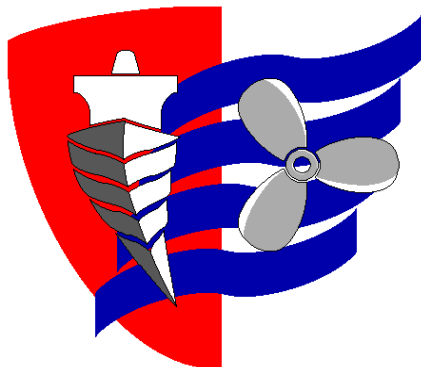


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NAÚTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

INFLUENCIA DE LA LUBRICACIÓN EN LOS PARES DE APRIETE DE TORNILLERÍA EN MOTORES MARINOS

**Influence of lubrication on bolts tightening
torque of marine engines**

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARINA

Autor: Luis Moreno Arruzas

Directora: María Victoria

Biezma Moraleda

Julio – 2017

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NAÚTICA
UNIVERSIDAD DE CANTABRIA

Trabajo Fin de Grado

**INFLUENCIA DE LA LUBRICACIÓN EN LOS
PARES DE APRIETE DE TORNILLERÍA EN
MOTORES MARINOS**

**Influence of lubrication on bolts tightening
torque of marine engines**

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARINA

Julio-2016

Agradecimientos:

A Félix Otero González, por ofrecerme las herramientas necesarias para los ensayos que se han realizado en este TFG.

A Gerardo Merino Castanedo, por la colaboración directa en los ensayos de este trabajo, ofreciendo su tiempo, sabiduría y experiencia.

RESUMEN

Con este Trabajo Fin de Grado, TFG , se ha pretendido realizar un estudio sobre los pares de apriete utilizados a bordo de buques, centrándose en la influencia del uso de lubricantes, se obtienen resultados muy distintos en función del uso, o no, de lubricantes cuando se realizan pares de apriete.

El uso de lubricantes en uniones atornilladas es generalizado, pero no siempre se conoce cuál es la cantidad que se debe emplear, siendo determinante la influencia del factor humano en los resultados finales. Es importante conocer las propiedades mecánicas de los elementos de unión, así como las fuerzas que actúan en un par de apriete; actuando sobre estas variables se obtienen mejores resultados en los pares de apriete aplicados.

Como método de apoyo para este estudio, se han realizado diferentes ensayos sobre tornillos de distintas propiedades, obteniéndose resultados muy diferentes en función del uso o no de lubricantes.

Las principales conclusiones tras este estudio, y el desarrollo de los ensayos es que, de forma generalizada, se puede afirmar que, un par de apriete realizado en ausencia de lubricantes, conlleva una menor tensión final de los elementos de fijación, mientras que la aplicación de lubricantes, aumenta la carga final a la que queda sometido el elemento de fijación.

ABSTRACT

The main aim of this study has been the evaluation of the use of lubrication agent on tightening torque, it is pretended to carry out a study of the tightening torques used on board ships, focusing on the influence of the use of lubricants, very different results are obtained depending on the use or not of lubricants when tightening torque are made.

The use of lubricants in bolt joints is widespread, but it is not always known how much is to be used, and the influence of the human factor on the results is decisive, It is important to know the mechanical properties of the joining elements as well as forces acting on a tightening torque, acting on these variables gives better results in the tightening torques applied.

As a method of support for this study, different tests have been performed on bolts with different characteristics, obtaining very different results.

The main conclusions after this study, and the development of the tests, is that, in general, it can be affirmed that a tightening torque performed in the absence of lubricants leads to a lower tension of the fasteners, while the application of lubricants increases the final load to which the fastening element is subjected.

PALABRAS CLAVE:

Tornillo, lubricante, par de apriete, motores marinos, tensión de rotura.

KEY WORDS:

Bolt, lubricant, tightening torque, marine engines, breaking strain.

ÍNDICE

1. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS.....	1
2. ESTADO DEL ARTE.....	6
2.1. Introducción.....	6
2.2. Tornillo de cabeza hexagonal.....	8
2.2.1. Propiedades mecánicas del tornillo de cabeza hexagonal.....	9
2.3. Par de apriete.....	11
2.3.1. Fuerzas que actúan en el par de apriete.....	12
2.4. Lubricantes.....	17
2.4.1. Uso de lubricantes en pares de apriete.....	19
2.4.2. Pares de apriete utilizados en buques.....	20
2.5. Pares de apriete con llave dinamométrica.....	24
3. METODOLOGÍA DE ENSAYOS.....	26
3.1. Materiales y elementos utilizados.....	26
3.2. Montaje y desarrollo del ensayo.....	30
4. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	33
4.1. Resultados Tornillos 10 mm.....	34
4.2. Resultados Tornillos 8 mm.....	39
4.3. Resultados Tornillos 6 mm.....	44
4.4. Resultados y Análisis general.....	48
5. CONCLUSIONES.....	52
6. BIBLIOGRAFÍA.....	53

1. JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

La selección de esta temática para el TFG, viene justificado por las observaciones del alumno durante el periodo de prácticas de embarque, realizadas para la obtención del Grado en Ingeniería Marina de la Universidad de Cantabria y, posteriormente, el título profesional de la Marina Mercante. Durante este periodo, que supuso un total de ocho meses, tuve la oportunidad de enrolarme como alumno de máquinas en tres buques de características diferentes, pudiendo participar en la parada anual en dique seco de uno de ellos.

Los buques sobre los que se han realizado las observaciones están clasificados como buques rápidos, ya que los motores principales giran a altas revoluciones; además dichos motores se sustentan en un sistema de muelles para evitar deformaciones en la bancada, construida en aleación de aluminio para construcción naval. Estas singularidades influyen directamente en la aparición de situaciones de pérdida del par de apriete aplicado, aflojándose el conjunto, o bien, rotura inesperada de los mismos durante su vida útil, con consecuencias importantes. Las fijaciones de los colectores de escape y el sistema de tuberías conectadas a las bombas acopladas a los motores son los lugares en donde más se producen este tipo de fallos, las fijaciones de estos elementos del motor se realizan mediante varios tornillos, localizándose en lugares de difícil acceso, lo que dificulta la aplicación de pares de apriete precisos.

El objetivo principal es destacar la importancia de un correcto procedimiento a la hora de realizar pares de apriete; ya que no es suficiente con conocer el valor del par que nos marca el fabricante, sino que, también es necesario saber cuáles son las fuerzas que actúan y los factores que hacen que esas fuerzas varíen.

En ocasiones se puede hablar de variaciones importantes de la tensión de los tornillos, en función del uso de lubricantes o la ausencia del mismo, ya que la carga a la que quedan sometidos los tornillos varia de forma importante, conociendo la influencia de este factor podemos conseguir fijaciones más próximas al valor deseado, y así minimizar el riesgo potencial de fallos que consideramos de poca importancia, como puede ser la rotura de un tornillo, pero que pueden ser el inicio de averías de mayor envergadura. Este tipo de fallos se produce principalmente cuando las partes a unir con tornillería llevan varios tornillos, puesto que a mayor número de tornillos más elevada es la dificultad de realizar una unión equilibrada en el que todos los tornillos queden sometidos al mismo esfuerzo.

En los diferentes barcos en los que he tenido la oportunidad de enrolarme, he observado fallos comunes relacionados con los pares de apriete. La sustitución de tornillos por rotura o por pérdida de par de apriete se repite con bastante frecuencia, pudiendo comprobar que la aplicación de lubricante depende de la persona encargada de realizar el par de apriete: en algunos casos los realiza el oficial de máquinas, y en otros, los técnicos de talleres externos a la tripulación del barco; también puede ocurrir que estos trabajos los lleve a cabo los técnicos del dique durante la parada anual, no existiendo un criterio común.

Cuando en los lugares mencionados se remplacea un tornillo por rotura, no se tiene en cuenta el resto de tornillos, quedando el conjunto con un par de apriete desequilibrado; también se pueden producir pérdidas de par de apriete, cuando ocurre este evento en uno de los tornillos, pues el resto también pierde par de apriete.

Para evitar este tipo de situaciones, es recomendable hacer revisiones periódicas de los pares de apriete, evitando la sustitución de tornillos sólo cuando se rompen o cuando pierden la tensión requerida, situación que se detecta, generalmente, cuando se producen fugas de fluidos.

La disposición de los motores en los buques rápidos condiciona las labores de mantenimiento, ya que se encuentran en lugares estrechos, de difícil acceso y concentrándose altas temperaturas. En ocasiones se realizan reparaciones en navegación, ya que estos barcos pueden navegar y maniobrar con un solo motor; todos estos factores hacen que las labores de mantenimiento no siempre se lleven a cabo de la mejor forma.

Con el fin de contrastar las observaciones a bordo, se han realizado ensayos sobre diferentes tornillos, aplicando distintos pares de apriete, utilizando tornillería totalmente limpia y desengrasada, y, por otro lado, aplicando grasa, obteniendo resultados distintos para los dos casos. De esta forma, este TFG, pretende hacer un análisis comparativo de la influencia de la aplicación de lubricante en los pares de apriete.

En las Figuras 1 y 2, se muestran dos de los buques donde se han realizado las observaciones que han motivado la realización de este TFG.



Figura 1: Buque “CEUTA-JET”, astilleros GIBDOCK (Gibraltar).



Figura 2: Buque “MILENIUM-DOS” atracado en Algeciras

En la Figura 3 se resume, en forma de flujograma, los objetivos de este TFG.

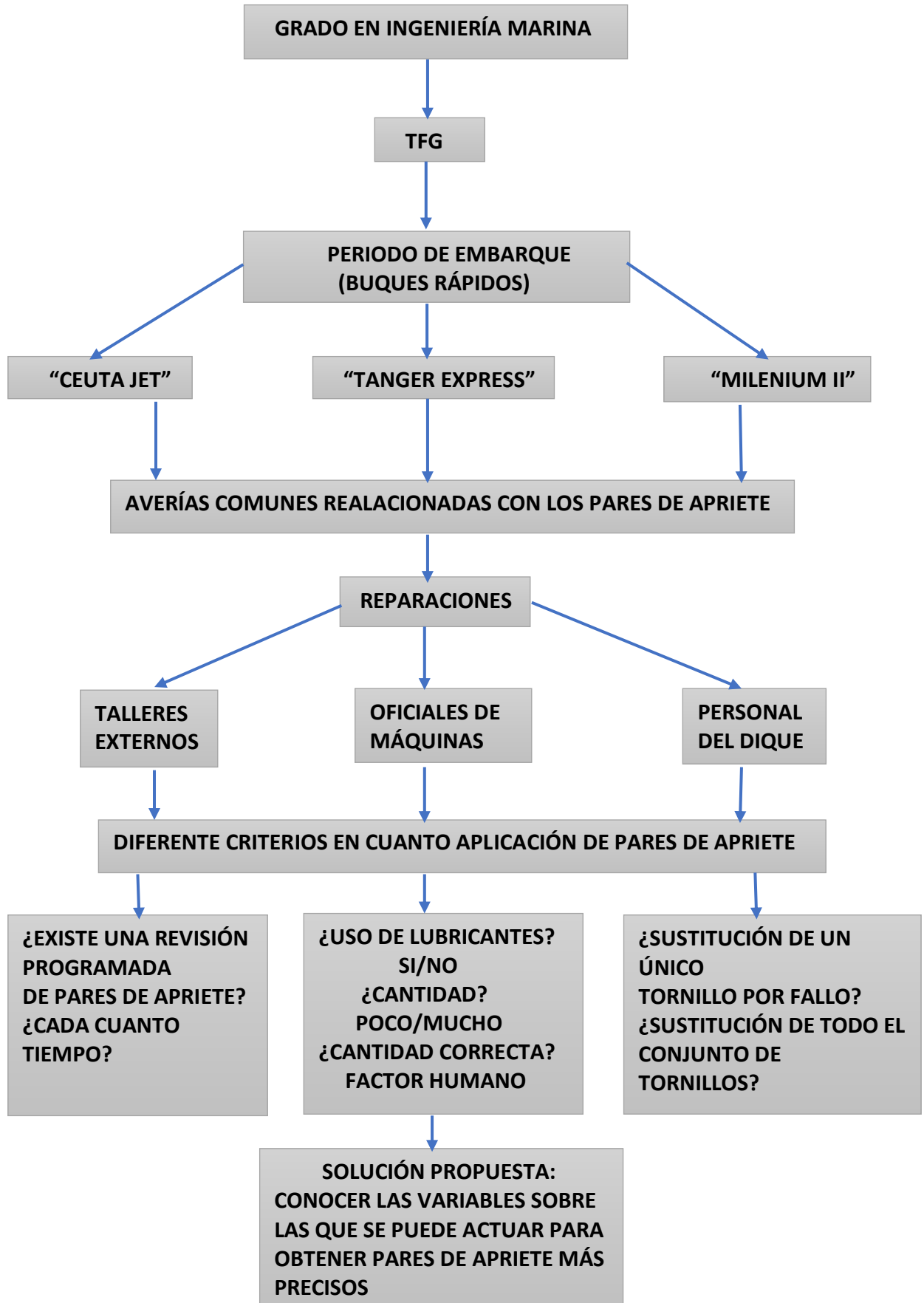


Figura 3: Flujograma de objetivos de este TFG.

2. ESTADO DEL ARTE

2.1 INTRODUCCIÓN

Como punto de partida y para adentrarse en la temática objeto de este estudio, se hace necesario conocer, en primer lugar, las características de la tornillería utilizada habitualmente en la fijación de elementos en la sala de máquinas. Existen multitud de clasificaciones, pero el presente trabajo hace referencia únicamente a los tornillos de cabeza hexagonal, semi-roscados, en sus diferentes calidades, por ser éstos unos de los más utilizados. Todos los tornillos tienen propiedades mecánicas específicas, conocidas a través de los ensayos a los que son sometidos.

La fijación de elementos mediante tornillería, requiere, en la mayoría de las ocasiones, de un par de apriete conocido, fijado por el fabricante de los componentes a unir. Existen diferentes métodos para realizar pares de apriete, siendo el más conocido y utilizado el que se aplica mediante llaves dinamométricas. Éste permite la lectura directa de la fuerza aplicada en sentido rotacional por unidad de distancia (N/m), pudiendo variar el par de apriete a aplicar realizando un sencillo ajuste de la llave; la Figura 4 muestra de forma esquemática como actúa un par de apriete.

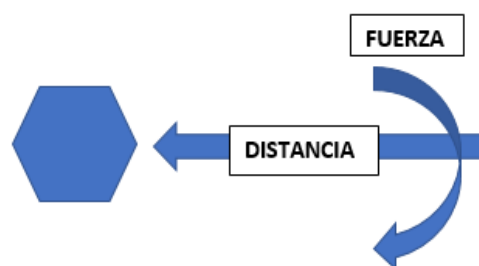


Figura 4: Par de apriete: fuerza por distancia.

Actualmente, en el sector naval, se hace uso habitual de los pares de apriete en el montaje de estructuras, maquinaria, equipos, etc., pudiendo tener una referencia, bastante aproximada, de la fuerza con la que se mantienen unidas las diferentes partes de los equipos.

De esta forma se puede asegurar un correcto funcionamiento dentro de unos límites seguros, y alargar la vida útil de los diferentes elementos unidos mediante tornillos.

El uso de lubricantes a bordo del buque, es primordial, tanto por los beneficios que aporta a las partes móviles, como son motores de combustión interna, motores eléctricos, mecanismos, timones, hélices y fijaciones en general, así como por el aporte de protección contra el medio tan agresivo, como es el marino, así pudiera ser considerado una barrera física entre el componente metálico, tornillo de acero, y el agua de mar, electrolito de elevada conductividad; no obstante, el uso de lubricantes en exceso puede llegar a ser perjudicial, en pares de apriete, dando lugar a una distribución irregular de las fuerzas aplicadas.

En ocasiones se puede llegar a dudar entre el empleo de lubricantes cuando se realizan pares de apriete, ya que los fabricantes no siempre lo especifican. La existencia de numerosos tipos de lubricantes puede llegar a confundir sobre cuál es el lubricante apropiado.

Su empleo puede quedar en el ámbito de la ambigüedad, lo que conlleva a la confusión en la interpretación de un posible fallo, desconociendo la cantidad adecuada a aplicar para, cada caso particular de par de apriete y en una determinada clase de tornillería.

Existen normas ISO, UNE, que nos detallan cuál es el método correcto a la hora de realizar pares de apriete, destacando que los ensayos realizados por estos comités técnicos siempre se hacen sin ningún tipo de grasa o lubricante.

Para este estudio se ha considerado como elemento de fijación los tornillos de cabeza hexagonal, de aceros de diferentes composiciones químicas y distintas propiedades mecánicas.

Es necesario recordar que siempre hay que usar el tornillo adecuado para cada aplicación. Las principales propiedades que se deben tener en cuenta son, su límite a la rotura y su límite elástico. Los tornillos de elevada resistencia a la rotura soportan grandes cargas, pero presentan baja resistencia a la fatiga, rompiéndose de forma frágil; los tornillos con menor resistencia a la rotura no alcanzan valores altos de carga, pero si soportan mejor los ciclos de fatiga, rompiéndose en general de forma dúctil.

Un tornillo compuesto por una aleación más blanda que el acero se deforma sin llegar a romperse, este hecho puede ser una ventaja cuando lo que se quiere es mantener su misión de unión, sin embargo, las tornillerías de aleaciones de metales duros consiguen fijaciones más resistentes, pero, en caso de fallo, rompen de forma repentina, situación que no es deseable.

2.2 TORNILLO DE CABEZA HEXAGONAL

Dentro de las uniones atornilladas, el tornillo de cabeza hexagonal es uno de los elementos de fijación más utilizados; está formado por una varilla cilíndrica roscada o semirroscada en la que se acopla la tuerca correspondiente a través de las roscas mecanizadas en ambos elementos. La cabeza es la parte en donde se adapta la llave para realizar el apriete mediante un movimiento rotatorio y, las caras paralelas de la cabeza hexagonal, determinan la medida de la llave, generalmente en milímetros, aunque puede ser en pulgadas.

Como puede verse en la Figura 5, en todo tornillo se distinguen dos partes básicas: la cabeza y el vástago; a su vez, en el vástago se distinguen otros dos: la parte lisa, denominada caña o cuello y el tramo final, o parte roscada; la rosca se mecaniza en diferentes perfiles, siendo el más común, el perfil de rosca métrica.

Para la designación de los tornillos se comienza definiendo el tipo de tornillo, T o M si es un tornillo ordinario, TC si se trata de un tornillo calibrado y TR si el tornillo es de alta resistencia, seguido por el diámetro del vástago en la zona roscada, la longitud del vástago y, por último, la calidad del acero, también se suele añadir a la designación de los tornillos el paso de rosca.

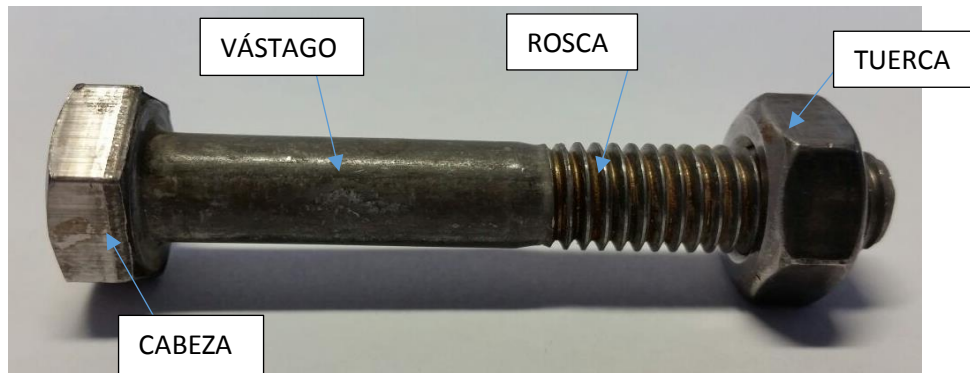


Figura 5: Tornillo de cabeza hexagonal semirrosado.

Todos los tornillos se caracterizan por el paso de rosca, denominándose a ésta a la distancia medida, paralelamente al eje, entre dos filetes o hilos consecutivos, a cada diámetro nominal de un tornillo le corresponde un tipo de paso normalizado, pudiendo ser estos, paso grueso, paso normal y paso fino, distinguiéndose dos tipos de unidades de medición, la denominada métrica, en milímetros, y withworth, en pulgadas.

2.2.1 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL

En la cabeza de los tornillos de cabeza hexagonal se especifican unos símbolos que permiten identificar las principales características mecánicas del tornillo, según la norma EN ISO 898-1:2013. Los símbolos están formados por dos números separados por un punto, que representan las propiedades mecánicas, y dos o tres letras, que hacen referencia al fabricante.

Como ejemplo, la Figura 6, representa la cabeza de un tornillo de calidad 6.8, se puede conocer su tensión de rotura multiplicando el primer número por 100, obteniendo $6 \times 100 = 600 \text{ N/mm}^2$, el segundo número indica qué proporción del límite de rotura es el límite elástico, es decir, $0.8 \times 600 = 480 \text{ N/mm}^2$



Figura 6: Tornillo calidad 6.8

Para conocer la fuerza que puede soportar un determinado tornillo bajo estados tensionales, simplemente se multiplica el valor del área de la sección del tornillo por los valores calculados de los límites de rotura o elástico.

La norma EN ISO 898-1:2013 establece las calidades en tornillería que se presentan en la Tabla 1:

Tabla 1: Propiedades mecánicas de las calidades

Calidades	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
Límite Rotura N/mm^2	300	400	400	500	500	500	800	1000	1200
Límite Elástico N/mm^2	180	240	320	350	400	480	640	900	1080

La tornillería también se puede designar por otras características de fabricación, como son el tipo de rosca, diámetro, longitud y tipo de calidad. Así la designación: *M12 x 80 - 6.8* corresponde a un tornillo con rosca métrica (M), diámetro del tornillo 12 mm (12), longitud del vástago 80 mm (80), y calidad 6.8 ($6 \times 100 = 600 \text{ N/mm}^2$; $0.8 \times 600 = 480 \text{ N/mm}^2$).

2.3 PAR DE APRIETE

El par de apriete es el par de fuerzas aplicadas a un tornillo para que produzca la tensión necesaria a la hora de fijar las piezas a unir: Se define como “par”, por el hecho de que actúan dos fuerzas paralelas de igual magnitud y sentidos contrarios.

También se puede definir como la fuerza que se ejerce girando la cabeza de un tornillo o tuerca desde una determinada distancia.

La ecuación general que define el par de apriete se ajusta a:

$$T = F \times L \quad (1)$$

Siendo:

T = Par de apriete (N/m)

F = Fuerza de apriete (N)

L = Longitud (m)

De esta forma se deduce que, a mayor longitud de la palanca, necesitaremos aplicar menor fuerza, o aplicando la misma fuerza, aumentamos el par de apriete.

Cuando se aplica un par de apriete, las fuerzas opuestas al torque aplicado, son las debidas al rozamiento entre los hilos de las roscas del tornillo y de la tuerca, el rozamiento de la cabeza sobre la superficie en contacto y la fuerza axial a tracción que se produce a lo largo del tornillo (Mortensen, 2013).

Como resultado de un par de apriete aplicado sobre un tornillo, éste queda sometido a una carga axial que nunca deberá ser superior a su límite elástico; esta tensión dependerá de las dimensiones del tornillo y de su calidad. En la Figura 7 se representan las fuerzas axiales, siendo fuerzas a tracción (F_k) y fuerzas a compresión (F_M).

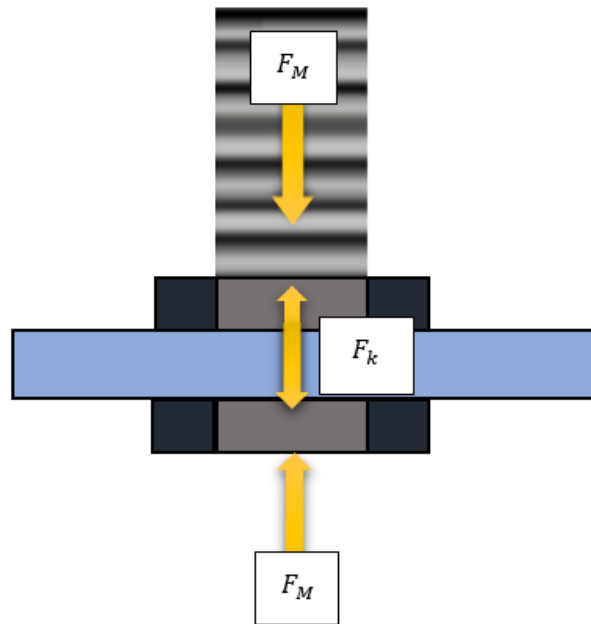


Figura 7: Fuerzas axiales ($F_M - F_k = 0$)

El par de apriete se descompone en tres fuerzas, las debidas al rozamiento de las superficies en contacto, las producidas entre las roscas y la fuerza axial a tracción que recae sobre el tronillo.

2.3.1 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PAR DE APRIETE

Las fuerzas que actúan en un par de apriete se pueden descomponer en tres tipos:

- a) Fuerza de fricción producida por el roce entre los hilos de las roscas (μ_{th}).
- b) Fuerza de fricción producida por la cabeza del tornillo y la superficie en contacto de las piezas a unir (μ_o).

c) Fuerza axial que soporta el tornillo, o fuerza de apriete (F).

En la Figura 8 se señala el reparto de las fuerzas implicadas en el par de apriete.

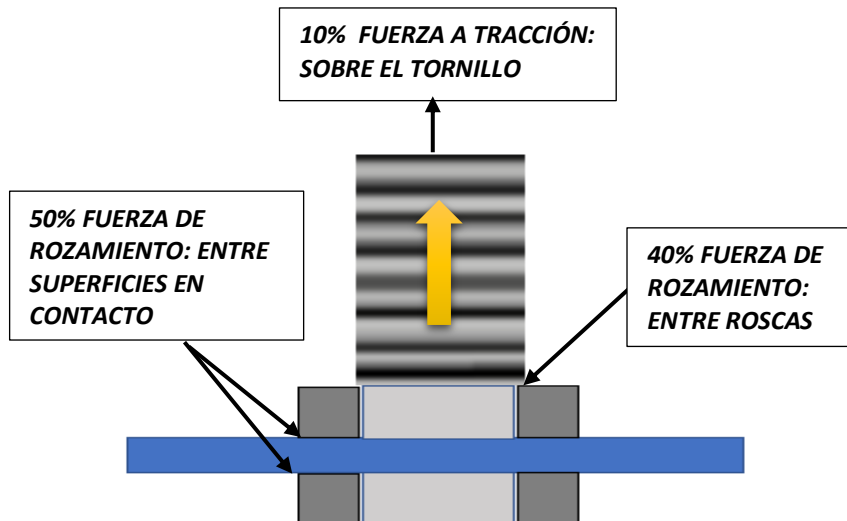


Figura 8: Representación de fuerzas en el par de apriete

Cuando se aplica un par de apriete, aproximadamente el 50% de la energía aplicada se debe al rozamiento de la cabeza del tornillo con la superficie en contacto, un 40% pertenece al rozamiento entre roscas, y un 10% corresponde a la carga axial a tracción que experimenta el tornillo (Zou [et al.]. 2007.). La fuerza con que quedan unidas las partes fijadas con el tornillo son igual a la fuerza de apriete, pero trabajando a compresión.

No siempre el par de apriete para determinados tornillos está tabulado o es desconocido; en estos casos se necesita realizar una serie de cálculos para obtener el par de apriete.

Son muchos los libros técnicos en los que podemos encontrar una ecuación (UNE-EN ISO 898-1) que permite relacionar el par de apriete con la fuerza axial del tornillo, en función del diámetro del mismo y de una constante de proporcionalidad de la forma:

$$Ma = K * d * Fm \quad (2)$$

En donde:

Ma = Par o torque aplicado (N.m)

K = Constante de proporcionalidad (determinada experimentalmente)

d = Diámetro nominal del tornillo (mm)

Fm = Fuerza axial del tornillo (N)

La ecuación anterior puede utilizarse siempre que el valor de “K” este correctamente determinado; asumir un valor de “K” es arriesgado cuando las exigencias del par son altas.

El valor de la fuerza a la tracción del tornillo se determina a partir del valor del límite elástico, generalmente entre un 70% - 90% de este valor. La ecuación para determinar la fuerza a tracción para un 75% del límite elástico se ajusta a:

$$Fm = 0.75 * Rp * As \quad (3)$$

En donde:

$0.75 \times Rp$ = Límite elástico

As = Área para determinación la tensión en la rosca

A su vez, se ajusta a la ecuación (4) de la forma:

$$As = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (4)$$

En donde:

d_2 = Diámetro primitivo de la rosca

d_3 = Diámetro de núcleo de la rosca

Los diámetros d_2 y d_3 están tabulados.

Estas ecuaciones toman como hipótesis fundamentales que, el par de apriete total para crear la fuerza de apriete en el tornillo, es igual a la suma de los pares parciales creados por la fricción tanto de la rosca como de la cabeza del tornillo, por lo que se establece la relación:

$$Ma = Mg + Mk \quad (5)$$

En donde:

$Mg =$ Par generado por la rosca producido por Fm

$Mk =$ Par generado por la cabeza del tornillo producido por Fm

También debe considerarse la relación par de apriete / fuerza de apriete o coeficiente de par:

$$K_A = \frac{T}{Fd} \quad (6)$$

Siendo:

$T =$ Par de apriete

$Fd =$ Fuerza de apriete

Las ecuaciones en las que se encuentran involucrados los coeficientes se determinan de forma separada: coeficiente de fricción entre roscas y coeficiente de fricción entre superficies de apoyo, quedando ambas relacionadas en la ecuación del coeficiente de fricción total.

Coeficiente de fricción entre roscas

Este coeficiente se calcula a partir de la relación par de apriete / fuerza de apriete con la ecuación aproximada siguiente:

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F} - \frac{P}{2\Pi}}{0.577 * d_2} \quad (7)$$

En donde:

T_{th} = Par de roscado

F = Fuerza de apriete

P = Paso de rosca

d_2 = Diámetro en los flancos de la rosca

Coeficiente de fricción entre superficies de apoyo

Este coeficiente considera la relación par de fricción de la superficie de apoyo y la fuerza de apriete, atendiendo a la ecuación:

$$\mu_{th} = \frac{T_b}{0.5 * D_b * F} \quad (8)$$

Siendo:

T_b = Par de fricción de la superficie de apoyo

F = Fuerza de apriete

D_b = Diámetro de la superficie de apoyo bajo la tuerca o la cabeza del tornillo

$$D_b = \frac{D_o + d_h}{2} \quad (9)$$

D_o = Diámetro exterior de la superficie de apoyo

d_h = Tolerancia del diámetro del agujero de la pieza de apoyo

Coeficiente de fricción total

Las ecuaciones (10) y (11) se basan en la fórmula de Kellermann y Klein para el par de apriete:

$$T = F * \left[\frac{1}{2} * \frac{P * 1.154 * \pi * \mu_{th} * d_2}{\pi - 1.154 * \mu_{th} * \frac{P}{d_2}} + \mu_0 * \frac{D_o + d_h}{4} \right] \quad (10)$$

El coeficiente de fricción total se determina a partir de la relación par de apriete / fuerza de apriete con la ecuación (11):

$$\mu_{total} = \frac{\frac{T}{F} - \frac{P}{2\Pi}}{0.577 * d_2 + 0.5 * D_b} \quad (11)$$

2.4 LUBRICANTES

La lubricación de un tornillo es una de las características menos conocidas entre todas aquellas que definen la pieza, normalmente se presta más atención a parámetros como las dimensiones o las propiedades mecánicas del elemento de unión (Laval 2010), escoger una lubricación adecuada puede ser también crítico a la hora de asegurar la funcionalidad del mismo.

El uso de lubricantes tiene como finalidad crear una película de aceite o grasa para evitar el contacto metal-metal, impidiendo el desgaste prematuro de las piezas; la resistencia al movimiento que presentan las superficies metálicas en contacto se debe a la acción abrasiva de las irregularidades de las superficies a nivel microscópico, la delgada capa que forma el lubricante reduce la pérdida de energía que se produce por la fricción, esta capa, en ocasiones, no supera la micra (Croccolo [et al.] 2010).

Los lubricantes están compuestos por una base mineral o sintética, y una serie de aditivos para no ser afectados por las altas presiones, temperaturas y oxidaciones, los aditivos comúnmente utilizados son los antioxidantes, antiherrumbre, detergentes, dispersantes, espesantes, diluyentes y antiespumantes; dos lubricantes con aplicaciones diferentes pueden tener la misma base y diferir en los aditivos, el diseño de un lubricante tiene como objetivo cumplir determinadas especificaciones, habitualmente estas requieren ensayos de laboratorio.

Dentro de la extensa gama de lubricantes que existen, se distinguen diferentes grupos en función de su aplicación, siendo una de estas clasificaciones en la industria la que se describe a continuación:

Pastas: Compuestos por un porcentaje alto de lubricantes sólidos, utilizados en el montaje de piezas sometidas a cargas muy elevadas y pequeños desplazamientos, así como conexiones roscadas.

Grasas: Formados por un fluido lubricante, agentes espesantes y aditivos, generalmente empleados en cojinetes y rodamientos.

Compuestos: De estructura similar a las grasas, compuestos de fluidos de silicona y espesantes de silicio, utilizados cuando se requiere sellados, aislamiento o desmolde.

Aceites lubricantes de altas prestaciones: Basados en aceites minerales de hidrocracking, o aceites sintéticos tales como polialfaolefinas y ésteres, estos fluidos son mejorados con aditivos, proporcionando máximas prestaciones de servicio, maximizando la protección del equipo o la maquinaria para la que han sido diseñados.

Recubrimientos: Conocidos como barnices lubricantes, se adhieren a la superficie formando una película sólida.

Dispersiones: Formados por partículas de lubricantes sólidos suspendidos en fluidos lubricantes.

En uniones roscadas, las pastas grasas de cobre, proporcionan altas prestaciones, soportando altas presiones y temperaturas, siendo resistentes a los ambientes corrosivos, son las más adecuadas para todo tipo de piezas que necesitan estar protegidas del agua, vapor o corrosión, como son, mecanismos, uniones mediante bridas y tornillos para elementos de escape en motores. Las composiciones de las pastas de grasa de cobres son: aceites sintéticos, cobre en polvo e inhibidores de la corrosión.

2.4.1 USO DE LUBRICANTES EN PARES DE APRIETE

Son varios los factores que influyen en la carga final al aplicar un par de fuerzas a un elemento de fijación como es el conjunto tornillo-tuerca, siendo los más relevantes por el impacto que pueden tener en la unión los siguientes:

- . Imperfecciones en las superficies en contacto
- . Diseño
- . Material
- . Tolerancias de manufactura
- . Tratamiento superficial
- . Aplicación de lubricantes

De todos los anteriores, el más destacable es la presencia de lubricantes o grasas; este factor influye de forma determinante ya que, la aplicación de lubricantes o la ausencia de ellos, hace variar los coeficientes de fricción entre roscas y entre superficies en contacto. El efecto es que, aumenta la carga axial del tornillo en el caso de tornillos con lubricantes; en el caso de no aplicar ningún tipo de lubricante la carga que recae sobre el tornillo es menor.

Según la norma ISO 16047:2005, sobre ensayos de par y fuerza de apriete, los ensayos sobre tornillería deben realizarse sin ningún tipo de lubricante grasa o disolvente; ahora bien, esto no es así cuando se realizan labores de montaje o desmontaje en los que se requiere un par de apriete determinado, tanto si son elementos de nueva construcción, o se trata de labores de mantenimiento o reparación.

Existen diferentes estudios sobre como varían los coeficientes de fricción con el uso de lubricantes (*Gresham 2007*), obteniendo todos ellos resultados similares. Se puede destacar que, para el uso de lubricantes de mayor viscosidad, grasas, estos coeficientes se reducen, en el caso de aceites menos viscosos los coeficientes de fricción disminuyen.

Generalmente se presta mayor atención a las calidades de los tornillos o a la precisión de los pares aplicados, sin tener en cuenta que el uso de un lubricante u otro puede ser crítico en determinadas aplicaciones, asumiendo fuerzas de apriete que nos son las deseables.

Un tornillo sin lubricante requiere un mayor par de apriete para conseguir una carga axial a tracción determinada en el tornillo, por el contrario cuando se hace uso de lubricante el tornillo alcanza mayor esfuerzo debido a la reducción de los coeficientes de fricción, necesitando de un menor par de apriete para conseguir una carga determinada; la diferencia entre lubricantes también es considerable, siendo las pastas de grasa de cobre con la que se obtienen mayores fuerzas de apriete con menores pares de apriete.

Se pueden encontrar multitud de lubricantes en el mercado, en el caso de lubricantes para roscado uno de los más comunes son la gama de pastas de grasa de cobre, compuesto por una pasta antigripaje de cobre, muy adherente, soportando fuertes presiones y altas temperaturas, contiene aditivos anticorrosivos, destacando su capacidad antigripaje, evitando la “soldadura” de la tuerca al tornillo.

2.4.2 PARES DE APRIETE UTILIZADOS EN BUQUES

En los barcos mercantes, al igual que en la industria en general, existen multitud de uniones en las que se requieren pares de apriete, la mayoría de ellos ubicados en la sala de máquinas.

En la sala de máquinas es donde se encuentran la propulsión principal, la planta de generación de energía y la mayoría de los equipos auxiliares que dispone un mercante para poder operar de forma autónoma.

La maquinaria utilizada a bordo necesita, tanto en su diseño como en su mantenimiento, de mayores exigencias técnicas; debido a dos factores.

a) El medio en el que trabajan: el estado de la mar condiciona el modo de operación del buque, transmitiendo todo tipo de solicitudes a la estructura del mismo, además toda la maquinaria fijada mediante tornillería sufre enormes esfuerzos por los vaivenes generados durante la navegación.

b) El número de horas en servicio: las exigencias de la maquinaria a bordo son elevadas, destacando el desgaste que sufren los motores principales, para la propulsión, y motores auxiliares, para la generación de energía; estos soportan cargas de trabajo que, en ocasiones, pueden prolongarse durante semanas ininterrumpidamente.

En los buques rápidos, las exigencias mecánicas de los componentes aumentan, siendo muy elevados los esfuerzos a los que están sometidos, resultando en un acortamiento considerable de la vida útil de los equipos.

Para mejorar su relación peso/potencia, estos barcos, se construyen en aluminio, metal más ligero, pero con características mecánicas muy diferentes a la construcción en acero. Este tipo de construcciones condiciona la instalación de la maquinaria a bordo; los motores principales son los equipos de mayor peso instalados a bordo, a diferencia de los buques de construcción en acero, la propulsión principal en los barcos de aluminio requiere de un sistema de apoyo sobre la bancada formada por resortes de gran resistencia, pues en caso contrario, las vibraciones que transmiten los propulsores a altas revoluciones, conllevaría deformaciones irreversibles en la estructura de aluminio, además de las incomodidades que supone la transmisión de ruidos producidos por dichas vibraciones.

En la Figura 9 se muestra una vista de una de las salas de propulsión principal, espacio donde se sitúan parte de los generadores de energía eléctrica.



Figura 9: Vista de una de la sala de máquinas del buque “MILENIUM II”.

En la propulsión principal es donde se localizan la mayor parte de los pares de apriete que se requieren en la sala de máquinas; de estos pares de apriete depende que los mecanismos funcionen de forma óptima, siendo el fabricante quien determina sus valores.

Todas las partes móviles de los motores de combustión interna requieren de un par de apriete determinado. Estas partes están protegidas del contacto directo con el ambiente de la sala de máquinas, y engrasadas por los diferentes sistemas de lubricación acoplados al propio motor.

No ocurre lo mismo con los pares de apriete de las partes en contacto directo con la atmosfera exterior y a las que en ocasiones se les resta importancia, entre estos pares de apriete externos existen puntos en los que se necesita unir partes de instalación fija, como son los escapes de los motores principales, con los motores principales, sometidos a vibraciones, siendo el ejemplo más claro la unión de los colectores de escape, estas

uniones generan pérdidas de par de apriete y roturas en las uniones atornilladas; las uniones de las tuberías de las instalaciones del sistema de refrigeración y lubricación de los motores principales, son también puntos donde se producen perdidas de par de apriete.

La Figura 10 representa una brida de unión atornillada donde se producen este tipo de fallos, el equilibrio de las ocho fuerzas, correspondientes a los tornillos de unión, han de ser de la misma magnitud, realizar un correcto par de apriete en este tipo de bridas no es sencillo, se podría conseguir un mejor resultado sustituyendo todos los tornillos. Ahora bien, esta no siempre es la mejor opción, pues supone una reparación más prolongada y costosa; en caso de sustitución de una sola unión atornillada, es recomendable reajustar el resto de tornillos para conseguir un mejor resultado.

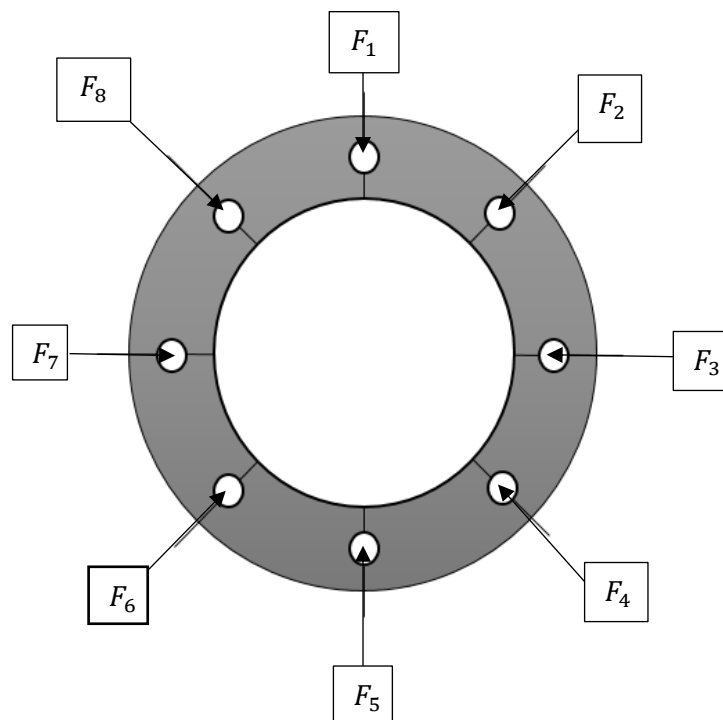


Figura 10: Brida de unión atornillada

Otros elementos en donde se producen este tipo de fallos son las bombas acopladas a la propulsión, o los intercambiadores de calor para el control de la temperatura de lubricación y agua de refrigeración; en la Figura 11 se ve las uniones atornilladas de los tramos del colector de escape.

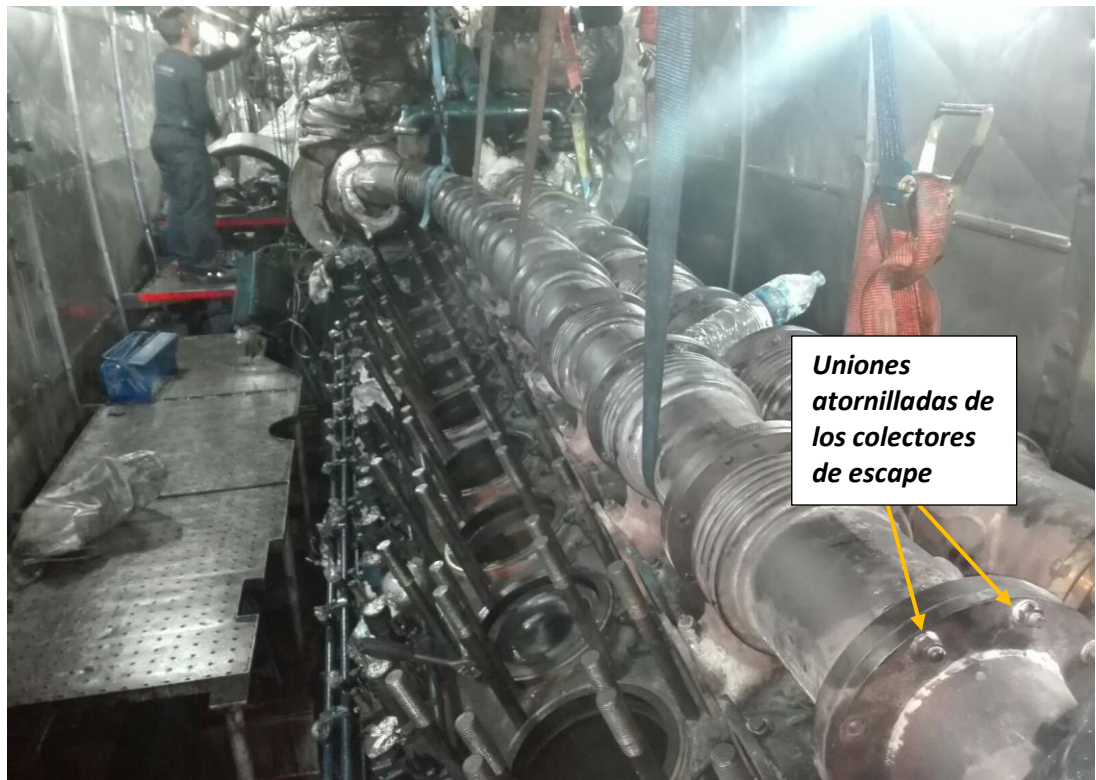


Figura 11: Motor Ruston 20RK-270 durante el mantenimiento.

2.5 PARES DE APRIETE CON LLAVE DINAMOMÉTRICA

La herramienta que se utiliza comúnmente para realizar pares de apriete en la sala de máquinas es la llave dinamométrica (Figura 12), si lo que se quiere es realizar pares de apriete muy elevados, como puede ser el utilizado para los pernos de sujeción de las culatas, se emplean los sistemas hidráulicos que superan los 1000 N/m.

La llave dinamométrica es relativamente ligera, y permite variar el par con un sencillo ajuste de la herramienta; el uso de la misma solo requiere tener en cuenta un buen agarre, siempre por la zona dispuesta para hacerlo, y realizando los giros de forma suave y constante.



Figura 12: Detalle del ajuste de la llave dinamométrica

En el caso de aplicar pares en elementos con múltiples tornillos se tendrá presente la forma de las uniones, respetando siempre una misma secuencia y aumentando la fuerza solo cuando se complete la secuencia prefijada. De forma general se realizarán los aprietes siguiendo los siguientes pasos:

- .- Selección de un tornillo aleatoriamente y aplicación de un apriete suave.
- .- El siguiente tornillo será siempre el más alejado al primero.
- .- A continuación se aprieta el siguiente más alejado al anterior, y así sucesivamente.
- .- Una vez que se han apretado todos los tornillos de forma suave se repite el proceso varias veces hasta alcanzar el par deseado.

La Figura 13 se representa la secuencia de apriete de una brida de unión de ocho tornillos.

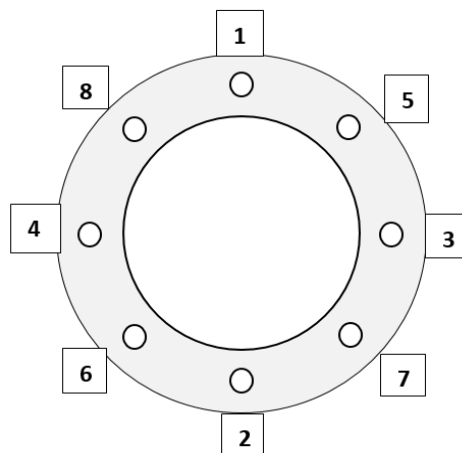


Figura 13: Secuencia de apriete de una brida de ocho agujeros

3 METODOLOGÍA DE ENSAYOS

Con el objetivo de comprobar la influencia del uso de lubricantes al realizar pares de apriete, se realiza varios ensayos en los talleres de la Escuela Técnico Superior de Náutica de Santander, Universidad de Cantabria (España).

Para ello se diseña un método de creación propia, consistente en ir aumentando la fuerza de apriete con una llave dinamométrica de una serie de tornillos de diferentes dimensiones y calidades, tomando medidas con un reloj comparador del alargamiento que experimentan los tornillos, a medida que aumenta la fuerza aplicada.

En el ensayo se utiliza como soporte de las piezas un tornillo de mesa; la pieza utilizada como elemento a unir es una pieza de acero al carbono a la que se taladran diferentes agujeros de los diámetros de los tornillos utilizados.

3.1 MATERIALES Y ELEMENTOS UTILIZADOS

Los materiales y elementos utilizados durante los ensayos se describen a continuación:

1.- Tornillo de Mesa

Utilizado como mordaza para la sujeción de las piezas (Figura 14).



Figura 14: Tornillo de mesa utilizado en los ensayos.

2.-Pieza de acero macizo

Estas se utilizan como elemento de soporte sobre el que recae la fuerza a compresión, con suficiente grosor para evitar que se deformen al aplicar la fuerza de apriete (Figura 15).



Figura 15: Pieza de acero

3.-Reloj comparador

Como instrumento de medición del alargamiento de los tornillos se opta por un reloj comparador (Figura 16), con una apreciación de 0.01 mm, indicando con el movimiento de la aguja las variaciones, cada vuelta completa de la aguja corresponde a 1 mm.

Para obtener la lectura de las variaciones de alargamiento de los tornillos utilizados durante el ensayo, se sitúa la punta del instrumento sobre el extremo del tornillo.



Figura16: Reloj comparador

4.-Soporte de base magnética

Para asegurar una óptima fijación del reloj comparador se hace uso de un soporte de base magnética (Figura 17); este elemento permite asegurar que, los movimientos de la punta de medición, no se transmitan al propio reloj comparador. A su vez dispone de una pestaña en la base, con la que se magnetiza y se desmagnetiza.



Figura 17: Base magnética.

5.-Llave dinamométrica

La llave utilizada en los ensayos es una llave dinamométrica (Figura 18), con un flexor graduado de 20 N.m, a 200 N.m; se sitúa el cursor ajustable sobre el valor deseado y, cuando alcanza dicho valor, el flexor se dispara, indicando que se alcanzado el valor del par ajustado previamente.



Figura 18: Llave dinamométrica.

6.-Tornillería utilizada

Se realizan ensayos sobre seis diferentes tipos de tornillos, con distintas longitudes, secciones y calidades.

Las principales propiedades mecánicas y dimensiones se detallan en la Tabla 2; en la Tabla 3 se especifica la composición del acero y mecanizado.

Tabla 2: Propiedades mecánicas de tornillos empleados en el TFG

Designación	Sección <i>mm</i>	Calidad <i>ISO 898/1</i>	Limite rotura <i>N/mm²</i>	Limite elástico <i>N/mm²</i>
M6x65-6.8	Ø 6	 6.8	600	480
M6x55-8.8	Ø 6	 8.8	800	640
M8x70-5.6	Ø 8	 5.6	500	300
M8x65-8.8	Ø 8	 8.8	800	640
M10x65-6.8	Ø 10	 6.8	600	480
M10x65-8.8	Ø 10	 8.8	800	640

Tabla 3: Composición y mecanizado del acero de tornillería empleado

Designación	Tipo de acero	Mecanizado
M6x65-6.8	Acero al carbono	Herramienta de corte
M6x55-8.8	Acero al carbono pavonado con adiciones de Boro, Cromo o Manganeso	Herramienta de corte
M8x70-5.6	Acero al carbono	Herramienta de corte
M8x65-8.8	Acero al carbono pavonado con adiciones de Boro, Cromo o Manganeso	Herramienta de corte
M10x65-6.8	Acero al carbono	Herramienta de corte
M10x65-8.8	Acero al carbono pavonado con adiciones de Boro, Cromo o Manganeso	Herramienta de corte

3.2 MONTAJE Y DESARROLLO DE ENSAYO

El montaje del ensayo se realizó siguiendo las siguientes etapas.

- 1.-** Se introduce cada uno de los diferentes tornillos en la pieza de acero que hace de soporte.
- 2.-** La punta del reloj comparador se sitúa frente al extremo del tornillo, estando en contacto en todo momento.
- 3.-** Se fija el instrumento de medición con la ayuda de la base magnética a la mesa.
- 4.-** Se hace coincidir la aguja del reloj comparador con el cero de la escala, girando la corona exterior.
- 5.-** Una vez comprobado que el montaje está firme, se bloquea la tuerca con una llave plana, apoyándola sobre las mordazas.
- 6.-** Instalado el montaje diseñado para este TFG, se comienza a aplicar pares de apriete acoplando la llave dinamométrica en la cabeza del tornillo, siendo el primer valor para todos los tornillos de 20 N.m; una vez que la llave indica que se ha alcanzado el valor fijado previamente, se anota la medida que indica el reloj comparador.
- 7.-** A continuación, se aumenta el valor del par de apriete en 10 N.m, se aplica el par de apriete hasta que la llave indica que se ha alcanzado el valor, anotando nuevamente la medida que marca el reloj comparador.
- 8.-** Se repiten el paso anterior aumentando los valores del par de 10 en 10 hasta que se rompe el tornillo, o en su caso hasta que los hilos de la rosca impiden aumentar la fuerza de apriete del tornillo.

El montaje completo se presenta en la Figura 19.

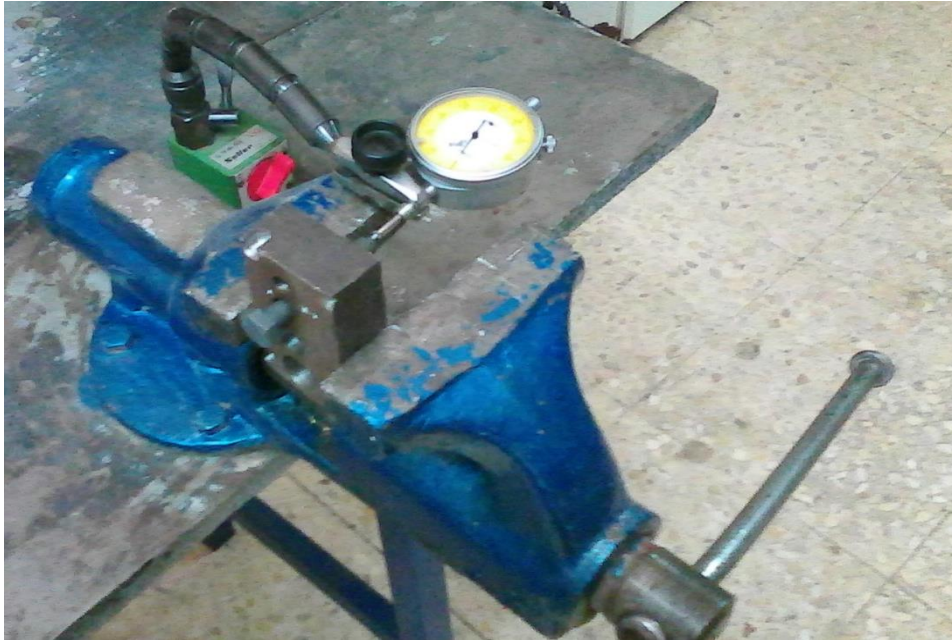


Figura 19: Montaje del ensayo.

El ensayo para todos los tornillos es comparativo, pues se realiza tomando como variable la presencia o inexistencia de lubricante; en primer lugar, con los tornillos totalmente limpios y desengrasados, para lo que se utiliza acetona, y a continuación aplicando una pequeña película de grasa de base cobre, de composición similar a las utilizadas en la sala de máquinas.

El desarrollo del ensayo se divide en dos bloques, ensayo sin grasa, y ensayo con grasa.

a) Ensayo sin grasa:

En primer lugar, se realiza el ensayo de los tornillos de menor diámetro, 6 mm, empezando por los de calidad 6.8 y seguidamente los de calidad 8.; ambos tornillos se rompen de forma total cuando el par de apriete aumenta.

A continuación, se hace el ensayo con los de diámetro 8 mm, en primer lugar calidad 5.6, y 8.8 posteriormente; cabe destacar que estos diámetros también rompen totalmente.

Por último, los de diámetro 10 mm, siguiendo el mismo orden que en los de menor diámetro, resultando ambos con rotura total.

b) Ensayo con grasa:

Se aplica grasa solamente en la rosca del tornillo, empezando por los tornillos de menor diámetro, 6 mm, en el caso del tornillo de calidad 6.8, a medida que se aumenta el par de apriete, el tornillo no sufre rotura, pero alcanza un punto en el que los hilos de las roscas quedan deformados impidiendo aumentar el par de apriete. En el caso del tornillo de calidad 8.8 (6 mm), para valores de par de apriete superiores, el tornillo termina por romper totalmente.

En los tornillos de diámetro 8 mm, los de calidad 5.6, se comportan de forma similar a los de 6 mm, 6.8, los hilos de las roscas se deforman, no pudiendo aumentar el par de apriete; teniendo el mismo comportamiento los de calidad 8.8.

Finalmente, para el ensayo con diámetro 10 mm, tanto el de calidad 6.8, como el de calidad 8.8, sufren deformaciones en los hilos de las roscas, no superando pares de apriete mayores.

Durante todo el ensayo, se utiliza una cámara de video en la que se graban todos los ensayos realizados, en la que se puede observar mediante el reloj comparador, cómo evoluciona la longitud de los tornillos a medida que aumenta la fuerza de apriete.

4 RESULTADOS Y ANÁLISIS

A continuación, se presentan y discuten los resultados más notorios obtenidos, en los ensayos en seco, sin nada de grasa, todos los tornillos alcanzan un valor de par de apriete en el que rompen de forma súbita, el comportamiento de los tornillos con grasa es muy distinto, en este caso solo uno de los tornillos rompe, el resto alcanza un valor de apriete en el que los hilos de las roscas quedan deformados, impidiendo que se pueda aumentar el par de apriete.

En cuanto al alargamiento, cabe resaltar que, en los ensayos en seco, resultan alargamientos superiores a los ensayos con grasa, pues la falta de fricción entre roscas hace que las crestas de los hilos escapen de su alojamiento, quedando en algunos casos los hilos de rosca totalmente aplastados, estas deformaciones de los hilos no son tan destacables en los tornillos de calidad superior.

Las roturas también presentan diferencias: el grupo de tornillos con menor calidad, experimenta una rotura más dúctil, es decir, el material sufre deformación plástica con alta absorción de energía; los tornillos de calidad superior, tienen un tipo de rotura más frágil, el material no absorbe tanta energía, propagándose la rotura muy rápidamente.

El tornillo tipo Ø 8 – CALIDAD:5.6, por ser el de menor calidad, experimenta una rotura mucho más plástica, no produciéndose desgarramiento del material.

Todas las roturas se producen a la altura del cuarto o quinto hilo de rosca, contando desde la zona del vástago desde donde se empieza a mecanizar la rosca, coincidiendo con el comienzo de la tuerca, este hecho se observa en las figuras de detalle de roturas que se presentan en el siguiente apartado.

A continuación, se describen detalladamente los resultados para cada tipo de tornillo, donde se ve en detalle los diferentes tipos de rotura, y en los casos de no rotura, la deformación producida en las roscas.

4.1 TORNILLOS TIPO M10x65-6.8 / M10x65-8.8

Ø 10 – CALIDAD:6.8

Este tipo de tornillo es el de menor calidad de los dos tipos utilizados con diámetro 10 mm (Figura 20).



Figura 20: Tornillo Ø 10 – CALIDAD:6.8

En el caso de aplicar pares de apriete sin grasa este tipo de tornillo aumenta su longitud de forma estable, alcanzados los 50N.m el tornillo supera su límite elástico hasta llegar a romper aproximadamente a 60N.m; la rotura se produce junto a la tuerca, a la altura del quinto hilo de rosca.

El alargamiento es superior en caso de aplicar grasa, el efecto de la grasa reduce los coeficientes de rozamiento, esto conlleva una mayor carga axial sobre el tornillo.

Como se ve en la Figura 21, el alargamiento que experimenta el tornillo en seco, antes de romper, es de 1.22mm, siendo, en caso de aplicar grasa 0.91mm, obteniéndose una diferencia de 0.31mm.

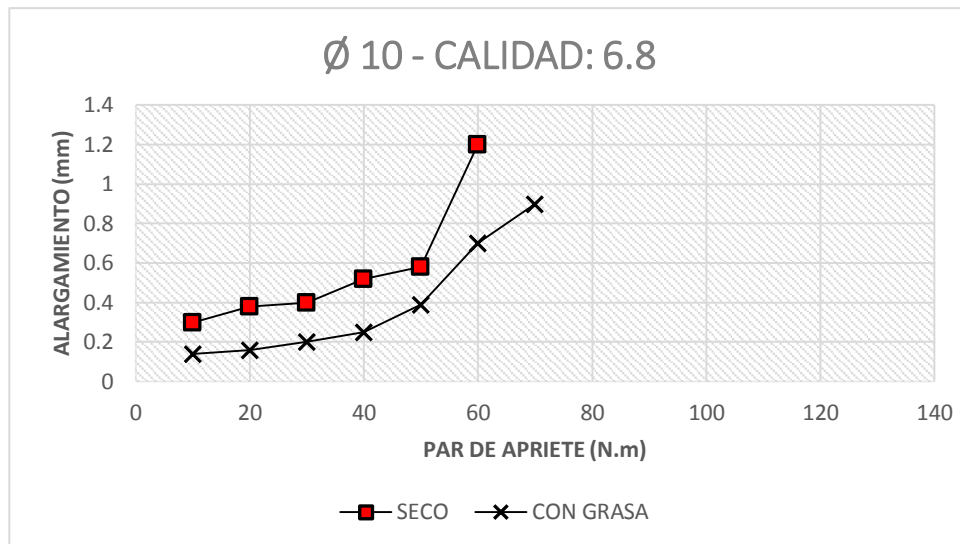


Figura 21: Alargamiento-Par de apriete Ø 10 – CALIDAD:6.8

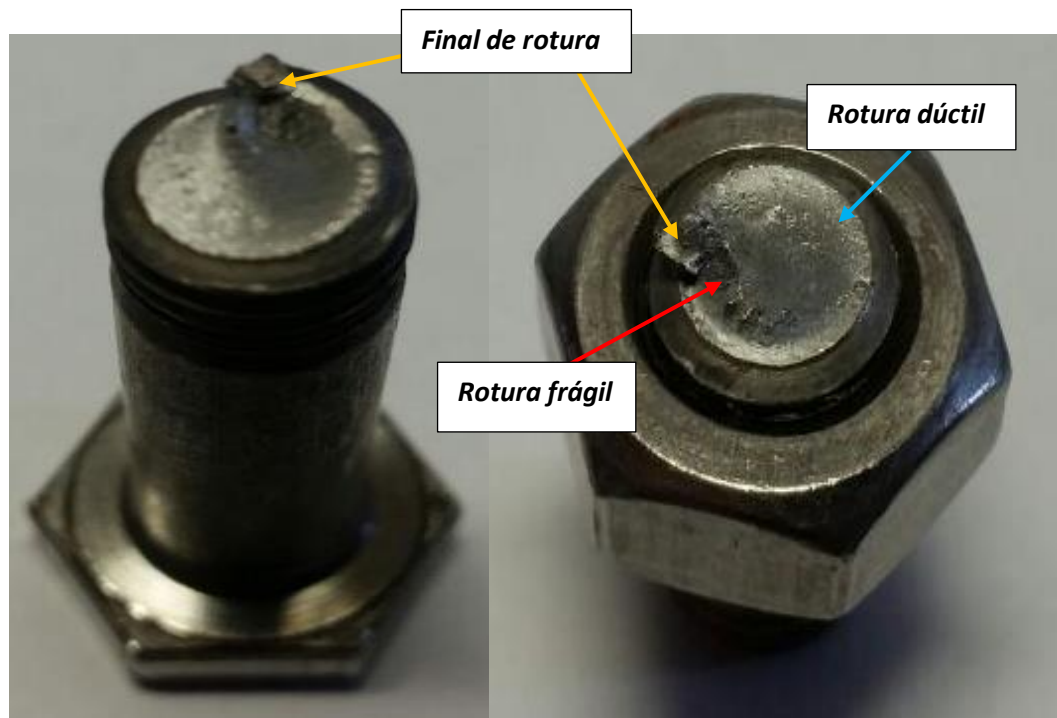


Figura 22: Ensayo sin grasa Ø 10 – CALIDAD:6.8

En la Figura 22 se observa el aspecto de las secciones del tornillo tras la rotura, el inicio de la rotura tiene una fase de deformación plástica, a medida que avanza la rotura se produce una menor absorción de energía, finalmente el material se rompe de forma frágil, desgarrando el material.

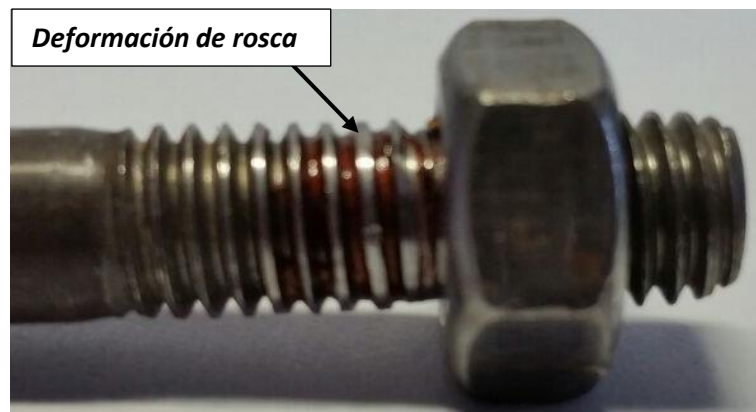


Figura 23: Ensayo con grasa Ø 10 – CALIDAD:6.8

Cuando se aplica grasa su comportamiento cambia, por un lado, el alargamiento es inferior al del tornillo en seco, por otro, llega a valores de fuerza de apriete mayores, deformándose finalmente las roscas, en la Figura 23 se observa la deformación final de la rosca.

Ø 10 – CALIDAD:8.8

El tornillo que se ensaya a continuación es de calidad 8.8, éste, presenta un acabado pavonado (Figura 24).



Figura 24: Tornillo Ø 10 – CALIDAD:8.8

Los tornillos con valores de límite de rotura y límite elástico superior destacan por soportar altos pares de apriete; este hecho puede ser una ventaja, aunque siempre depende de la aplicación de la unión en concreto.

En la Figura 25 destaca en primer lugar, para el caso en seco, el alargamiento que sufre el tornillo antes de romper, mientras que cuando se

le aplica grasa, los valores de los pares de apriete llegan a ser de casi el doble que el tornillo de calidad 6.8, no superando un alargamiento tan pronunciado, para el caso con grasa, al igual que en el tornillo de calidad 6.8 las roscas llegar a romperse permaneciendo el tornillo sin rotura.

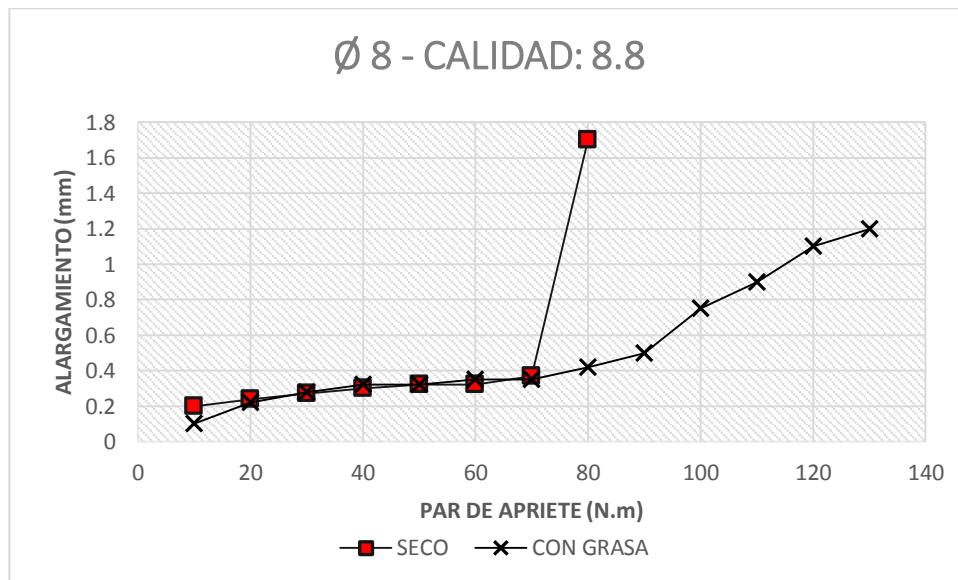


Figura 25: Alargamiento-Par de apriete Ø 10 – CALIDAD:8.8

El alargamiento del tornillo en seco, antes de romper, es de 1.73mm, en el caso de aplicar grasa, y antes de que se produzca deformación de las roscas, el alargamiento no supera 1.24mm, siendo la diferencia en este caso de 0.49mm.

Los pares de apriete alcanzados por este tornillo, superan en gran medida a los obtenidos con el tornillo de iguales dimensiones, pero de inferior calidad, llegando a los 130Nm.

En este tipo de tornillo, no aplicando grasa, el alargamiento antes de la rotura es mayor que en el tornillo de menor calidad, sin embargo, la rotura presenta diferencias, el área de la deformación plástica disminuye, aumentando la zona de rotura frágil, en la Figura 26, se observa, en tono más oscuro, la zona de rotura frágil.

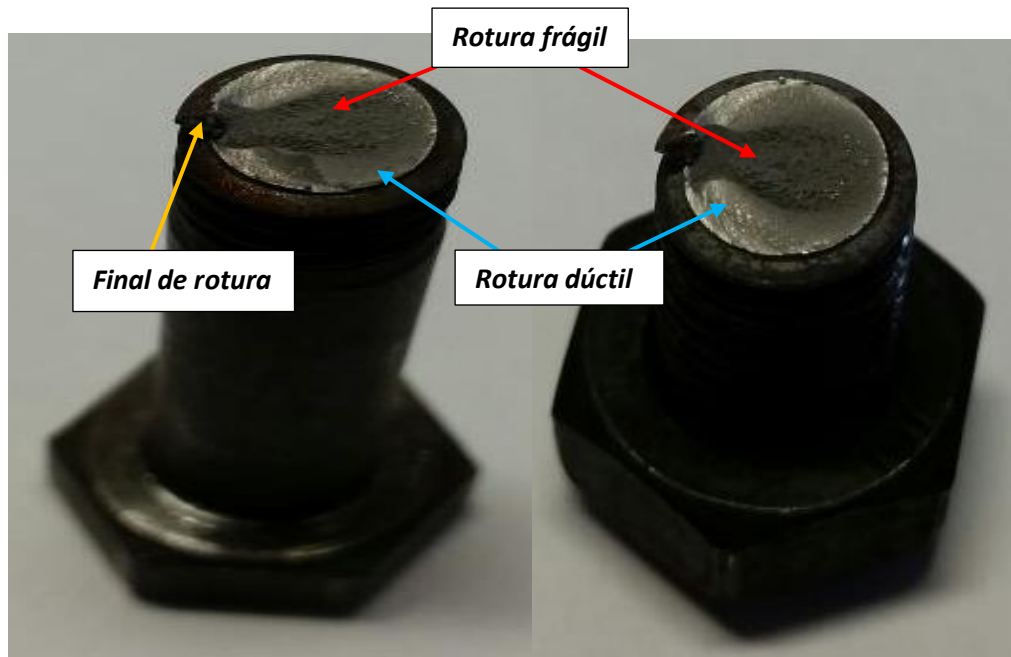


Figura 26: Ensayo sin grasa $\varnothing 10$ – CALIDAD:8.8

La rotura se produce en el mismo lugar, junto a la tuerca, a la altura del quinto hilo de rosca.

En caso de aplicar grasa, el comportamiento experimentado por este tornillo, es similar al de menor calidad de las mismas dimensiones, los hilos se deforman, al no poder soportar mayor par de apriete, como se puede ver en la Figura 27.

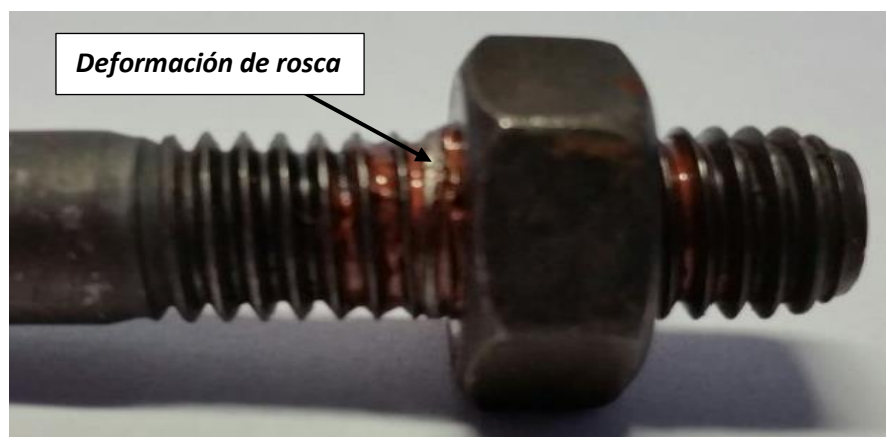


Figura 27: Ensayo con grasa $\varnothing 10$ – CALIDAD:8.8

4.2 TORNILLOS TIPO M8x65-5.6 / M8x65-8.8

Ø 8 – CALIDAD:5.6

El siguiente grupo de tornillos corresponde a los de diámetro 8mm, siendo el primero en ensayar el de calidad 5.6 (Figura 28), cabe destacar, que este tipo de tornillo es el de menor calidad de todos los ensayados para este trabajo.



Figura 28: Tornillo Ø 8 – CALIDAD:5.6

El comportamiento para tornillos de menor diámetro no cambia significativamente, las dimensiones de estos tornillos hacen que no soporten altos pares de apriete, los ensayos en seco y con grasa no presentan variación digna de mención, salvo que en el caso de tornillos secos alcanzan mayores alargamientos que con grasa, como se aprecia en la Figura 29.

El alargamiento máximo de este tornillo, comparando los ensayos con y sin grasa, tiene una variación muy parecida al tornillo de diámetro 10 mm-6.8, en el ensayo en seco, este tornillo no supera 1.12mm de alargamiento, aplicando grasa, el alargamiento es inferior, 0.82mm, la diferencia de alargamiento es de 0.3mm, siendo ésta diferencia inferior a la obtenida en los tornillos de calidad 6.8, diámetro 10mm.

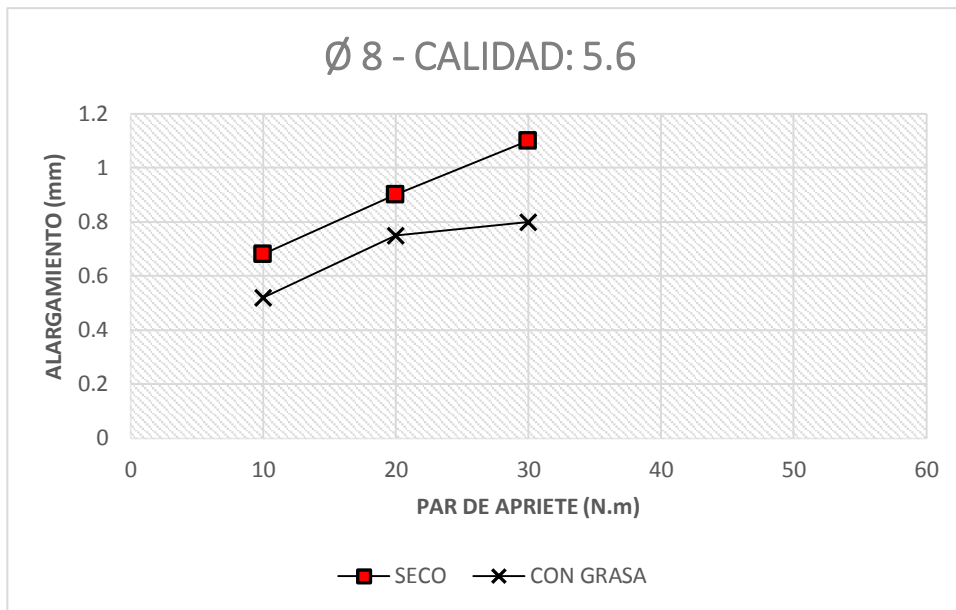


Figura 29: Alargamiento-Par de apriete Ø 8 – CALIDAD:5.6

De todos los tornillos ensayados, éste es el de inferior calidad, su comportamiento en el ensayo sin grasa, al igual que los anteriores, finaliza en rotura, la gran diferencia, en cuanto al tipo de rotura, es su mayor área de fractura dúctil; la rotura también se produce junto a la tuerca, en el quinto hilo de rosca del tornillo, como se ve en la Figura 30, el aspecto de la superficie de rotura es producido por una deformación plástica, absorbiendo la energía de la fuerza aplicada, presentando muy poca zona de desgarre por fractura frágil.



Figura 30: Ensayo sin grasa Ø 8 – CALIDAD:5.6

Para el ensayo con grasa, se obtienen resultados similares a los anteriores, deformación de la rosca por falta de fricción entre roscas durante a la aplicación del par de apriete.



Figura 31: Ensayo con grasa Ø 8 – CALIDAD:5.6

Ø 8 – CALIDAD:8.8

En este caso, se ensaya con un tornillo de similares dimensiones, pero de mayor calidad, 8.8, con acabado pavonado (Figura 32).



Figura 32: Tornillo Ø 8 – CALIDAD:8.8

La evolución del tornillo durante el ensayo, representada en la Figura 33, es muy parecida a la gráfica del tornillo de 10 mm, calidad 8.8, durante el ensayo en seco, soporta un gran alargamiento antes de la rotura, sin embargo, el tornillo con grasa, consigue soportar mayores pares de apriete, hasta los 70 N.m, donde la rosca se rompe y no aumenta ni el alargamiento ni la fuerza de apriete.

Los alargamientos del tornillo durante el ensayo, muestran grandes diferencias, el alargamiento siendo más del doble que se produce en ausencia de grasa, el alargamiento del ensayo sin grasa llega a ser de 1.56mm, con grasa, este valor no supera 0.75mm, obteniéndose una diferencia de 0.81mm, este último dato, representa la mayor diferencia, en cuanto alargamiento, obtenida en todos los tornillos ensayados.

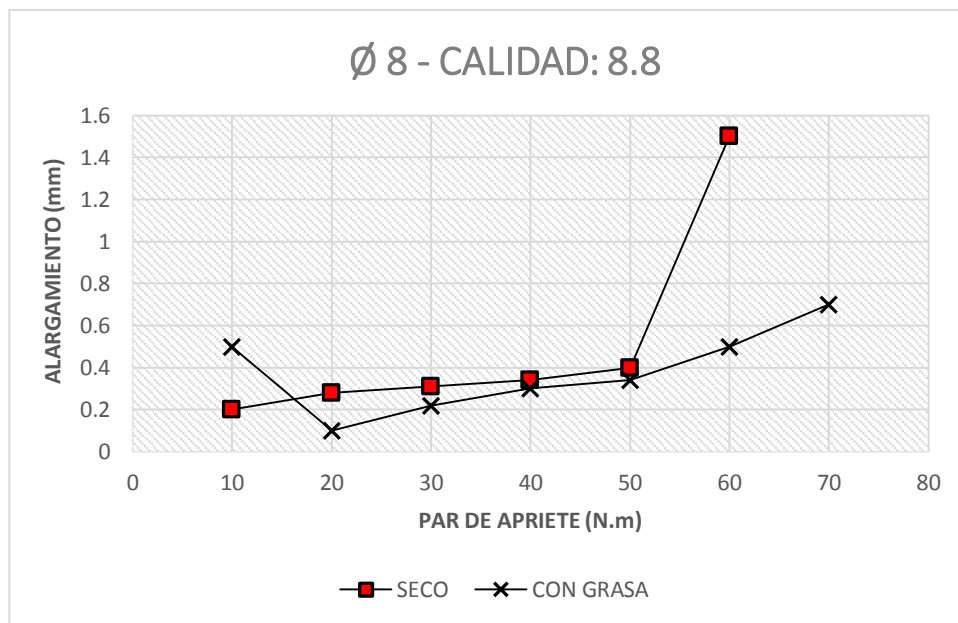


Figura 33: Alargamiento-Par de apriete Ø 8 – CALIDAD:8.8

Los comportamientos del tornillo, en seco y con grasa, no presentan grandes variaciones, este hecho se mantiene hasta los 50Nm, a partir de este par de apriete las diferencias aumentan de forma significativa.

En las superficies de rotura, mostradas en la Figura 34, al igual que en tornillos de mayor diámetro y misma calidad, se observan dos zonas claramente diferenciadas, perteneciendo los tonos más brillantes a la rotura dúctil, y las zonas más oscuras a la rotura frágil.

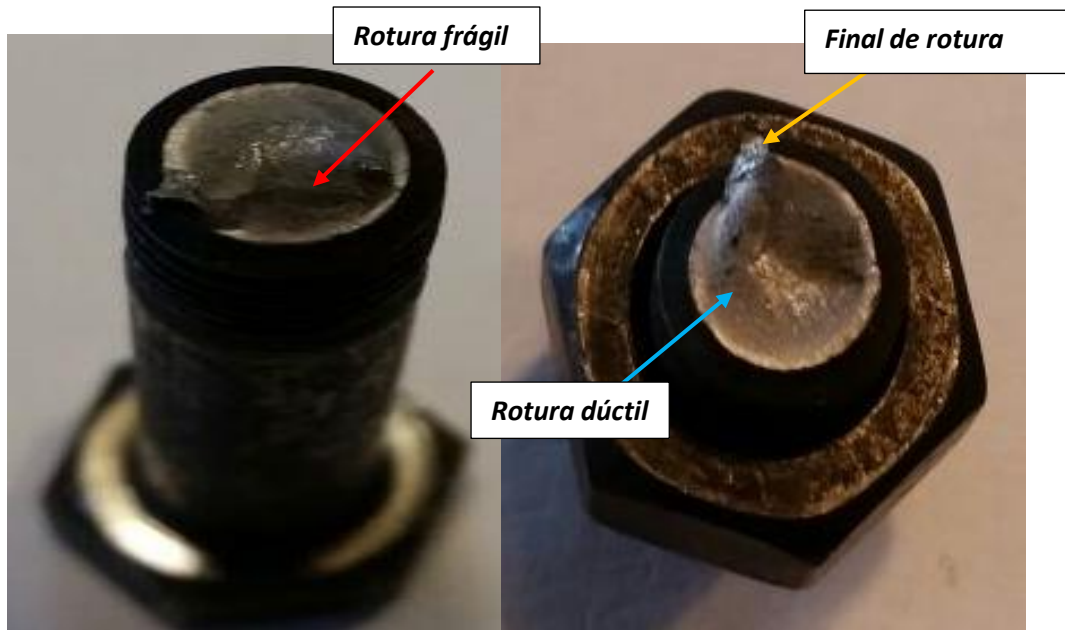


Figura 34: Ensayo sin grasa Ø 8 – CALIDAD:8.8

La deformación de la rosca, aplicando grasa, no es tan destacable en los tornillos de mayor calidad, pero si lo suficiente para impedir la aplicación de pares de apriete superiores, por la falta de fricción que se produce entre las roscas del conjunto tornillo-tuerca.



Figura 35: Ensayo con grasa Ø 8 – CALIDAD:8.8

4.3 TORNILLOS TIPO M6x65-6.8 / M6x65-8.8

Ø 6 – CALIDAD:6.8

Por último, se ensayan los tornillos de menor diámetro, 6mm, comenzando, como en los casos anteriores, por los de calidad inferior 6.8 (Figura 36).



Figura 36: Tornillo Ø 6 – CALIDAD:6.8

Los ensayos sobre este tipo de tornillo, al igual que en los diámetros mayores, alcanzan mayores alargamientos en ausencia de grasa, los que se le ha aplicado grasa no consiguen tanto alargamiento comparados con los secos; el valor del alargamiento, antes de la rotura, en seco, es de 1.13mm, siendo 0.82mm, el correspondiente al ensayo con grasa, la diferencia entre ambos es de 0.31mm, valor similar a la diferencia que se obtiene con los tornillos de diámetro 10mm calidad 6.8.

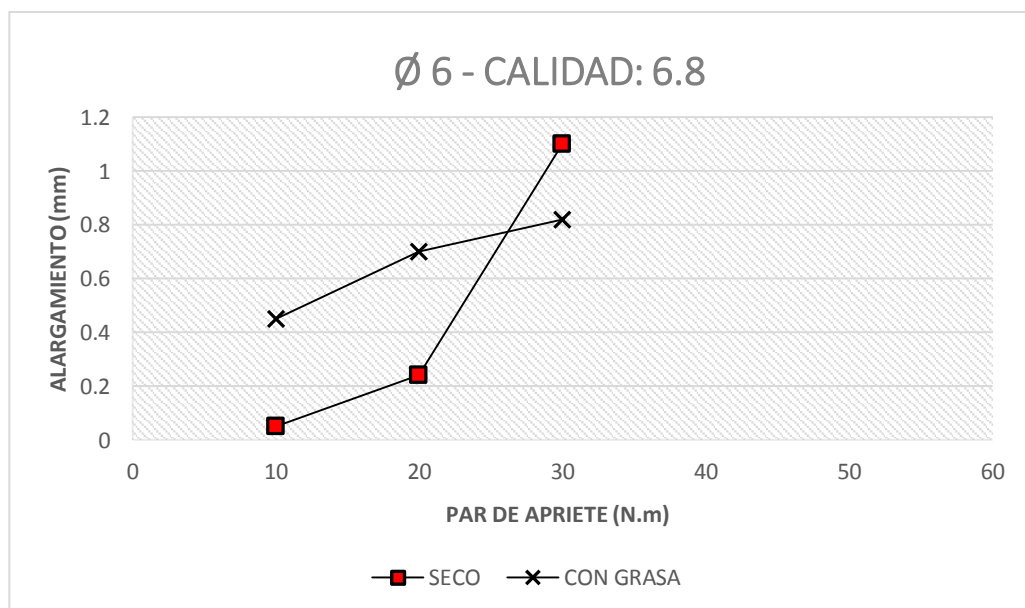


Figura 37: Alargamiento-Par de apriete Ø 6 – CALIDAD:6.8

La diferencia, en porcentaje de alargamiento, de este tipo de tornillo, comparando los ensayos sin grasa y con grasa, se mantiene en valores similares a los tornillos ensayados de mayor diámetro, en sus calidades inferiores.

En la Figura 38, se aprecian zonas de mayor brillo, correspondientes a la rotura dúctil, y zonas en tonos oscuros, correspondientes a rotura frágil; por tener un diámetro tan pequeño, las diferentes áreas de rotura no quedan tan definidas. El lugar de la rotura se mantiene en el quinto hilo de rosca, como en los casos anteriores.

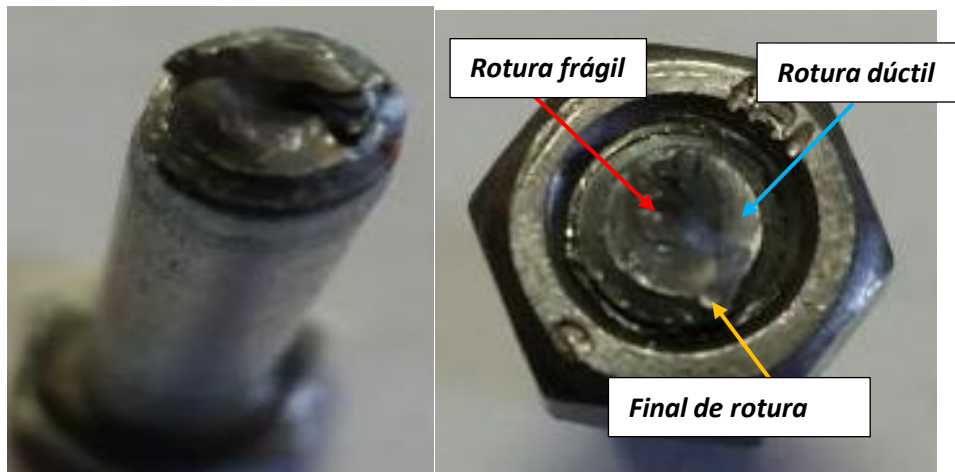


Figura 38: Ensayo sin grasa Ø 6 – CALIDAD:6.8



Figura 39: Ensayo con grasa Ø 6 – CALIDAD:6.8

Aplicando grasa a este tipo de tornillo, presenta un comportamiento similar, a medida que aumenta el par de apriete, deformándose las roscas, no obstante, en este caso particular, la rosca se desprende.

Ø 6 – CALIDAD:8.8

Este último ensayo se realiza con los tornillos de menor diámetro y mayor calidad (Figura 40).



Figura 40: Tornillo Ø 6 – CALIDAD:8.8

La gran diferencia de los resultados obtenidos para este tipo de tornillo es, que, en ambos ensayos, sin grasa y con grasa, alcanzan un par de apriete en el que rompen, situación que no había ocurrido en el resto de tornillos ensayados; además, existen escasas diferencias en cuanto a los alargamientos.

Las roturas, se producen en puntos diferentes, en ningún caso, junto a la tuerca, como se produce en el resto de tornillos ensayados.

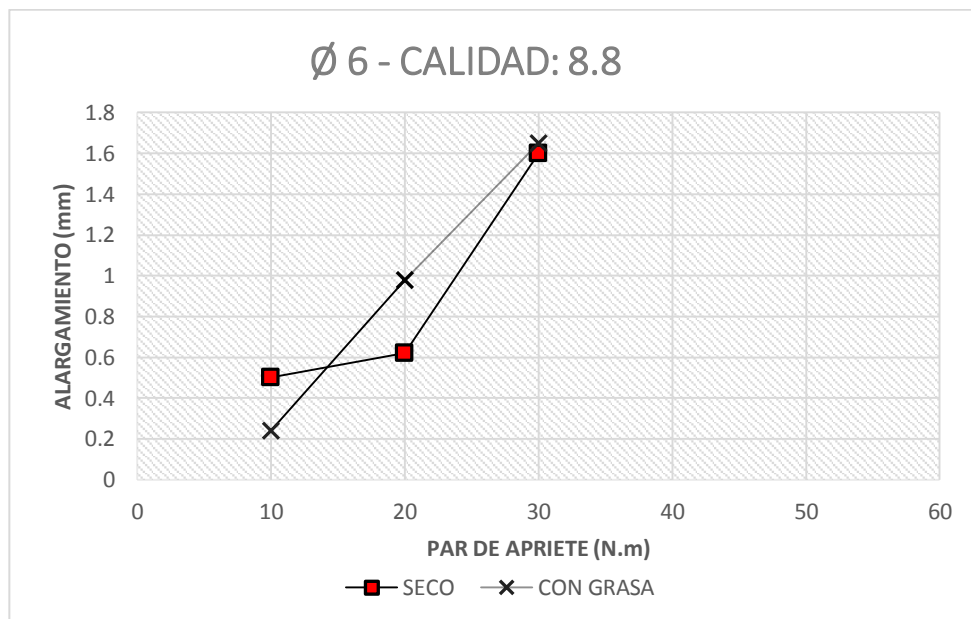


Figura 41: Alargamiento-Par de apriete Ø 6 – CALIDAD:8.8

Los alargamientos de este tornillo son, para el caso en seco 1.61mm, y para el ensayo con grasa 1.65, resultando una diferencia de 0.04mm, siendo ésta la menor de todas las realizadas en los ensayos.

Las superficies de rotura presentan mayor área de rotura frágil, en tono más oscuro, como se indica en la Figura 42, situación que se produce par todos los tornillos de mayor calidad, perteneciendo a la rotura dúctil el área de la sección del tornillo más externa.



Figura 42: ensayo sin grasa Ø 6 – CALIDAD:8.8

En el caso de aplicar grasa en este tipo de tornillo, a diferencia de los ensayos anteriores, realizados con grasa, no se aprecia deformación ni desprendimiento de la rosca, teniendo como resultado final la rotura.



Figura 43: Ensayo con grasa Ø 6 – CALIDAD:8.8

4.4 ANÁLISIS COMPARATIVO

Tras los resultados más destacables, una vez realizados los ensayos a cada tipo de tornillo, se presenta un análisis comparativo de los aspectos más relevantes.

Todos los tornillos ensayados en ausencia de grasa, alcanzan un valor de par de apriete, en el que rompen totalmente. La ausencia de grasa conlleva un aumento de las fuerzas de rozamiento entre las roscas, y entre las superficies en contacto, cabeza del tornillo y tuerca; este comportamiento es diferente, con los resultados obtenidos con presencia de grasa, pues todos los tornillos, excepto el del tipo 6 mm, calidad 8.8, sufren deformaciones en los hilos de las roscas a medida que aumenta el par de apriete, deformándose e impidiendo aplicar mayores pares de apriete.

Como consecuencia de la aplicación de lubricante tipo grasa, los alargamientos máximos de los tornillos son inferiores a los que se producen en seco, como puede verse en la Tabla 4, observándose que las diferencias de alargamiento, entre los ensayos en seco y con grasa, son muy próximas para los ensayos sobre tornillos de calidad inferior, coincidiendo los de diámetro 8mm y 10mm.

Tabla 4: Comparativa alargamientos máximos (con grasa y sin grasa)

Alargamiento (mm)	Ø10- 6.8	Ø10- 8.8	Ø8- 5.6	Ø8- 8.8	Ø6- 6.8	Ø6- 8.8
Seco	1.22	1.73	1.12	1.56	1.13	1.65
Grasa	0.91	1.24	0.82	0.75	0.82	1.61
Diferencia (mm)	0.31	0.49	0.3	0.81	0.31	0.04
Variación (%)	25	28.3	26.7	51.9	27.4	2.4

En cuanto a la diferencia de alargamiento, expresado en porcentaje, los tornillos de inferior calidad, presentan una diferencia relativa en torno al 25%-30%, obteniéndose porcentajes dispares para los resultados de los ensayos realizados con grasa, siendo para el diámetro 10mm de un 28.3%, para el de 8mm de un 51.9%, y para el de menor diámetro de un 2.4%.

En la Tabla 5, se muestran las diferencias de alargamientos en los tornillos por calidades, para esta comparativa se han elegido los tornillos de mayor y menor diámetro, en sus dos calidades.

En la comparativa de los tornillos por calidades, destaca la diferencia de los tornillos de calidad inferior, coincidiendo los valores en los dos diámetros, siendo las diferencias de los tornillos de calidad superior muy diferentes; los de mayor sección experimentan una diferencia superior a los de calidad inferior, con los tornillos de menor sección y mayor calidad la diferencia es mínima.

Tabla 5: Comparativa alargamientos por calidades (con grasa y sin grasa)

Alargamiento (mm)	Calidad 6.8	Calidad 8.8
Ø10 Seco	1.22	1.73
Ø10 Grasa	0.91	1.24
Diferencia (mm)	0.31	0.49
Ø6 Seco	1.13	1.65
Ø6 Grasa	0.82	1.61
Diferencia (mm)	0.31	0.04

En la Tabla 6, se recogen los resultados, en cuanto a rotura, tras los ensayos, solo el caso del tornillo de menor diámetro y mayor calidad, se comporta de forma diferente, ya que en todos los casos en los que se aplica grasa, los tornillos sufren deformaciones en las zonas roscadas, no

pudiéndose aumentar el par de apriete, sin embargo, en el ensayo con grasa del tornillo de diámetro 6, calidad 8.8, se produce rotura total, hecho que destaca por no coincidir con los resultados del resto de tornillos ensayados con grasa.

Como puede comprobarse en la Tabla 6, todos los tornillos ensayados sin grasa, resultan con rotura total, independientemente del diámetro y de la calidad del tornillo.

Tabla 6: Resultados en cuanto a rotura

	Ø6-6.8	Ø6-8.8	Ø8-5.6	Ø8-8.8	Ø10-6.8	Ø10-8.8
SECO	ROMPE	ROMPE	ROMPE	ROMPE	ROMPE	ROMPE
GRASA	NO ROMPE	ROMPE	NO ROMPE	NO ROMPE	NO ROMPE	NO ROMPE

Los resultados para un tornillo con grasa (Figura 44-A), son la deformación de los hilos de las roscas, hecho provocado por la presencia de lubricante; el fluido actúa como elemento separador de superficies, impidiendo el contacto directo entre metales, y así, minimizando la fuerza de fricción que se produciría en ausencia de grasa, pues las superficies de los metales a nivel microscópico no son totalmente lisas.

La rotura que provoca la ausencia de grasa (Figura 44-B), se debe al aumento de la fuerza de fricción entre las roscas, así como las generadas entre las superficies en contacto.

A medida que se aumenta el par de apriete, la fuerza de fricción que se genera, alcanza un punto en el que el deslizamiento entre la rosca del tornillo y de la tuerca desaparece, recibiendo el tornillo toda la carga del par de apriete de forma axial, produciéndose la rotura total.

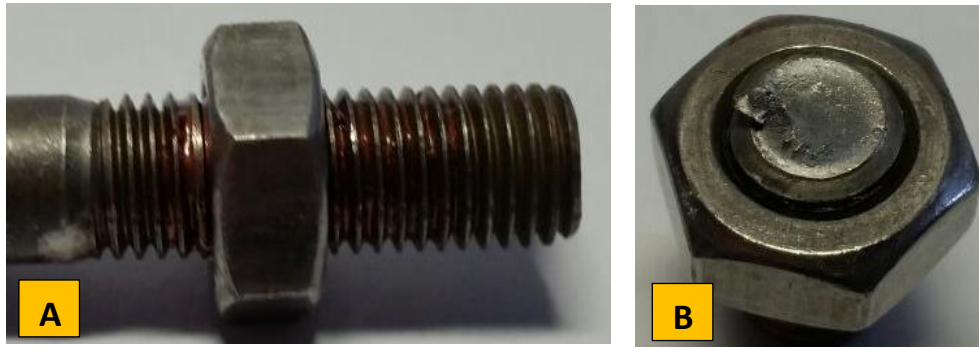


Figura 44: Resultado sin rotura (A), con rotura (B)

En los casos en los que se produce rotura, los tornillos ensayados de calidad inferior, experimentan un inicio de rotura dúctil, ésta se prolonga hasta que la sección del tornillo disminuye de forma significativa, este hecho provoca que la fuerza ejercida por el par de apriete desgare el material hasta la rotura total.

La rotura generada por los tornillos de calidad superior es más frágil que la obtenida con los tornillos de calidad inferior, produciéndose desgarre del material en la mayor parte de la sección del tornillo.

5. CONCLUSIONES

1 Conocer las fuerzas implicadas en los pares de apriete, permite obtener resultados más precisos en las uniones atornilladas.

2 El uso de lubricantes en uniones atornilladas, cuando se aplican pares de apriete, influye directamente en la carga a la que quedan sometidos los tornillos, obteniéndose mayores tensiones con el uso de lubricantes, de forma contraria, en ausencia de lubricantes, las cargas tensionales de los tornillos son menores.

3 Realizar pares de apriete, en ausencia de grasa, por encima de los valores que soportan las uniones atornilladas, conlleva la rotura de estos, en caso de aplicar grasa, los tornillos no llegan a romper, deformándose los hilos de las roscas.

4 Cuando se aplican pares de apriete, por encima de los límites de diseño, con y sin grasa, las diferencias de alargamiento son similares en los tornillos de menor calidad; en el caso de tornillos de calidad superior, las variaciones de alargamiento dependen del diámetro del mismo.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] CATERPILLAR. 2014. Cat Commercial Diesel Engine Fluids Recommendations. [Consulta: 22 abril 2017]. Disponible en: <https://caterpillar.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10419422>
- [2] COE, C. 2014. Technical analysis: Deleterious particles in lubricating greases. *Tribology and Lubrication Technology*. 70(1), pp.28-35. ISSN: 1545-858X.
- [3] CORIA, I., ABASOLO, M., OLASKOAGA, I. [et al.], J., 2017. A new methodology for the optimization of bolt tightening sequences for ring type joints. *Ocean Engineering*, **129**, pp. 441-450. ISSN: 0029-8018. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2016.10.049.
- [4] CROCCOLO, D. DE AGOSTINIS, M., VICENZI, N. 2010. Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. *Engineering failure Analysis*, **18**(1), pp. 364-373. ISSN 1350-6307. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2010.09.015.
- [5] CYRIAC, F., LUGT, P. M., & BOSMAN, R. 2017. Impact of water on the rheology of lubricating greases. *Tribology and Lubrication Technology*, **73**(2), pp.56-60 y 62-70. **ISSN:** 1545-858X.
- [6] DUNAEV, A. SHIRSHOV, V. 2009. Tightening Bolts. *Russian Engineering Research*. **29**(9), pp.7-14. ISSN 1068-798X. DOI:10.3103/S1068798X09090020
- [7] GRESHAM, R.M., 2007. Lubrication fundamentals: The nuts and bolts of fastener. *Tribology and Lubrication Technology*, **63**(3), pp. 25-27. ISSN: 0024-7154.
- [8] GRESHAM, R.M. 2014. Lubrication fundamentals: It's all in the numbers. *Tribology and Lubrication Technology*. 70(7), pp.14-17. ISSN: 1545-858X.

- [9] HIBBELER RUSSELL, C. 2006. *Mecánica de Materiales*. 2nd.ed. Mexico: Pearson Education. ISBN 9702-606543.
- [10] LAVAL, M., 2010. Solid lubricants for special applications: Lubrication of connection elements (screw, bolt, and threaded joint lubrication). *Tribology und Schmierungstechnik*, **57**(5), pp. 35-40. ISSN 0724-3472.
- [11] MARTINEZ JUSTO, J.L. 1988. Solid lubricants and their industrial use. *Trybologia*, **53**(7), pp.18-22. ISSN: 0208-7774.
- [12] MORTENSEN, J.2013. Aalborg Universitet: *Friction Analysis of Bolts*. [Consulta: 28 abril 2017]. Disponible en: http://projekter.aau.dk/projekter/files/174156531/jacobmortensen_friction_analysis_of_bolts.pdf
- [13] NORBAR TORQUE TOOLS. 2016. What isTorque?, Friction in The Bolted Joint. [Consulta: 15 abril 2017]. Disponible en: http://mint.hu/files/MINT_10-1-bevezetes-NORBAR-oldal6-8.pdf
- [14] ORTIZ BERROCAL, L. 1985. *Elasticidad: Curso de Elasticidad y Resistencia de Materiales*. 2nd.ed. Valencia: Universidad Politécnica, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. ISBN 8439-84607X.
- [15] QUINGMIN YU, HONGLEI ZHOU, LIBIN WANG. 2015. Finite element analysis of relationship between tightening torque and initial load of bolted connections. *Advances in Mechanical Engineering*, **7** pp 1-8, ISSN 1011-17.
- [16] WHITBY, R. D. 2007. Worldwide: Convention vs. innovation. *Tribology and Lubrication Technology*, **63**(5), p. 64. **ISSN:** 0024-7154.
- [17] WILLIAM CALLISTER, J; DAVID, G. 2016. *Ciencia e Ingeniería de Materiales*. 2nd.ed. Barcelona: Reverté. ISBM 9788-429172515.
- [18] ZOU, Q., SUN, T.S., NASSAR, S.A., BARBER, G.C. and GUMUL, A.K., 2007. Effect of lubrication on friction and torque-tension relationship in

threaded fasteners. *Tribology Transactions*, **50**(1), pp. 127-136. ISSN 1877-7058. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.12.149

Todas las Figuras de este TFG proceden de fuentes propias del autor.

AVISO RESPONSABILIDAD UC

AVISO:

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de Grado de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Se trata por tanto de un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en la presente edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros.

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Grado, así como el profesor tutor/director no son responsables del contenido último de este Trabajo.