DESDE 2013
https://repository.uaeh.edu.mx/revistas/index.php/icbi/issue/archive
Pädi Boletín Científico de Ciencias Básicas e Ingenierías del ICBI

ISSN: 2007-6363

Publicación Semestral Pädi Vol. 12 No. Especial 4 (2024) 31-39

Efecto de la precarga en operación de una junta atornillada de uso aeronáutico

Effect of preload on operation of a screwed joint for aeronautical use

Julio D. Cabal-Velarde [a,], Manuel A. Khalil-López [a], Javier G. Cabal-Velarde [b],
Azdrubal L. Guerrero-Serrano [c]

[a]*Universidad Aeronáutica de Querétaro, Carr. Querétaro-Tequisquiapan 22154, 76278, Santiago de Querétaro, Querétaro, México.*
[b]*Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico Superior de Irapuato, Guanajuato, México.*
[c]*Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Área Académica de Ciencias de la Tierra y Materiales, México.*

Resumen

En el presenta trabajo de investigación se aborda el efecto de la precarga en una junta atornillada durante operación. Hoy en día, el sector aeronáutico es una de las industrias más exigentes en cuestión de parámetros de seguridad; por lo que todo lo que se manufactura debe cumplir rigurosos estándares de seguridad. Uno de los componentes en los que se debe de tener especial atención son los elementos de sujeción, ya que estos son los responsables de mantener las uniones seguras, y la rigidez estructural de todos los componentes de un avión, helicóptero, entre otros vehículos. El espacio de diseño consiste en evaluar el comportamiento de la trayectoria del cono de compresión en operación generado en una junta atornillada para diferentes tamaños de tornillos, desde 0.190 a 0.375 pulgadas de diámetro, precargando de 2 a 4 bridas de 0.20 pulgadas de espesor, o sea, variando la longitud de agarre de la junta atornillada, y usando elemento finito (ANSYS) para hacer un análisis comparativo con un modelo matemático. Los resultados indican que la precarga en las juntas atornilladas estructurales (Aleaciones de Acero) en las turbinas en zonas frías (300 ºF), se relajan durante operación, por lo que es importante evaluar la magnitud (<25%) para asegurar la sujeción, y evitar la separación en la junta atornillada durante la operación.

Palabras Clave: Junta Atornillada, Compresión, Simulación, ANSYS, Rigidez, Elemento Finito.

Abstract

The present research work addresses the effect of preload on a bolted joint during operation. Nowadays, the aerospace sector is one of the most demanding industries in terms of safety parameters; therefore, everything manufactured must comply with rigorous safety standards. One of the components that requires special attention is the fasteners, as they are responsible for maintaining secure connections and the structural rigidity of all components of an aircraft, helicopter, among other vehicles. The design space consists of evaluating the behavior of the compression cone trajectory during operation generated in a bolted joint for different sizes of bolts ranging from 0.190 to 0.375 inches in diameter, preloading 2 to 4 flanges of 0.20 inches thickness, thus varying the grip length of the bolted joint, using ANSYS to perform a comparative analysis with a mathematical model. The results indicate that the preload in the bolted joints in turbines in cold zones (300 ºF) relaxes during operation, so it is important to evaluate the magnitude (<25%) to ensure fastening, and prevent separation in the bolted joint during operating conditions.

Keywords: Bolted Joint, Compression, Simulation, ANSYS, Stiffness, Finite Element.

1. Introducción

En este trabajo de investigación se evaluará el comportamiento de una junta atornillada, la cual estará constituida por aleaciones de gama alta; y se evaluará el comportamiento de la junta en condiciones que asemejen a la operación de la máquina (aplicación de temperatura uniforme de 300 °F) para observar la dilatación de los componentes, y la variación de los esfuerzos a la hora de aplicarse calor en dichas condiciones. La junta atornillada estará definida por diferentes

*Autor para la correspondencia: julio.cabal@unaq.mx
Correo electrónico: julio.cabal@unaq.mx (Julio Daniel Cabal-Velarde), alejandro.khalil27@gmail.com (Manuel Alejandro Khalil-López), javier.cv@irapuato.tecnm.mx (Javier Gustavo Cabal-Velarde), azdrubal.guerrero@uaeh.edu.mx (Azdrubal Guerrero-Serrano).

Historial del manuscrito: recibido el 27/06/2024, última versión-revisada recibida el 29/07/2024, aceptado el 14/08/2024, publicado el 30/11/2024. **DOI:** https://doi.org/10.29057/icbi.v12iEspecial4.13312

tamaños de tornillos, desde 0.190 a 0.375 pulgadas de diámetro, precargando de 2 a 4 bridas de 0.20 pulgadas de espesor. Para la evaluación del comportamiento de la junta, se utiliza un modelo matemático, y las diferentes simulaciones en elemento finito con el uso de ANSYS.

Para el modelo matemático se ha realizado un análisis dimensional de componentes apilados conocido por su término en inglés *"stack-up analysis"*, simulando la junta, y la resistencia de las placas atrapadas en el interior como un sistema de resortes, en donde, por medio de cálculos de rigidez de los resortes, se determinará si la precarga alivia los esfuerzos en la junta, o si los agudiza. Este tipo de análisis son bien importantes en el diseño de juntas atornilladas.

Las juntas atornilladas son uno de muchos elementos de sujeción, y representan un rol fundamental de cualquier estructura mecánica. Una junta atornillada es la combinación de un perno alargado con una tuerca, en el que se coloca algún elemento a sujetar a lo largo del perno (láminas, placas o bridas), y por medio de la tuerca, la cual es deslizada por el paso del perno, y se genera una fuerza (precarga) que comprime las placas. Por medio de esta fuerza generada en el ensamble, los componentes se mantienen unidos durante la operación. Las juntas atornilladas están presentes en aplicaciones industriales, militares, automotrices, y aeroespaciales. Para dar contexto en el ámbito aeronáutico, se utilizan en zonas frías, y zonas calientes en distinto módulos de los motores de las turbinas. En la Figura 1 se muestra un motor CFM56-5B, en donde se pueden observar diferentes tipos de juntas atornilladas en la parte externa de la turbina (CFM,s.f., Cabal, J. y Samaniego, 2023).

Figura 1: Turbina CFM56-5B (CFM,s.f.).

Los materiales con los que se fabrican los sujetadores son muy variados, y depende de la aplicación que se busca, así como las condiciones externas a las que estará expuesto el elemento de sujeción. Incluso, algunos sujetadores requieren recubrimientos para garantizar su correcto funcionamiento en condiciones extremas. Es fundamental seleccionar un material que asegure una resistencia óptima a los factores internos, y externos en las juntas atornilladas, con el fin de mantener unidas las placas mediante la aplicación de una precarga en el tornillo. Por lo que se requieren materiales resistentes a todo tipo de esfuerzos generados por la precarga y la operación de la junta. Además, algunos componentes requieren protección contra la corrosión.

En este trabajo de investigación se proponen dos materiales para el estudio: Inconel-718 para el tornillo, y la tuerca, y 15-5PH para las placas contenidas por la junta. El primer material consiste en una aleación de cromo y níquel de alta resistencia a esfuerzos de todo tipo, y a la corrosión; gracias a lo anteriormente mencionado, y al hecho de que este material es capaz de operar con una gran confiabilidad en un rango de temperatura de entre -423 a 1300 ºF, la gama de aplicaciones del Inconel-718 es muy basta (Special Metals, s.f.). Mientras que el material 15-5PH es un acero inoxidable martensítico endurecido por medio de precipitación. Uno de los usos más típicos de esta aleación es la de componentes estructurales aeroespaciales, por lo que deben de ser resistentes a cambios bruscos de temperatura (SSA Corp, s.f.). La Tabla 1 muestra las propiedades mecánicas utilizadas en este estudio, el 15-5PH es un material cuyo coeficiente de expansión térmica es ligeramente menor que el del Inconel-718, y además, podemos observar que el módulo de elasticidad se reduce ligeramente a 300 ºF. Prácticamente los módulos de elasticidad de ambos materiales, así como, los coeficientes de Poisson, son los mismos.

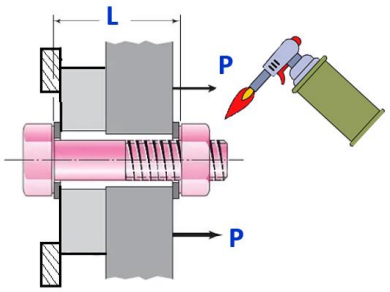

Figura 2: Junta Atornillada con Aplicación de Calor (G Budyanas y J Nisbett, 2018).

Tabla 1: Comparación de Algunas Propiedades Mecánicas entre el Inconel-718 y 15-5PH (Special Metals, s.f.) (SSA Corp, s.f.).

T_{emp} [°F]	Inconel-718			15-5PH		
	E [psi]	ν	α [1/°F]	E [psi]	ν	α [1/°F]
68	$29M$	0.29	7.22μ	$29M$	0.29	5.8μ
300	$28.8M$	0.30	7.5μ	$28.4M$	0.30	6.5μ

El coeficiente de expansión térmica (α) es una propiedad de los materiales obtenida de forma experimental, la cual define cuánto cambia el tamaño de un elemento al momento de ser sometida a aumentos, y descensos de temperatura con respecto a su tamaño original. Los materiales que tienen un mayor coeficiente de expansión térmica con la aplicación de calor, tendrán más expansión, mientras que aquellos con valores de "α" más bajos, se expandirán menos; de ahí parte la premisa de, al aplicar temperatura en la junta atornillada, la precarga se va a aliviar, o se va a incrementar.

La dilatación de los componentes, se calcula por el coeficiente de expansión térmica. Para este trabajo de investigación, se considerará que los materiales de la junta atornillada a temperatura ambiente están a 68°F, y que los componentes alcanzan una temperatura de operación de 300°F. Se asume que la junta atornillada se localiza en una zona fría de una máquina. Naturalmente, por la adición de temperatura, se espera que las piezas se expandan, qué tanto lo harán, va a depender del coeficiente de expansión térmica, y de la longitud del componente.

Una vez aplicado el torque al tornillo, esto se traducirá en una precarga para el tornillo, y una de las formulaciones más simples para determinarla está dada por (1):

$$T = K * d_{nom} * F_{pl}, \quad (1)$$

donde F_{pl} es la fuerza de precarga, y d_{nom} es el diámetro nominal del tornillo. La constante K es dada por los fabricantes de tornillería o, distintas fuentes y fabricantes proponen un valor universal (el libro Shigley propone un valor de 0.2 para el coeficiente de par torsional) (G Budyanas, J Nisbett, 2018). Si la junta es perfectamente simétrica, las caras de la cabeza del tornillo, y de la tuerca son perpendiculares al eje axial de la rosca, y las superficies son planas y paralelas. El efecto de la precarga en una junta con estas condiciones, resultará en una distribución de esfuerzos donde los componentes a unir experimentarán esfuerzos compresivos, mientras que el tornillo experimentará principalmente esfuerzos de tensión (Bicford, 2008). La Tabla 2 muestra algunos coeficientes usados para determinar la precarga en un tornillo. Sin embargo, es importante determinar las curvas torque-tensión de manera experimental para las aplicaciones de uso aeronáutico.

Tabla 2: Coeficientes de par de torsión K
(G Budyanas J Nisbett, 2018)

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

2. Rigidez de una Junta Atornillada.

Recordemos que la función de la junta atornillada es mantener ensamblados un cierto número de placas o bridas, por medio del apriete de un sistema de perno, y tuerca. Tanto las placas como la tuerca, y perno, poseen una rigidez, que por definición, hace referencia a la capacidad de un cuerpo de impedir su deformación (a mayor rigidez, mayor dificultad para deformar el material). Al momento de que se unen las placas por la junta atornillada, el giro de la tuerca provoca que el perno se estire, lo que da paso al fenómeno de precarga, y genera tensión en el perno que a su vez comprime las placas para situarlas en una posición, y mantenerlas unidas durante su funcionamiento.

La rigidez axial de una barra se calcula de la siguiente manera:

$$k = \frac{AE}{L}, \quad (2)$$

donde "L" es la longitud del resorte, "A" es el área de la sección transversal, y "E" es el módulo de elasticidad. Estos componentes estructurales funcionan como resortes conectados entre sí. La Figura 3 muestra de manera esquemática como están conectados en la junta estos componentes, asumiendo como resortes los elementos de la junta atornillada (G, Budyanas y J, Nisbett, 2018).

Como se aprecia en la Figura 4, se ejemplifica la distribución de rigideces del tornillo (k_{bolt}), y de las mismas placas contenidas por la junta (k_{g1}, k_{g2} …). Para determinar la rigidez equivalente de los componentes unidos, se determina la rigidez equivalente como la suma en serie de las rigideces. Otro factor para tener en cuenta, es la variación de la sección trasversal del tornillo, ya que al tener variaciones en el área de la sección transversal, la rigidez cambia por consecuencia.

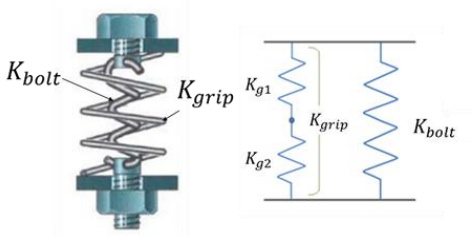

Figura 3:Componentes que aportan rigidez en la junta atornillada (Cabal, J. y Samaniego, 2023).

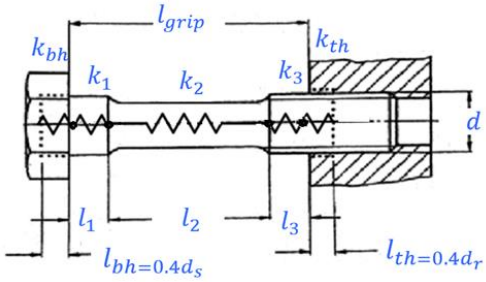

Figura 4: Componentes de Rigidez del Tornillo en la Junta Atornillada. (Cabal, J. y Samaniego,2023).

Para obtener la rigidez del perno dentro de la zona de agarre (l_{grip}), tal como se muestra en Figura 4. El agarre de una junta se determina por la suma de los espesores de los elementos a unir, que equivale al espesor total de la junta atornillada. En cuanto al tornillo, en la zona de agarre se distinguen tres secciones distintas: la parte del cuerpo del perno sin roscar, las transiciones de sección transversal, y la parte roscada del cuerpo. Se estaría visualizando una suma de rigideces en serie de tres resortes, por lo que la rigidez equivalente del perno dentro de la zona de agarre estaría dada por la siguiente ecuación (G, Budyanas y J, Nisbett, 2018):

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_{bh}} + \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_{th}}. \quad (3)$$

Como ya se mencionó, la rigidez del sistema pasa por dos componentes importantes: el tornillo (k_b), el cual tendrá cinco zonas distintas de rigidez, tal cual se ve en la Figura 4: el cuerpo del perno sin rosca (k_1 y k_2), la región con rosca (k_3), la cabeza del tornillo (k_{bh}), y la sección roscada con la tuerca (k_{th}); en el caso de la tensión que aportan la cabeza de tornillo, y la parte roscada con la tuerca, se toma una longitud efectiva del 40% del diámetro de tornillo en esas secciones. Otros factores importantes en la longitud del tornillo, incluyen la condición roscada tanto en la zona final de la tuerca, como en la parte interna roscada dentro de la zona de agarre. Estas condiciones serán abordadas en estudios posteriores.

El otro elemento de la junta que aporta rigidez son las placas contenidas (k_{grip}), el agarre de una junta es la suma de los espesores de los elementos a unir, es decir es el espesor total del material sujetado, esto porque las rigideces de los elementos de agarre pueden ser idealizados como resortes conectados en serie (G, Budyanas y J, Nisbett, 2018).

$$\frac{1}{k_{grip}} = \frac{1}{k_{g1}} + \frac{1}{k_{g2}} + \frac{1}{k_{g3}} + \frac{1}{k_{g4}} + \cdots + \frac{1}{k_{gn}}. \quad (4)$$

Otros factores para tener en cuenta en la determinación de rigidez del sistema, son las condiciones de operación, ya que estas influyen en las propiedades del material; un claro ejemplo de lo anteriormente mencionado, es la temperatura, ésta al alcanzar medidas extremas tiene un impacto directo en el módulo de elasticidad del material, y la expansión térmica. Además, las fuerzas externas juegan un papel vital en el diseño.

3. Funcionamiento de una Junta Atornillada

Tomando en cuenta las definiciones que se han venido explicando a lo largo del trabajo de investigación, el tornillo tiene una rigidez k_b, mientras que las placas o bridas es k_{grip}. Una vez aplicada la precarga en la junta atornillada, se alcanza un equilibrio estructural (Condición de Ensamble) entre la tensión del tornillo y la compresión del agarre. Esta condición se ilustra en la Figura 5 en el punto A, donde el eje vertical representa la carga soportada por los elementos de la junta, y el eje horizontal indica la deformación de dichos elementos (se considera un comportamiento elástico de la junta). La pendiente de la curva del tornillo (OA) es positiva ya que está sometida a esfuerzos de tensión, mientras que la pendiente negativa de los elementos de agarre (EA) se debe a que trabajan a compresión.

Al considerar fuerzas externas, éstas incrementan la tensión soportada por el tornillo, tal cual se muestra por los puntos en la línea OABC; por la dirección de la carga externa, esta hace que el tornillo absorba parte de esta carga, mientras que el resto se va a las bridas o placas. La aplicación de cargas externas aumentará la deformación de los elementos del tornillo (δ_b), y reducirá la deformación experimentada por los elementos de agarre (δ_{grip}), la cual es representada por el símbolo δ.

En la Figura 5, la carga que experimenta el tornillo se incrementa y está definida por "P_b", mientras que la carga de los elementos de agarre disminuye, y se representa por "P_{grip}", esto permite calcular la diferencia de deformación debida a la carga externa en función de las rigideces determinadas para el tornillo, y las placas por medio de las siguientes dos ecuaciones:

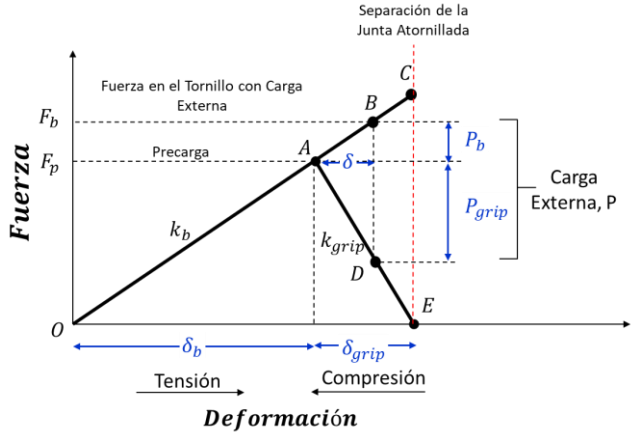

Figura 5: Diagrama Representativo del Comportamiento de una Junta Atornillada (Cabal, J. & Samaniego, 2023).

En función de la rigidez del Tornillo:

$$\delta = \frac{P_b}{k_b}. \quad (5)$$

En función de la rigidez de las Placas:

$$\delta = \frac{P_{grip}}{k_{grip}}. \quad (6)$$

Igualando ambas ecuaciones, tenemos que la carga externa que absorben las placas, quedaría en función de las rigideces y de la carga externa que se va al tornillo, quedando la siguiente ecuación:

$$P_{grip} = P_b \frac{k_{grip}}{k_b}. \quad (7)$$

La carga externa se representa con el símbolo P, y se calcula como la suma de la carga externa que se va al tornillo, y la carga externa que se va al agarre de las placas ($P = P_b + P_{grip}$); Finalmente, se obtiene la carga que se va al tornillo en función de la carga externa en (8):

$$P_b = \left[\frac{k_b}{k_b + k_{grip}}\right] P = CP. \quad (8)$$

El símbolo C representa la constante de la junta atornillada, que es un parámetro adimensional que determina el porcentaje de carga externa que es absorbido por el tornillo, y está dado por (9).

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_{grip}}. \quad (9)$$

Para determinar el porcentaje de la carga externa que se transfiere a las placas o bridas, se resta el valor de C de la unidad, y se multiplica por 100, como se indica en (10).

$$P_{grip} = P - P_b = (1 - C)P. \quad (10)$$

Uno de los parámetros clave en una junta atornillada es la carga de separación, que ocurre cuando la carga externa se va directamente al tornillo, línea punteada en rojo "CE" en la Figura 5. Por lo tanto, la fuerza para separar la junta atornillada está determinada por la siguiente ecuación:

$$P_{separación} = \left(\frac{k_b}{k_{grip}} + 1\right) F_P. \quad (11)$$

Algunos autores denominan al primer término del paréntesis en (11) como la razón de flexibilidad axial (Ra). Este parámetro adimensional indica la relación entre la rigidez del tornillo y la rigidez de las bridas o placas. De la ecuación mencionada anteriormente, se observa que la fuerza de separación en una junta atornillada es directamente proporcional a la precarga, lo que subraya la importancia de predecirla con precisión (Czachor, R., 2005).

4. Análisis Dimensional (*Stack-Up*) para Determinar la Precarga en Operación.

La precarga en operación se puede afectar por varios factores, como lo son la razón de Poisson, y la temperatura, entre otros; sin embargo uno de los más importantes, y el que tienen mayor impacto, es el efecto de la temperatura.

El análisis dimensional de componentes apilados, se dedica a evaluar tanto los requisitos de ajuste, como el rendimiento mecánico. Esencialmente, este procedimiento analiza cómo están interconectados los componentes de un mecanismo, y determina si dicha unión, es la más adecuada para el sistema, considerando especialmente su función específica.

Se realiza un "*stack-up analysis"* para determinar el comportamiento de los componentes por el incremento de la temperatura por medio de la sumatoria de las longitudes finales de los componentes de la junta después de ser expuestos a la temperatura de operación de 300°F, entonces la longitud final en función del coeficiente de expansión térmica, y la temperatura, estaría dada por (12):

$$\boldsymbol{l_f = l_o(1 + \alpha \Delta T)}, \qquad (\mathbf{12})$$

donde l_o *y* l_f son las longitudes iniciales y finales de los componentes (en este caso y por la orientación del *stack up* se refiere a los grosores en el caso de las bridas o placas), ΔT es la diferencia entre las temperaturas de ambiente, y operación, y finalmente "α" que es el coeficiente de expansión térmica de cada componente dependiendo del material que están hechos.

Se determina la longitud final de cada componente de la unión, y se realiza una suma total de estas longitudes para identificar cuál de los elementos, ya sea el tornillo o los elementos de agarre, experimentan la mayor deformación. Mediante el análisis dimensional, se evalúa si el tornillo se expande más que las placas o bridas en la junta. En la Figura 6 se ilustra el lazo utilizado para conectar todos los componentes involucrados en una junta atornillada. Tomando en cuenta el plano de referencia, y la definición d**e** la dirección, el *offset* determinará, qué componente es el que más se deforma: en caso de ser positivo, es el tornillo el que se deforma más, mientras que si sale negativo, serán las bridas las que presenten mayor deformación**.**

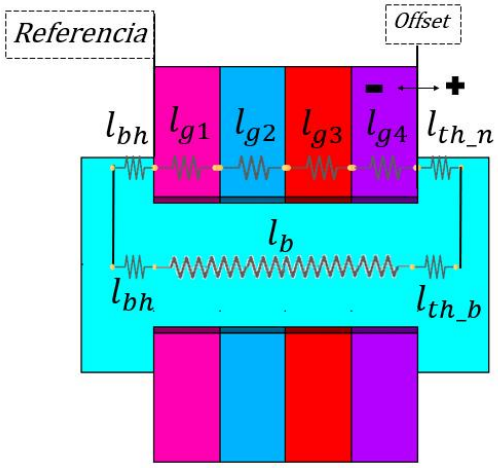

Figura 6: Stack-Up de la Junta Atornillada.

De acuerdo al "*loop"* trazando en la Figura 6, el *offset* es calculado por medio de (12).

$$\boldsymbol{offset = -l_{bh} + l_{bh} + l_b + l_{th_b} - l_{th_n} - l_{g4} - l_{g3} - l_{g2} - l_{g1}}. \qquad (\mathbf{13})$$

Para el desarrollo de los resultados analíticos, el cual tiene como objetivo determinar si la junta atornillada se alivia, o ve un incremento en su precarga a la hora de aplicar temperatura de operación. Se realizaron dos métodos: formulación matemática, y las simulaciones de elemento finito por medio de ANSYS-APDL, en donde se corrieron 12 distintos casos de estudio que serán descritos en el siguiente apartado.

Utilizando la ley de Hooke podemos predecir el incremento o decremento de carga de la siguiente manera.

$$\Delta F = K_{b_temp} \Delta \delta, \qquad (\mathbf{14})$$

donde K_{b_temp} sería la rigidez equivalente del tornillo a temperatura de operación, y $\Delta\delta$ es el *offset* calculado por medió del stack-up análisis, determinado (13). Inicialmente se considera un *offset* de cero a temperatura ambiente, indicando que la junta atornillada está debidamente asentada.

5. Desarrollo de Propuesta de Análisis

Ya definida la formulación necesaria para la metodología matemática, toca definir el proceso de la simulación en elemento finito; la simulación se llevará a cabo usando ANSYS-APDL. Para construir el modelo hay que tener claro las dimensiones del tornillo, y de los elementos que se mantendrán unidos de acuerdo con las especificaciones del estudio. El estudio se llevará a cabo con cuatro tipos de tamaño de tornillos de uso aeronáutico, y con un numero diferente de bridas variable (dos, tres y cuatro bridas de 0.20 pulgadas de espesor) lo que da un total de doce casos de estudio que serán simulados en ANSYS-APDL. La Tabla 3 muestra los tornillos analizados en este documento. Sin embargo, sólo se mostrarán resultados gráficos del caso en donde se tienen el tornillo del tipo 0.375-24, con cuatro placas de espesor de 0.2 pulgadas, que es el caso con mayor cantidad de material involucrado.

Tabla 3: Dimensiones usadas en los Modelos de Elemento Finito, tanto del tornillo como de las placas o bridas.

Denominación de Tornillo	Diámetro de cabeza de tornillo [in]	Grosor de cabeza de tornillo [in]	Diámetro de perno [in]	Diámetro de placa [in]
0.1900-32	.360	.125	.1895	.900
0.2500-28	.435	.156	.2495	1.000
0.3125-24	.497	.188	.3120	1.100
0.3750-24	.559	.219	.3745	1.200

Una vez definidas las dimensiones de los elementos de la junta atornillada, se importa el modelo a ANSYS APDL para realizar un mallado adecuado (análisis de convergencia de malla), el cual es indispensable para las simulaciones. En la plataforma de ANSYS, se definieron los tipos de elementos, SOLID185, y con la ayuda del Mesh200 (eligiendo la opción "QUAD 4-NODE") el mallado en hexaedros en toda la junta. El conteo de elementos fue de 125,000. Las propiedades del material de la tornillería son los del Inconel-718, mientras que de las bridas son del Material 15-5PH. La Figura 7 muestra el modelo completo mallado.

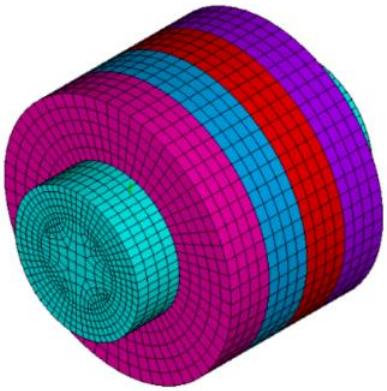

Figura 7: Modelo Mallado Completo en ANSYS
(Tornillo de 0.375-24, 4 placas).

Se generaron los contactos entre cada superficie del componente, destacando un ajuste inicial entre la última placa y la tuerca, que ajusta la precarga en el tornillo, a este elemento de contacto se le asignó un *offset*, cuya finalidad es la de simular la precarga en la junta. También se configura el sistema coordenado a un sistema de coordenadas cilíndricas, para restringir desplazamientos en una de las orillas de las bridas, y finalmente, el torque inducido en la simulación será determinado por el tipo de tornillería (Barrett, 2018), y de acuerdo con el torque promedio en la Tabla.

Tabla 4: Torque Promedio de cada tipo de Tornillería (Barrett, 2018).

Denominación de Tornillo	Área [in^2]	Rango de torque [lb-in]
0.1900-32	0.0145	23 a 34
0.2500-28	0.0326	68 a 102
0.3125-24	0.0524	139-208
0.3750-24	0.0809	230-345

Finalmente se añaden las restricciones en la orilla de la primera brida, tal cual se muestra en la Figura 8. Se restringen los desplazamientos en dirección axial, y tangencial; solo se permiten desplazamientos radiales, esto con el fin de garantizar dilatación de la junta una vez añadida la temperatura, una temperatura uniforme de 300°F en todos los componentes de la junta atornillada.

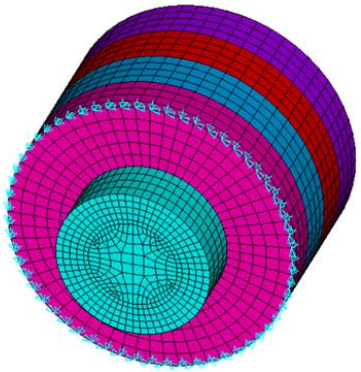

Figura 8: Condiciones de Frontera del sistema.

6. Resultados Analíticos, y de las Simulaciones

Para esta sección se llevarán a cabo los cálculos matemáticos, y simulaciones mencionadas anteriormente, con el fin de contrastar resultados, y ver si la precarga se alivia o crece con la adición de la temperatura.

Para la parte matemática, primero se obtiene la precarga a temperatura ambiente, y ésta es obtenida por (1) , considerando un coeficiente de torsión de K=0.15. La Tabla 5 muestra los valores de precarga calculada a temperatura ambiente. En todas las corridas, se utilizó el torque promedio para determinar la precarga como se mencionó anteriormente.

Tabla 5: Cálculo de precarga a condiciones de Temperatura Ambiente.

Diámetro de Perno [in]	Torque [lb-in]	Torque Promedio [lb-in]	K	Precarga Calculada a 68°F [lb]
0.1895	23 a 34	28.5	0.15	1003
0.2495	68 a 102	85	0.15	2271
0.312	139-208	173.5	0.15	3707
0.3745	230-345	287.5	0.15	5118

Lo siguiente es calcular la precarga de la misma junta a 300°F, esto se realizará por medio de la Ley de Hooke. La ley de Hooke establece que el alargamiento unitario de un cuerpo elástico es proporcional a la fuerza aplicada sobre el mismo cuerpo, por lo que si se grafican dos puntos y se unen por medio de una recta, la pendiente permitiría relacionar los desplazamientos, y fuerzas de precarga de los elementos. La rigidez sería la equivalente del tornillo, dada por (15).

$$\boldsymbol{k} = \frac{\Delta \boldsymbol{F}}{\Delta \boldsymbol{\delta}}, \qquad (\mathbf{15})$$

donde "k" es la rigidez equivalente del sistema, "$\Delta\delta$" es la diferencia de desplazamientos, y "ΔF" la diferencia de precarga del sistema. La diferencia se da entre los casos de 68°F (temperatura ambiente), y 300°F (temperatura de operación). Por lo tanto, el cambio de precarga estaría dada por (16).

$$\Delta \boldsymbol{F} = \Delta \boldsymbol{\delta} * \boldsymbol{K}_{\boldsymbol{b}_{\boldsymbol{temp}}}. \qquad (\mathbf{16})$$

Para sacar el diferencial de desplazamiento se ocupa el análisis de *Stack-Up*, esto con el fin de determinar la deformación en el sistema causada por el crecimiento térmico. También se puede determinar qué elementos se deforman más: el tornillo o las placas.

Como se aprecia en la Figura 6, se representa la longitud de cada elemento con un símbolo que asemeja a los de un resorte, conectados en serie, con el fin de obtener una sumatoria de elongaciones finales, y determinar en cuánto se deformó la junta. Un *offset* positivo (Figura 9) de acuerdo con el *loop*, indicaría un decremento en la precarga, mientras que uno negativo indicaría un incremento. El $\Delta\boldsymbol{\delta}$ en (16) es el *offset* calculado por el *loop* de la Figura 6. Si al realizar la sumatoria (Ecuación 13) la deformación es positiva, significa que el tornillo se deforma más que las placas; y de ser negativa son las placas las que se deforman más.

Es importante entender estos conceptos, para poder determinar de manera cuantitativa el incremento o decremento de precarga en operación.

La Tabla 6 muestra las longitudes finales de los componentes debido a la expansión térmica. Como se aprecia en la siguiente tabla, el tornillo es la que más crece con la temperatura, por lo

que el *offset* queda positivo. Inicialmente este *offset* es cero a condición de ensamble, y el elemento más largo es el que tiene mayor dilatación.

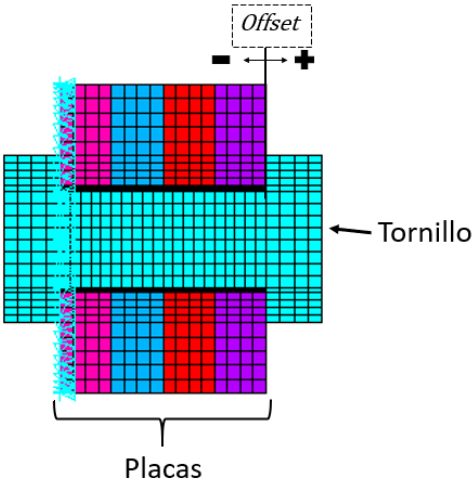

Figura 9: Condiciones de Frontera del sistema.

Tabla 6: Cálculo de *Offset* a Temperatura de Operación.

4 Placas, 0.3750-24							
Parámetro	Tornillo			Placas			
	lbh [in]	lb [in]	lth [in]	lg1 [in]	lg2 [in]	lg3 [in]	lg4 [in]
Diámetro de Tornillo [in]	0.375	0.375	0.375	1.2	1.2	1.2	1.2
lo [in]	0.15	0.8	0.15	0.2	0.2	0.2	0.2
α [300F] x 10^{-6}	7.50	7.50	7.5	6.5	6.5	6.5	6.5
To [°F]	68	68	68	68	68	68	68
Tf [°F]	300	300	300	300	300	300	300
ΔT [°F]	232	232	232	232	232	232	232
lf [in]	0.150	0.801	0.150	0.200	0.200	0.200	0.200
offset	+0.000186						

Lo que sigue es determinar la rigidez equivalente; como el tornillo fue el que se deformó más, la rigidez equivalente será producto de la suma en serie de las rigideces de los componentes del tornillo: cabeza de tornillo (k_{bh}), sección sin roscado (k_b), y sección roscada con la tuerca de apriete(k_{th})):

$$\boldsymbol{k_{b_temp}} = \frac{\mathbf{1}}{\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{k_{bh}}} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{k_b}} + \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{k_{th}}}}. \quad (\mathbf{17})$$

Recordando, la rigidez depende del módulo de elasticidad del material de la pieza, el área de sección trasversal del tornillo, y del módulo de elasticidad del material. Las dimensiones de la cabeza de tornillo y de la tuerca de ajuste son iguales y al ser del mismo material, se afirma que k_{bh}=k_{th}; para la longitud equivalente en estas zona, solo el 40% del diámetro del tornillo se considera para el cálculo de rigidez que aporta al sistema. Por lo que la fórmula de rigidez de estos componentes queda de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{k_{bh}} = \boldsymbol{k_{th}} = \frac{\frac{\pi}{4}\emptyset_b^2 E}{\mathbf{0.4}\emptyset_b}, \quad (18)$$

donde $\emptyset_b$es el diámetro del tornillo. Mientras que la fórmula de rigidez de la zona de agarre sin roscar del tornillo es la siguiente:

$$\boldsymbol{k_b} = \frac{\boldsymbol{\pi}\emptyset_b^2 \boldsymbol{E}}{\boldsymbol{l_b}}. \quad (\mathbf{19})$$

Ya con la rigidez equivalente (k_{b_temp})y el desplazamiento ($\Delta\delta$) a temperatura de operación. El delta de precarga es definido por la ley de Hooke:

$$\Delta\boldsymbol{F} = \Delta\boldsymbol{\delta} * \boldsymbol{k_{b_{temp}}}. \quad (\mathbf{20})$$

Como el *offset* dio positivo, se resta a la precarga de ensamble (precarga a 68°F), el cambio de precarga debido al *offset* de (20).

El caso ilustrado es de 4 placas con tornillo de 0.3750-24, los resultados de los cálculos analíticos se muestran en la Tabla 7. Para este caso la precarga disminuyó en 577 libras. Inicialmente la precarga en ensamble era de 5118 libras, y disminuyó a 4541libras.

Tabla 7: Cálculo de Precarga a Temperatura de Operación.

k_{b_eq} [lb/in]	2.89E+06
1/kbh	4.72E-08
1/kth	4.72E-08
1/kb	2.52E-07
$\Delta\delta$[in]	0.000186
ΔF[lb]	577
Precarga a 300°F	4541

La Tabla 8 muestra los resultados del cálculo de la precarga en operación bajo el modelo matemático propuesto de expansión térmica. Como se puede observar la pérdida de precarga está en función de la rigidez equivalente del tornillo, entre más grande sea el tornillo, menor efecto en la desviación entre la precarga calculada y la de operación.

Tabla 8: Variación de precarga por medio de metodología de cálculo.

# de Placas	Diámetro del Tornillo [in]	Precarga Calculada a 68F [lb]	Precarga Calculada a 300F [lb]	Variación Precarga Calculada [%]
2	0.1895	1003	691	31
	0.2495	2271	1817	20
	0.312	3707	3098	16
	0.3745	5118	4351	15
3	0.1895	1003	612	39
	0.2495	2271	2026	11
	0.312	3707	3347	10
	0.3745	5118	4627	10
4	0.1895	1003	556	45
	0.2495	2271	2010	12
	0.312	3707	3318	11
	0.3745	5118	4541	11

En todos los casos vemos una pérdida de precarga en operación. Indicando que la junta atornillada se relaja en operación, de los análisis realizados en promedio es un 20% de reducción de la precarga, utilizando el modelo matemático

propuesto. Por otro lado, entre más grande sea el tornillo, más cercanos están los valores de pérdida de precarga con la simulación en elemento finito.

Ya con la precarga calculada con el modelo matemático simplificado, se realizan las simulaciones en elemento finito pertinentes, como parte del desarrollo para conocer la precarga simulada por ANSYS-APDL.

La Tabla 9 muestra los resultados de las simulaciones, en promedio la precarga se relaja en un 12% comparado con la del ensamble, el comportamiento es el mismo que con la simulación, hay pérdida de precarga.

Tabla 9: Variación de Precarga por Elemento Finito Validada por ANSYS-APDL.

# de Placas	Diámetro Tornillo [in]	Offset Iterado [in]	Precarga Simulada (68F) [lb]	Precarga Simulada (300F) [lb]	Variación Precarga Simulada [%]
2	0.1895	0.00087	1002.2	868.54	13
	0.2495	0.0013	2237.3	2014.4	10
	0.312	0.00145	3778.8	3426.6	9
	0.3745	0.00152	5105.6	4646.5	9
3	0.1895	0.00109	990.65	834.16	16
	0.2495	0.00165	2270.4	2009.5	11
	0.312	0.0019	3711.7	3323.5	10
	0.3745	0.00197	5089.2	4572.2	10
4	0.1895	0.00137	989.39	823.89	17
	0.2495	0.00197	2249.5	1964.7	13
	0.312	0.00228	3729.8	3302.5	11
	0.3745	0.00237	5141.5	4584.5	11

7. Resumen de Resultados

El comportamiento de los esfuerzos de la junta es de compresión en las placas, y de tensión en el cuerpo principal del tornillo, como se aprecia en las Figuras 10 y 11, se muestra el mapa de esfuerzos compresivos (σ_3, esfuerzo mínimo principal) a lo largo del caso de estudio de la junta, se aprecia una disminución de esfuerzos a la hora de aplicar temperatura, indicando una disminución en la precarga. Finalmente, de los contactos se extrae la precarga generada en operación, y los resultados se muestran en la Tabla 10.

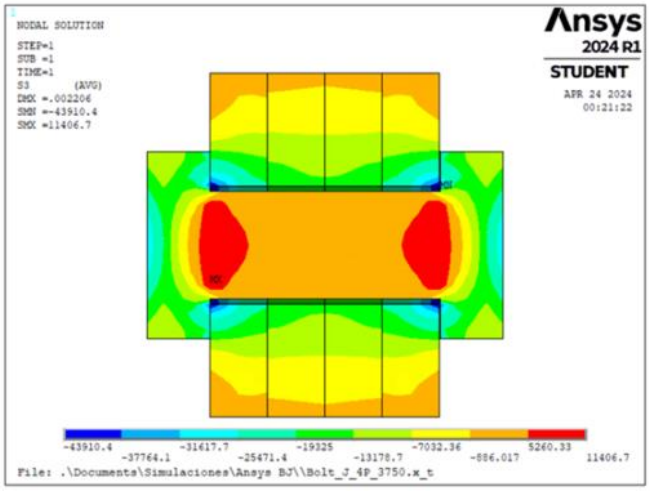

Figura 10: Mapa de esfuerzos Compresivos del Caso de 4 Placas con el Tornillo más Grande a 68 ºF.

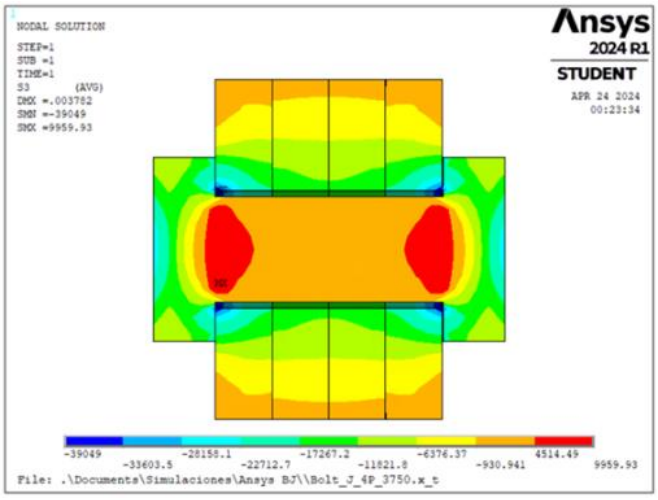

Figura 11: Mapa de esfuerzos Compresivos del Caso de 4 Placas con el Tornillo más Grande a 300 ºF.

De la metodología de trabajo de simulación, se logró generar una herramienta gráfica (Figura 12) para la generación de offset sin la necesidad de iterar, esta herramienta tomará importancia para estudios futuros para agilizar las simulaciones, y tener un punto de partida para los análisis.

La técnica usada para generar la precarga fue con elementos de contacto, generando un offset en el contacto de la cara de la tuerca con la brida o placa. Como puede observarse, el comportamiento es no lineal, por lo que este tipo de curvas ayuda a ajustar la precarga de manera precisa.

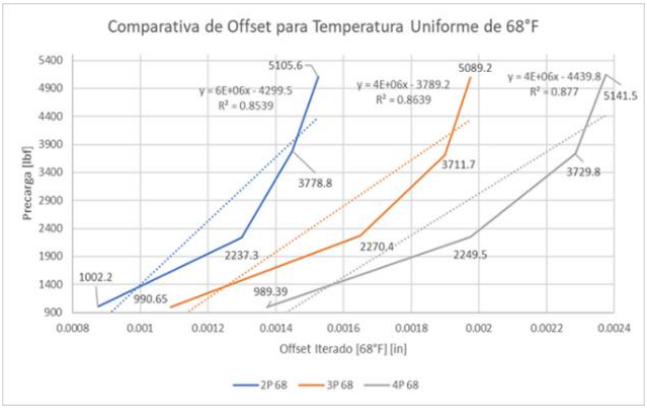

Figura 12: Comparativa de offset a 68 ºF.

Finalmente, se tienen las lecturas de precarga, y como se ve en la tabla 10, hubo una disminución de precarga en todos los casos, lo que quiere decir que la aplicación de temperatura en juntas atornilladas estructurales, alivia la precarga del componente debido a que el elemento que sufre mayor deformación por la expansión térmica es el tornillo.

8. Conclusiones

Los materiales seleccionados para este análisis (Inconel 718 para el tornillo y tuerca, y 15-5PH para las placas contenidas por la junta) cumplen con las especificaciones requeridas para la tarea. Estos metales de alta gama son ampliamente utilizados en aplicaciones de tornillería, especialmente en la industria aeronáutica, donde operan bajo condiciones extremas sin sufrir deformaciones críticas ni riesgos de fractura debido a altas

temperaturas. En el caso específico de estas juntas estructurales, se observa que la precarga en operación de acuerdo a la simulación en elemento finito (ANSYS), disminuye aproximadamente en un 12% en promedio.

Tabla 10: Variación de precarga en ambos tipos de metodología.

# de Placas	Grosor de Placa [in]	Precarga Calculada (68°F) [lb]	Precarga Calculada (300°F) [lb]	Precarga Simulada (300°F)[lb]	Variación Precarga 300°F [%]
2	0.1895	1003	691	868.54	25.774
	0.2495	2271.209	1816.893	2014.4	10.871
	0.312	3707.265	3098.434	3426.6	10.591
	0.3745	5117.935	4350.508	4646.5	6.804
3	0.1895	1003	612	834.16	36.273
	0.2495	2271.209	1687.199	2009.5	19.103
	0.312	3707.265	2908.288	3323.5	14.277
	0.3745	5117.935	4094.812	4572.2	11.658
4	0.1895	1003	556	823.89	48.182
	0.2495	2271.209	1589.962	1964.7	23.569
	0.312	3707.265	2760.435	3302.5	19.637
	0.3745	5117.935	3890.297	4584.5	17.844

Por otro lado, el modelo matemático confirma el comportamiento simulado, aunque muestra una reducción de precarga más significativa, alrededor del 20% en promedio. Esto hace que el análisis sea conservador, ya que la fuerza requerida para separar la junta atornillada está directamente relacionada con la precarga. Menor precarga implica menor fuerza de separación. Sin embargo, se ha observado que utilizando tornillos de mayor tamaño, la desviación es considerablemente menor, y esto es debido a que el tornillo al tener una sección transversal más grande, es más rígido.

Finalmente, a medida que aumenta el número de placas, se observa que la variación de la precarga en operación disminuye en mayor medida. Esto se debe a que la longitud del tornillo se incrementa, lo cual genera una mayor deformación y, por consiguiente, reduce la precarga de manera más significativa durante la operación.

Agradecimientos

“Agradecimientos a las empresas ESSS y ANSYS por la entrega de las licencias de softwares de simulación ANSYS que se han utilizado para el desarrollo de este trabajo en el marco de la colaboración para la generación de un ecosistema científico tecnológico en torno a las herramientas de CAE en Querétaro”.

Referencias

Afsharian, R. (2018). Modular Friction Test rig for measuring torque and tension in threaded fasteners. https://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1251962&dswid=2582.

Barrett,R. (s.f.). Fastener Design Manual, NASA-RP-1228. [Manual de Diseño] Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.

Cabal, J. & Samaniego, N. (2023). *ANÁLISIS DE LA TRAYECTORIA DE COMPRESIÓN DE UNA JUNTA ATORNILLADA PARA APLICACIONES AERONÁUTICAS*. Vol. 11 Núm. Especial4 (2023): Pädi Boletín Científico de Ciencias Básicas e Ingenierías del ICBI. https://doi.org/10.29057/icbi.v11i Especial4.11352.

CFM. (s.f.). The CFM56 Engine Family. Obtenido de cfm aeroengines: https://www.cfmaeroengines.com/engines/cfm56/

Czachor, R. P. (April de 2005). Journal of Engineering Gas Turbines and Power, Unique Challenges for Bolted Joint Design in High-Bypass Turbofan Engines, J. Eng. Gas Turbines Power. Apr 2005, 127(2): 240-248 (9 Pages). https://doi.org/10.1115/1.1806453.

González, E. (2021). *TUBE-CLAMP-BRACKET ASSEMBLY INTERFACE FRICTION COEFFICIENT CHARACTERIZATION*. Universidad Aeronáutica en Querétaro, UNAQ.

IQS. (s.f.). Fasteners. Obtenido de https://www.iqsdirectory.com/articles/fastener.html

Mott, R. L. (2004). MACHINE ELEMENTS IN MECHANICAL DESIGN. Pearson Education.

Raúl. B (2013). ELEMENTOS DE SUJECIÓN ROSCADOS, Universidad Nacional Autónoma de México. http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/13011/1/Tesis.pdf

Richard Budynas, K. N. (2018). *SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN*. NEW YORK: McGraw Hill.

Sadegh Ali. y Worek, W. (2017); Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 12th Edition.

Sigmetrix. (s.f.). Tolerance Stack-up. Obtenido de https://www.sigmetrix.com/tolerance-stack-up/

Simifast. (s.f.). About Fastener Materials. Obtenido de https://simifast.com/images/pdf/about%20materials.pdf

SKYCIV. (s.f.). Pernos y conexiones atornilladas. Obtenido de https://skyciv.com/es/docs/skyciv-connection-design/steel-connection-articles/bolts-used-in-bolted-connections/#:~:text=Las%20conexiones%20atornilladas%20se%20pueden,pernos%20utilizados%20en%20la%20conexi%C3%B3n

Special Metals. (s.f.). INCONEL® alloy 718. Obtenido de https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/inconel/inconel-alloy-718.pdf

SSA Corp. (s.f.). 15-5 PH STAINLESS STEEL – AMS 5659. Obtenido de https://www.ssa-corp.com/en/15-5-ph-AMS-5659.php#:~:text=15%2D5%20PH%20stainless%20steel%20is%20a%20martensitic%20precipitation%2Dhardening,single%20low%20temperature%20heat%20treatment.