

# Estudio experimental de la relación par-precarga en tornillos de implantes dentales

J. Albizuri Irigoyen<sup>(1)</sup>, M. Abasolo Bilbao<sup>(1)</sup>, J. Aguirrebeitia Celaya<sup>(1)</sup>

(1) Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco - Euskal Herriko Unibertsitatea  
joseba.albizuri@ehu.es

---

Los sistemas de implante dental se componen habitualmente de las siguientes partes: a) el implante propiamente dicho, que se integra en el hueso mandibular proporcionando un soporte estable para los dientes artificiales, b) el poste o pilar, sobre el cual se coloca el diente o prótesis artificial; c) el tornillo oclusal que une el poste y el implante, y d) la prótesis ó el diente artificial. Asegurar una determinada precarga en el tornillo no es una tarea inmediata y sin embargo es un factor que condiciona fuertemente la vida útil del implante. En este sentido, los fabricantes de implantes proporcionan valores del par de apriete que debe aplicarse para obtener la precarga recomendada para asegurar el buen funcionamiento de la unión. No obstante, la bibliografía representativa del fenómeno de atornillado mediante par de apriete, revela que la relación entre el par aplicado y la precarga obtenida puede llegar a tener una dispersión elevada, consecuencia en gran medida de la dispersión propia del fenómeno de fricción, en el cual influyen factores como el material, el acabado superficial, la lubricación, la velocidad de apriete de la tuerca, la tolerancia entre roscas, la contaminación salivar y la humedad relativa, entre otros muchos. Esto implica que es necesario e inevitable recurrir a mediciones experimentales para determinar de forma fiable la relación par-precarga y su dispersión. En este trabajo, se presentan los resultados obtenidos para tornillos de oro y titanio de referencia INTOOC, INTTUH, TTUH y TTMI de la casa BTI. Para la medición de la pretensión se ha diseñado y construido un banco de ensayos de forma que se realiza una medida directa de la fuerza de pretensión mediante una célula de carga.

---

## 1. FACTORES DE INCERTIDUMBRE EN LA PRECARGA INICIAL DEL TORNILLO

La precarga inicial en el tornillo o pretensión se introduce generalmente aplicando un par mediante una llave de torsión. Para estudiar la relación entre el par  $T$  aplicado en la tuerca y la carga inicial  $F$  obtenida en el tornillo se suele usar la analogía de un bloque sobre un plano inclinado (ver figura 1) [1-4]. Según esta analogía, el bloque se corresponde con la rosca de la tuerca, al cual se le aplica una fuerza de apriete  $F_a$  mediante la llave de torsión de forma que trata de ascender por el plano inclinado que representa a la rosca del tornillo. La inclinación del plano es por tanto igual a la inclinación de la hélice de la rosca,  $\lambda$ . El peso del bloque es a su vez igual al valor de carga presente en el tornillo,  $F$ .

El movimiento de ascensión del bloque simula el apriete del tornillo, al cual se le opone la componente  $F \cdot \sin \lambda$  de la carga del tornillo y la fuerza de fricción que se desarrolla entre las roscas. Pero además, en el proceso de apriete del tornillo también debe vencerse la fuerza de fricción que se genera en la superficie de contacto entre la tuerca y el elemento a unir. De esta forma, tras las operaciones pertinentes, se llega a la fórmula que relaciona el par tursor aplicado  $T$  (en forma de fuerza  $F_a$ ) y la carga inicial  $F$  obtenida en el tornillo [3]:

$$T = F_a \cdot \frac{d}{2} = F \cdot \frac{(\mu + \operatorname{tg} \lambda \cdot \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \cdot \operatorname{tg} \lambda)} \cdot \frac{d}{2} + \mu \cdot F \cdot \frac{d_t}{2} \quad (1)$$

Donde, según se observa en la Figura I.23:

$\lambda$  = ángulo de inclinación de la hélice de la rosca.

$\alpha$  = ángulo de inclinación del perfil de la rosca.

$\mu$ = coeficiente de fricción entre las roscas del tornillo y de la tuerca.

$\mu'$ = coeficiente de fricción entre la tuerca y los elementos a unir.

$d$ = diámetro (métrica) del tornillo.

$d_t$ = diámetro medio de la tuerca, cuyo valor se suele tomar como  $1.25 \cdot d$ .

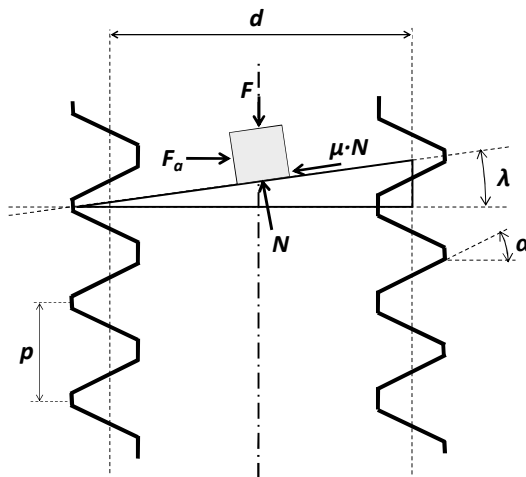


Figura 1. Analogía del plano inclinado: parámetros que influyen en el estudio de la relación par-apriete de un tornillo.

Más conocida es la ecuación simplificada de Motosh, la cual considera  $\cos \alpha \gg \mu \cdot \text{tg} \lambda$  [5]. En ella se observan claramente las tres resistencias que el par de apriete debe vencer: la componente de la carga  $F$  del tornillo (primer sumando), la fricción entre roscas (segundo sumando) y la fricción en la superficie tuerca-elemento (tercer sumando):

$$T = F_a \cdot \frac{d}{2} = F \cdot \text{tg} \lambda \cdot \frac{d}{2} + F \cdot \frac{\mu}{\cos \alpha} \cdot \frac{d}{2} + \mu' \cdot F \cdot \frac{d_t}{2} \tag{2}$$

Nótese que la fuerza  $F_a$  tiene dirección horizontal (perpendicular al eje del tornillo) y por ello las resistencias también vienen expresadas en esa dirección. De cualquier forma, la relación par-carga suele expresarse en la literatura de una forma aún más simplificada:

$$T \cong K \cdot F \cdot d \tag{3}$$

Donde al coeficiente  $K$  se le denomina *factor de tuerca*, de valor:

$$K = 0.5 \cdot \frac{(\mu + \text{tg} \lambda \cdot \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \cdot \text{tg} \lambda)} + 0.625 \cdot \mu_c \tag{4}$$

Generalmente el valor del factor de tuerca  $K$  se obtiene experimentalmente a partir de varios ensayos. El valor típico de  $K$  que se puede encontrar en la literatura es de alrededor de 0.2, con una desviación estándar de aproximadamente 0.05 (ver figura 2) [6]. Esta elevada dispersión es consecuencia en gran medida de la dispersión propia del fenómeno de fricción, en el que influyen factores como el material, el acabado superficial, la lubricación, la velocidad de apriete de la tuerca, la tolerancia entre roscas, la presencia o no de arandelas, etcétera. También son causantes de la dispersión otros fenómenos como las imperfecciones geométricas en los elementos de la unión (no perpendicularidades, tolerancias en las roscas), las desalineaciones entre el tornillo y el agujero, la precisión de la llave de torsión entre otros [7,8]. En definitiva, se trata de factores cuya influencia es virtualmente imposible de prever, lo que se traduce en que para un mismo par torsor  $T$  aplicado se produce un error de aproximadamente  $\pm 30\%$  en la carga inicial  $F$  obtenida en el tornillo [6].

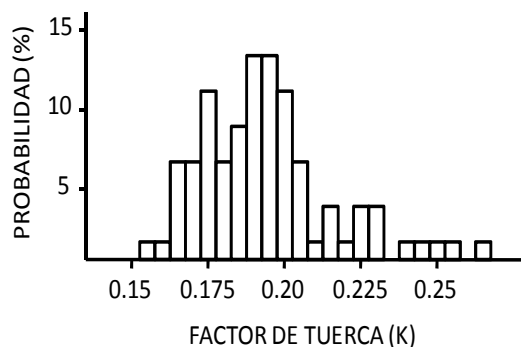


Figura 2. Valores típicos del factor de tuerca  $K$ .

En lugar de controlar el valor del par aplicado para tratar de conocer la carga inicial en los tornillos, puede controlarse la magnitud del giro que experimenta la tuerca al aplicarse dicho par. Al girar la tuerca, los elementos a unir se comprimen a la vez que el tornillo se tracciona. Así, se demuestra la carga inicial obtenida en el tornillo  $F$  en función del giro de la tuerca  $\theta$  (en radianes) es:

$$F = \theta \cdot \left( \frac{K_t \cdot K_e}{K_t + K_e} \right) \cdot \frac{p}{2\pi} \quad (5)$$

Donde:

$K_e$ = rigidez a compresión de los elementos a unir.

$K_t$ = rigidez a tracción del tornillo.

$p$ = paso de la rosca del tornillo.

Este método, que teóricamente es muy sencillo, presenta en la práctica algunos inconvenientes. Cuando se comienza a girar la tuerca, en un principio el tornillo no se carga porque la tuerca no ha llegado aún al contacto con los elementos a unir. Cuando se da el contacto, la tuerca comienza a comprimir los elementos y simultáneamente a traccionar el tornillo; sin embargo, si los elementos a unir no son perfectamente planos o existe una arandela no perfectamente plana, el giro de la tuerca se destinará casi completamente a corregir estos defectos y en consecuencia el tornillo sólo verá aumentada su carga ligeramente. A partir de ese instante, los elementos se comprimirán y el tornillo se traccionará simultáneamente en relación a sus rigideces, y la carga en el tornillo se ajustará en este tramo a la expresión de la ecuación 5. Finalmente, llegará un instante en el que el tornillo entre en fluencia y por tanto se deje de cumplir dicha relación giro-carga lineal. En resumen, la ecuación 5 que permite conocer la carga inicial en los tornillos en función de la magnitud del giro de la tuerca sólo es válida en un determinado tramo, y el problema está en que en la práctica es muy difícil conocer en qué instante (a partir de qué giro de la tuerca) comienza este tramo. Por otro lado, aún en el caso de que se supiera exactamente cuándo nos encontramos en ese tramo, la ecuación 5 no es tan sencilla de utilizar como en un principio podría parecer ya que el ángulo de giro de la tuerca  $\theta$  se refiere al giro relativo tuerca-tornillo y sin embargo, en la práctica siempre se mide el giro absoluto de la tuerca.

Existe otro método para conocer la carga inicial en el tornillo: controlando directamente la carga en el tornillo [6]. Éste es evidentemente el método más preciso, pero a la vez se trata del más costoso ya que exige instrumentar los tornillos con micrómetros, galgas extensométricas, tornillos indicadores de carga, arandelas o células indicadoras de carga, instrumentos ultrasónicos de medida, etcétera. En el presente trabajo, se ha diseñado y fabricado un banco de ensayos para poder caracterizar el comportamiento de diversos modelos utilizados en implantes dentales de la marca © **BTI Implant**.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYOS

La idea conceptual de partida para el diseño del banco de ensayo ha sido el poder realizar una medida directa de la pretensión del tornillo mediante la colocación de una célula de carga que absorba todas las líneas de transmisión de esfuerzos. El banco construido permite ensayar tornillos de 3 diámetros diferentes y de diferente material o acabado.

La célula de carga es de la casa INTERFACE y la adquisición se realiza mediante un acondicionador USB de la misma casa, en concreto mediante un módulo INFUSB2-C, que permite la conexión directa a PC vía puerto USB.



Figura 3. Banco de ensayos

El momento torsor se ha aplicado mediante un torquimetro Tohnichi modelo BTG60CN-S, (figura 4) se han ensayado tornillos idénticos (para estudiar la dispersión de resultados entre diferentes ejemplares) y cada tornillo ha sido atornillado en diferentes ocasiones (para analizar la evolución de la pretensión frente a diferentes aprietes).



Figura 4. Torquimetro Tohnichi

## 3. MEDICIONES EXPERIMENTALES

Los ensayos realizados han sido con los tornillos modelo INTOOC (tornillo de oro interna) de diámetro  $\phi$  1.8 mm, INTTUH (tornillo de titanio hexagonal interna) de  $\phi$  1.8 mm, TTUH (tornillo de titanio hexagonal externa)  $\phi$  2 mm y TTMI (tornillo titanio de multi-im)  $\phi$  1.6 mm

Los ensayos realizados han sido con 5 ejemplares de cada tipo de tornillo que ha sido atornillado 5 veces seguidas primero a 20 Ncm y a continuación otras 5 veces a 30 Ncm. En la figura 4 se representa la curva obtenida para un tornillo de oro interna INTOOC para un par de 20 Ncm.

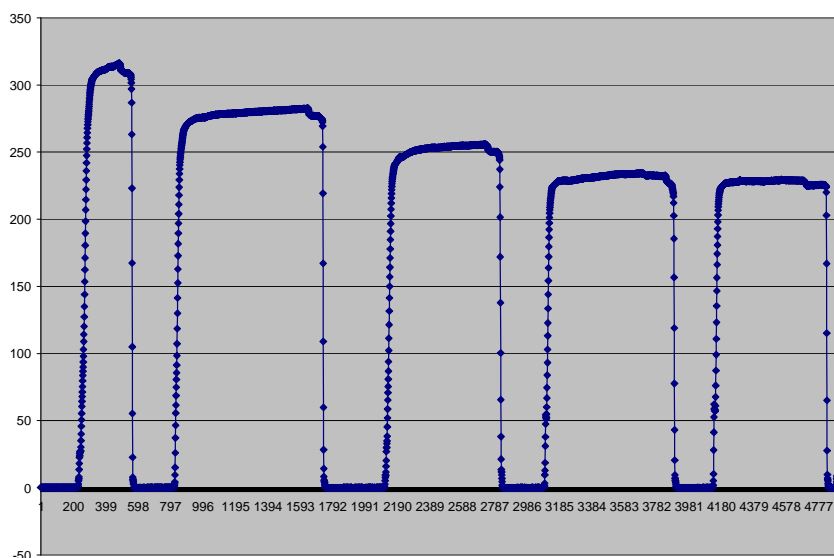


Figura 5. Curva experimental, medida célula de carga a lo largo del tiempo

	tornillo #	tornillo #	tornillo #	tornillo #	tornillo #
INTOOC	1	2	3	4	5
	336,68	316,06	319,39	334,73	332,77
	282,12	282,61	260,74	280,51	280,78
	261,54	255,96	236,21	252,42	258,97
	254,88	234,26	234,69	234,66	222,31
	244	229,4	224,42	237,31	210,81
INTTUH	1	2	3	4	5
	251,15	250,89	248,01	249,87	255,43
	247,84	233,79	241,52	229,07	231,76
	252,47	231,13	236,26	232,83	229,05
	243,16	226,26	241,5	230,05	231,85
	245,71	226,75	228,34	221,36	231,6
TTUH	1	2	3	4	5
	191,31	172,78	166,76	164,03	167,67
	194,93	158,49	171,48	159,49	162,05
	185,63	156,61	155,64	151,73	153,01
	197,21	154,59	151,45	146,99	154,78
	184,38	155,92	149,8	140,76	156,54
TTMI	1	2	3	4	5
	256,98	251,4	257,18	256,2	249,11
	241,45	240,92	246,53	247,51	243,08
	239,14	246,69	249,07	239,74	237,09
	233,81	236,42	240,6	239,62	235,51
	244,55	233,33	235,26	231,8	239,39

Tabla 1. Resumen medidas a 20Ncm (valores de pretensión en N).

	tornillo #	tornillo #	tornillo #	tornillo #	tornillo #
INTOOC	1	2	3	4	5
	372,38	405,05	368,48	364,97	393,86
	347,13	351,62	322,77	339,18	339,84
	322,97	329,91	327,59	322,9	306,19
	325,49	317,59	309,6	313,41	312,08
	324,71	324,11	296,62	307,77	310,4
INTTUH	1	2	3	4	5
	372,06	377,75	361,41	362,34	353,99
	372,04	349,69	347,33	349,41	350,01
	379,75	350,66	339,31	354,39	334,55
	355,43	367,35	333,28	343,5	334,17
	355,85	360,14	338,81	346,18	344,68
TTUH	1	2	3	4	5
	277,53	251,3	242,83	248,07	252,98
	274,12	245,16	231,38	243,30	238,40
	265	230,07	228,44	229,28	239,89
	263,48	242,22	221,38	232,10	235,84
	250,47	235,96	224,89	233,35	237,17
TTMI	1	2	3	4	5
	379,85	387,22	378,78	376,95	366,35
	376,62	382,13	375,56	371,38	360,71
	385,11	387,59	370,13	361,94	367,42
	380,7	368,13	362,66	352,37	365,04
	370,46	353,77	385,41	379,88	353,14

Tabla 2. Resumen de las medidas realizadas a 30 Ncm.

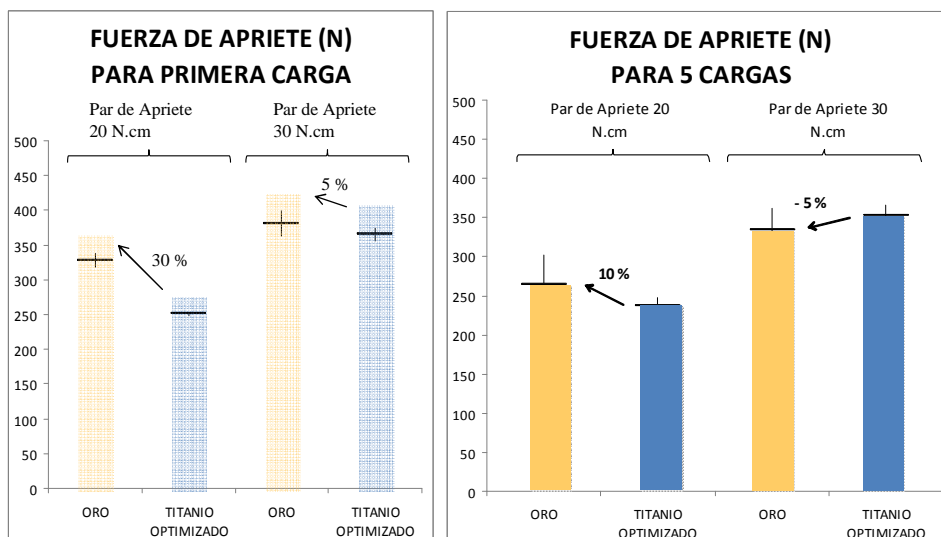


Figura 6. Comparativa tornillos de oro frente a titanio anodizado. Primer apriete y media de 5 aprietes.

De todas estas medidas se ha observado que el comportamiento de los tornillos de oro es mejor pero que la diferencia con los del titanio anodizado es relativamente pequeña. Esta diferencia se disminuye si se producen sucesivos aprietes y cuando el par de apriete

aumenta de 20 a 30 Ncm (figura 6). Asimismo se ha observado que en aquellos tornillos que presentan algún tipo de recubrimiento que favorece el deslizamiento (en definitiva un valor más pequeño del factor de tuerca) a medida que se efectúan diferentes ensayos o aprietes y el recubrimiento se va perdiendo los valores de pretensión que se obtienen disminuyen (figura 5).

Además se ha observado que el desgaste de la pieza banco equivalente a la tuerca da lugar a un incremento de la pretensión siendo necesario sustituir la pieza cuando resulta evidente dicha variación. En la figura 7 se representan los valores medios (junto con la desviación) para tornillos internos de métrica 1.8mm, correspondientes a pares de apriete de 20 y 30 Ncm y tornillos de oro, titanio anodizado y titanio sin anodizar. De nuevo se observa que los valores mayores se obtienen con tornillos de oro. En este caso las medida de pretensión son mayores que las anteriores por el desgaste que presentaba la tuerca al realizar las medidas.

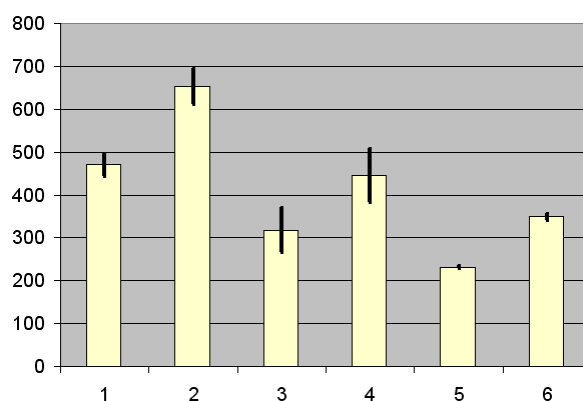


Figura 7. Valores medios para tornillos de oro, titanio anodizado y titanio.

#### 4. CONCLUSIONES

Se ha diseñado un banco de ensayos para la medida de pretensión en tornillos de implantes dentales que permite obtener valores reales de la pretensión que se obtiene para diferentes pares de apriete. Los resultados obtenidos confirman que el mejor comportamiento se corresponde a los tornillos de oro aunque la mejora que presenta los tornillos de titanio anodizados ya permiten obtener valores de pretensión muy aceptables en primer apriete donde el recubrimiento está sin modificar.

#### 5. AGRADECIMIENTOS

Los autores del presente trabajo quieren agradecer a la empresa **BTI Implant** por el apoyo recibido para la realización del mismo.

#### 6. REFERENCIAS

- [1] Shigley, J.E., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, (1977).
- [2] Norton, R.L., *Machine Design: An Integrated Approach*, Prentice Hall, (2006).
- [3] Juvinall, R.C., Marshek, K.M., *Fundamentals of Machine Component Design*, Wiley, (2000).
- [4] Deutschman, A.D., *Machine Design: Theory and Practice*, Prentice Hall, (1975).
- [5] Motosh, N., *Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range*, J. Eng. Ind., (1976).
- [6] Bickford, J.H., Nassar, S., *An introduction to the design and behavior of bolted joints*. CRC Press, (1995).
- [7] Steward, R., Torque/tension variables, list prepared at Wright-Patterson Air force Base, (1973).

- [8] Clement, B., Bazergui, A., *A study of the preload relationship in bolting technology: experimental design and analysis*, Prepared for the Bolting Technology Council, New York, (1989).