

Comparación entre dos métodos para el Cálculo y Selección de un Tornillo de Fijación o Prisionero

Comparison between two methods for the Calculation and Selection of a Fixation Screw

Jeremías R. Luque

Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional San Francisco, Argentina.
jere_luque@hotmail.com

Felipe A. Abraham

Universidad Tecnológica Nacional), Facultad Regional San Francisco, Argentina.
felipe_tec_em@hotmail.com

Ignacio R. Ortega Dall'Agata

Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional San Francisco, Argentina.
ignacioortegadal@hotmail.com

Walter R. Tonini

Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional San Francisco, Argentina.
wtonini@sanfrancisco.utn.edu.ar

Resumen

El informe que presentamos a continuación desarrolla dos métodos para luego compararlos y así obtener el correcto tornillo de fijación por presión, teniendo en cuenta distintos aspectos como son: principio de funcionamiento, normas DIN 916, análisis de tensión y deformación, concluyendo con la selección de un tornillo comercial que mejor se ajuste a la tarea a realizar.

Palabras clave: Prisionero, selección de tornillos, cálculo, norma DIN.

Abstract

The report that we present below develops two methods to later compare them and thus obtain the correct pressure fixing screw, taking into account different aspects such as: operating principle, DIN 916 standards, stress and deformation analysis, concluding with the selection of a commercial screw that best suits the task at hand.

Keywords: Prisoner, screw selection, calculation, DIN standard.

Introducción

El diseño de un sistema para transmitir potencia requiere de atención al diseño y selección de cada uno de los componentes (ejes, engranajes, rodamientos, etc.). Este documento analizará un componente al que comúnmente se le resta importancia quizás debido a su tamaño, sin embargo, es de **vital** importancia a la hora de fijar un engranaje a un eje y permitir condiciones óptimas de trabajo. Hablamos del tornillo de fijación por presión mejor conocido en la jerga del taller como “prisionero”.

Los datos relevantes del sistema de transmisión de potencia se proporcionarán para facilitar el cálculo y concentrarnos en el análisis del tornillo de fijación. A los fines prácticos se seleccionará un modelo de prisionero comercial estándar y se analizarán los esfuerzos a los que este es sometido.

Método

El estudio del prisionero se desdoblará en seis partes:

- Generalidades del tornillo o perno.
- Principio de funcionamiento.
- Análisis de las características del tornillo de fijación según norma DIN 916.
- Estado de tensión en la rosca.
- Análisis de las tensiones y deformaciones que sufrirá el elemento.
- Proceso de selección del tornillo normalizado.

Generalidades del tornillo o perno. El tornillo es un elemento de sujeción y nos permite unir piezas, en nuestro caso se producirá un acortamiento por compresión, sin ser una deformación permanente y logra soportarlos esfuerzos a los que está sometido. Existen varios tipos de tornillos, en nuestro caso será un tornillo **allen** sin cabeza de rosca milimétrica usada como “prisionero” para unir un engranaje a un eje.

El prisionero consta de la caña que es la parte cilíndrica del tornillo que se enrolla un plano inclinado formando los filetes de la rosca, la rosca es la parte del cilindro que aparece tallada o surcada y consta a su vez de tres partes, el filete o hilo, la cresta y el fondo o raíz. En nuestro caso no cuenta con cabeza, pero se talla en el interior de la caña la forma hexagonal para ajustarlo mediante llaves **allen**.

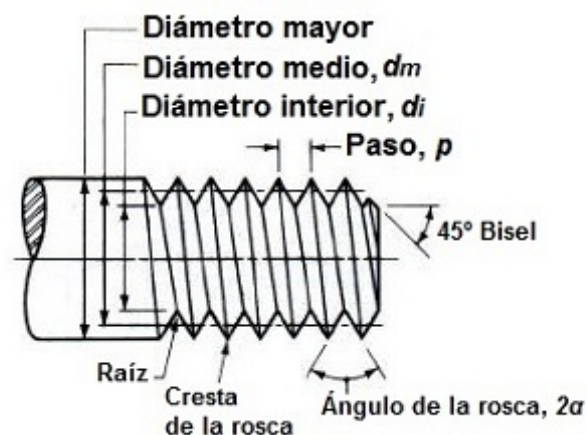


Figura 1. Esquema con las partes de un tornillo o bulón.

Principio de funcionamiento. Sobre la caña (cuerpo cilíndrico) se enrolla un plano inclinado formando los filetes de la rosca del tornillo.

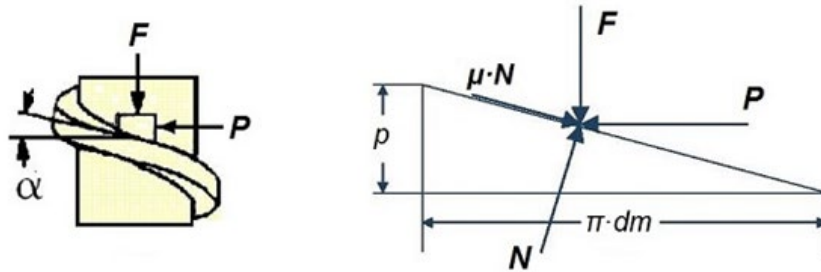


Figura 2. Diagrama de fuerzas que se generan al ajustar el prisionero en el orificio del engranaje.

Al hacer girar el tornillo en el interior de la tuerca (una vuelta completa), la tuerca recorrerá una longitud de circunferencia igual a $\pi \cdot d_m$ donde d_m representa el diámetro medio de la rosca, y realiza un avance en dirección axial de la rosca igual a p (paso del tornillo) donde el ángulo de paso (α) está dado por $\alpha = \cotg(p / \pi \cdot d_m)$. El prisionero trabaja a compresión (de la fuerza aplicada para su ajuste sobre la superficie de contacto con el eje) y corte tangencial (del momento del eje en conjunto con el engranaje).

Análisis de las características del tornillo de fijación según norma DIN 916. Se aplica para tornillos allen milimétricos sin cabeza, principalmente en lugares donde no hay suficiente espacio disponible para usar un tornillo allen de cabeza cilíndrica. Los principales campos de aplicación son ingeniería pesada, matrices y utillajes, bombas en aplicaciones internas y externas, automoción e industria naval, fijación de seguridad, aplicaciones a altas temperaturas, etc. Se fabrican en acero aleado al carbono de alta resistencia o acero inoxidable con un FOSFATADO y PASIVADO como tratamiento de acabado superficial, la superficie posee un color negro que se le provee mediante un tostado o químicamente. La temperatura máxima de resistencia va desde los -25°C a los 200°C .

A continuación, se presenta los gráficos y tablas con los datos normalizados de las dimensiones más comunes comercialmente disponibles. Tenga en cuenta que en el gráfico d es diámetro, t profundidad de fresado del hexágono interno para ajuste, l largo total del tornillo, d_t diámetro de la superficie de apoyo, e radio del círculo que contiene el hexágono para la llave allen, s distancia entre caras del hexágono.

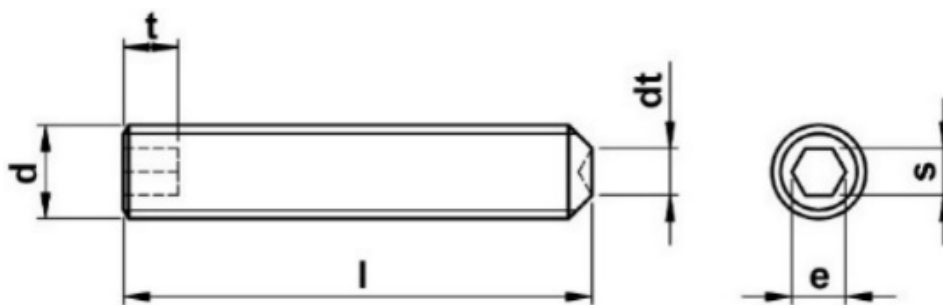


Figura 3. Dimensiones de un tornillo de fijación según norma DIN 916.

Tabla 1. Dimensiones normalizadas (norma DIN 916)

D	Paso	d máx.	t min.	t máx.	s	e
M2	0,40	0,50	0.08	1.7	0.9	1.0
M2.5	0,45	0,90	1.2	2.0	1.3	1.4
M3	0,50	1,40	1.2	2.0	1.5	1.7
M4	0,70	2,00	1.5	2.5	2	2.3
M5	0,80	2,50	2.0	3.0	2.5	2.9
M6	1,00	3,00	2.0	3.5	3	3.4
M8	1,25	5,00	3.0	5.0	4	4.6
M10	1,50	6,00	4.0	6.0	5	5.7
M12	1,75	8,00	4.8	8.0	6	6.9
M16	2,00	10,00	6.4	10.0	8	9.2
M20	2,50	14,00	8.0	12.0	10	11.4

Análisis de las tensiones y deformaciones que sufrirá el elemento. En un sistema eje-engranaje que usa tornillo de fijación para mantenerse unido, el tornillo se somete a dos grandes esfuerzos, la falla por cortante y el esfuerzo de compresión.

Antes que nada, fijaremos las condiciones de trabajo a las que se somete el tornillo de fijación. Se trata de un tren de engranes de inversión compuesto, como el que se muestra en la figura.

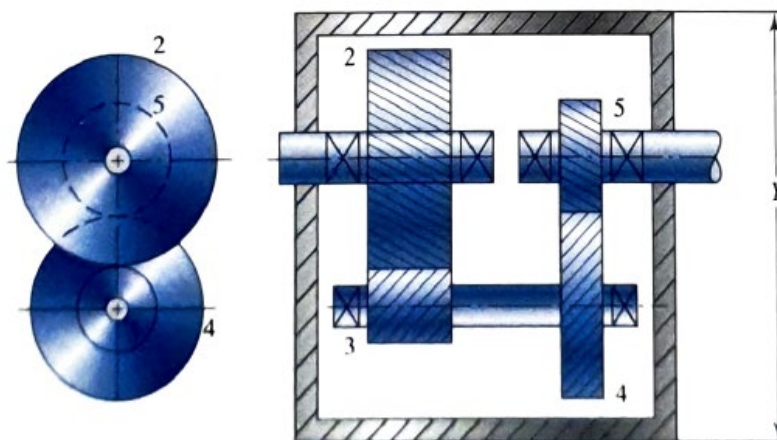


Figura 4. Tren de engranes de inversión compuesta.

A continuación, se presentará un conjunto de las especificaciones del sistema en cuestión.

Motor que origina el par

Marca: WEG Línea: W22

Sistema Trifásico de baja tensión

Nro. de polos: 2

Velocidad del eje: 1500 rpm

Frecuencia: 50Hz

Tornillo de fijación (Prisionero)

Material: Acero aleado de alta resistencia

Resistencia a la fluencia: 58 Kg/mm²

Factor de seguridad: 2

Potencia: ½ HP
Ø eje: 14J6 (mm) = 14 mm

El par de torsión aplicado sobre el prisionero se obtiene mediante la ecuación de potencia.

$$T = \frac{726000 \cdot H}{n} \quad \therefore \quad T = \frac{726000 \cdot 0,5HP}{1500rpm} \quad (1)$$

$$T = 242 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

Luego, la fuerza F en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{\frac{\phi}{2}} = \frac{242 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}}{14 \text{ mm} / 2} \quad (2)$$

$$F = 34,57 \text{ Kgf}$$

Usando la teoría de la energía de distorsión, podemos calcular la resistencia al cortante como:

$$S_{Sy} = 0,577 \cdot S_y = 0,577 \cdot 58 \text{ Kgf} / \text{mm}^2 \quad (3)$$

$$S_{Sy} = 33,47 \text{ Kgf} / \text{mm}^2$$

La falla por cortante será:

$$\tau = \frac{S_{Sy}}{FS} = \frac{33,47 \text{ Kgf} / \text{mm}^2}{2} \quad (4)$$

$$\tau = 16,74 \text{ Kgf} / \text{mm}^2$$

Para calcular el esfuerzo máximo por compresión que resistirá el tornillo de sujeción usaremos el par de torsión calculado en (1) para determinar por tabla el diámetro (Ø) del mismo.

Tabla 2. Diámetro del tornillo de presión según el par de torsión soportado.

Medida nominal y paso normal Ø broca para perforar (mm)	Par de torsión (Kgf.mm)	Potencia de sujeción (Kgf)
M2 x 0,40	1,60	29,48
M2,5 x 0,45	2,00	38,56
M3 x 0,50	2,50	54,43
M4 x 0,70	3,30	113,40
M5 x 0,80	4,20	174,63
M6 x 1,00	5,00	244,94
M8 x 1,25	6,75	453,59
M11 x 1,50	9,50	907,18
M13 x 1,75	11,25	1133,98
M16 x 2,00	14,00	1587,57
M18 x 2,50	15,50	1814,37
M22 x 2,50	19,50	2267,96
M24 x 3,00	21,00	2721,55

Se puede observar que en la tabla no se encuentra el valor del par torsor calculado, $T=242$ Kgf.mm. Este se encuentra entre el valor de $T_5=230,40$ Kgf.mm correspondiente al tornillo M5 x 0,80 y el valor $T_6=414,20$ Kgf.mm correspondiente al tornillo M6 x 1,00, por lo que tomaremos este último para desarrollar el cálculo, dada su existencia comercial. Lo que nos indica un diámetro de 6mm. Por lo tanto, la superficie de apoyo del tornillo sobre el eje será:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot (6mm)^2}{4} \quad (5)$$

$$A = 28,27 \text{ mm}^2$$

Usaremos la ecuación de esfuerzo de compresión para determinar la compresión máxima que soportara nuestro prisionero.

$$C = \frac{F}{A} = \frac{34,57Kgf}{28,27mm^2} \quad (6)$$

$$C = 1,22 \text{ Kgf/mm}^2$$

Estado de tensión en la rosca. Analizaremos ahora los niveles de tensión que se alcanza en el interior del material de la rosca del tornillo, dados los esfuerzos transmitidos al engranar la rosca del tornillo con el roscado del eje.

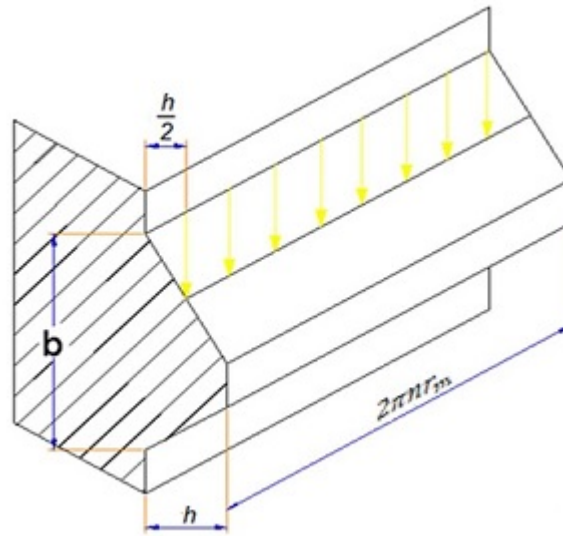


Figura 4. Sección de rosca analizada como si fuera una viga en voladizo.

Como se ve en la figura el perfil de la rosca se puede analizar como si fuera una viga en voladizo, donde se aplica una fuerza (F) distribuida a lo largo de hélice del tornillo. Podemos realizar dos observaciones sobre la figura 4. La primera que la zona de contacto entre la rosca del tornillo y el roscado del eje no se encuentra en el extremo de la rosca, sino que se da en el radio medio (rm), situado a una distancia (h/2) medida desde la base del diente.

La segunda, que existe un valor de $2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_m$ que define la superficie de contacto en todo momento a lo largo de toda la longitud de la hélice de la rosca. El cálculo del estado de tensión normal (σ) que nace en la base de la rosca, se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{Mf}{W} = \frac{3 \cdot F \cdot h}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_m \cdot (0,7 \cdot p)^2} \quad (7)$$

donde:

F es la fuerza aplicada al tornillo

h es un cuarto del paso de la rosca

rm es el radio medio de la rosca

n depende del tipo de rosca, en nuestro caso vale 1

dmáx es el diámetro máximo del prisionero

p es el paso de la rosca

La fuerza F la tomamos de la ecuación (2), y los datos de las dimensiones del tornillo se obtienen de la tabla 1 que contiene los valores de acuerdo a la norma DIN916.

Reemplazando para un prisionero M6 obtenemos:

$$\sigma = \frac{3 \cdot 34,57 \text{ Kgf} \cdot 0,25 \text{ mm}}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,5 \text{ mm} \cdot (0,7 \cdot 1 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 16,84 \text{ Kgf/mm}^2$$

Finalmente, el esfuerzo cortante transversal viene dado por:

$$\tau = \frac{F}{1,4 * \pi * n * r * m * p} \quad (8)$$

$$\tau = \frac{34,57 \text{ Kgf}}{1,4 * \pi * 1 * 0,5 \text{ mm} * 1 \text{ mm}}$$

$$\tau = 15,71 \text{ Kgf/mm}^2$$

Proceso de selección del tornillo normalizado. Como se puede observar en los cálculos anteriores el proceso de selección no es directo, se debe seleccionar un tornillo, realizar los cálculos e ir comparando y corrigiendo con los datos de la norma DIN916 que se corresponde con los tornillos que se consiguen comercialmente. Se debe tener en cuenta que el tornillo de sujeción debe tener una longitud de casi la mitad del diámetro del eje. Además, se debe usar un factor de seguridad para cargas dinámicas en la selección realizada.

Resultados

Las dimensiones del tornillo dependen directamente del par aplicado sobre él, con un valor de 242 Kgf/mm² resultando en un comercial M6 x 1,00.

Se utilizaron dos métodos para obtener el esfuerzo cortante al que estará sometido el tornillo, los resultados muestran una diferencia del 6,15% entre las magnitudes obtenidas.

Conclusiones

Para seleccionar un tornillo de fijación adecuado se debe calcular el par de torsión al que estará sometido e ir comparando los datos obtenidos con los datos de referencia en la norma DIN916 que se corresponde con los tornillos que se consiguen comercialmente.

Es importante tener en cuenta dos factores que influyen en la selección, primero que la longitud depende directamente del diámetro del tornillo y segundo el factor de seguridad para cargas dinámicas.

Referencias

Instituto Alemán de Normalización, Norma DIN 916, 2012.

J. M. Gere, Timoshenko, Resistencia de Materiales, 5ta Ed., Paraninfo, 2002.

Catalogo WEG, Hoja de datos Motores Trifásicos Línea W22, WEG Equipamientos Eléctricos S.A., 2013.

R. G. Budynas y J. K. Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va. Ed., Editorial McGrawHill, 2008.