastaban los dientes a un ritmo acelerado dejando nuevamente al equipo en un estado inservible. En ambas ocasiones se ha podido esclarecer que no se maquinó la corona con las dimensiones adecuadas ni se utilizó un bronce adecuado. Tomando en consideración que el ángulo de inclinación de los dientes en la rueda helicoidal β_{rued} es igual al ángulo de elevación de los filetes en el tornillo λ obtenemos:

Que la fuerza circunferencial en la rueda, igual a la fuerza axial en el tornillo, Figura 3 es:

$$P_{rued} = \frac{2M_{tor}}{d_{rued}} = P_{a.torn}$$

La fuerza radial en la rueda y en el tornillo

$$P_{rtorn} = P_{rued} \cdot tg\alpha$$

El esfuerzo axial en la rueda es igual al esfuerzo circunferencial en el tornillo; teniendo en cuenta que el deslizamiento a lo largo de los dientes provoca la fuerza de rozamiento, el esfuerzo axial será:

$$P_{a.rued} = P_{rued} \operatorname{tg}(\lambda + \rho) = P_{torn} = \frac{2M_{tor}}{d_{torn}} \text{ siendo } \rho \text{ el ángulo de rozamiento.}$$

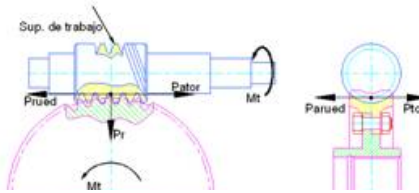


Figura 3 Fuerzas sobre el tornillo y la corona

En el rediseño de la nueva corona sin fin se partió de utilizar la corrección como vía para elevar la resistencia de los dientes de la corona, utilizada de manera que no se modificara la distancia entre centros de la transmisión. Se decidió tomar en cuenta la influencia en la resistencia del coeficiente de fricción. La Metodología de cálculo utilizada está basada fundamentalmente en modificaciones de la metodología propuesta en (Dobrovolski, 1975) utilizando los resultados de los trabajos de (Quiñones, 2004) y (Quiñones, 2005) y del trabajo de (Soto, 2007). Se realizaron los cálculos geométricos de las ruedas de la transmisión, partiendo así de los datos tomados de la cartaporte de la máquina, la distancia entre centros medida en la carcasa del reductor y del diámetro exterior del tornillo medido en el tornillo original. En (Dobrovolski, 1975), se plantea la ecuación para calcular la velocidad de deslizamiento en una transmisión por tornillo sin fin, la misma se determina por la siguiente ecuación:

$$V_{des} = \frac{mn_{torn}}{19100} * \sqrt{z_{torn}^2 + q^2}; [m/s],$$

La velocidad de deslizamiento tiene gran influencia en el coeficiente de fricción y por tanto está relacionada con la eficiencia de la transmisión. Con el objetivo de conocer cuánto se degrada la energía mecánica transmitida por el motor a través de los distintos elementos que conforman la cadena cinemática, se tomaron en cuenta los valores de las eficiencias de los pares para conocer a cuanto ascendían las pérdidas. Para realizar el cálculo de la eficiencia hay que considerar las eficiencias de todos los pares que actúan en la cadena cinemática desde el motor eléctrico hasta el par tornillo-corona, las partes involucradas se enumeran del 1- 5 en la Figura 4. Los datos para realizar el cálculo se ofrecen en la Tabla 1

Tabla 1 Eficiencias en los pares de transmisión.

Nº	Eficiencia	Cantidad de pares	Valor
1	η_{corr}	1	0,96
2	η_{emb}	1	1,00
3	$\eta_{c.des}$	1	0,98
4	$\eta_{c.rod}$	4	0,99
5	$\eta_{sin fin}$	1	0,90

Para determinar la eficiencia total de la transmisión hasta la corona se multiplican las eficiencias de los pares desde el motor hasta la rueda helicoidal, obteniendo así:

$$\eta_c = \eta_{corr} \cdot \eta_{emb} \cdot \eta_{c.des} \cdot \eta_{c.rod} \cdot \eta_{sin fin} \quad \eta_c = 0,96 \cdot 1,00 \cdot 0,98 \cdot (0,99)^4 \cdot 0,90 = 0,81$$

Para determinar la eficiencia total hasta el tornillo sin fin se multiplican las eficiencias de los pares desde el motor hasta el tornillo sin fin, obteniendo así:

$$\eta_t = \eta_{corr} \cdot \eta_{emb} \cdot \eta_{c.des} \cdot \eta_{c.rod} \quad \eta_t = 0,96 \cdot 1,00 \cdot 0,98 \cdot (0,99)^4 = 0,90$$

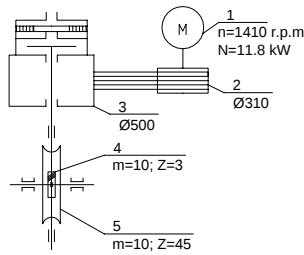


Figura 4 Ubicación de los pares en la cadena cinemática.

La eficiencia de un reductor sin fin con tres entradas en el tornillo es del orden: $\eta = 90 \%$. Inicialmente se calcula la relación de transmisión entre el elemento (2) y el elemento (3) apelando a (Dobrovolski, 1991), siendo $s = 0,01 \div 0,02$ el coeficiente de deslizamiento de las correas. En este caso se tomó el caso más crítico de $s = 0,02$. Ver Figura 3.

$$i_{2-3} = (1 - s) \cdot \frac{D_3}{D_2} \quad i_{2-3} = (1 - 0,02) \cdot \frac{500}{310} = 1,65$$

Posteriormente se calculan las revoluciones del volante (3), el cálculo se inicia tomando las revoluciones del motor eléctrico (1) que son iguales a las revoluciones de la polea de menor (2), dividiendo por i_{2-3} se obtiene:

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{2-3}} \quad n_3 = \frac{1410}{1,65} = 855[r.p.m]$$

La relación de transmisión entre la rueda y el tornillo se calcula dividiendo la cantidad de dientes de ambos.

$$i_{4-5} = \frac{Z_{rued}}{Z_{torn}} \quad i_{4-5} = \frac{45}{3} = 15$$

Las revoluciones en la corona se calculan dividiendo las revoluciones en 4 por i_{4-5} . Asumiendo que (3) y (4) tienen la misma velocidad.

$$n_5 = \frac{n_4}{i_{4-5}} \quad n_5 = \frac{855}{15} = 57[r.p.m]$$

La potencia en el eje de la corona se calculó partiendo de la máxima potencia del motor eléctrico, la misma se multiplica por la eficiencia de la transmisión hasta la corona:

$$N_5 = N_m \cdot \eta_c \quad N_5 = 11,8 \cdot 0,81 = 9,592[kW]$$

La del tornillo partiendo de la potencia del motor, multiplicándola por la eficiencia de la transmisión hasta el tornillo, y se obtuvo:

$$N_4 = N_m \cdot \eta_t \quad N_4 = 11,8 \cdot 0,90 = 10,62[kW]$$

El momento torsor en la corona se calculó por la conocida expresión.

$$M_{tor} = 97360 \cdot \frac{N_5(kW)}{n_5(r.p.m)}; [kgf \cdot cm] \quad M_{tor} = 97360 \cdot \frac{9.592}{57} = 16383,8 ; [kgf \cdot cm]$$

El momento torsor en el tornillo:

$$M_{torn} = 97360 \cdot \frac{N_4(kW)}{n_4(r.p.m)}; [kgf \cdot cm] \quad M_{torn} = 97360 \cdot \frac{10,65(kW)}{855(r.p.m)} = 1212,7; [kgf \cdot cm]$$

Las fuerzas en las ruedas son:

$$P_{rued} = P_{a.torn} = \frac{2M_{tor}}{d_{rued}}; [kgf]$$

$$P_{rued} = P_{a.torn} = \frac{2 \cdot 16383,8}{45} = 728,2 ; [kgf]$$

$$P_r = P_{rued} \cdot \operatorname{tg} \alpha; [kgf]$$

$$P_r = 728,2 \cdot \operatorname{tg} 20 = 265,03 ; [kgf]$$

$$P_{a.rued} = P_{torn} = \frac{2M_{torn}}{d_{torn}}; [kgf] \quad P_{a.rued} = P_{torn} = \frac{2 \cdot 1212,7}{11} = 220,5 ; [kgf]$$

- Cálculo de la Resistencia de la Transmisión Original.

La resistencia por contacto se calcula a partir de la ecuación elaborada en este trabajo, (Anexo 1) teniendo en cuenta que la corrección es igual a cero en la transmisión original:

$$\sigma_{sup} = \frac{0,5}{Z_{rued}/q} \cdot \sqrt{\left(\frac{Z_{rued}/q + 1}{A}\right)^3 \cdot E \cdot M_{tor} \cdot K_c \cdot K_d} \leq \sigma_{adm. sup.}$$

$$\sigma_{sup} = \frac{0,5}{45/11} \cdot \sqrt{\left(\frac{45/11 + 1}{28}\right)^3 \cdot 1,27 \cdot 10^6 \cdot 16383,8 \cdot 1 \cdot 1,2}$$

$$\sigma_{sup} = 468,9 [kG / cm^2] \leq \sigma_{adm. sup} = 2500 [kgf / cm^2]$$

Obteniendo con este cálculo un factor de seguridad a la fatiga por contacto aceptable:

$$n = \frac{\sigma_{adm. sup}}{\sigma_{sup}} = \frac{2500}{468,9} = 5,3$$

La velocidad de deslizamiento de la transmisión es:

$$V_{des} = \frac{mn_{torn}}{19100} * \sqrt{z_{torn}^2 + q^2}; [m / s]$$

$$V_{des} = \frac{10 \cdot 855}{19100} * \sqrt{3^2 + 11^2} = 5,1; [m / s]$$

Teniendo la velocidad de deslizamiento de la transmisión calculada y utilizando la ecuación brindada por (Soto, 2007), se calculó el coeficiente de fricción ya que estos dos factores están relacionados.

$$f = \frac{a \cdot b + c \cdot V_{des}^d}{b + V_{des}^d}$$

$$f = \frac{-0,0083041672 \cdot 1,7651983 + 0,13596957 \cdot 5,1^{-0,4505393}}{1,7651983 + 5,1^{-0,4505393}} = 0,0225$$

Procesando las ecuaciones del Modelo para el cálculo del factor de forma en función del coeficiente de corrección, del coeficiente de fricción y de Z_{eq} , teniendo en cuenta que para mantener la distancia entre centros se eliminará un diente en la corona y se utilizará $\xi = 0,5$

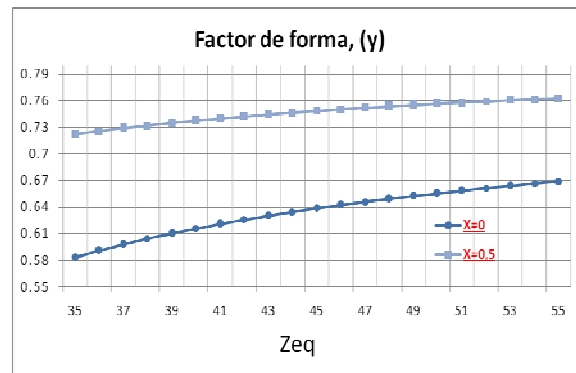


Fig. 5. Valores del Factor de Forma para los coeficientes de corrección analizados en función de Z_{eq} .

El calculo de Z_{eq} , se realizó con la siguiente ecuacion: $Z_{eq} = \frac{Z_{rued}}{\cos \lambda^3}$

$$Z_{eq} = \frac{45}{\cos 15.25^3} = 50.1128943 \approx 50$$

Con este valor de Z_{eq} se ingresa al gráfico de la Figura 4 y se obtiene el valor del factor de forma $y = 0,66$ sin corrección e $y = 0,76$ con corrección, los cuales serán utilizado para el cálculo de la tensión a flexión en el diente de la corona de las transmisiones original y corregida. La evaluación de la resistencia a flexión de la transmisión original arrojó:

$$\sigma_{flex} = \frac{1,9 \cdot \cos \lambda}{m \cdot d_{rued} \cdot d_{torn} \cdot y} M_{tor} \cdot Kc \cdot Kd \leq \sigma_{adm. flex} ; [kgf/cm^2]$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1,9 \cdot \cos 15.25}{1 \cdot 45 \cdot 11 \cdot 0,66} \cdot 16383,8 \cdot 1 \cdot 1,2 = 400,4 ; [kgf/cm^2]$$

$$\sigma_{flex} = 111,1 \leq \sigma_{adm. flex} = 650 ; [kgf/cm^2]$$

Obteniendo un factor de seguridad a la flexión con relación a la tensión admisible igual a:

$$n = \frac{\sigma_{adm. flex}}{\sigma_{flex}} = \frac{650}{111,1} = 5,9$$

Como se aprecia la transmisión original no debía fallar ni por fatiga superficial, ni volumétrica. Evidentemente la fractura fue una sobrecarga.

- **Cálculo de la Resistencia de la Transmisión Corregida.**

Para realizar el cálculo de la transmisión corregida, se ejecutaron las mismas operaciones efectuadas en el cálculo de la transmisión original, la diferencia consiste en el cambio de algunos datos que se variaron convenientemente para aumentar capacidad de trabajo del reductor; (Dobrovolski, 1975), recomienda hacer corrección positiva $\xi = 0,5$ para aumentar resistencia en los dientes de la corona, para lograr esta corrección positiva y mantener invariable la distancia entre centros se hace necesario eliminar un diente de la corona, ya que al realizar corrección positiva el diámetro primitivo de la corona crece. Los restantes parámetros se mantuvieron constantes. En la Tabla 2 se muestran los resultados fundamentales para ambas transmisiones.

Tabla 2 Resultados del cálculo de ambas transmisiones.

Parámetros	Unidad	Nomenclatura	Transmisión original	Transmisión corregida
Diámetro de paso	mm	d_{dtom}	110	110
Diámetros primitivos	mm	d_{tom} / d_{rued}	110/450	120/440
Diámetros exteriores	mm	$D_{e.tom} / D_{e.rued}$	134/470	134/464
Diámetros interiores	mm	$D_{i.tom} / D_{i.rued}$	85/425	101/431
Relación de transmisión	-----	i_{4-5}	15	14,7
Revoluciones de la corona	r.p.m	n_5	57	58,2
Tensiones de contacto	kgf/cm ²	σ_{sup}	468.94302	400.3892768
Tensiones de flexión corona	kgf/cm ²	σ_{flex}	111.074878	90.2328738

Como se aprecia en la tabla las tensiones tanto de contacto como de flexión de la transmisión corregida se reducen sensiblemente con relación a la original, contribuyendo la corrección a compensar las posibles insuficiencias en la calidad del bronce. La transmisión corregida también tendrá mayor resistencia a las sobrecargas, no obstante se diseñó la corona de manera que se pudieran ubicar tornillos fusibles entre la unión de la llanta y el centro para proteger el anillo de bronce de la corona en caso de ocurrir una sobrecarga; en tal situación el tornillo se fracturaría y el aro giraría en el centro de la corona, evitando una rotura mayor, posteriormente se instalarían nuevos tornillos y la máquina seguiría trabajando sin problemas. La llanta de bronce se realizará de forma tal que tenga un ajuste deslizante con el centro de la corona en (h), ver Fig. 5 y los tornillos poseen entallas en la zona de unión para lograr su fractura frágil.

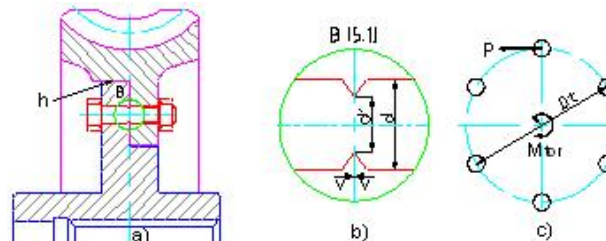


Fig. 5. Esquema de cálculo del fusible.

Finalmente para que el reductor trabaje adecuadamente y sin sobrecalentarse se verificó que cumpliera la condición de balance térmico, la cual expresa que todo el calor que se produce en la transmisión debe ser disipado por la carcasa del reductor: $Q_{generado} \leq Q_{disipado}$

3. CONCLUSIONES

Del trabajo realizado se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. Se realizaron los cálculos de la resistencia de las transmisiones, original y rediseñada, confirmando que evidentemente la primera falló por sobrecargas.

2. Se elaboró una Metodología de Cálculo que permite tomar en cuenta la influencia de la corrección y la fricción en la resistencia de las transmisiones por tornillo sin fin.
3. Se realizó el rediseño de las ruedas de la transmisión utilizando la corrección positiva de la corona, sin modificar la distancia entre centros confirmando las ventajas de la misma.
4. Se diseñó un elemento fusible para eliminar la posibilidad de averías por sobrecargas.

4. REFERENCIAS

1. Elementos de Máquina. V. Dobrovolski... [et. al.].--Moscú: Editorial MIR, 1991. —p. 323.
2. Goytisoló, R. Influencia de la Corrección en la Lubricación de las Transmisiones por Engranajes. Revista Centro Construcción de Maquinaria 1, (1): 18-21, 1976.
3. Goytisoló R. y Moya, J. Corrección de Altura para Máxima Resistencia a la Picadura. Revista Centro Construcción de Maquinaria 2, (2), 1977.
4. Goytisoló R. [et. al.]. Corrección de altura para máxima resistencia a la fractura en engranajes cilíndricos de dientes rectos bajo diferentes coeficientes de fricción. Memoria Técnica en el 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Octubre del 2007, Cusco, Perú.
5. Goytisoló R. [et. al.]Influencia de la corrección de altura en la disminución del desgaste en los engranajes cilíndricos de dientes rectos exteriores. Memorias del V Congreso Bolivariano de Ingeniería Mecánica y II Congreso Binacional de Ingeniería Mecánica COBIM 2008, Junio 2008 en la Universidad de Pamplona, Cúcuta, Colombia.
6. Quiñones, A. Nuevo Modelo Matemático para el cálculo del Factor de Forma en Engranajes de Evolvente Cilíndricos de Dientes Rectos y su Validación por el Método de los Elementos Finitos. Tesis de Maestría, 2004. Goytisoló, R. y Moya j. tutores.
7. Quiñones, A, Goytisoló, R, Moya J. Influence of the Friction Force, the Tooth Correction Coefficient and the Normal Force Radial Component in the Form Factor and the Stress in the Feet of Spur Gear's Teeth. Proceedings of the Congress of American Society of Mechanical Engineers, 5-11 Nov. 2005, Orlando, Florida, E.U.A.
8. Soto Berumen, Luis Perfeccionamiento del Diseño y del Cálculo de las Transmisiones por Tornillo Sin Fín. Tesis en Opción del Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Dr. Jorge Moya Rodríguez, Dr. Rafael Goytisoló Espinosa, tutores. 2007.

5. AUTORIZACIÓN Y RENUNCIA

Los autores autorizan a LACCEI para publicar el escrito en las memorias de la conferencia. LACCEI.

Los editores no son responsables ni por el contenido ni por las implicaciones de lo que esta expresado en el escrito.