

## **RANGO DE TORQUE SEGURO Y COMPORTAMIENTO MECANICO DE EJES DE MASAS EMPLEADOS PARA EL AJUSTE DE RUEDAS DE BICICLETAS DE USO PÚBLICO**

**D. Martinez Krahmer<sup>(1)</sup>, G. Maceira<sup>(1)</sup>, G. Papzuck<sup>(1)</sup>, y O. González<sup>(1)</sup>.**

(1) Centro de Investigación y Desarrollo en Mecánica - Instituto Nacional de Tecnología Industrial – Avenida General Paz 5445 - Buenos Aires - Argentina. Email: [mkrahmer@inti.gov.ar](mailto:mkrahmer@inti.gov.ar)

### **RESUMEN**

*La Resolución 220/03 de la Secretaría de Industria de Argentina, referida a la certificación obligatoria de requisitos de seguridad para bicicletas de uso público, significó el desarrollo e implementación de un conjunto de ensayos, aplicados algunos, a la bicicleta completa, y otros, a componentes de las mismas. Entre estos últimos, los sistemas de freno, las horquillas, y algunos componentes usados para ajustar partes al sistema cuadro-horquilla, revisten una enorme importancia para la seguridad del usuario.*

*Dada la absoluta falta de antecedentes regionales y con el objeto de asistir al sector industrial de la bicicleta, ya fueron realizados tres trabajos sobre los principales componentes citados [1,2,3]. Observada la necesidad de fijar condiciones de ajuste para los ejes de masas de ruedas, que estos ajustes sean compatibles con las partes empleadas en el mercado argentino y dada la norma IRAM 40020 [4], que establece los requerimientos y la metodología de prueba para estos componentes, se efectuaron ensayos sobre ejes de masas de ruedas para determinar su rango de ajuste seguro y la calidad de los ejes, y estudios teóricos para conocer la relación existente entre el ajuste y sus propiedades mecánicas.*

*Los resultados obtenidos indican que un rango de 14 a 20 Nm asegura un ajuste rígido en más del 90% de los casos estudiados. Adicionalmente, este rango de torque genera una tensión de trabajo máxima que representa el 71% de la tensión de fluencia para el eje de menor calidad evaluado.*

**Palabras clave:** bicicletas, torque, ruedas, masas, ejes roscados.

### **1. INTRODUCCIÓN**

El ajuste de algunos componentes de las bicicletas al sistema cuadro-horquilla reviste una enorme importancia para la seguridad del usuario.

El portamanubrio, el caño de asiento y las ruedas, son algunos de estos componentes que deben ser ajustados de manera segura.

El ajuste adecuado está dado por aquel valor de torque que asegura una unión “rígida” de los componentes a la bicicleta.

Observada la necesidad de establecer condiciones de ajuste para los componentes indicados en aquellas bicicletas de uso público, que además estos ajustes sean compatibles con las partes habitualmente empleadas en el mercado argentino y dada la norma IRAM 40020 de requisitos de seguridad en bicicletas [4], que establece la metodología de prueba y los requerimientos para los componentes citados, se efectuaron ensayos sobre ejes roscados de masas de ruedas para establecer su rango de ajuste, adoptando como rango seguro, aquellos valores de torque que cumplen con los requisitos de la norma IRAM 40020 para el citado componente.

Para conocer el comportamiento frente al torque de ajuste y la calidad de los ejes roscados evaluados, se realizaron análisis por métodos prácticos y teóricos (metalografía, tracción, carga axial, tensión de trabajo del núcleo del eje y torque de falla mínimo calculado a partir del eje roscado de menor límite de fluencia hallado).

### **2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL**

Se ensayaron un total de siete ejes roscados de masa, seleccionados al azar de un conjunto de cuarenta masas de distintas procedencias (Figura 1). En todos los casos, los extremos roscados de estos ejes de masa presentaron roscas del tipo BG· 3/8” x 26.

Sobre los ejes roscados se efectuaron: 1) ensayos de torque para establecer el rango de ajuste seguro, 2) ensayos de tracción para determinar los límites de fluencia, resistencia a la tracción y tipos de fractura

resultantes y 3) ensayos metalográficos para conocer la clase de estructura, tratamiento térmico, proceso de fabricación y dureza de las muestras evaluadas.



**Figura 1.** Masas de ruedas y eje roscado.

## 2.1 Ensayo de torque

Para determinar el rango de torque que cumpla con los requisitos establecidos, se efectuaron pruebas de retención de la rueda delantera a partir de ajustes de 8Nm con incrementos de 2Nm por vez, hasta alcanzar la situación de rigidez deseada.

La metodología del ensayo de retención de rueda delantera y sus requisitos correspondientes, pertenecen al punto 4.6.4.2 de la norma IRAM 40020:2006

El ensayo consiste en sujetar la rueda delantera sobre la horquilla a un torque determinado, y mediante un sistema que genera y mide la fuerza de extracción, se aplica una fuerza de extracción creciente, debiendo observarse que esta fuerza de extracción supere los 2300N (Figura 2).



**Figura 2.** Ensayo de retención de rueda delantera.

Para la realización de este ensayo se emplearon un torquímetro con retrapante marca CDI y una celda de carga PSS.

## 2.2 Propiedades mecánicas, tipo de fractura y análisis microestructural

Los ejes roscados de masa fueron sometidos a ensayos de tracción para conocer sus límites de fluencia, resistencia a la tracción y tipo de fractura.

Seguidamente se realizaron estudios metalográficos para establecer su estructura, dureza, tratamiento térmico y proceso de fabricación.

Los ensayos de tracción se efectuaron en una máquina de tracción Shimadzu UH-1000 KNA.

Las observaciones metalográficas se realizaron con un microscopio Zeiss Axiotech, mientras que las microdurezas se determinaron mediante un microdurómetro Shimadzu HVM 2000, con una carga de 10N.

### 3. PROCEDIMIENTO TEÓRICO

#### 3.1 Carga axial, tensión de trabajo, y torque de falla mínimo

Se persigue como finalidad conocer la carga axial  $F_a$  que genera el máximo torque de ajuste recomendado, así como la tensión de trabajo  $\sigma_0$  sobre el núcleo del eje roscado, y el torque de falla mínimo para el eje roscado evaluado de peor calidad.

El torque  $T$  aplicado al eje y la carga axial  $F_a$  generada por dicho torque, están relacionados mediante la siguiente expresión [5]:

$$T = F_a * \left[ \frac{\frac{d_m}{2} * \left( \tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta_n} \right)}{1 - \frac{f * \tan \alpha}{\cos \theta_n}} + f_c * \frac{d_c}{2} \right] \quad (1)$$

En donde:

$T$  = torque aplicado al eje roscado de masa en Nm.

$F_a$  = carga axial generada por el torque de ajuste en N.

$d_m$  = diámetro medio de la rosca del extremo del eje en mm.

$d_c$  = diámetro efectivo de la superficie de rozamiento (collar) contra la cual se apoya la carga en mm.

$f$  = coeficiente de rozamiento entre la rosca del eje y la tuerca.

$f_c$  = coeficiente de rozamiento en el collar.

$\alpha$  = ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio en grados.

$\theta_n$  = ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial, medido en un plano normal a la hélice de la rosca en el radio medio en grados.

El ángulo de la hélice  $\alpha$  está relacionado con el paso  $p$  del eje roscado y su diámetro medio  $d_m$  mediante la ecuación [5]:

$$\tan \alpha = \frac{p}{\pi * d_m} \quad (2)$$

Respecto del ángulo  $\theta_n$ , está relacionado con el semiángulo del filete de rosca  $\theta$  y el ángulo de la hélice  $\alpha$  como sigue [5]:

$$\tan \theta_n = \tan \theta * \cos \alpha \quad (3)$$

La fuerza  $F_a$  genera una tensión de trabajo  $\sigma_0$  sobre el eje de masa, que se comparará con el límite de fluencia  $Re$  correspondiente al material del eje. La tensión en el núcleo puede calcularse considerando que la carga es soportada por un cilindro desnudo cuyo diámetro  $d_i$  es el diámetro de raíz del eje. En consecuencia, la tensión de trabajo  $\sigma_0$  del núcleo es [5]:

$$\sigma_0 = \frac{4F_a}{\pi d_i^2} \quad (4)$$

Finalmente, para calcular el torque de falla mínimo para el eje de masa de peor calidad evaluado, empleado la ecuación (4), se considera que la tensión de trabajo  $\sigma_0$  es igual al límite de fluencia del eje de peor calidad resultando entonces la fuerza axial de falla:

$$F_{a_{falla}} = \frac{\pi Re_{\min} d_i^2}{4} \quad (5)$$

Conocida la fuerza axial que provoca la falla, se calcula el torque de falla ( $T_{falla}$ ) a partir de la ecuación (1).

## 4. RESULTADOS Y DISCUSION

### 4.1 Ensayo de torque

En la Tabla 1 se presenta el rango de torque que ha asegurado en más del 90% (experimental) de los casos, una fijación que cumple con los requisitos de la norma IRAM 40020.

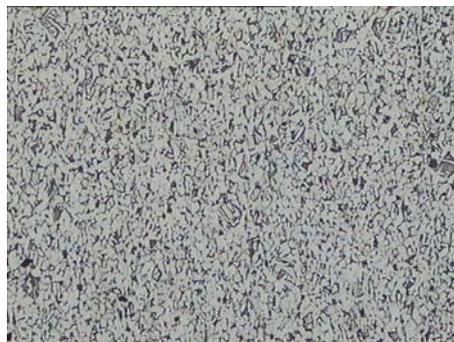
**Tabla 1.** Rango de torque para fijación de portamanubrios.

Fuente	Rango de torque (Nm)
INTI – Mecánica	14 a 20

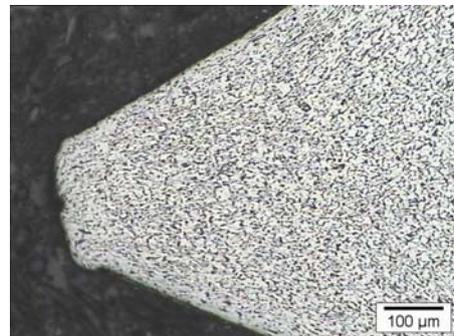
El rango obtenido es similar a rangos publicados en Internet [6,7]. Sin embargo, no hay indicios allí de las características mecánicas de los ejes roscados empleados para generar tal ajuste.

### 4.2 Propiedades mecánicas, tipo de fractura y análisis microestructural

En las Figuras 3 a la 4 se observan fotomicrografías, correspondientes al único tipo de estructura hallada.



**Figura 3.** Fotomicrografía (200X) correspondiente al núcleo de la muestra N°7



**Figura 4.** Fotomicrografía (200X) correspondiente al filete de rosca de la muestra N°7

En las Tabla 2 se presentan respectivamente, para los ejes roscados de masa rosca BG 3/8" x 26 ensayados, las propiedades mecánicas (límite de fluencia  $R_e$ , resistencia a la tracción  $R_m$  y tipo de fractura). Seguidamente, se presentan las características microestructurales (estructura y dureza Vickers promedio) y su tratamiento térmico y proceso de fabricación (tratamiento térmico posterior al estado de entrega del material y proceso empleado para la obtención del filete roscado).

**Tabla 2.** Propiedades mecánicas de los tornillos evaluados.

Muestra	$R_e$ (MPa)	$R_m$ (MPa)	Fractura
1	658	762	Dúctil
2	606	725	Dúctil
3	818	951	Dúctil
4	829	987	Dúctil
5	746	869	Dúctil
6	663	792	Dúctil
7	575	676	Dúctil

En todos los casos evaluados, la microestructura hallada es del tipo ferrita+perlita, la dureza Vickers promedio para todas las muestras fue de HV1 225 ± 15, sin tratamiento térmico (salvo el correspondiente al estado de entrega del material de partida) y con las roscas generadas por un proceso de laminado en frío. Resulta evidente la homogeneidad de las muestras evaluadas, a pesar de su dispar origen.

#### 4.3 Carga axial, tensión de trabajo, y torque de falla mínimo

Dado que los ejes roscados de masa son BG 3/8" x 26, se consideraron para los cálculos realizados:  $d_m = 8,895\text{mm}$  [8];  $d_c = 0\text{mm}$ ;  $d_i = 8,27\text{mm}$  [8];  $p = 0,977\text{mm}$ ;  $f = f_c = 0,15$  [5];  $\theta = 27,5^\circ$ , para el acero es  $E=210.000\text{ N/mm}^2$ . En la Tabla 3 se presentan la carga axial teórica  $F_a$  que genera el mayor torque de ajuste ( $T = 20\text{ Nm}$ ), la tensión de trabajo del núcleo  $\sigma_o$  para dicha carga, y el torque de falla mínimo  $T_{\text{falla mín.}}$  calculado para el eje de masa de peor calidad evaluado (Ver Tabla II).

**Tabla 3.** Esfuerzos y deformaciones producidos por el torque de ajuste.

Eje	$F_a$ (N)	$\sigma_o$ (MPa)	$T_{\text{falla mín.}}$ (Nm)
BG3/8x26	21978	409	28

La comparación de valores entre la tensión de trabajo del núcleo, y el límite de fluencia mínimo encontrado de 575 MPa (Ver Tabla 2), demuestran que la utilización del rango de torque obtenido, aún empleando aquel eje roscado de peor calidad, no provocará el fallo del mismo, ya sea por deformación plástica o fractura (el torque de falla mínimo es de 28 Nm).

#### 5. CONCLUSIONES

1. El rango de torque de ajuste seguro propuesto de 14 a 20 Nm garantiza un ajuste rígido en más del 90% de los casos estudiados.
2. Respecto de la zona de trabajo de los ejes de masa, el rango de torque obtenido genera una tensión de trabajo máxima que representa el 71% de la tensión de fluencia para el eje roscado de masa de menor calidad evaluado.
3. Los resultados correspondientes a las propiedades mecánicas y los análisis microestructurales, revelan que existen en el mercado argentino ejes de masa de similar calidad para cumplimentar la función de ajuste de las ruedas.
4. Estos ejes roscados, sin tratamientos térmicos, y construidos en forma seriada por laminación, se revelan aptos para el destino indicado.

#### REFERENCIAS

1. Martinez Krahmer y Russo, Comparación teórico-experimental de los sistemas de freno Cantilever y V-Brake empleados en bicicletas, 5° Jornadas de Desarrollo e Innovación, Instituto Nacional de Tecnología Industrial, Octubre 2004 (*artículo en acta de congreso*)
2. Martinez Krahmer, Elvira y otros, Evaluación resistencial de horquillas de bicicletas de uso público mediante técnicas experimentales y de simulación computacional, Jornadas SAM / CONAMET 2005, Mar del Plata, Argentina (*artículo en acta de congreso*)
3. Martinez Krahmer y otros, Rango de torque seguro y comportamiento mecánico de tornillos de expansión empleados para el ajuste de portamanubrios de bicicletas de uso público, Jornadas CONAMET / SAM 2006, Santiago de Chile, Chile (*artículo en acta de congreso*)
4. IRAM 40020, Bicicletas, Requisitos de seguridad, Diciembre 2006 (*norma*)
5. Hall, Holowenko y Laughlin, Diseño de máquinas, Mc Graw-Hill, 1987 (*libro*)
6. [www.bsn.com/Cycling/](http://www.bsn.com/Cycling/) (*página web*)
7. [www.hastingsmfg.com](http://www.hastingsmfg.com) (*página web*)
8. Prizendt, Controlador de medidas, SENAI – SP, 1998 (*apunte*)