



Universidad de Jaén

Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DE FATIGA EN VIGA ROTATORIA

Alumno: María Navidad Palomares

Tutor: Prof. Dr. Luis A. Felipe Sesé

Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Septiembre, 2017

ÍNDICE

1	Resumen.....	4
2	Introducción	6
2.1	Ensayo de fatiga	7
2.2	Cargas por fatiga.....	7
2.3	Etapas de evolución del fenómeno de fatiga	8
3	Objetivos	12
4	Fundamentos teóricos.....	13
4.1	Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos analíticos	13
4.1.1	Introducción a la fatiga en metales.....	13
4.1.2	Métodos de fatiga-vida.....	15
4.1.3	Enfoque de la falla por fatiga en el análisis y el diseño	21
4.1.4	Límite de resistencia a la fatiga.....	23
4.1.5	Resistencia a la fatiga.....	24
4.1.6	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	25
4.1.7	Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca	31
4.1.8	Caracterización de esfuerzos fluctuantes.....	33
4.1.9	Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables	35
4.2	Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos numéricos.....	42
4.2.1	Formulación por elementos finitos.....	44
4.2.2	Software empleado en la realización de los cálculos numéricos	48
5	Metodología y materiales	49
5.1	Metodología	49
5.1.1	Metodología para la realización de los cálculos analíticos.....	49
5.1.2	Metodología para la realización de los ensayos experimentales	49
5.1.3	Metodología para la realización de los cálculos numéricos	50
5.2	Materiales	63
5.2.1	Probetas	63
5.2.2	Banco de ensayos	65

6	Resultados y discusión.....	79
6.1	Resultados.....	79
6.1.1	Resultados analíticos.....	79
6.1.2	Resultados experimentales.....	96
6.1.3	Resultados numéricos.....	103
6.2	Discusión	114
6.2.1	Discusión de los resultados analíticos.....	115
6.2.2	Discusión de los resultados experimentales.....	116
6.2.3	Discusión de los resultados numéricos	117
7	Conclusiones	120
8	Referencias bibliográficas	121
9	anexos y Planos.....	123
9.1	Anexos.....	123
9.1.1	Función de distribución acumulada de la distribución normal.....	123
9.1.2	Código fuente de la placa Arduino	124
9.2	Planos.....	126
9.2.1	Probetas de planos paralelos sin entalla.....	126
9.2.2	Probetas de reloj de arena.....	126
9.2.3	Probetas de planos paralelos con entalla.....	126
9.2.4	Soportes de Arduino	126
9.2.5	Soporte del interruptor final de carrera.....	126
9.2.6	Soporte de pesas.....	126

1 RESUMEN

La fatiga es el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un material sujeto a tensiones y deformaciones variables en algún punto o puntos y que produce grietas o la fractura completa tras un número suficiente de fluctuaciones. El 90% de las piezas que se rompen en servicio fallan debido a este fenómeno.

En este Trabajo Fin de Grado se estudia la fatiga en el acero para conocer su vida útil, para ello se fabricará un banco de ensayos de fatiga a flexión rotativa, que consiste en hacer girar la probeta mientras está cargada en un extremo y fija en su otro extremo, de este modo, la carga aplicada irá invirtiendo su valor en cada giro. Se estudiará para tres tipos de probetas de acero normalizadas y así poder comparar resultados.

Los resultados se obtendrán mediante cálculos analíticos, mediante la realización de ensayos experimentales en el banco de ensayos y mediante un software de simulación. El banco de ensayos que se ha diseñado, fabricado y montado en el laboratorio funciona a la perfección, quedando éste dispuesto para utilidad del alumnado en futuros cursos.

ABSTRACT

Fatigue is the process of permanent, progressive and localized structural change occurring in a material subject to varying stresses and deformations at some point or points and producing cracks or complete fracture after a sufficient number of fluctuations. 90% of the parts that are broken in service fail because of this phenomenon.

In this End-of-Grade Work the fatigue in the steel is studied to know its useful life, for it is to make a test bench of fatigue a rotating flexion, which consists in rotating the sounding while it is loaded at one end and fixed in its Another end, in this way, the applied load of investing its value in each turn. It will be studied for three types of standardized steel specimens and thus power.

The results are obtained by means of analytical calculations, by conducting experimental tests in the test bench and by simulation software. The test bench that has been designed, manufactured and assembled in the laboratory works perfectly, leaving it ready for the student's usefulness in future courses.

2 INTRODUCCIÓN

Se dice que un material trabaja a fatiga cuando éste soporta cargas que varían cíclicamente en el tiempo, ya sean cargas que aparecen y desaparecen, o cargas de magnitud variable. Dichas cargas provocan la rotura de los materiales para unos valores de tensión inferiores a los valores que provocarían la rotura cuando se aplica una carga de magnitud constante. Para ello, para calcular la resistencia de un material no debemos comprobar únicamente los límites elásticos o de fractura.

Las fallas por fatiga comienzan como una grieta debida, seguramente, a imperfecciones en la fabricación o defectos propios de los materiales. Dichas grietas dan lugar a un concentrador de esfuerzos, de modo que el estudio de dichos concentradores es de vital importancia para el diseño de piezas que van a estar sometidas a esfuerzos fluctuantes.

Existen diferentes factores añadidos que pueden originar otros tipos diferentes de fatiga, por ejemplo, si además de someter el material a cargas repetitivas, existe corrosión, entonces se conoce como fatiga por corrosión o agrietamiento asistido ambientalmente. Otra clase de fatiga se produce cuando los esfuerzos repetitivos son originados por dilatación o contracciones térmicas del material, lo que se conoce como fatiga térmica.

Muchos de los materiales empleados en la construcción de máquinas o estructuras, como pueden ser ejes, árboles de transmisión, cojinetes, se encuentran sometidos a cargas variables en el tiempo que se repiten con cierta frecuencia. Por ello, el análisis y la estimación de vida a fatiga son esenciales en el diseño de componentes y estructuras mecánicas que van a estar sujetas a cargas cíclicas repetitivas. El fenómeno de fatiga se considera un fenómeno muy importante, y que es la principal causa de rotura de los materiales metálicos. Es necesario disminuir el número de ocasiones en las que se produce este tipo de falla conociendo la resistencia de los materiales y las cargas máximas que estos permiten. Entre los principales causantes de las fallas por fatiga se encuentran la selección incorrecta del material, errores en el diseño de las estructuras o componentes mecánicos y la sobrecarga de los mismos.

El conocimiento de las propiedades a fatiga de los materiales es imprescindible para llevar a cabo un correcto análisis de resistencia a fatiga. Las propiedades a fatiga son obtenidas mediante una serie de ensayos variables que se repiten con cierta frecuencia. Dichos ensayos requieren una gran dedicación de tiempo y un coste económico muy elevado, por lo que existen distintos métodos para estimar las propiedades a fatiga de algunos materiales metálicos a partir de otro tipo de datos menos costosos de obtener, como las propiedades monotónicas de tensión o la dureza Brinell entre otros. Se presentan

a lo largo del trabajo los métodos más importantes según la bibliografía y, para una colección de datos reales, se realiza una comparación de los mismos.

Se definirán tres conceptos que se deben tener claros: el ensayo de fatiga, las cargas por fatiga y las etapas de evolución del fenómeno de fatiga.

2.1 Ensayo de fatiga

Un ensayo de fatiga es aquel en el que se somete una pieza a una serie de esfuerzos variables en magnitud y sentido que se repiten en el tiempo. Se deduce que, cuando un material trabaja bajo condiciones de cargas variables, los datos que se suministran los ensayos de tracción, compresión y dureza, son insuficientes para deducir su comportamiento en servicio. Por lo tanto, el procedimiento más lógico para conocer el comportamiento de las piezas en servicio es someterlas a un ensayo de duración, en condiciones similares a aquellas en las que va a trabajar o tan próximos como sea posible. Con el fin de realizar una aproximación a la realidad del comportamiento del material este tipo de ensayo se realiza a través de máquinas que aplican a la pieza a una serie de esfuerzos cíclicos hasta que se produce la rotura de la pieza.

Una vez ha quedado esto claro, se puede decir que los ensayos se realizarán con esfuerzo fluctuante, y para ello es necesario un banco de ensayos que permita aplicar este tipo de carga. Para realizar este tipo de ensayos se necesita un banco de ensayos que permita aplicar dicha carga, el cual debe hacer girar una probeta fija en un extremo y cargada en su otro extremo para así generar un esfuerzo fluctuante.

En el departamento de Ingeniería Mecánica no se dispone de ningún banco de ensayos de fatiga para evaluar los mecanismos que afectan a este tipo de rotura. Por lo tanto, se ha realizado una máquina para poder hacer ensayos y llegar más a fondo en el conocimiento de este proceso. [1]

2.2 Cargas por fatiga

Una carga con variación temporal puede ser la causante de una rotura por fatiga. La naturaleza de la carga varía en función de la aplicación de la misma. Al aplicar una carga en una máquina rotatoria, se puede controlar la amplitud de la misma durante un periodo de tiempo y se suele repetir con cierta frecuencia. Por el contrario, al aplicarse la carga en una estructura mecánica, ésta es variable en amplitud y frecuencia durante todo el servicio activo y en numerosas ocasiones suele ser de naturaleza aleatoria. [2]

Se diferencian tres tipos de esfuerzos aplicados en ensayos de fatiga con máquinas rotatorias:

- Ciclo invertido, donde el valor medio del esfuerzo aplicado en un periodo de tiempo es igual a cero.

- Esfuerzo repetido, donde la curva de esfuerzo va desde cero hasta un valor máximo de esfuerzo, resultando un valor medio igual a la componente alternante.
- Esfuerzo fluctuante, donde todos los valores de los esfuerzos son diferentes de cero. Este es el caso más general y el empleado en este trabajo.

2.3 Etapas de evolución del fenómeno de fatiga

El fenómeno de fatiga presenta tres etapas de evolución: una etapa de iniciación, una de propagación estable de la grieta y una propagación acelerada que origina el fallo.

- Estado I: Corresponde con la iniciación de la grieta.

Se inicia una o más grietas en la superficie del material. Estas pueden aparecer en cualquier punto del material, pero en general ocurren alrededor de algún concentrador de esfuerzos y en la superficie exterior donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas. [3]

En la superficie se suelen encontrar zonas de altas tensiones que producen deformaciones plásticas en los granos próximos. Cuando un grano sufre una deformación se forma un escalón en la superficie que sufre una oxidación. Una vez se oxida, resulta imposible provocar la deformación en sentido contrario en el mismo plano. Por eso, se realiza en un plano distinto, formando un nuevo escalón. La repetición de este proceso genera deformaciones superficiales del material original y se produce la aparición de una concentración de tensiones en dichas protuberancias. En esta etapa, es posible la aparición de una microgrieta con una dirección de propagación que forma 45° con la dirección de tracción. En este estado, la microgrieta tiene mucha dificultad para atravesar los bordes de grano, debido a que se soporta el máximo esfuerzo cortante, y a menudo, la microgrieta sólo consigue progresar en un grano y ahí se detiene. Si la carga es algo más alta o con suficiente número de ciclos, reinicia la propagación en el grano adjunto. [4] y [5]

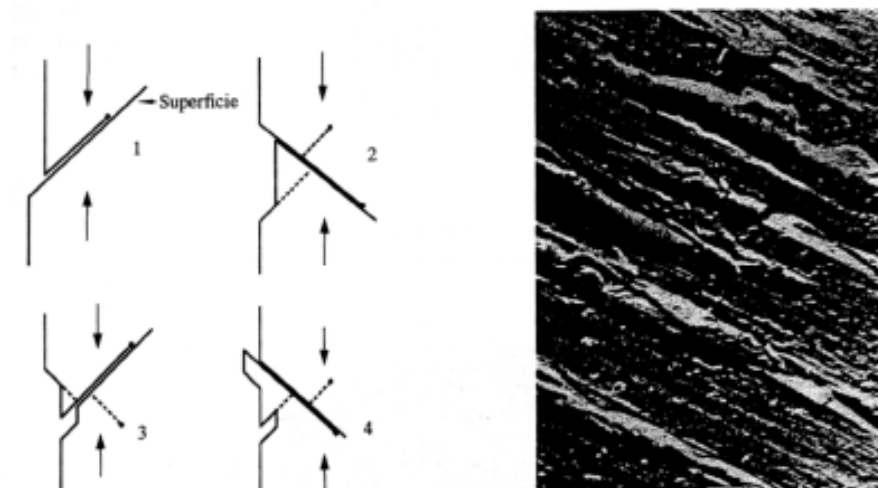


Figura 1: Formación de extrusiones e intrusiones superficiales previos a la iniciación de una grieta. [4]

- Estado II: Propagación de la grieta.

La fisura se propaga por efecto de las cargas. Además, las grietas generalmente son finas y de difícil detección, aun cuando se encuentren próximas a producir la rotura de la pieza. [3]

El inicio de la propagación de la grieta ocurre en dos fases diferentes:

- Primera fase: La grieta se va propagado en la misma dirección atravesando unos pocos granos del material.
- Segunda fase: Conforme la grieta se va propagando, descubre que la dirección en la que se está produciendo dicha propagación no es la óptima, y que requiere menos esfuerzo si se orienta perpendicular a la dirección de tracción.

La etapa de progresión inicial presenta un mecanismo predominantemente intergranular, de carácter frágil, mientras que la etapa final corresponde a una rotura dúctil; sin que exista ningún factor estructural que justifique esta diferencia de comportamiento tan acusada (Figura 2).

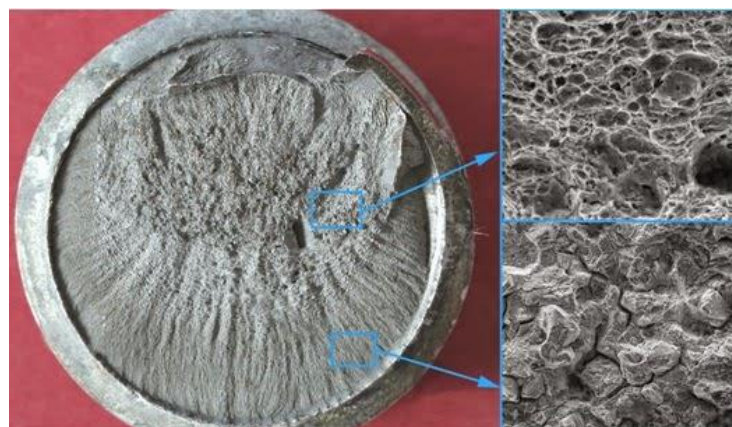


Figura 2: Etapas de progresión de la grieta. [6]

- Estado III: Rotura.

La pieza continúa deteriorándose por el crecimiento de la grieta, quedando tan reducida la tensión neta de la pieza que es incapaz de resistir la carga desde el punto de vista elástico, produciéndose la rotura por fatiga. [3]

La grieta continuará creciendo en presencia de un esfuerzo cíclico o un factor de corrosión de superficie magnitud. Una vez alcanzado el tamaño crítico de la grieta el material continúa deteriorándose debido a la propagación de la grieta, originando una fractura súbita de tipo frágil.

A continuación, se muestra la deformación producida en una probeta sometida a fatiga producida en cada etapa (Figura 3) y el crecimiento de grieta que se produce en cada una de ellas (Figura 7).

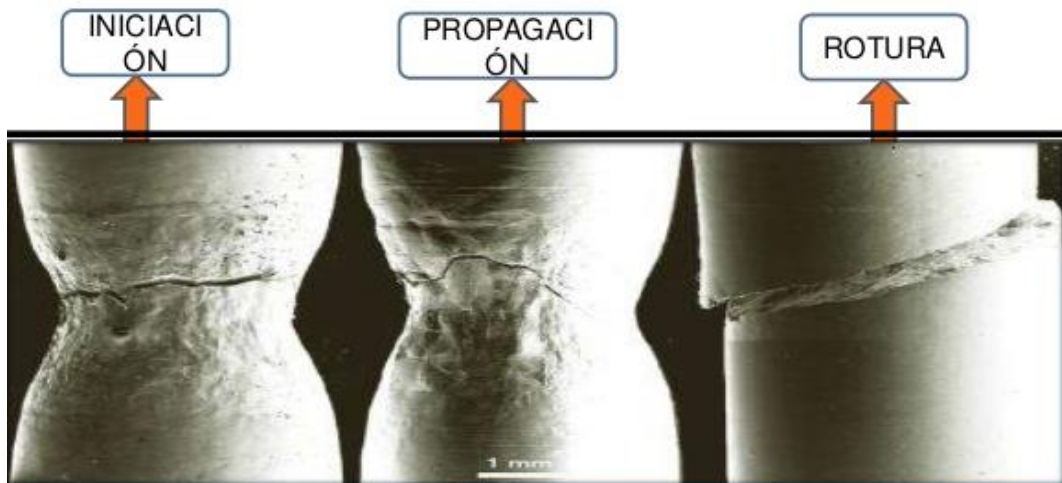


Figura 3: Fases de un fallo por fatiga. [7]

Ahora, se mostrarán unos esquemas de las fases de fatiga:

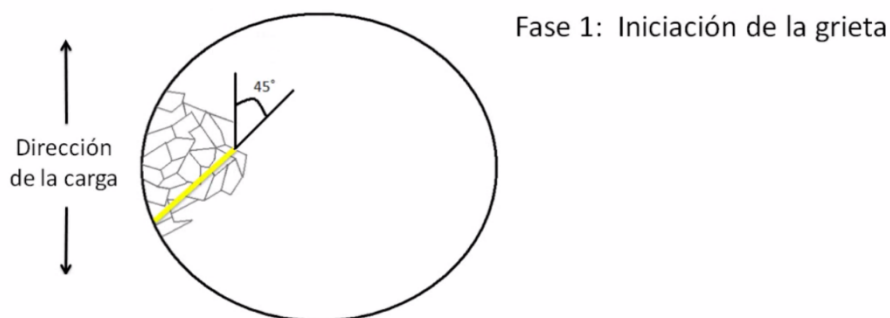


Figura 4: Fase 1: Iniciación de la grieta. [3]

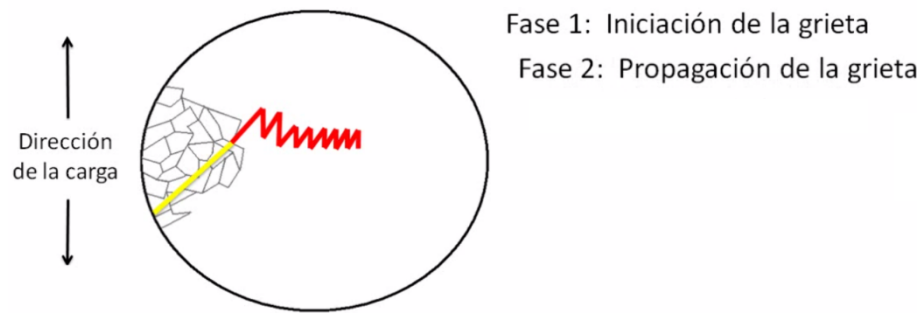


Figura 5: Fase 2: Propagación de la grieta. [3]

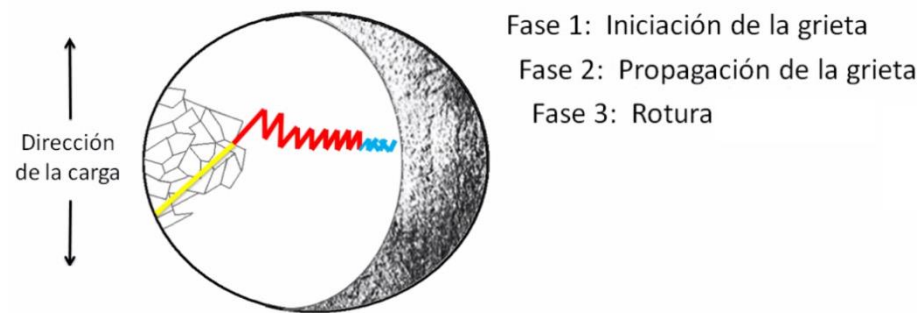


Figura 6: Fase 3: Rotura. [3]

3 OBJETIVOS

Este Trabajo Fin de Grado consiste en el diseño, fabricación y montaje de un banco de ensayos de fatiga a flexión rotativa y la realización de diferentes ensayos al igual que la obtención de datos analíticos y numéricos para contractar resultados de diferentes medios.

Los objetivos principales de este trabajo son el estudio del acero sometido a ensayos de fatiga a flexión rotativa, la evaluación y comparación de resultados analíticos, experimentales y numéricos, así como la fabricación de un banco de ensayos de fatiga para uso de la Universidad para la realización de prácticas.

Además, se quiere analizar el comportamiento de los materiales metálicos al ser sometidos a un esfuerzo de fatiga flexionante, reconocer y determinar de manera práctica las distintas propiedades mecánicas del material, construir e interpretar la gráfica S-N (esfuerzo - ciclos) correspondiente al material empleado en la realización de los ensayos y determinar la carga necesaria para poder identificar una falla por fatiga en el material. Habrá un intervalo de cargas entre las cuales se podrá estudiar la fatiga, por debajo de la carga mínima el material nunca llegaría a romper considerándose la vida infinita de éste, mientras que, con cargas superiores a este intervalo, el material rompería de inmediato.

Los resultados muestran las propiedades del acero al someter probetas normalizadas a distintos ensayos de fatiga a flexión rotatoria. Se irá variando el peso que se debe poner para que la probeta aguante un número de ciclos determinado, y la velocidad a la que deben efectuarse ese número de ciclos para que la probeta rompa en un tiempo estimado, de este modo se controlará que no rompa muy pronto, ni se alargue demasiado el tiempo del ensayo.

Se van a discutir finalmente los resultados analíticos, experimentales y numéricos obtenidos.

4 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

En este capítulo se recogerán los fundamentos teóricos para la realización de los cálculos analíticos y para la realización de los cálculos numéricos.

4.1 Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos analíticos

4.1.1 Introducción a la fatiga en metales

Cuando un metal está sometido a cargas cíclicas es posible que, aunque el estado tensional en todo instante sea relativamente inocuo, el material acabe por romperse. Este fenómeno se conoce como fatiga y es necesario considerarlo sobre todo cuando se diseñan máquinas o estructuras que bajo servicio estarán sometidas a ciclos de carga (vehículos, máquinas rotatorias, estructuras sometidas a viento...) o térmicos. [8].

La rotura por fatiga se inicia con una fractura muy pequeña, generalmente en correspondencia con grietas superficiales o con irregularidades de la pieza, y se extiende progresivamente de ciclo en ciclo al resto de la sección hasta que, al reducirse de manera notable la sección resistente, se produce la rotura de golpe. [9]

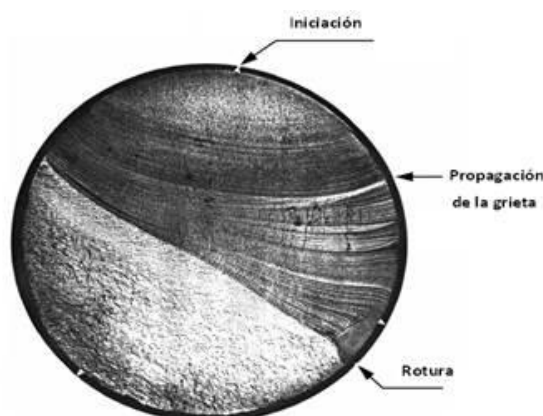


Figura 7: Consideraciones sobre el crecimiento de la grieta por fatiga en materiales de ingeniería. [10]

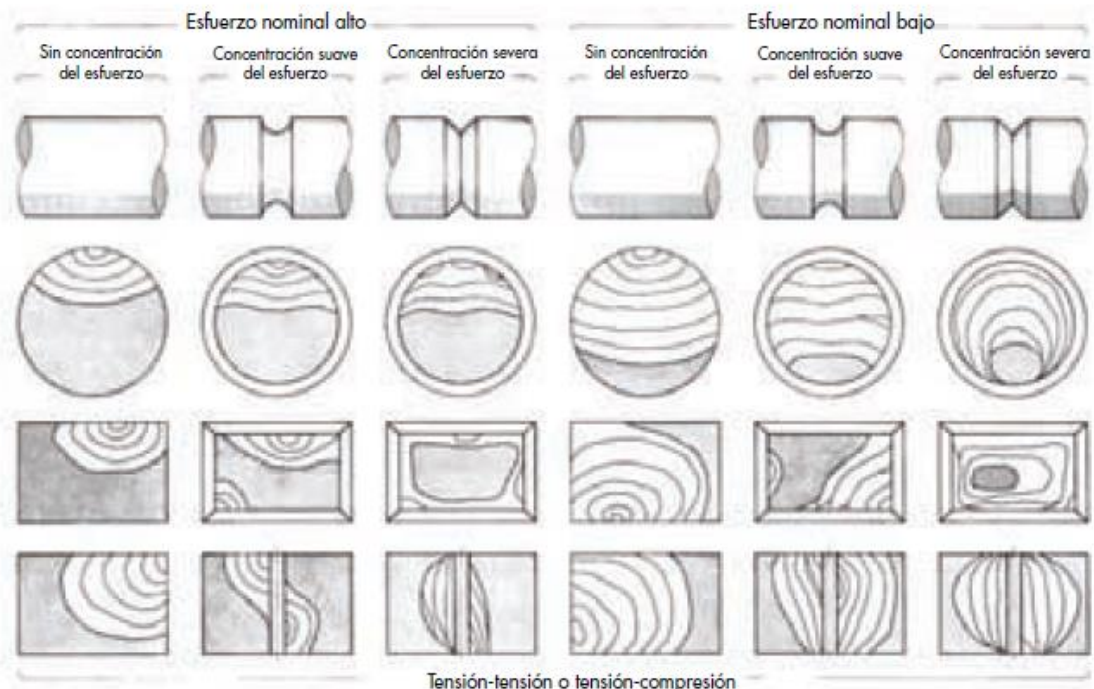
En la mayoría de los ensayos para determinar las propiedades de los materiales que se relacionan con el diagrama esfuerzo-deformación, la carga se aplica en forma gradual, para proporcionar suficiente tiempo a fin de que la deformación se desarrolle en su totalidad. Además, la probeta se ensaya hasta su destrucción, por lo cual los esfuerzos sólo se aplican una vez. Por ello, los ensayos de esta clase se aplican bajo lo que se conoce como condiciones estáticas, que se aproximan en gran medida a las condiciones reales a las que se someterán muchos elementos estructurales y de máquinas. [11]

Sin embargo, con frecuencia existe una condición en la cual los esfuerzos varían o fluctúan entre ciertos niveles. Por ejemplo, una fibra particular en la superficie de un eje rotatorio que se somete a la acción de cargas flexionantes experimenta tensión y compresión por cada revolución del eje. Si éste es una parte de un motor eléctrico que gira

a 500 rpm, la fibra se somete a un esfuerzo de tensión y compresión 500 veces en cada minuto. Si además el eje experimenta una carga axial (como sería el caso, por ejemplo, de un engrane helicoidal o un tornillo sinfín), una componente axial del esfuerzo se superpone a la componente flexionante. En este caso, siempre está presente determinado esfuerzo en una fibra, pero ahora el nivel del esfuerzo es fluctuante. Éstas y otras clases de carga que ocurren en elementos de máquinas producen esfuerzos que se llaman esfuerzos variables, repetidos, alternantes o fluctuantes. [11]

A menudo, se encuentra que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga. [11]

Existe algo importante que aprender de los patrones de falla de una falla por fatiga. En la Figura 8 se muestran representaciones de superficies de falla de diferentes geometrías de parte bajo diversas condiciones de carga y niveles de concentración del esfuerzo. Se observa que, en el caso de la flexión rotatoria, incluso la dirección de la rotación influye el patrón de la falla. [11]



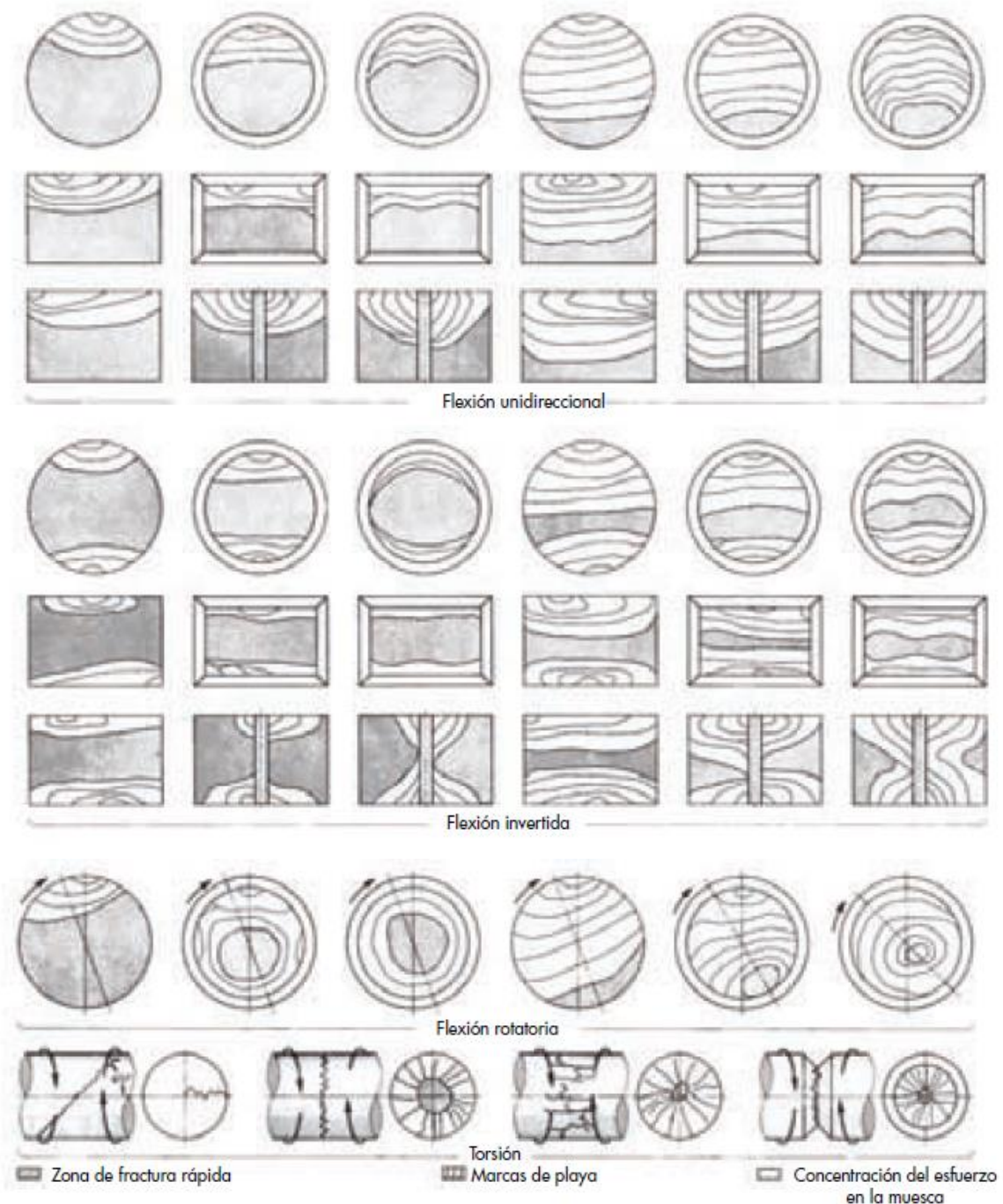


Figura 8: Esquemas de superficies de fractura por fatiga producidas en componentes suaves y con muesca, con secciones transversales redondas y rectangulares bajo diferentes condiciones de carga y niveles de esfuerzo nominal. [11].

4.1.2 Métodos de fatiga-vida

Se va a explicar en qué consisten los tres métodos más comunes de cálculo de vida en fatiga. Estos métodos son:

- El método de esfuerzo vida
- El método de deformación vida
- El método de mecánica a la fractura lineal elástica

Con los anteriores métodos se intenta predecir la vida en número de ciclos hasta la falla, para un nivel específico de carga. [12]

Con estos métodos se intenta predecir la vida en número de ciclos hasta la falla, N , para un nivel específico de carga. Por lo general, la vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que tiene $N > 10^3$ ciclos. [11]

Antes de pasar a explicar cada uno de ellos más detenidamente, se mostrará la cronología sobre los estudios de fatiga realizados hasta el momento en la Figura 9.

Año	Investigador	Contribución
1829	Albert	Primero en documentar la falla por cargas repetidas
1837	Rankine	Analiza la teoría de cristalización de la fatiga
1839	Poncelet	Primero en utilizar el término "fatiga"
1849	Stephenson	Analiza la responsabilidad del producto asociada con la falla por fatiga en los ejes de los carros del ferrocarril
1850	Braithwaite	Primero en utilizar el término fatiga en una publicación en inglés. Analiza la teoría de la cristalización
1864	Fairbairn	Informa sobre los primeros experimentos sobre cargas repetidas
1871	Wöhler	Publica los resultados de sus 20 años de investigación sobre las fallas de los ejes, perfecciona el ensayo por flexión rotativa, las curvas S-N y define el límite de resistencia a la fatiga
1886	Bauschinger	Inventa un extensómetro con una sensibilidad de 10^{-6} y estudia el esfuerzo-deformación inelástico
1903	Swing / Humphrey	Descubre las líneas de deslizamiento, grietas por fatiga y crecimiento de grietas hasta la falla, demostrando lo incorrecto de la teoría de cristalización
1910	Bairstow	Verifica la teoría de Bauschinger respecto a un límite de fluencia elástico natural y el límite de resistencia a la fatiga de Wöhler
1910	Basquin	Enuncia la ley exponencial de las pruebas de resistencia a la fatiga (ecuación de Basquin)
1915	Smith / Wedgewood	Separan la deformación plástica cíclica de la deformación plástica total
1921	Griffith	Aplica criterios para la fractura y asocia a la fatiga con el crecimiento de las grietas
1927	Moore / Kommers	Cuantifican datos de fatiga de alto ciclaje para muchos materiales en "The Fatigue of Metals"
1930	Goodman / Soderberg	Determinan, por separado, la influencia de los esfuerzos medios sobre la fatiga
1937	Neuber	Publica la ecuación de Neuber para la concentración de deformaciones en muescas (traducida al inglés en 1946)

1953	Peterson	Publica "Stress concentration design factors" con un procedimiento para tomar en cuenta las muescas
1955	Coffin / Manson	Publican de manera independiente la ley de fatiga de bajo ciclaje basada en la deformación (ecuación de Coffin / Manson)
1961	Paris	Publica la ley de Paris de la mecánica de la fractura, para el crecimiento de las grietas por fatiga
1962 1963 1966 1967 1969	Smith / Laird Mc Clinton Weetman Laird / Rice Newman y Pelloux	Mediante la aplicación de los conceptos de la mecánica de la fractura, se desarrollaron modelos conceptuales y cuantitativos para racionalizar experimentalmente la falla por fatiga a partir de la resistencia de los materiales de ingeniería
Años 70 y 80	Elber / Bucci / Ghaki	Argumentan el contacto prematuro entre superficies de falla (basado en los efectos de grieta plástica) representado por un mecanismo asociado con el fenómeno de fatiga de grieta cerrada
1980 1988 1990	Hertzberg / Manson Newman Suresh / Nakamura / Yeshurum / Yang / Duffy	Investigan y recogen los efectos que producen los materiales no metálicos y compuestos de los cuales se ofrece el potencial de mejoramiento mecánico, térmico y ambiental bajo cargas cíclicas a fatiga
1991	Rosakis / Zehnder	Distribución de temperatura alrededor de grietas, propagándose dinámicamente en un acero 4340 utilizando la medición experimental por medio de detectores infrarrojos de alta velocidad
1994	Nakamura / Krushner	Análisis computacional de la propagación dinámica de grietas a lo largo de interfaces bimateriales
1995	Needlman / Tvergaard	Análisis de una transición dúctil-frágil bajo la dinámica de carga cortante en materiales sólidos y / o estructuras
1997	Lameros / Shukla / Rosakis	Investigación de la mecánica de propagación intersónica a lo largo de una interfase bimaterial usando gradiente coherente y fotoelasticidad
1999	Willis / Movchan	Perturbación dinámica tridimensional de propagación de grieta
2000	Rosakis / Ravichandran	Tópicos para investigación en la dinámica de fallas mecánicas (introducción y aplicaciones)
2002	Alves / Jones	Falla por impacto de vigas usando la mecánica de daños acumulados bajo cargas estáticas y dinámicas de modelo continuo
2003	Dwivedi / Espinosa	Modelación dinámica de la propagación de grieta en fibra reforzada de material compuesto incluyendo los efectos friccionales
2004	Lin Z / Lincang	Modelo simplificado para la predicción de la dinámica de daños y fractura de materiales dúctiles
2005	Rusinek / Zaera	Análisis de inercia y efectos escalares en la formación dinámica durante la tensión en una lámina de acero
2006	Roy Xu / Wang	Análisis dinámico de la fractura mecánica del modo de transición de falla a lo largo de interfaces en sólidos elásticos

Figura 9: Cronología sobre estudios de fatiga. [13]

4.1.2.1 Método del esfuerzo-vida

El método de esfuerzo vida es el enfoque menos exacto, especialmente para aplicaciones de bajo ciclaje ($1 < N < 10^3$). Sin embargo, es el método tradicional, puesto

que es fácil de implementar, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de alto ciclaje ($N > 10^3$). [12]

El método de esfuerzo-vida, que se basa sólo en niveles de esfuerzo, es el enfoque menos exacto, especialmente para aplicaciones de bajo ciclaje. Sin embargo, es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de alto ciclaje. [11]

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. En el caso del ensayo con viga rotativa, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones (inversiones del esfuerzo) de la viga hasta que se presente la falla. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza a un esfuerzo que es menor que el primero. Este proceso se continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N (Figura 10). La gráfica se hace en papel semilogarítmico o en papel log-log. En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzo durante un cierto número de ciclos. Al graficar en papel logarítmico, se acentúa la curvatura en la línea, la cual quizá no sea visible si los resultados se grafican en coordenadas cartesianas. [11]

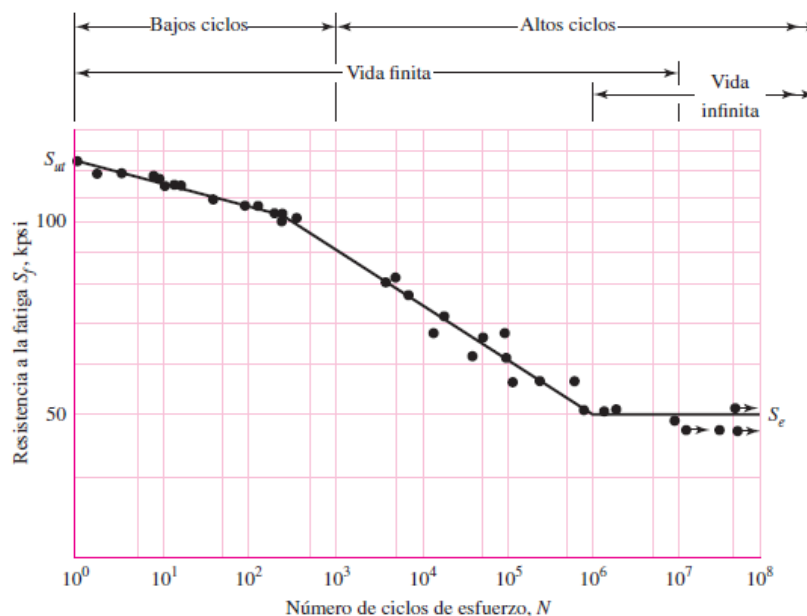


Figura 10: Diagrama S-N que se graficó a partir de los resultados de ensayos a la fatiga axial completamente invertidos [11].

La ordenada del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga S_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N . [11]

En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar qué tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio en la gráfica se llama límite de resistencia S_e o límite de fatiga. La gráfica de la Figura 10 nunca se hace horizontal en el caso de metales no ferrosos y aleaciones; de aquí que estos materiales no tengan un límite de fatiga. [11]

Se observa que un ciclo de esfuerzos ($N=1$) constituye una sola aplicación y un retiro de una carga y luego otra aplicación y remoción de la carga en la dirección opuesta. De esta manera, $N=1/2$ significa que la carga se aplica una vez y luego se quita, que es el caso de la prueba a la tensión simple. [11]

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N=1$ hasta $N=1000$ ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos, como se indica en la Figura 10. En consecuencia, la fatiga de altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 10^3 ciclos. [11]

En la Figura 10 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros, como se ilustra en la Figura 10. [11]

4.1.2.2 Método de deformación-vida

El método de deformación-vida implica un análisis más detallado de la deformación plástica en regiones localizadas donde se consideran a los esfuerzos y deformaciones para la estimación de vida. Este método es bueno para aplicaciones con fatiga a bajo ciclaje. Se estudiará solamente porque ayuda a entender la naturaleza de la fatiga. [12]

El método de deformación-vida implica un análisis más detallado de la deformación plástica en regiones localizadas donde se considera a los esfuerzos y deformaciones para la estimación de la vida. Este método es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajo ciclaje. Al aplicar este método, deben realizarse algunas idealizaciones, y existirán algunas incertidumbres en los resultados. Por esta razón, se estudiará sólo debido al valor que tiene al ayudar a comprender la naturaleza de la fatiga. [11]

Hasta el momento, el mejor y más avanzado enfoque para explicar la naturaleza de la falla por fatiga es llamado por algunos métodos de deformación-vida. Este enfoque puede usarse para estimar las resistencias a la fatiga, pero cuando se emplea de esta manera es necesario conformar varias idealizaciones, y por lo tanto existirá cierta incertidumbre en los resultados. Por este motivo, el método aquí se presenta sólo debido a su valor para explicar la naturaleza de la fatiga. [11]

Una falla por fatiga casi siempre comienza en una discontinuidad local como una muesca, grieta u otra área de concentración de esfuerzo. Cuando el esfuerzo en la

discontinuidad excede el límite elástico, ocurre la deformación plástica. Para que se presente una falla por fatiga es necesario que existan deformaciones plásticas cíclicas, por lo que se requiere investigar el comportamiento de los materiales sujetos a una deformación cíclica. [11]

4.1.2.3 Método mecánico de la fractura lineal-estática

En el método de la mecánica a la fractura se supone que ya existe una grieta y que ésta se ha detectado. Se emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad de esfuerzo. [12]

La primera fase del agrietamiento por fatiga se designó como fatiga de la etapa I. Se supone que el desplazamiento de cristal que se extiende a través de varios granos contiguos, inclusiones e imperfecciones superficiales desempeña un papel. Como la mayor parte de este fenómeno es invisible para el observador, sólo se dice que la etapa I involucra a varios granos. [11]

La segunda fase, de la extensión de la grieta, se llama fatiga de etapa II. El avance de la grieta (esto es, la creación de una nueva área de grieta) produce evidencia que puede observarse en la micrografía de un microscopio electrónico. El crecimiento de la grieta es ordenado. La fractura final ocurre durante la etapa III de fatiga, aunque no hay fatiga involucrada. Cuando la grieta es suficientemente grande, de forma que $K_1=K_{Ic}$ para la amplitud del esfuerzo involucrado, entonces K_{Ic} es la intensidad del esfuerzo crítico del metal sin daño, y existe una falla catastrófica, súbita de la sección transversal restante en sobrecarga a tensión. La etapa III de la fatiga se asocia con una rápida aceleración del crecimiento de la grieta y después de la fractura. [11]

4.1.2.3.1 Crecimiento de grieta

En el inicio de la carga cíclica la punta de la grieta presenta la forma de entalla doble (Figura 11a). A la medida que se aplica una pequeña tensión tractiva, la pequeña entalla doble en la punta de la grieta concentra el deslizamiento a lo largo de los planes que hacen 45° con el plano de la grieta (Figura 11b). En la máxima tensión tractiva aplicada (Figura 11c), la grieta se redondea. Cuando la carga cambia para compresión, las direcciones de la deformación en la punta de la grieta son alteradas (Figura 11d), hasta la formación de la nueva superficie de grieta afilada con entalla doble (Figura 11e). A partir de allí, la punta (a) (c) (b) de la grieta avanza para un nuevo ciclo de tensiones mediante aplicación de una tracción pequeña (Figura 11f). [10]

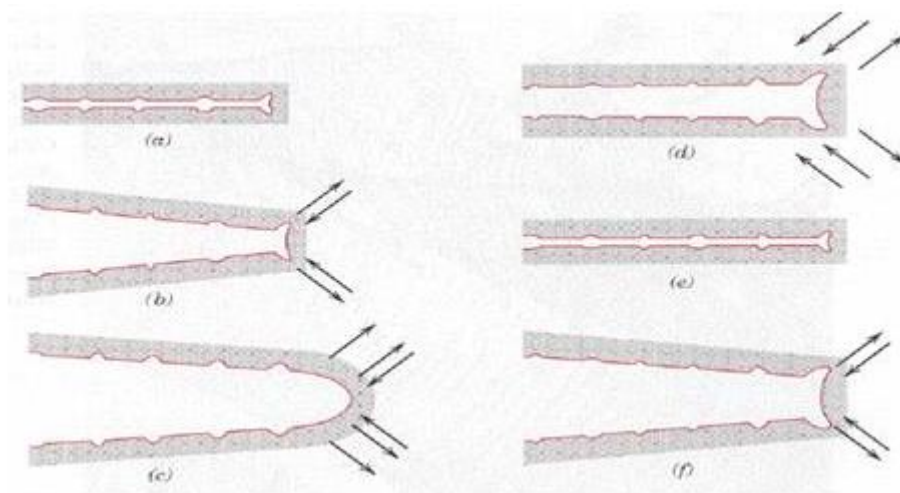


Figura 11: Mecanismo de propagación de la grieta por fatiga mediante enromamiento y afilamiento de la grieta. [10]

El método empleado en este Trabajo Fin de Grado para la realización de los cálculos será el método de esfuerzo-vida desarrollado en el apartado 4.1.2.1.

4.1.3 Enfoque de la falla por fatiga en el análisis y el diseño

La falla por fatiga requiere, básicamente, que se conjuguen dos factores a saber: la aplicación de cargas repetidas o cíclicas, esto quiere decir que su valor cambia en el tiempo. La excepción a esta condición está en el hecho de que, si el componente está trabajando en un ambiente corrosivo, la falla por fatiga se produce bajo condiciones estáticas. [13]

En la realidad, todas las cargas que actúan sobre un determinado sistema mecánico varían con el tiempo, lo que sucede es que su frecuencia de repetición es tan baja que se pueden considerar como estáticas. Un ejemplo de esto son las puertas de metal; en épocas de calor ésta se expande y entra en contacto con su marco, también metálico, y el proceso de apertura y / o cierre de esta se hace aplicando una fuerza mayor que la requerida cuando no se ha dilatado. Aunque esta dilatación-contracción causada por cambios de temperatura se produce cada vez que hay incremento de la misma, su frecuencia no es de magnitud suficiente como para considerarse una acción cíclica y, por lo tanto, no conduce a la falla por fatiga. No sucede lo mismo en centrales de vapor y otros sistemas en los cuales los cambios de temperatura son bruscos y de alta repetibilidad. En estos casos, se emplean unos dispositivos llamados juntas de dilatación (en algunos pisos de viviendas existen también tales juntas) que absorben las deformaciones térmicas que a su vez generan tensiones que serán tensiones cíclicas. [13]

Existe una gran cantidad de factores a considerar, incluso para casos de carga muy simple. Los métodos de análisis de falla por fractura representan una combinación de ingeniería y ciencia. Con frecuencia, la ciencia no puede proporcionar las respuestas completas que se necesitan. Pero aun así se debe hacer que el avión vuele con seguridad.

Además, el automóvil debe fabricarse con una confiabilidad que asegure una vida larga y sin problemas y que al mismo tiempo produzca beneficios para los dueños de la industria. Por todo ello, aunque la ciencia todavía no explica por completo el mecanismo de fatiga, el ingeniero debe diseñar cosas que no fallen. En cierto sentido, éste es un ejemplo clásico del significado verdadero de la ingeniería en contraste con la ciencia. Los ingenieros usan la ciencia para resolver sus problemas siempre que sea posible utilizarla. Pero, aunque la ciencia no esté disponible, el problema debe resolverse, y cualquier forma que toma la solución bajo estas condiciones se llama ingeniería. [11]

4.1.3.1 Resistencia a la fatiga y límite de resistencia a la fatiga

El diagrama de resistencia-vida (S-N) proporciona la resistencia a la fatiga S_f contra el ciclo de vida N de un material. Los resultados se generan a partir de ensayos en los que se emplea una carga simple en piezas de prueba de laboratorios estándar controladas. A menudo, la carga es de flexión pura invertida en forma sinusoidal. Las piezas de laboratorio controladas se pulen sin concentración de esfuerzo geométrico en la región de área mínima. [11]

En el caso del acero y el hierro, el diagrama S-N se hace horizontal en algún punto. La resistencia en este punto se llama límite de resistencia a la fatiga S'_e y ocurre en algún lugar entre 10^6 y 10^7 ciclos. La marca de prima en S'_e se refiere al límite de resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada. En el caso de materiales no ferrosos que no presentan un límite de resistencia a la fatiga, puede proporcionarse una resistencia a la fatiga a un número específico de ciclos, S'_f , donde de nuevo, la prima denota la resistencia a la fatiga de la pieza de laboratorio controlada. [11]

4.1.3.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga se definen y usan para tomar en cuenta las diferencias entre la probeta y la parte de máquina real en relación con las condiciones de la superficie, tamaño, la carga, la temperatura, la confiabilidad y factores diversos.

4.1.3.3 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Por muesca se entiende cualquier contorno geométrico que supone un obstáculo al flujo de la fuerza a través de la pieza. La presencia de una discontinuidad (perforación, chavetero, ranura, cambio brusco de sección, etc.) hace que se altere la distribución de esfuerzos en las proximidades de la misma. [14]

4.1.3.4 Esfuerzos fluctuantes

Se designan como esfuerzos fluctuantes a aquellos que no actúan constantemente en el tiempo y en el lugar.

4.1.4 Límite de resistencia a la fatiga

Para la mayoría de los metales existe un esfuerzo crítico, por debajo del cual la rotura sólo se produce al cabo de un considerable período o número de ciclos. Dicho esfuerzo crítico, expresado en N/mm^2 , se denomina límite de fatiga. [15]

No obstante, debe recalcar que el límite de fatiga es el número límite, es decir, a esa tensión cíclica el material no se fracturaría. [15]

En la actualidad, determinar los límites de resistencia mediante ensayos a la fatiga es una rutina, aunque resulta un procedimiento extenso. En general, para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzo se prefieren a los ensayos de deformación. [11]

Ahora se presentará un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga. Observe que las estimaciones que se obtuvieron a partir de las cantidades de datos provenientes de muchas fuentes probablemente tendrán una amplia dispersión y podrían desviarse de manera significativa de los resultados de ensayos de laboratorio reales acerca de las propiedades mecánicas de muestras obtenidas a través de órdenes de compra con especificaciones estrictas. Como el área de incertidumbre es más grande, debe realizarse una compensación mediante el empleo de factores de diseño más grandes que podrían usarse para el diseño estático. [11]

En el caso de los aceros, al simplificar la observación de la Figura 12, se estimará el límite de resistencia como

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200kpsi \text{ (1400MPa)} \\ 100kpsi & S_{ut} > 200kpsi \\ 70kpsi & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad (1)$$

donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa. Se desea reservar el símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga. Pronto se aprenderá que las dos resistencias pueden ser muy diferentes. [11]

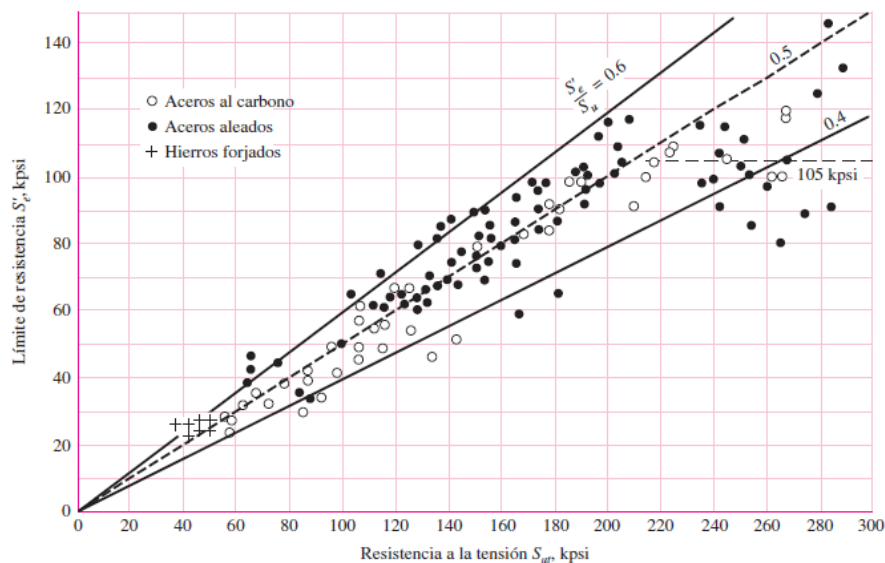


Figura 12: Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión de resultados de ensayos reales de un gran número de hierros forjados y aceros aleados. [11].

Las relaciones de S'_e/S_{ut} de 0.60, 0.50 y 0.40 se indican por líneas continuas y discontinuas. También, observe que la línea discontinua horizontal de $S'_e = 105 \text{ kpsi}$. Los puntos que se presentan y que tienen una resistencia a la tensión mayor que 210 kpsi presentan un límite medio de resistencia a la fatiga de $S'_e = 105 \text{ kpsi}$ y una desviación estándar de 13.5 kpsi .

Los aceros tratados para proporcionar diferentes microestructuras tienen relaciones S'_e/S_{ut} diferentes. En apariencia, las microestructuras más dúctiles tienen una relación más alta. La martensita tiene una naturaleza muy frágil y es altamente susceptible a las grietas inducidas por fatiga; por lo tanto, la relación es baja. Cuando los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento térmico para obtener microestructuras específicas, es posible usar una estimación del límite de resistencia con base en datos de ensayos para la microestructura particular; dichas estimaciones son mucho más confiables y en realidad su uso es recomendable. [11]

4.1.5 Resistencia a la fatiga

Como se muestra en la Figura 10, una región de fatiga de bajos ciclos se extiende desde $N=1$ hasta casi 10^3 ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco menor que la resistencia a la tensión, S_{ut} . Mischke proporcionó un método analítico para las regiones de bajo y alto ciclo, en donde se requieren los parámetros de la ecuación de Manson-Coffin, más el exponente de endurecimiento por deformación m . Con frecuencia los ingenieros deben trabajar con menos información. [11]

En la Figura 10 se indica que el dominio de fatiga de alto ciclo se extiende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que es

aproximadamente de 10^6 a 10^7 ciclos. El propósito de esta sección es desarrollar métodos de aproximación del diagrama S-N en la región de altos ciclos, cuando la información sea tan escasa como los resultados de un ensayo a la tensión simple. La experiencia ha mostrado que los datos de fatiga de altos ciclos se rectifican por medio de una transformación logarítmica del esfuerzo y los ciclos a la falla. [11]

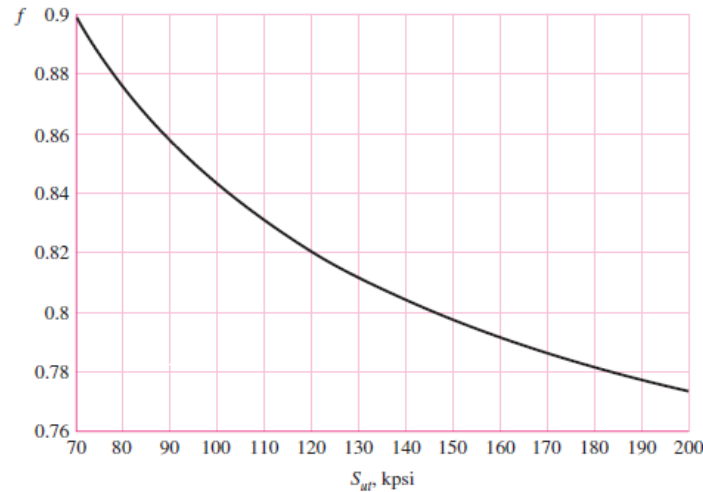


Figura 13: Fracción de resistencia a la fatiga, f , de S_{ut} a los 10^3 ciclos para $S_e = S'_e = 0.5S_{ut}$. [11].

Este proceso para encontrar f puede repetirse para diferentes resistencias últimas. En la Figura 13 se presenta una gráfica de f para $70 \leq S_{ut} \leq 200$ kpsi. Con el propósito de realizar un análisis conservador, para $S_{ut} < 70$ kpsi, sea $f = 0.9$. [11]

La ecuación que nos proporciona el límite de fatiga S_f puede escribirse en la forma

$$S_f = aN^b \quad (2)$$

donde N son los ciclos hasta la falla y las constantes a y b están definidas por los puntos 10^3 , $(S_f)10^3$ y 10^6 , Se con $(S_f)10^3 = fS_{ut}$. Al sustituir estos dos puntos en la ecuación (13) se obtiene

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (3)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (4)$$

Si se produce un esfuerzo completamente invertido σ_a , haciendo $S_f = \sigma_a$ en la ecuación (13), el número de ciclos a la falla se expresa como

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \quad (5)$$

4.1.6 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Marin identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión respecto de ajustar el

límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0.40 para la forma aditiva. Por lo tanto, la ecuación de Marin se escribe

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e$$

Donde k_a = factor de modificación de la condición superficial

k_b = factor de modificación del tamaño

k_c = factor de modificación de la carga

k_d = factor de modificación de la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marin al límite de resistencia a la fatiga. [11]

4.1.6.1 Factor de superficie k_a

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada), las coordenadas de los puntos de datos se recopilaron nuevamente de una gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión, a partir de datos recolectados por Lipson y Noll y reproducidos por Horger. Los datos pueden representarse mediante

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (6)$$

Donde S_{ut} es la resistencia última y los valores de a y b se encuentran en la Tabla 1.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 1: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (19). [11].

De nuevo, es importante observar que ésta es una aproximación, dado que por lo general los datos están muy dispersos. Además, ésta no es una corrección que pueda tomarse a la ligera. Por ejemplo, si en el ejemplo anterior el acero fuera forjado, el factor de corrección sería de 0.540, una reducción significativa de la resistencia. [11]

4.1.6.2 Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos. Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 0.91d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (7)$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1$$

Uno de los problemas que se surgen al utilizar la ecuación (7) es qué hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular. Por ejemplo, ¿cuál es el factor de tamaño de una barra de 6 mm de espesor y 40 mm de ancho? En el método que se utilizará aquí se emplea una dimensión efectiva d_e que se obtiene al igualar el volumen de material sometido a esfuerzo igual o superior a 95% del esfuerzo máximo con el mismo volumen en la muestra de viga rotativa. Resulta que cuando los dos volúmenes se igualan, las longitudes se cancelan, por lo que sólo se necesita considerar las áreas. En el caso de una sección redonda rotativa, el área de 95% de esfuerzo es la de un anillo con un diámetro exterior d y un diámetro interior de $0.95d$. Por lo tanto, designando el área de 95% de esfuerzo como $A_{0.95\sigma}$, se tiene

$$A_{0.95\sigma} = \frac{\pi}{4} [d^2 - (0.95d)^2] = 0.0766d^2 \quad (8)$$

Esta ecuación también es válida para una sección redonda hueca rotatoria. En el caso de secciones redondas sólidas o huecas no rotativas, el área de 95% de esfuerzo significa el doble del área fuera de las dos cuerdas paralelas que tienen un espaciamiento de $0.95d$, donde d es el diámetro. Usando un cálculo exacto, esto es

$$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2 \quad (9)$$

con d_e en la ecuación (8), igualando la ecuación (8) con la (9) permite despejar el diámetro efectivo. Esto da

$$d_e = 0.370d \quad (10)$$

como el tamaño efectivo de una sección redonda correspondiente a una sección redonda sólida o hueca no rotativa.

Una sección rectangular con dimensiones $h \times b$ tiene $A_{0.95\sigma} = 0.05hb$. Con el mismo método que antes, se tiene que

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2} \quad (11)$$

En la Tabla 2 se proporcionan las áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales comunes bajo flexión no rotatoria. [11]

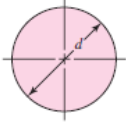
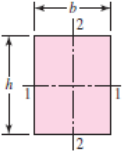
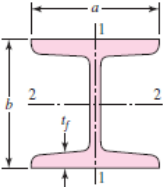
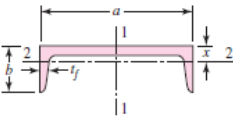
	$A_{0.95\sigma} = 0.01046d^2$ $d_e = 0.370d$
	$A_{0.95\sigma} = 0.05hb$ $d_e = 0.808\sqrt{hb}$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.10at_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05ba & \text{eje 2-2} \end{cases} \quad t_f > 0.025a$
	$A_{0.95\sigma} = \begin{cases} 0.05ab & \text{eje 1-1} \\ 0.052xa + 0.1t_f(b-x) & \text{eje 2-2} \end{cases}$

Tabla 2: Áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales no rotativos. [11].

4.1.6.3 Factor de carga k_c

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (12)$$

4.1.6.4 Factor de temperatura k_d

Cuando las temperaturas de operación son menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, por lo que se necesita investigar primero. Cuando las temperaturas de operación son mayores que la temperatura ambiente, primero se debe investigar la fluencia porque la resistencia a ésta disminuye con rapidez con la temperatura; Figura 14. Cualquier esfuerzo inducirá flujo plástico en un material que opera a temperaturas elevadas, por lo que también se sugiere considerar este factor. Por último, puede ser cierto que no existe límite a la fatiga en el caso de materiales que operan a temperaturas elevadas. [11]

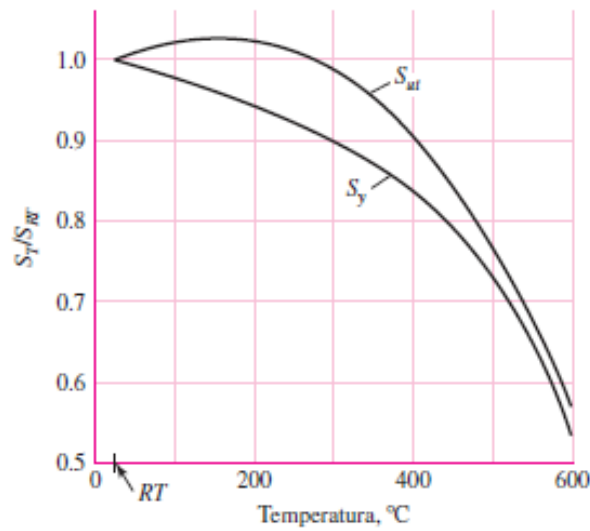


Figura 14: Gráfica del efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fluencia S_y y la resistencia última S_{ut} . [11].

En la Figura 14, la ordenada es la relación de la resistencia a la temperatura de operación y la resistencia a la temperatura ambiente. Las desviaciones estándares fueron $0.0442 \leq \hat{\sigma}S_y \leq 0.152$ para S_y y $0.099 \leq \hat{\sigma}S_{ut} \leq 0.11$ para S_{ut} .

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla 3: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. [11].

Debido a la resistencia a la fatiga reducida, el proceso de falla depende, hasta cierto punto, del tiempo. [11]

La cantidad limitada de datos disponibles indica que el límite de la resistencia a la fatiga de los aceros se incrementa un poco a medida que la temperatura aumenta y luego comienza a disminuir en el intervalo de 400 a 700°F, que no es diferente del comportamiento de la resistencia a la tensión que se ilustra en la Figura 14. Por esta razón

es probable que, a temperaturas elevadas, el límite de la resistencia a la fatiga se relacione con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente. Por ende, parece muy lógico emplear las mismas relaciones para predecir el límite de la resistencia a la fatiga a temperaturas elevadas que como se usan a temperatura ambiente, al menos hasta que se disponga de datos más completos. Esta práctica proporcionará un estándar útil con el cual se pueden comparar el desempeño de varios materiales. [11]

Si no se conoce el límite de la resistencia a la fatiga de una viga rotativa, entonces se calcula y la resistencia a la tensión con temperatura corregida que se obtiene mediante el factor de la Tabla 3. Entonces se usa $k_d = 1$. [11]

4.1.6.5 Factor de confiabilidad k_e

Los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir de la Tabla 31. En la Tabla 4 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_e	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 4: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. [11].

4.1.6.6 Factor de efectos varios k_f

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de resistencia a la fatiga o lo afectan de manera negativa. En general, si el esfuerzo residual en la superficie de la parte es de compresión, el límite de resistencia a la fatiga mejora. Las fallas por fatiga parecen ser fallas de tensión, o al menos las provoca un esfuerzo de tensión, por lo cual cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga. Las operaciones como el granallado, el martillado y el laminado en frío acumulan esfuerzos de compresión en la superficie de la parte y mejoran mucho el límite de resistencia a la fatiga. Por supuesto, el material no se debe trabajar hasta agotarlo. [11]

Los límites de la resistencia a la fatiga de partes hechas de placas o barras laminadas o estiradas, así como las partes forjadas, quizá se vean afectadas por las llamadas características direccionales de la operación. Por ejemplo, las partes laminadas o estiradas tienen un límite de resistencia a la fatiga en la dirección transversal que puede ser 10 a 20% menor que el límite de resistencia a la fatiga en la dirección longitudinal. [11]

4.1.7 Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca

La existencia de irregularidades o discontinuidades, como orificios, ranuras o muescas incrementa de manera significativa los esfuerzos teóricos en la vecindad inmediata de la discontinuidad. Hay un factor de concentración del esfuerzo K_t (o K_{ts}), que se usa con el esfuerzo nominal para obtener el esfuerzo máximo resultante debido a la irregularidad o defecto. De aquí que algunos materiales no sean completamente sensibles a la presencia de muescas y, por lo tanto, para ellos puede usarse un valor reducido de K_t . En el caso de estos materiales, el esfuerzo máximo es, en realidad, [16]

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \sigma_0 \quad \text{o bien} \quad \tau_{m\acute{a}x} = K_{fs} \tau_0 \quad (13)$$

donde K_f es un valor reducido de K_t y σ_0 es el esfuerzo nominal. El factor K_f se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice f . Entonces, es conveniente pensar en K_f como un factor de concentración del esfuerzo reducido de K_t debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca. El factor resultante se define mediante la ecuación [16]

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad (a)$$

La sensibilidad a la muesca, q , está definida por

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{cortante} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1} \quad (14)$$

donde q se encuentra usualmente entre cero y la unidad. La ecuación anterior muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Por otro lado, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad total a la muesca. En el trabajo de análisis o diseño, primero encuentre K_t , a partir de la geometría de la parte. Después, especifique el material, encuentre q , y despeje para K_f de la ecuación [11]

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (15)$$

En el caso de los aceros y las aleaciones de aluminio 2024, use la Figura 15 para encontrar q de la carga de flexión y axial. Para la carga cortante, use la Figura 16. Si emplea estas gráficas es bueno saber que los ensayos reales, de los cuales se obtuvieron estas curvas, presentan una gran dispersión. Debido a esta dispersión, siempre es seguro usar $K_f = K_t$ cuando existe alguna duda acerca del valor verdadero de q . También observe que q no está lejos de la unidad en radios de muesca grandes. [11]

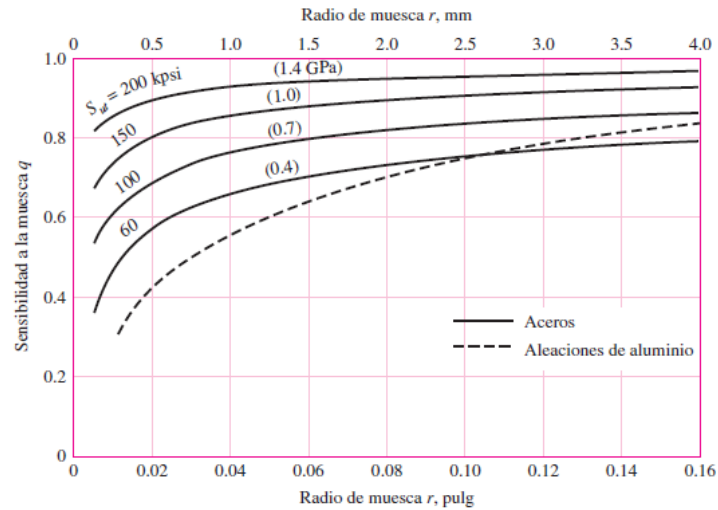


Figura 15: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [11].

Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm).

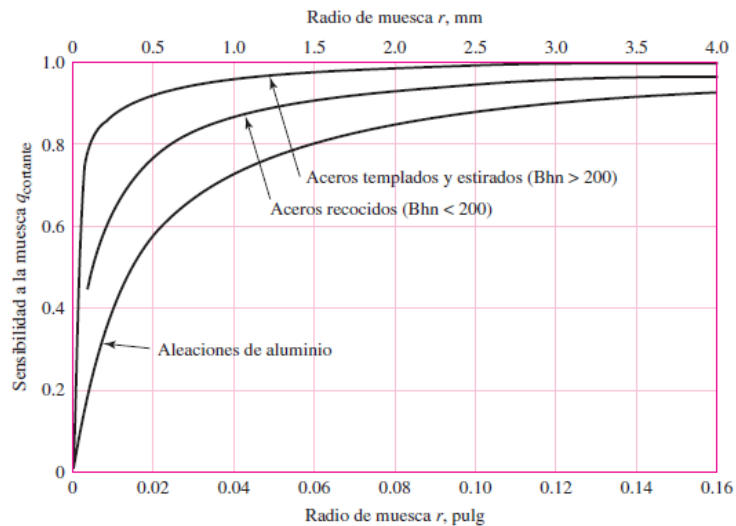


Figura 16: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. [11].

En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).

La Figura 17 muestra cómo actúa la entalla en el esfuerzo originado, siendo éste notablemente mayor en la entalla que en el resto de la probeta, provocando la rotura en ese punto.

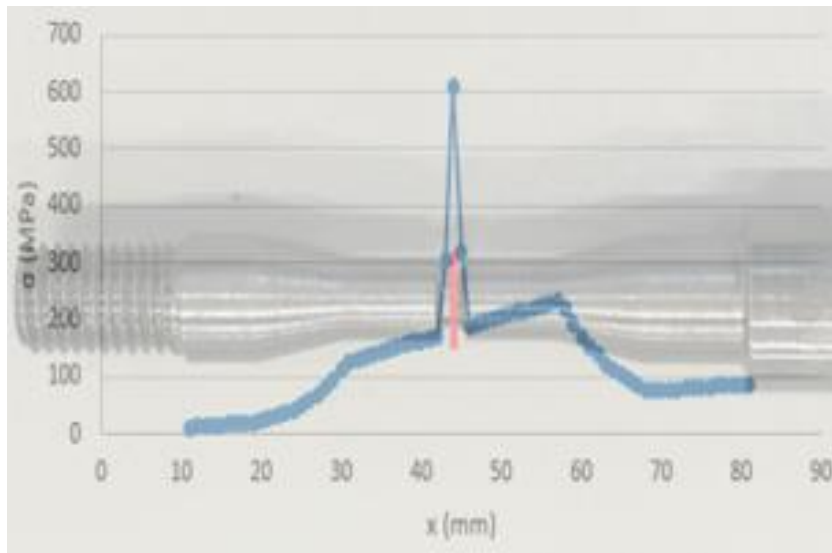


Figura 17: Esfuerzo en la entalla.

4.1.8 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza. [17]

El procedimiento que seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante. [17]

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right|$$

donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza.

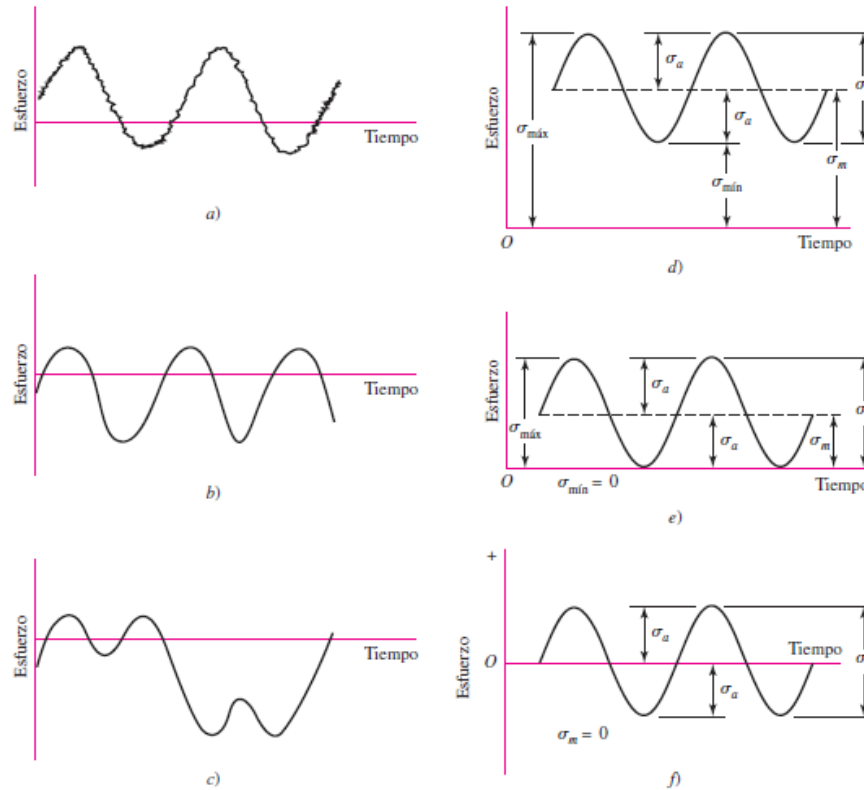


Figura 18: Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido. [11].

En la Figura 18 se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren. Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la Figura 18d, son:

$\sigma_{\min}$ = esfuerzo mínimo

σ_m = componente de esfuerzo medio

$\sigma_{\max}$ = esfuerzo máximo

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_a = componente de la amplitud

σ_s = esfuerzo estático o constante

El esfuerzo constante, o estático, no es el mismo que el esfuerzo medio; de hecho, puede tener cualquier valor entre $\sigma_{\min}$ y $\sigma_{\max}$. El estado constante existe debido a una carga fija o a una precarga aplicada a la parte, y por lo general es independiente de la parte variante de la carga. Por ejemplo, un resorte helicoidal de compresión siempre está cargado en un espacio más corto que la longitud libre del resorte. El esfuerzo creado por esta compresión inicial se llama componente constante o estática del esfuerzo. No es la misma que el esfuerzo medio. Más adelante se tendrá oportunidad de aplicar los subíndices de estas componentes a los esfuerzos cortantes, así como a los normales. Las siguientes relaciones resultan evidentes en la Figura 18:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \qquad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right| \qquad (16)$$

Además de la ecuación (36), la razón de esfuerzo

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (17)$$

y la razón de amplitud

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (18)$$

también se definen y emplean en conexión con los esfuerzos fluctuantes.

En las ecuaciones (16) se emplean los símbolos σ_a y σ_m , como las componentes del esfuerzo en la ubicación bajo estudio. Lo anterior significa que, en ausencia de una muesca, σ_a y σ_m son iguales a los esfuerzos nominales σ_{ao} y σ_{mo} inducidos por las cargas F_a y F_m , respectivamente; en presencia de una muesca son $K_f \cdot \sigma_{ao}$ y $K_f \cdot \sigma_{mo}$, respectivamente, siempre y cuando el material permanezca sin deformación plástica. En otras palabras, el factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f se aplica en *ambas* componentes. [11]

Cuando la componente del esfuerzo constante es suficientemente alta para inducir fluencia localizada en la muesca, el diseñador tiene un problema. La fluencia local de primer ciclo produce deformación plástica y endurecimiento por deformación, lo cual sucede en la ubicación cuando la nucleación de la grieta y el crecimiento por fatiga son más probables. Las propiedades del material (S_y y S_{ut}) son nuevas y difíciles de cuantificar. El ingeniero prudente controla el concepto, el material y la condición de uso, así como la geometría de manera que no ocurra deformación plástica. Existen varios análisis respecto de las formas posibles de cuantificar lo que ocurre ante la fluencia localizada y general en presencia de una muesca, a los cuales se le conoce como método del *esfuerzo nominal medio*, método del *esfuerzo residual*, etc. El método del esfuerzo nominal medio (se establece $\sigma_a = K_f \cdot \sigma_{ao}$ y $\sigma_{mo} = K_f \cdot \sigma_{mo}$) proporciona resultados casi comparables a los del método del esfuerzo residual, pero ambos son *aproximaciones*. [11]

4.1.9 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Los criterios de falla son las teorías que predicen la falla de un material que está sometido a un estado de esfuerzo multi-axial. Estas teorías se basan en los límites a la fluencia que tienen los materiales, estos límites se hallan teniendo en cuenta los esfuerzos y las cargas que tenga aplicado el material o pieza, comúnmente las pruebas más usadas para hallar estos límites son las de tracción, compresión, impacto, densidad, entro otra. [18]

Los sólidos salen del régimen de comportamiento elástico por motivos muy distintos, dependiendo de la microestructura de los materiales que los constituyen. Por ejemplo, los metales dejan de ser elásticos cuando plastifican debido a la nucleación de dislocaciones en la red cristalina de cada grano. Los polímeros también salen del régimen elástico, pero en este caso se debe a desenrollamiento de cadenas poliméricas. Por último,

los materiales cerámicos o el hormigón dejan de ser elásticos debido a la aparición de microfisuras. Por unificar conceptos, llamaremos fallo a la finalización del comportamiento elástico de un material, independientemente del micromecanismo responsable del mismo. Un criterio de fallo es un modelo matemático que intenta explicar cuándo se inicia el fallo de un punto material a partir del estado de tensiones y/o deformaciones del mismo. Aunque están “inspirados” en la micromecánica de los materiales, los criterios de fallo son sólo fórmulas sencillas que, con uno o varios parámetros, ajustan los resultados experimentales de la mejor forma posible. No hay ningún criterio de fallo exacto para todo estado tensional T. [19]

Ahora que se han definido las diversas componentes del esfuerzo asociadas con una parte sometida a esfuerzo fluctuante, se desea variar el esfuerzo medio y su amplitud, o componente alternante, para aprender algo acerca de la resistencia a la fatiga de partes sometidas a esos esfuerzos. Tres métodos para graficar los resultados de los ensayos con las características antes mencionadas son de uso general y se presentan en la Figura 19, Figura 20 y Figura 21. [11]

En el diagrama de Goodman modificado de la Figura 20 se muestra el esfuerzo medio graficado a lo largo de la abscisa y todas las demás componentes del esfuerzo en la ordenada, con la tensión en la dirección positiva. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según el caso, se grafica en la ordenada arriba o abajo del origen. La recta de esfuerzo medio es una recta a 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión de la parte. El diagrama de Goodman modificado consiste en rectas que se trazan hasta S_e (o S_f) arriba y abajo del origen. Observe que la resistencia a la fluencia también se grafica en ambos ejes, porque la fluencia sería el criterio de falla si $\sigma_{m\acute{a}x}$ sobrepasara a S_y . [11]

En la Figura 20 se ilustra otra forma de representar los resultados de los ensayos. Aquí la abscisa representa la relación de la resistencia media S_m a la resistencia última, con la tensión graficada a la derecha y la compresión a la izquierda. La ordenada es la relación entre la resistencia alternante y el límite de resistencia a la fatiga. Entonces, la recta BC representa el criterio de Goodman modificado de falla. Observe que la existencia de esfuerzo medio en la región de compresión tiene poco efecto en el límite de resistencia a la fatiga. [11]

El diagrama, muy ingenioso, de la Figura 21, es único pues representa cuatro de las componentes del esfuerzo, así como las dos relaciones del esfuerzo. Una curva que representa el límite de resistencia a la fatiga para valores de R, que se inicia en $R = -1$ y termina con $R = 1$, comienza en S_e en el eje σ_a , y termina en S_{ut} en el eje σ_m . También se han trazado curvas de vida constante para $N = 10^5$ y $N = 10^4$ ciclos. Cualquier estado de

37



particular. [11]

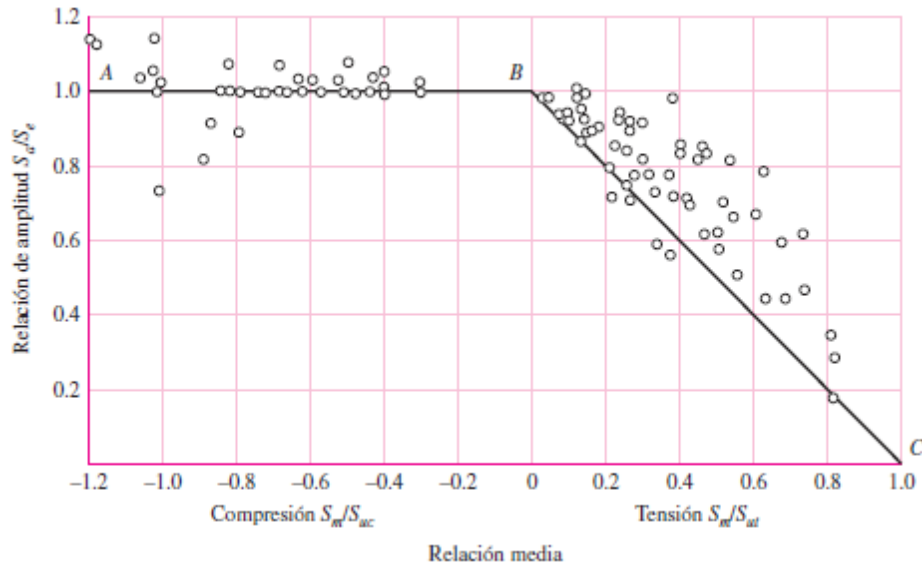


Figura 20: Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión. [11]

Al normalizar los datos mediante la relación entre la componente de la resistencia constante y la resistencia a la tensión S_m/S_{ut} , la relación entre la componente a la resistencia constante y a la resistencia a la compresión S_m/S_{uc} , y la componente de la amplitud de la resistencia al límite de resistencia a la fatiga S_a/S'_e permite elaborar una gráfica de resultados experimentales de una variedad de aceros.

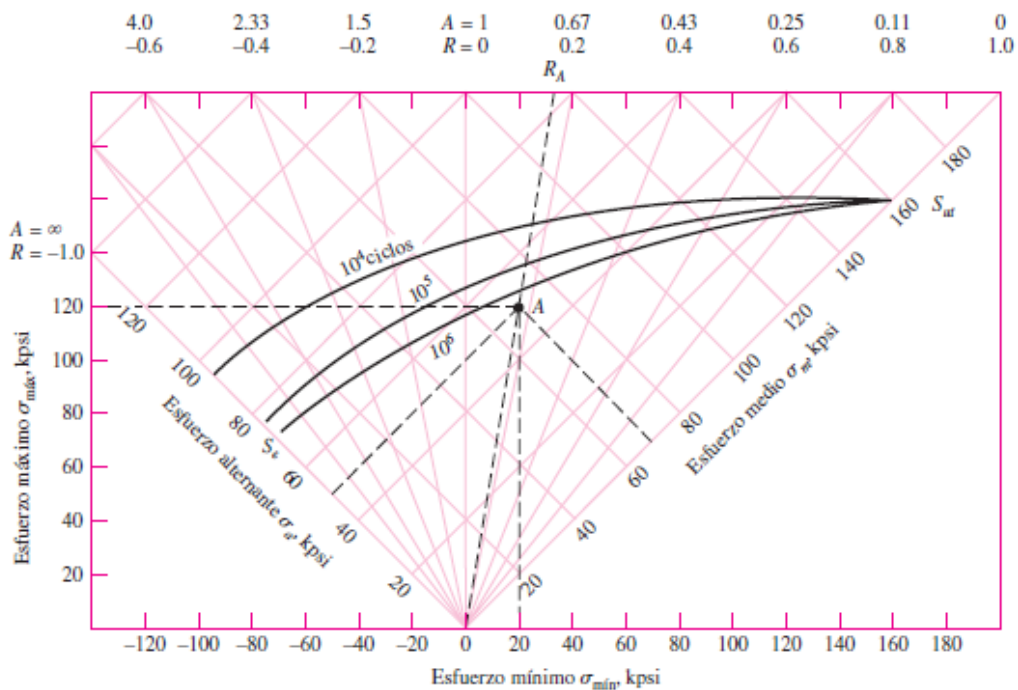


Figura 21: Diagrama de fatiga maestro creado para acero AISI 4340 con $S_{ut} = 158$ y $S_y = 147$ kpsi. Las componentes del esfuerzo en A son $\sigma_{min} = 20$, $\sigma_{max} = 120$, $\sigma_m = 70$, y $\sigma_a = 50$, todos en kpsi [11]

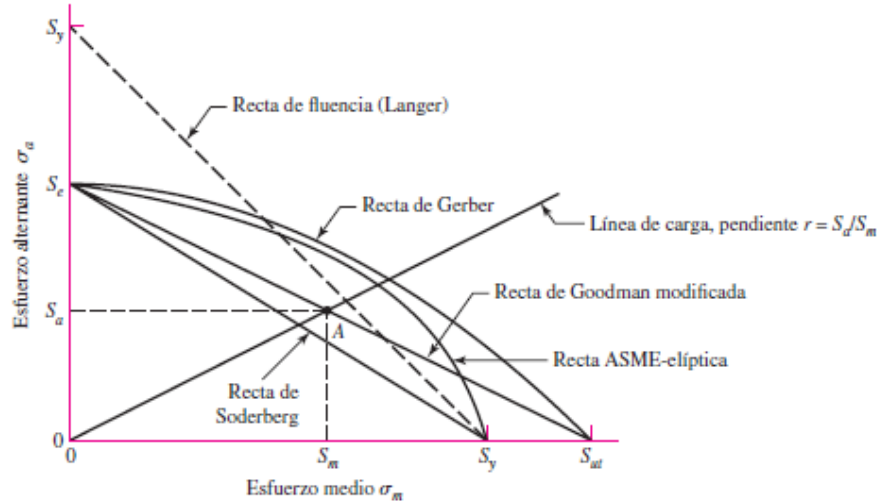


Figura 22: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. [11]

Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia σ_m como el valor límite de σ_m correspondiente a la resistencia S_a , la cual, emparejada con σ_m , es el valor límite de σ_a .

Cuando el esfuerzo medio es de compresión, la falla ocurre cuando $\sigma_a = S_e$ o cuando $\sigma_{m\acute{a}x} = S_{yc}$, como se indica en el lado izquierdo de la Figura 20. No es necesario realizar un diagrama de fatiga o desarrollar cualquier otro criterio de falla. En la Figura 22, el lado en tensión de la Figura 20 se ha trazado nuevamente por medio de resistencias, en lugar de utilizar relaciones de resistencia, con el mismo criterio de Goodman modificado junto con cuatro criterios adicionales de falla. A menudo, los diagramas se trazan para fines de análisis y diseño, son fáciles de usar y los resultados se escalan en forma directa. [11]

En la Figura 22 se representan cinco criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de fluencia. En el diagrama se prueba que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo. Si se considera la recta de Goodman modificada como un criterio, el punto A representa un punto límite con una resistencia alternante S_a y una resistencia media S_m . La pendiente de la línea de carga que se muestra se define como $r = S_a/S_m$. La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es

$$\frac{S_a}{S_m} + \frac{S_e}{S_y} = 1 \quad (19)$$

De manera similar, se encuentra que la relación de Goodman modificada es

$$\frac{S_a}{S_m} + \frac{S_e}{S_{ut}} = 1 \quad (20)$$

El análisis de la Figura 20 prueba que una parábola y una elipse tienen una mejor oportunidad de pasar entre los datos y de permitir la cuantificación de la probabilidad de falla. El criterio de falla de Gerber se escribe como

$$\frac{S_a}{S_m} + \left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (21)$$

y la ASME-elíptica se expresa como

$$\left(\frac{S_a}{S_m}\right)^2 + \left(\frac{S_e}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (22)$$

El criterio geométrico de fluencia al primer ciclo Langer se emplea en conexión con el lugar geométrico de fatiga:

$$S_a + S_m = S_y \quad (23)$$

Los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n es el factor de diseño o de seguridad. Entonces, la ecuación (40), la recta de Soderberg, se transforma en

$$\textbf{Soderberg: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (24)$$

La ecuación (41), la recta de Goodman modificada, se transforma en

$$\textbf{Goodman modificada: } \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (25)$$

La ecuación (42), la recta de Gerber, se convierte en

$$\textbf{Gerber: } \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (26)$$

La ecuación (43), la recta ASME-elíptica, se transforma en

$$\textbf{ASME-elíptica: } \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (27)$$

Se trabajará principalmente con Gerber y ASME-elíptica para criterios de falla y Langer para fluencia al primer ciclo. Sin embargo, los diseñadores conservadores comúnmente usan el criterio de Goodman modificado, por lo que se continuará incluyéndolo en el estudio. La ecuación de diseño de la fluencia de primer ciclo de Langer es

$$\textbf{Fluencia estática de Langer: } \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad (28)$$

Los criterios de falla se utilizan en conjunto con una línea de carga, $r = S_a/S_m = \sigma_a/\sigma_m$.

En la Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7 se dan las intersecciones principales. En el panel inferior de la Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7 se proporcionan las expresiones formales del factor de seguridad de fatiga. El primer renglón de cada tabla corresponde al criterio de fatiga, el segundo es el criterio estático de Langer y el tercero corresponde a la intersección de los criterios estático y de fatiga. La primera columna proporciona las ecuaciones que se intersecan y la segunda da las coordenadas de la intersección. [11]

Determine la línea de carga y establezca cuál criterio interseca primero a la línea de carga y utilice las ecuaciones correspondientes de las tablas.

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_e S_{ut}}{r S_{ut} + S_e}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e) S_{ut}}{S_{ut} - S_e}$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$	

Tabla 5: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer. [11].

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2 S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{r S_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2 S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

Tabla 6: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer. [11].

Intersecciones de ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\left(\frac{S_a}{S_b}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ Línea de carga $r = S_a/S_m$	$S_a = \sqrt{\frac{r^2 S_b^2 S_y^2}{S_b^2 + r^2 S_y^2}}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ Línea de carga $r = S_a/S_m$	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\left(\frac{S_a}{S_b}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_a = 0, \frac{2 S_y S_b^2}{S_b^2 + S_y^2}$ $S_m = S_y - S_a, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga $n_f = \sqrt{\frac{1}{(\sigma_a/S_b)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}}$	

Tabla 7: Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de ASME-elíptica y de Langer. [11].

4.2 Fundamentos teóricos para la realización de los cálculos numéricos

Antes de nada, se define método de los elementos finitos (MEF en castellano o FEM en inglés) como un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy complejas utilizado en diversos problemas de ingeniería y física. El MEF está pensado para ser usado en computadoras y permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. El MEF se usa en el diseño y mejora de productos y aplicaciones industriales, así como en la simulación de sistemas físicos y biológicos complejos. La variedad de problemas a los que puede aplicarse ha crecido enormemente, siendo el requisito básico que las ecuaciones constitutivas y ecuaciones de evolución temporal del problema sean conocidas de antemano. [20]

El MEF permite obtener una solución numérica aproximada sobre un cuerpo, estructura o dominio (medio continuo), sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales en forma débil o integral que caracterizan el comportamiento físico del problema, dividiéndolo en un número elevado de subdominios no-intersectantes entre sí denominados «elementos finitos». El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados nodos. Dos nodos son adyacentes si pertenecen

al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama malla. [20]

Los cálculos se realizan sobre una malla de puntos (llamados nodos), que sirven a su vez de base para discretización del dominio en elementos finitos. El conjunto de relaciones entre el valor de una determinada variable entre los nodos se puede escribir en forma de sistema de ecuaciones lineales (o linealizadas). La matriz de dicho sistema de ecuaciones se llama matriz de rigidez del sistema. En problemas mecánicos la matriz de rigidez relaciona desplazamientos nodales con esfuerzos nodales. [20]

El número de ecuaciones de dicho sistema es proporcional al número de nodos. Típicamente el análisis de los elementos finitos se programa computacionalmente para calcular el campo de desplazamientos y, posteriormente, a través de relaciones cinemáticas y constitutivas las deformaciones y tensiones respectivamente, cuando se trata de un problema de mecánica de sólidos deformables o más generalmente un problema de mecánica de medios continuos. [20]

En la actualidad, dentro del campo estructural, el MEF comparte protagonismo con el método matricial, siendo muchos los programas que mezclan el análisis por ambos métodos, debido sobre todo a la mayor necesidad de memoria que requiere el análisis por elementos finitos. [20]

El método matricial se basa en estimar los componentes de las relaciones de rigidez para resolver las fuerzas o los desplazamientos mediante un ordenador. El método de rigidez directa es la implementación más común del método de los elementos finitos. [20]

El Cálculo Numérico, o como también se le denomina, el Análisis numérico, es la rama de las Matemáticas que estudia los métodos numéricos de resolución de problemas, es decir, los métodos que permiten obtener una solución aproximada (en ocasiones exacta) del problema considerado tras realizar un número finito de operaciones lógicas y algebraicas elementales. [21]

La mayoría de los problemas a los que se enfrenta el ingeniero son de naturaleza continua. En la búsqueda de su solución no es fácil disponer de métodos analíticos o exactos, que permitan el análisis, validación y verificación de los modelos, tanto matemáticos como computacionales, que los representan. Además, casi todos estos modelos involucran temas como derivación, integración, sistemas de ecuaciones no lineales, sistemas de ecuaciones diferenciales, etc, cuya solución implica la utilización de procesos iterativos que generalmente no se pueden resolver en un número finito de pasos. [22]

Los métodos numéricos son una opción importante que ayuda a enfrentar y resolver los problemas del mundo real. Estos métodos son técnicas que permiten resolver

problemas utilizando simples operaciones aritméticas (+, -, * y /) por medio de su principal herramienta: el computador digital. Se caracterizan por la cantidad de cálculos repetitivos que deben realizarse para finalmente converger a una solución lo suficientemente aproximada "o cercana" del problema; por esta razón, es fundamental conocer las ventajas y limitaciones, de los diferentes métodos, con relación a temas como error, exactitud, precisión, estabilidad, a fin de utilizar el método más apropiado en cada situación particular. [22]

El desarrollo que ha tenido en los últimos años el computador digital ha influido de manera significativa no solo en la evolución y perfeccionamiento de estos métodos, sino, además, en la elaboración y solución de modelos cada vez más complejos, los cuales permiten responder satisfactoriamente a preguntas relacionadas con temas como seguridad, salud, medio ambiente, desarrollo y crecimiento social entre otros. [22]

Los problemas que trata el Análisis numérico se pueden clasificar en dos grandes grupos, según tengan naturaleza numérica (o finito–dimensional) o naturaleza funcional (o infinito–dimensional). Pertenecen al primer grupo los problemas relativos a la resolución de sistemas de ecuaciones lineales, cálculo de valores y vectores propios, y resolución de ecuaciones y sistemas de ecuaciones no lineales. Son del segundo tipo, por el contrario, los problemas de interpolación y aproximación de funciones, la derivación e integración numéricas, los problemas de valor inicial y de contorno para ecuaciones diferenciales ordinarias, y los problemas de contorno para ecuaciones en derivadas parciales.

El desarrollo del Análisis numérico como disciplina con entidad propia ha ido indisolublemente ligado a la vertiginosa evolución que los ordenadores han experimentado desde su aparición en la década de los años cuarenta. No en vano, los ordenadores son herramientas imprescindibles para aplicar con eficacia la inmensa mayoría de los métodos que el Análisis numérico propone, dado el considerable volumen de cálculos y manipulaciones de datos que suelen llevar aparejados.

Los métodos numéricos pueden aplicarse a la mecánica para encontrar resultados aproximados a sistemas complejos utilizando sólo las operaciones matemáticas más simples.

4.2.1 Formulación por elementos finitos.

4.2.1.1 Introducción.

El problema de contorno general en mecánica de sólidos se ilustra en la Figura 23. Dado un cuerpo bien definido, cuya geometría y propiedades materiales son conocidos, determinar la configuración deformada, tensiones y deformaciones bajo las acciones externas en términos de desplazamientos prescritos y cargas actuantes. [23]

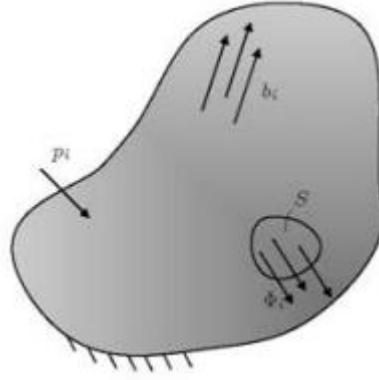


Figura 23: Problema de Valor de Contorno en Mecánica de Sólidos. [23]

Cuando sobre un cuerpo localizado en el espacio tridimensional actúan fuerzas sobre la configuración indeformada, en general será objeto de traslación, rotación y tracción o compresión. El resultado de estas deformaciones es la configuración deformada y la medida de la deformación en coordenadas de la configuración indeformada, viene dada por un tensor de segundo orden que se conoce como tensor de deformaciones de Green-Lagrange. [23]

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,i}u_{k,j}) \quad (29)$$

La hipótesis de pequeños desplazamientos que se asume en Elasticidad Lineal, nos permite despreciar los términos de segundo orden, obteniéndose el tensor de Green-Lagrange lineal. [23]

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (30)$$

La Ley de Hooke generalizada nos permite obtener las tensiones, conociendo la matriz de comportamiento o constitutiva del problema. [23]

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl}\varepsilon_{kl} \quad (31)$$

Las tensiones internas del cuerpo deberán estar en equilibrio, de acuerdo a la segunda ley de Newton. Si observamos una porción infinitesimal del cuerpo sometido a un estado tridimensional de tensiones y unas fuerzas de cuerpo b_i , se deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{ij,j} + b_i = 0 \quad (32)$$

Las ecuaciones (30), (31) y (32) constituyen el problema a resolver. [23]

Necesitaremos determinar 3 desplazamientos desconocidos u_i , 6 tensiones σ_{ij} y 6 deformaciones ε_{ij} que deberán satisfacer las condiciones de contorno del problema. [23]

Las tracciones superficiales se relacionan con las tensiones internas mediante:

$$\phi_i = \sigma_{ij}n_j \quad (33)$$

donde n_j es el vector unitario normal a la superficie. [23]

4.2.1.2 Consideraciones energéticas y métodos variacionales

Para obtener las ecuaciones de equilibrio en la formulación en Elementos Finitos se aplica el Principio de los Trabajos Virtuales. [23]

Si consideramos que el medio continuo se encuentra en un estado de equilibrio, y aplicamos un desplazamiento virtual, se deberá satisfacer la ecuación integral siguiente:

$$\int_V \sigma_{ij,j} \delta u_i dV + \int_V b_i \delta u_i dV = 0 \quad (34)$$

Utilizando las reglas de la derivación:

$$\int_V ((\sigma_{ij} \delta u_i)_{,j} - \sigma_{ij} \delta u_{i,j}) dV + \int_V b_i \delta u_i dV = 0 \quad (35)$$

Por aplicación del teorema de la divergencia o teorema de Gauss y teniendo en cuenta que: $\delta u_{i,j} = \delta \varepsilon_{ij}$ se obtiene el Principio de los Trabajos Virtuales:

$$\int_V \sigma_{ij,j} \delta \varepsilon_{ij} dV = \int_V b_i \delta u_i dV + \int_S \phi_i \delta u_i dS \quad (36)$$

El PTV establece que el trabajo realizado por las fuerzas externas durante un desplazamiento virtual debe ser igual al trabajo realizado por las fuerzas internas. [23]

4.2.1.3 Discretización

Para problemas de valor de contorno arbitrarios, la ecuación (36) no tiene solución analítica. Para evitar esto, el medio continuo se discretiza en un número finito de elementos y en lugar de buscar funciones continuas para el campo de desplazamientos en todo el dominio, buscaremos la solución en los nodos de los elementos e interpolaremos la geometría y los desplazamientos entre los nodos. [23]

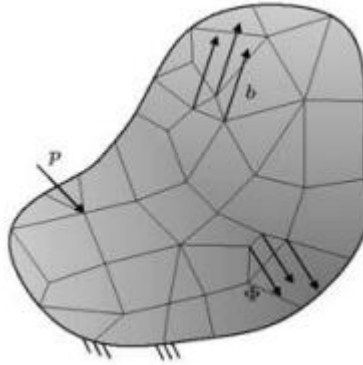


Figura 24: Problema de Valor de Contorno discretizado en Mecánica de Sólidos. [33]

Para interpolar los grados de libertad en los nodos de cada elemento se introduce el concepto de Función de Forma. Si denominamos x a un punto cualquiera del elemento y por x_a a las coordenadas nodales. [23]

$$x = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = N_a x_a \quad (37)$$

En elementos isoparamétricos, la geometría y los desplazamientos son interpolados mediante las mismas funciones de forma. De este modo los desplazamientos internos se interpolan mediante los desplazamientos nodales:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = N_a d_a \quad (38)$$

Las deformaciones de cualquier punto del elemento se obtienen a través de la derivada de la ecuación (38). [23]

$$\varepsilon = \partial N d = B d \quad (39)$$

donde B es la matriz de deformaciones obtenida a partir de las derivadas de las funciones de forma, respecto a las coordenadas globales. Las interpolaciones introducidas se utilizarán para discretizar las ecuaciones fundamentales. [23]

4.2.1.3.1 Discretización de ecuaciones fundamentales

Para obtener las ecuaciones fundamentales discretizadas, aplicaremos el Principio de los Trabajos Virtuales en notación matricial:

$$\int_V \delta \varepsilon^T \sigma dV = \int_V \delta u^T b dV + \int_S \delta u^T \phi dS + \delta d^T p \quad (40)$$

donde el último de los términos contiene las cargas aplicadas en los nodos. [33]

Aplicamos las variaciones cinemáticamente admisibles sobre el campo de desplazamientos y deformaciones interpolado en cada elemento, introduciendo las ecuaciones (39), (40) en (41):

$$\delta d^T \left(\int_V B^T \sigma dV - \int_V N^T b dV - \int_S N^T \phi dS - p \right) = 0 \quad (41)$$

Ya que el término entre paréntesis debe ser cero, y teniendo en cuenta la Ley de Hooke y la matriz de deformaciones: $\sigma = C\varepsilon = CBd^e$

$$\int_V B^T C B dV d^e = \int_V N^T b dV + \int_S N^T \phi dS + p \rightarrow K^e d^e = r^e \quad (42)$$

donde la Matriz de Rigidez Elemental K^e y el vector equivalente nodal de cargas r^e vienen dados por:

$$K^e = \int_V B^T C B dV \quad (43)$$

$$r^e = \int_V N^T b dV + \int_S N^T \phi dS + p \quad (44)$$

La matriz de rigidez elemental K^e y el vector equivalente nodal de cargas r^e pueden ser ensamblados en la Matriz de Rigidez Global y el Vector Equivalente de Cargas Globales. [23]

$$K = \sum_{e=1}^{N^e} K^e \quad (45)$$

$$r = \sum_{e=1}^{N^e} r^e \quad (46)$$

Dando lugar a un sistema de ecuaciones lineales que puede ser resuelto. [23]

$$Kd = r \quad (47)$$

Donde d es un vector columna que contiene los grados de libertad de todos los nodos (su longitud por tanto es n_{DOF}), r es un vector columna de longitud n_{DOF} que contiene todas las cargas consistentes nodales y K es la matriz de rigidez simétrica de tamaño $n_{DOF} \times n_{DOF}$. [23]

4.2.2 *Software empleado en la realización de los cálculos numéricos*

Un software capaz de llevar a cabo este tipo de cálculo es ANSYS, el cual permite realizar simulaciones a fatiga. ANSYS está dividido en tres herramientas principales llamados módulos: pre-procesador (creación de geometría y mallado), procesador y post-procesador. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están provistos de una interfaz gráfica.

5 METODOLOGÍA Y MATERIALES

En este apartado se tratará la metodología a seguir para la realización de los cálculos analíticos, los ensayos experimentales y los cálculos numéricos, así como los materiales empleados para ello.

5.1 Metodología

5.1.1 Metodología para la realización de los cálculos analíticos

Para la realización de los cálculos analíticos se ha considerado una carga de 30 kg, para así poder comparar con los ensayos experimentales realizados en el laboratorio.

El método de estudio de fatiga empleado es el método de esfuerzo-vida, cuyo fundamento teórico viene recogido en el apartado 4.1.2.1.

El criterio de falla empleado en la realización de los cálculos es el de Goodman.

5.1.2 Metodología para la realización de los ensayos experimentales

Para la realización de los ensayos y la fabricación de las probetas se han consultado las normas:

- UNE 7118-1958: Clases y ejecución de los ensayos de fatiga de los materiales metálicos. [24].
- E 466-96: Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials. [25].
- E 606-92: Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing. [26].

El esquema del banco de ensayos empleado para la realización de los ensayos es el siguiente:

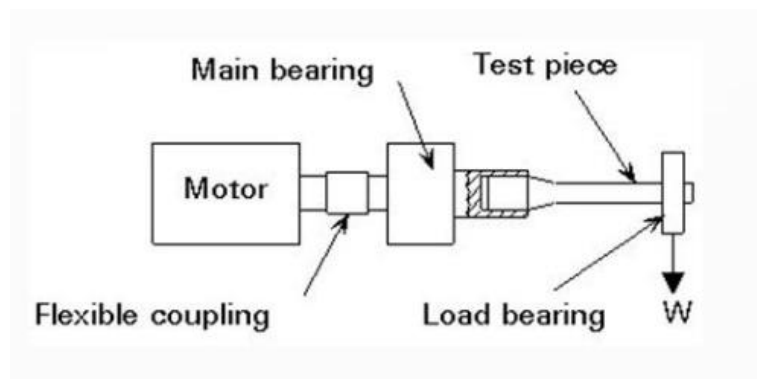


Figura 25: Esquema del banco de ensayos. [3]

Se dispondrá de un motor que hará girar la probeta mientras ésta está cargada en su otro extremo. Durante este ensayo, la probeta se somete a rotación a un número elevado de revoluciones (a 500 rpm) y, además, a una fuerza perpendicular al eje de giro. Esta flexión produce junto con la rotación a una carga alternante de tracción-compresión en la superficie de la probeta.

Se realizarán un total de 6 ensayos en tres tipos de probetas de acero F-114 normalizadas:

- Probetas de planos paralelos sin entalla.
- Probetas de reloj de arena.
- Probetas de planos paralelos con entalla.

Para cada probeta, se realizarán dos ensayos, uno con 24 kg de carga, y otro con 30 kg de carga.

En el apartado 5.2 se describirá el diseño de cada componente del banco de ensayos, así como el conexionado y funcionamiento.

El procedimiento de ensayos consistirá en ir contabilizando las revoluciones realizadas por la probeta hasta su rotura, las cuales se compararán posteriormente con los resultados analíticos y numéricos.

Cada tornillo del banco de ensayos debe estar bien apretado para evitar que se suelten con las vibraciones durante el ensayo. Además, es recomendable aplicar algo de aceite en el extremo fijo al brazo del motor, ya que de no hacerlo dificultaría mucho la extracción de la probeta una vez acabado el ensayo.

5.1.3 Metodología para la realización de los cálculos numéricos

Antes de empezar a explicar el procedimiento seguido para la realización de los cálculos numéricos, es necesario dejar claro que los resultados finales son una aproximación ya que no se ha ajustado a la realidad. Se ha intentado hacer girar la probeta y dejar la carga aplicada fija, al igual que se hace en los ensayos experimentales, pero el software empleado para la realización de las simulaciones no permitía aplicar una carga fija en un estudio de fatiga. También se intentó ajustar los resultados aplicando dos cargas perpendiculares desfasadas, es decir, aplicando una su máxima magnitud en valor positivo cuando la otra estuviera aplicando esta misma magnitud en valor negativo, pero tampoco se consiguió realizar esta aproximación. Lo que se hizo finalmente fue aplicar solamente una carga que no se desplazará alrededor de la probeta, sino que se aplicará siempre en el mismo punto. Todo esto se explicará más detenidamente después.

Previamente se realizaron las simulaciones en el software Abaqus pero, por un error en los cálculos del programa el cual no se pudo resolver ni con ayuda del profesorado, no se pudieron obtener los resultados. Para la realización de los cálculos numéricos se ha usado finalmente el software ANSYS, el cual permite la realización de ensayos de fatiga. A continuación, se muestran los pasos seguidos en dicho programa para la realización de las simulaciones:

Se abre Workbench y, una vez dentro, en la ventana de “Toolbox” se selecciona “Static Estructural”.

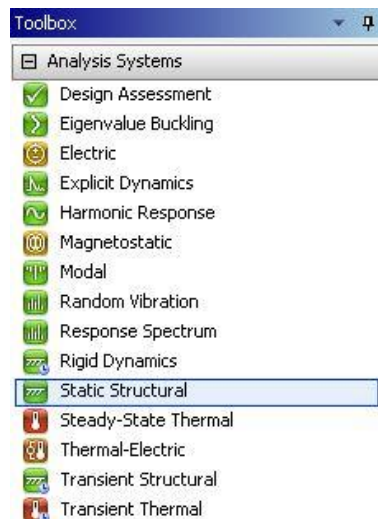


Figura 26: Tollbox.

Se abrirá una ventana donde en primer lugar se importará la geometría de la pieza a estudiar como muestra la Figura 27 y Figura 28.



Figura 27: Geometría.

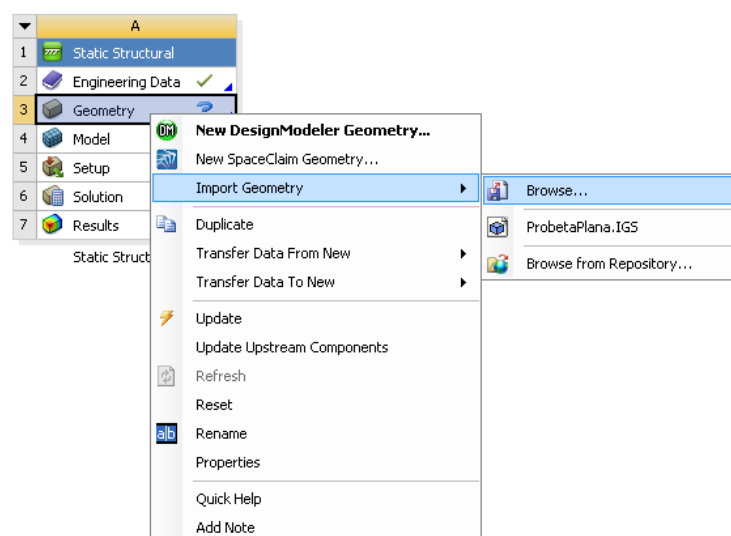
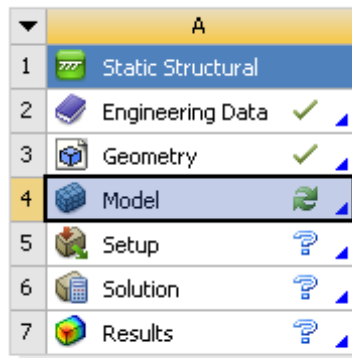


Figura 28: Importar geometría.

Una vez importada la geometría, se entra en el modelo de la pieza importada.



Static Structural

Figura 29: Abrir modelo.

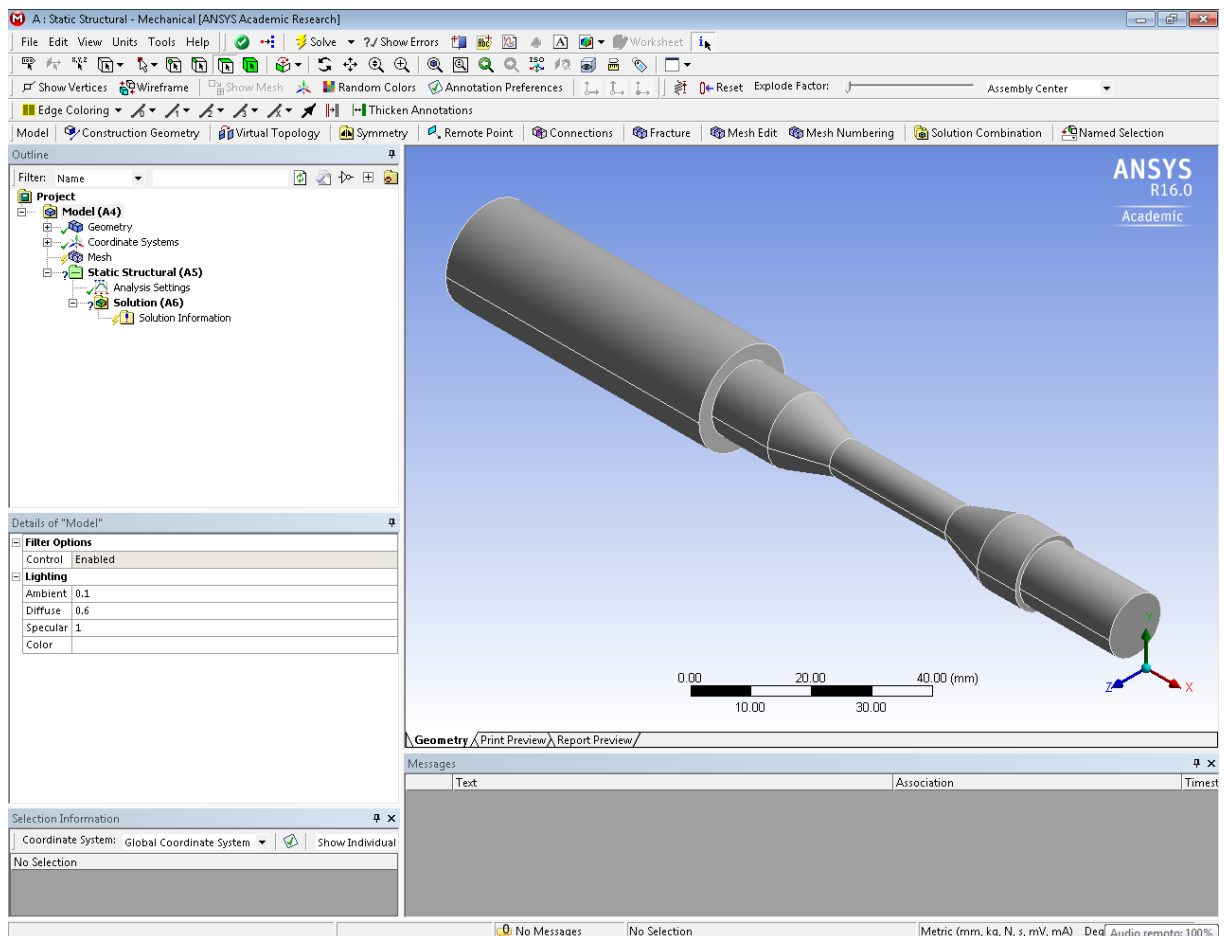


Figura 30: Modelo.

Una vez dentro del modelo, se procede al mallado de la pieza. Para que los resultados sean más precisos, se le aplica un refinamiento en las caras de interés de estudio de la pieza. Los detalles del mallado se muestran en la Figura 33.

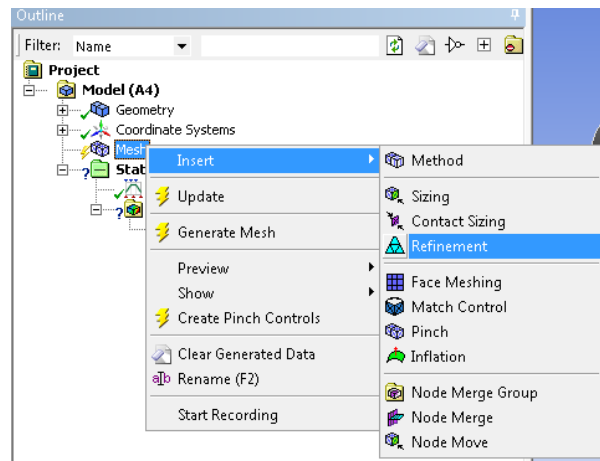


Figura 31: Insertar refinamiento.

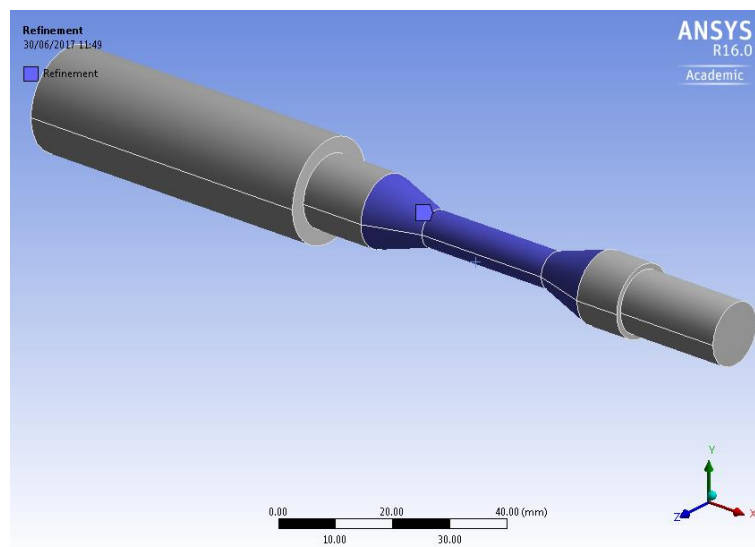


Figura 32: Selección de las caras de interés de estudio.

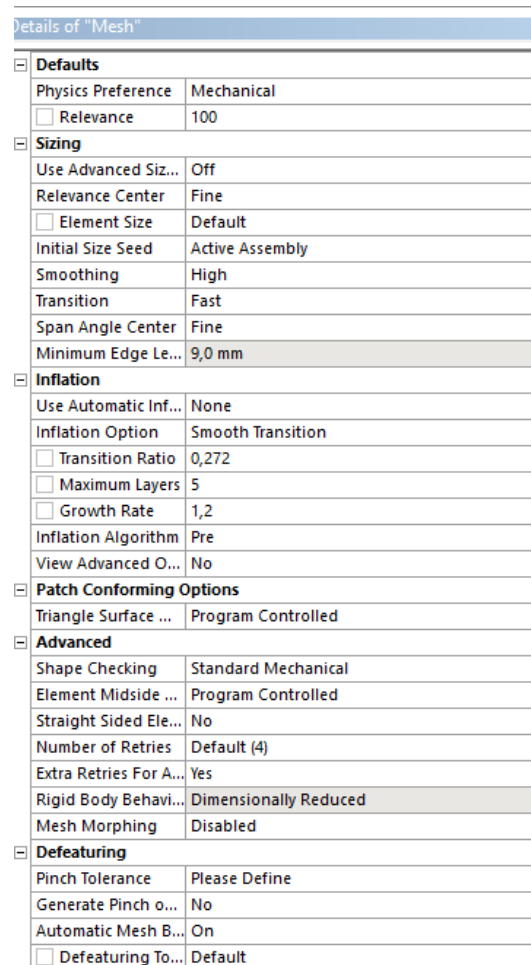


Figura 33: Detalles del mallado.

Una vez hecho esto, se genera la malla.

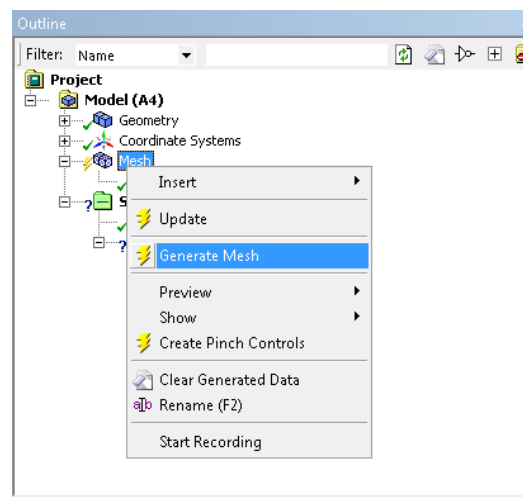


Figura 34: Generar malla.

Para la probeta de planos paralelos sin entalla se tiene una discretización de 80590 nodos y 52169 elementos.

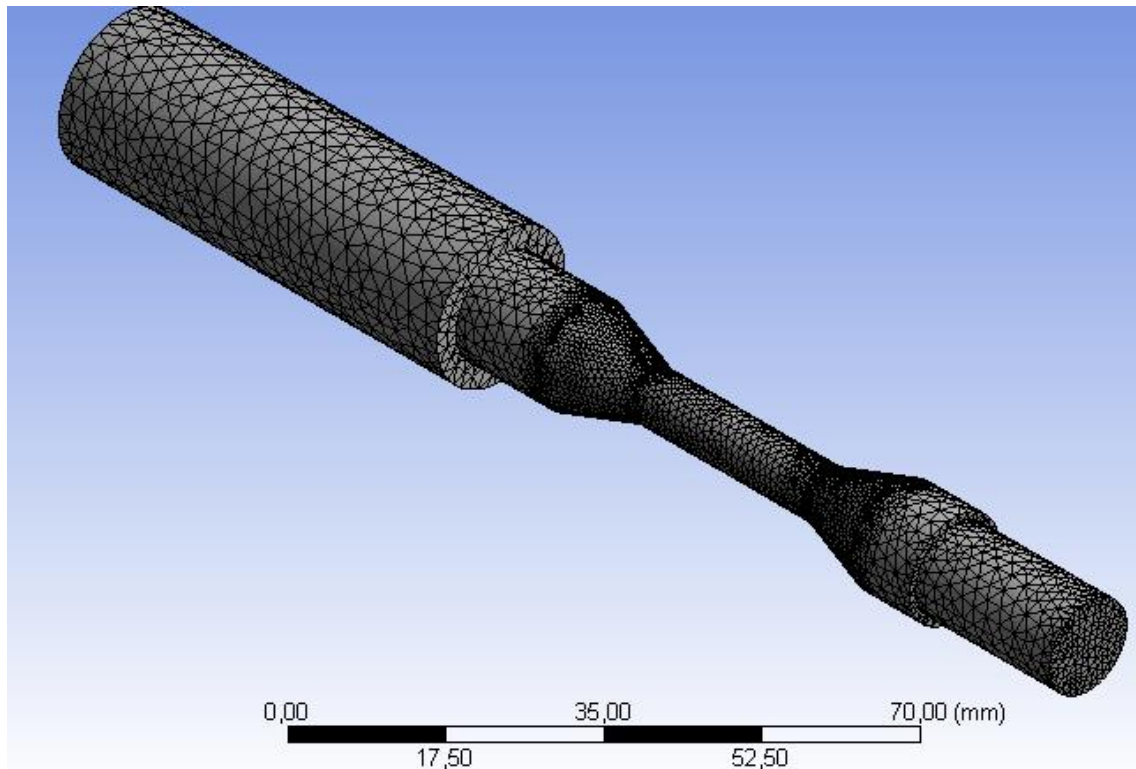


Figura 35: Discretización de la probeta de planos paralelos sin entalla.

Para la probeta de reloj de arena se tiene una discretización de 70727 nodos y 45395 elementos.

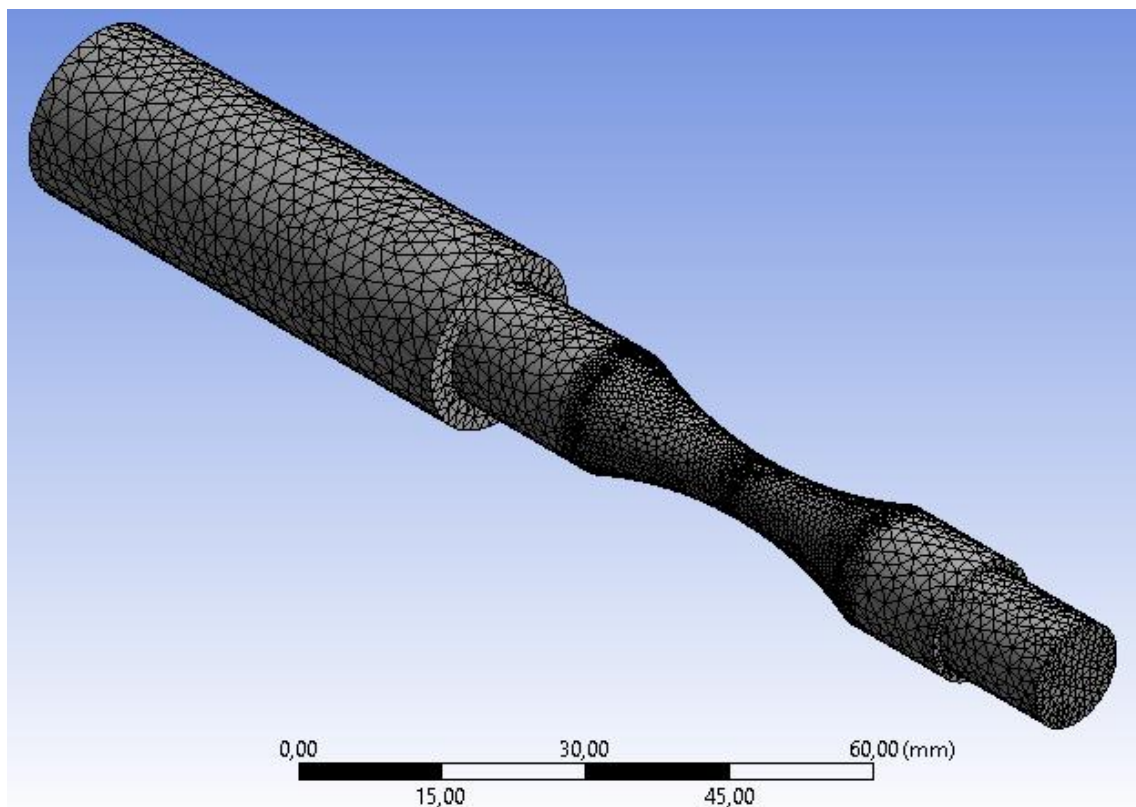


Figura 36: Discretización de la probeta de reloj de arena.

Para la probeta de planos paralelos con entalla se tiene una discretización de 98801 nodos y 64674 elementos.

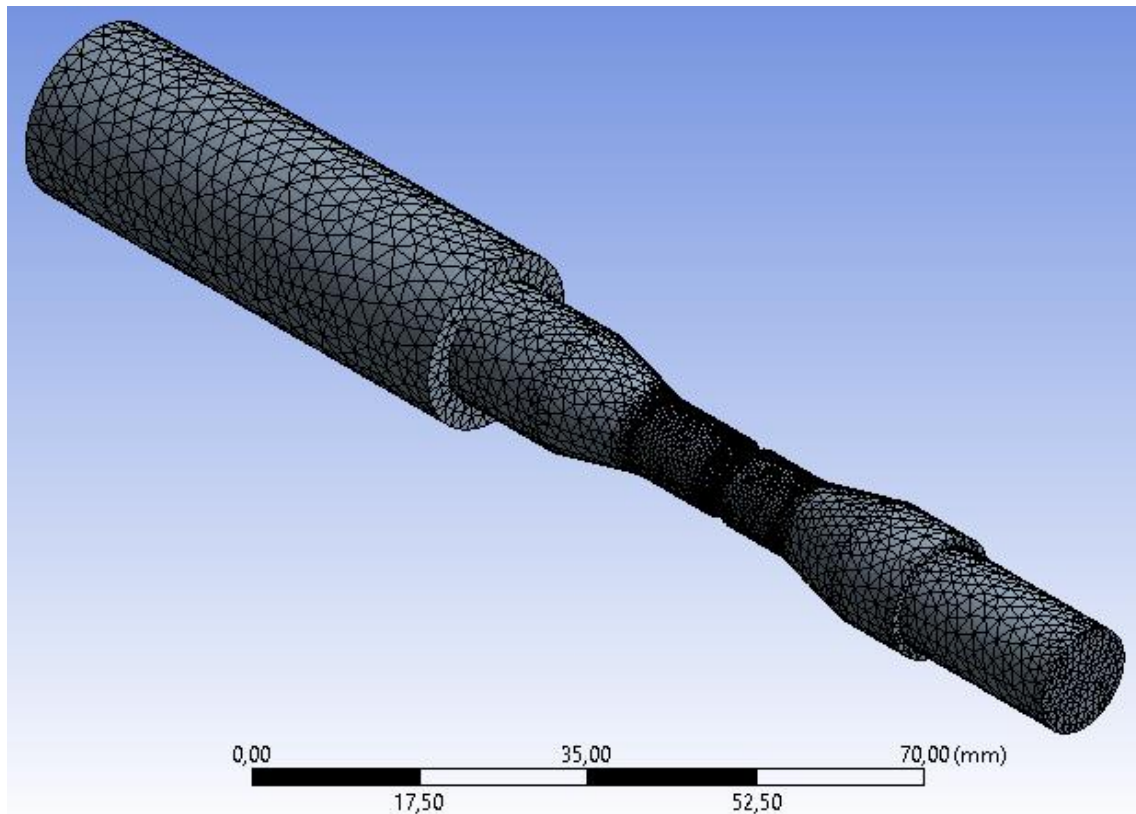


Figura 37: Discretización de la probeta de planos paralelos con entalla.

Después, se hace click en el comando  “View Mechanical Wizard” y se desplegará la ventana mostrada en la Figura 38, donde se hace click en “Choose Wizard” y en análisis de fatiga.

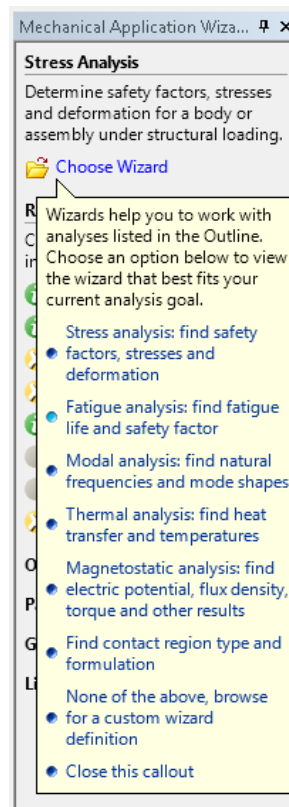


Figura 38: Ventana de análisis de fatiga.

Se inserta el tipo de análisis de fatiga.

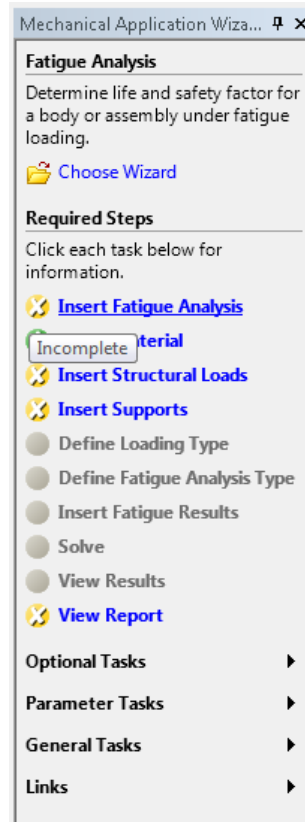


Figura 39: Insertar el análisis de fatiga.

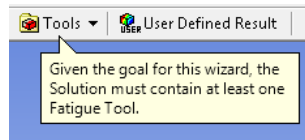


Figura 40: Herramientas.

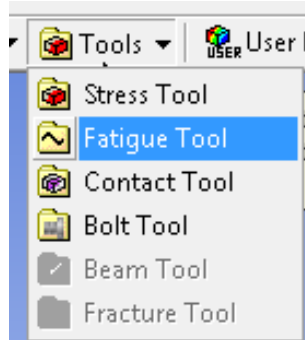


Figura 41: Herramientas del análisis de fatiga.

En la ventana de detalles de las herramientas de fatiga que aparecerá, se usa en “Mean Stress Theory” el criterio de Goodman para la realización de las simulaciones, al igual que se hizo en los cálculos analíticos.

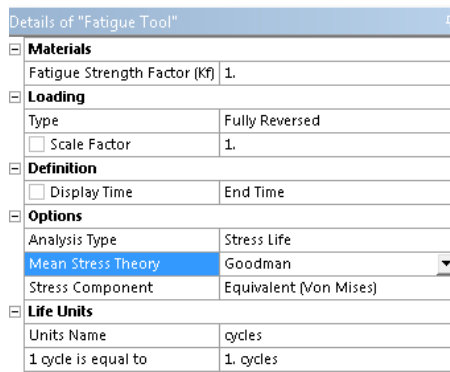


Figura 42: Detalles de las herramientas de fatiga.

Se insertan las herramientas de fatiga de vida, daño y factor de seguridad.

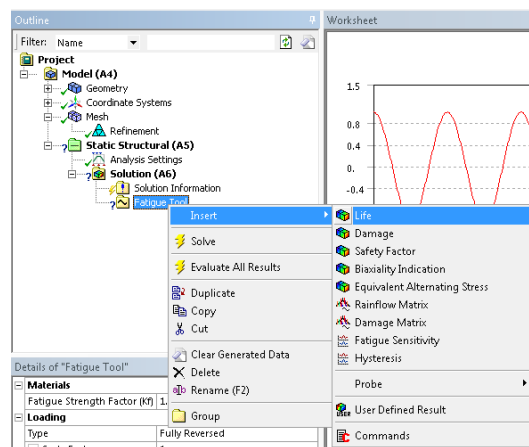


Figura 43: Insertar herramientas de fatiga.

Después se inserta la fuerza de carga aplicada a la pieza. Para ello se crea un sistema de coordenadas nuevo justo en el centro de aplicación de la carga y se define esta por coordenadas. La carga tendrá un valor de 294 N (30kg).

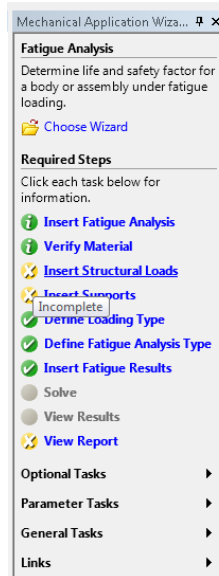


Figura 44: Insertar carga estructural.

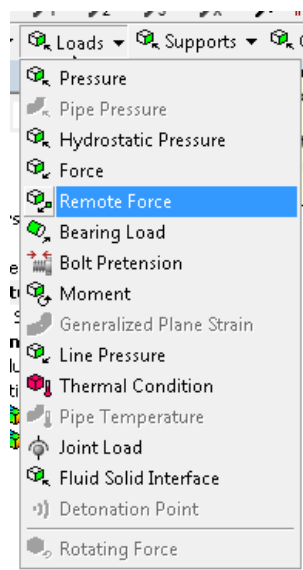


Figura 45: Fuerza remota.

Details of "Remote Force"	
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	2 Faces
Coordinate System	Coordinate System
☐ X Coordinate	0, mm
☐ Y Coordinate	0, mm
☐ Z Coordinate	0, mm
Location	Click to Change
Definition	
Type	Remote Force
Define By	Components
☐ X Component	0, N (ramped)
☐ Y Component	294, N (ramped)
☐ Z Component	0, N (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Figura 46: Detalles de la fuerza remota.

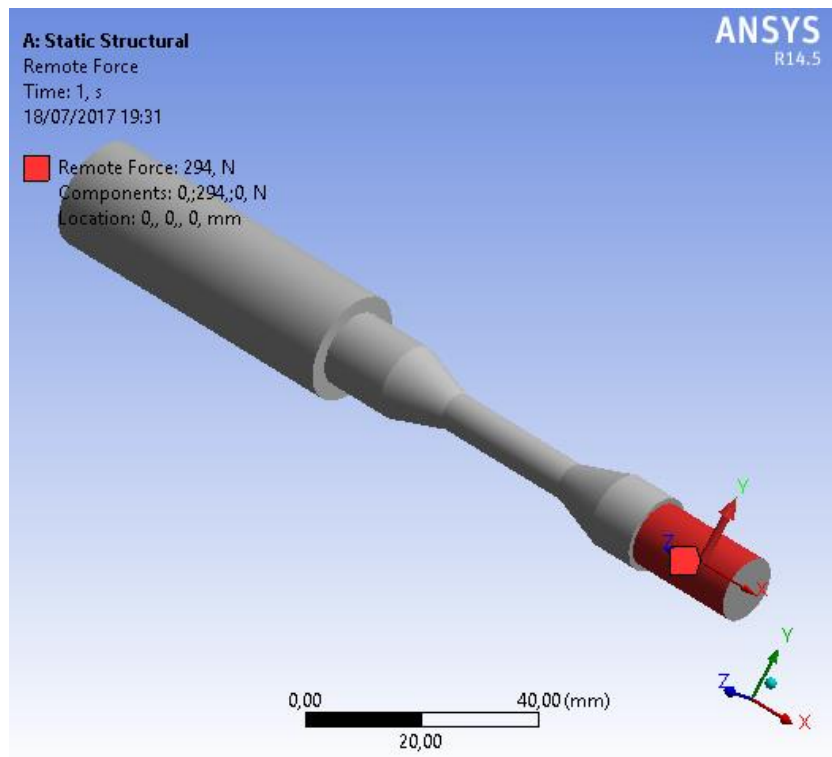


Figura 47: Carga remota aplicada a la pieza.

Este procedimiento no es del todo correcto, ya que la carga sólo actuará en el eje Y, no girará por toda la cara en rojo, que corresponde a la zona de apoyo del rodamiento. Lo correcto sería que la carga, o el eje de coordenadas asociado a ésta, girara para simular el ensayo real realizado experimentalmente.

La aproximación más cercana a la realidad se conseguiría aplicando dos cargas, en los ejes Y y Z, desfasadas una de otra, es decir, teniendo un valor nulo en una carga cuando la otra esté actuando con su máxima magnitud. De esta manera se obtendrían

resultados más cercanos a los obtenidos experimentalmente. Esta aproximación no se ha podido realizar debido a que las características del ensayo a fatiga generalizan a todas las cargas aplicadas, no permitiendo definir cada una de ellas a nuestro interés.

Otro procedimiento seguido fue el de hacer girar la probeta pudiendo emplear en este caso únicamente una carga. El problema fue que esta carga, al estar girando la probeta, debería ser fija, como lo es en los ensayos reales realizados en el laboratorio. Esta opción no fue posible debido a que las características del ensayo no permitían aplicar una carga con un valor fijo, ya que el programa consideraba que debía haber variación de la carga para hacer posible un ensayo de fatiga.

Se seguirá con el procedimiento anterior de aplicar sólo una carga fluctuante en un eje, ya que de los procedimientos seguidos ha sido con la que menos error se ha obtenido.

Después de aplicar la carga, se fija el extremo que va unido al eje del motor como muestra la Figura 48.

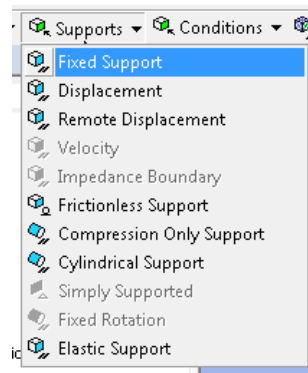


Figura 48: Soporte fijo.

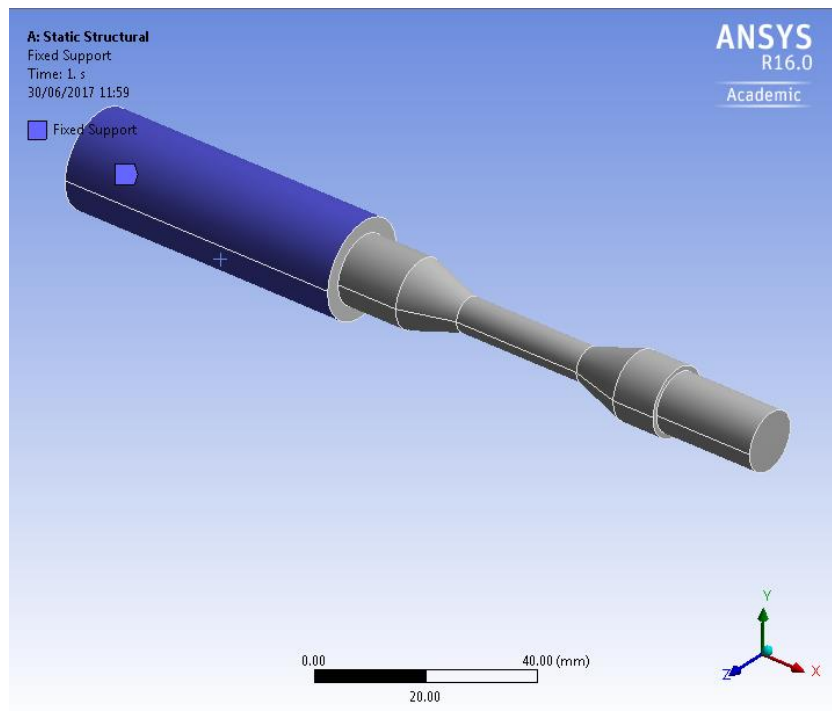


Figura 49: Selección de las caras fijas de la pieza.

Se vuelve a Workbench y en Engineering Data se cambian los valores señalados en la Figura 50, correspondientes a la tensión de fluencia y la tensión última del acero empleado en la fabricación de las probetas apartados por la Tabla 9.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D E
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7850	kg m ⁻³	
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
5	Reference Temperature	22	C	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Mod...		
8	Young's Modulus	2E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
13	Interpolation	Semi-Log		
14	Scale	1		
15	Offset	0	Pa	
16	Strain-Life Parameters			
17	Display Curve Type	Strain-Life		
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa	
19	Strength Exponent	-0,106		
20	Ductility Coefficient	0,213		
21	Ductility Exponent	-0,47		
22	Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa	
23	Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2		
24	Tensile Yield Strength	502	MPa	
25	Compressive Yield Strength	502	MPa	
26	Tensile Ultimate Strength	717	MPa	
27	Compressive Ultimate Strength	717	MPa	

Figura 50: Engineering Data.

Y ahora sí, se procede a resolver con la pestaña Solve.

Los resultados obtenidos se mostrarán en el apartado 6.1.3.

5.2 Materiales

5.2.1 Probetas

Se han usado probetas de acero F-114 de tres tipos, de planos paralelos, de reloj de arena y de planos paralelos con entalla, todas ellas normalizadas. Los planos de las probetas vienen en el apartado 9.

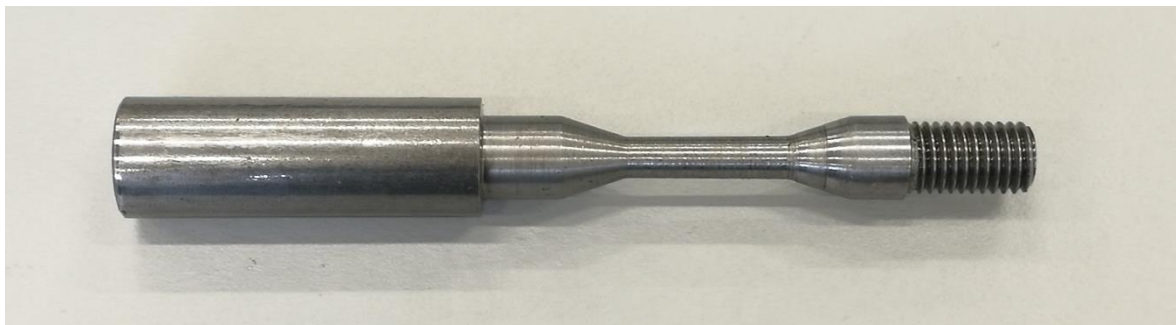


Figura 51: Probeta de planos paralelos sin entalla.



Figura 52: Probeta de reloj de arena.

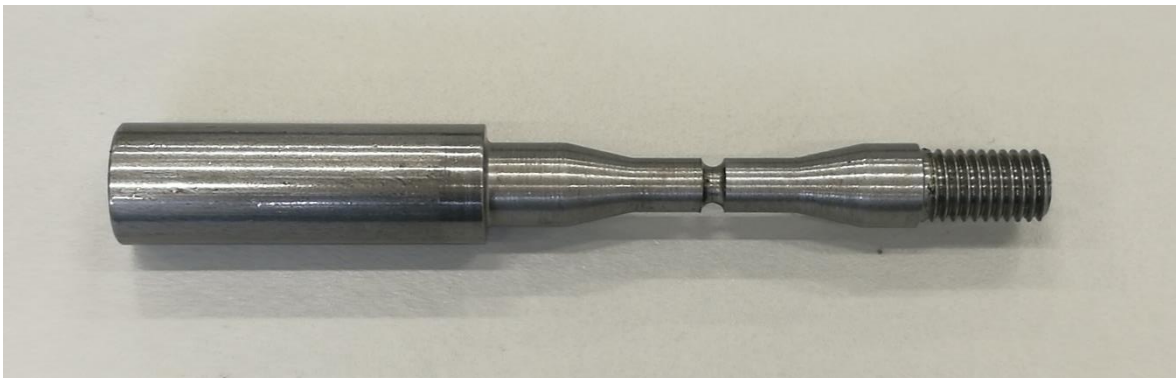


Figura 53: Probeta de planos paralelos con entalla.

La fabricación de las probetas se ha realizado por colada del acero, cuya composición química viene dada por el Certificado de Calidad de la empresa (Tabla 8).

Composición Química %									
Colada	C	MN	SI	P	S	AL	CR	NI	MO
117535	0,450	0,745	0,253	0,013	0,022	0,004	0,117	0,085	0,020
	N	CU							
	0,007	0,182							
	CR MO NI								
	0,222								

Tabla 8: Composición química del acero empleado en la fabricación de las probetas empleadas en los ensayos. [27]

Los ensayos mecánicos realizados a las probetas mostraron los datos recogidos en la Tabla 9.

Ensayos Mecánicos									
Prueba de tracción EN 10002-1					Dureza	Resiliencia EN 10045-1			
R _{p0,2}	R _m	A	Z		Dureza	R1-R2-R3	Media	T	Entalla
N/mm2	N/mm2	%	%		HB				
502,000	717,000	33,68	35,50		206,00				

Tabla 9: Datos de ensayos mecánicos realizados a las probetas de acero. [27]

5.2.2 Banco de ensayos

Se ha diseñado un banco de ensayos de fatiga a flexión rotativa el cual consta de los componentes mostrados en la Figura 54.

Como se puede observar, la probeta está unida a un motor mediante un portaprobetas el cual consta de una abrazadera atornillada que fija el extremo de la probeta. En su otro extremo, la probeta tiene incorporado un rodamiento, el cual permite el giro de la probeta libremente.

Sobre este rodamiento se apoya el brazo del soporte para las pesas, estando las pesas colocadas justo encima del extremo en voladizo de la probeta mediante una barra vertical colocada en el extremo del brazo del soporte para las pesas. Al romper la probeta, este brazo caerá, por ello se ha colocado una bancada para sujetar el brazo del soporte para las pesas, aprovechando para utilizarla como soporte del interruptor final de carrera, que será accionado al romper la probeta debido a la caída del brazo del soporte para las pesas.

Para el contador de revoluciones se ha diseñado un brazo articulado el cual permite posicionar el sensor de entrada de la placa Arduino como se desee. También se han colocado unas fichas para conectar la señal de tierra y de 5V que hacen posible el funcionamiento de las cámaras, pudiendo conectar una u otra o ambas a la vez con mayor facilidad.

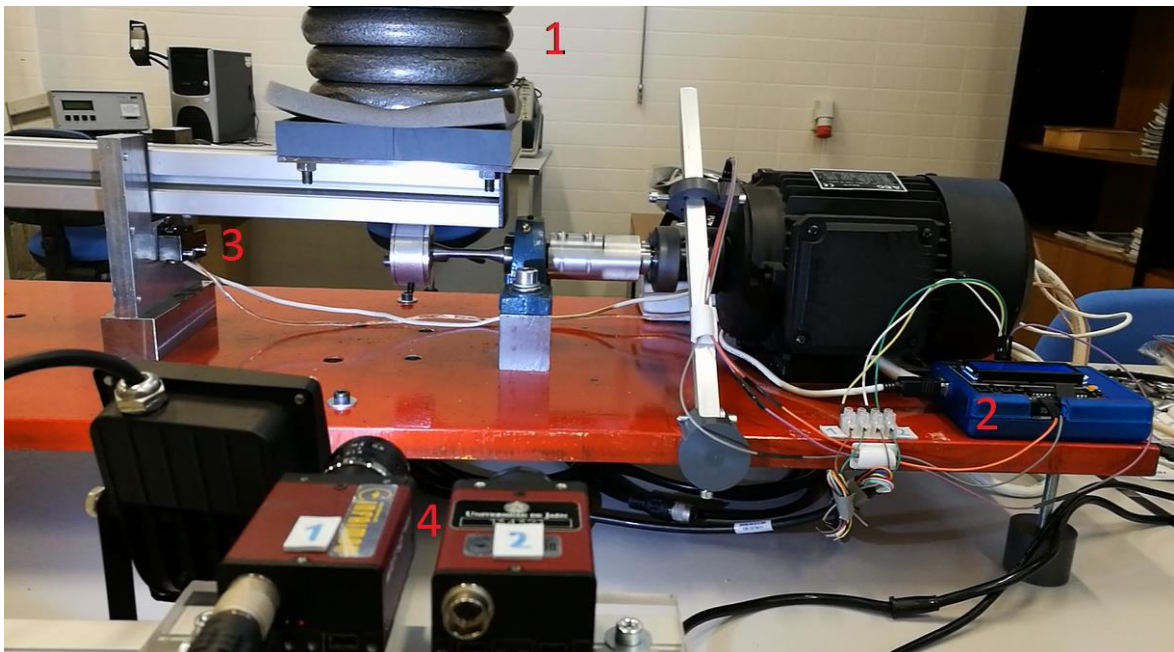


Figura 54: Banco de ensayos.

1. Pesas.
2. Contador de revoluciones.
3. Interruptor final de carrera.

4. Cámaras.

El banco de ensayos consta de:

- Un motor eléctrico trifásico el cual hará girar la probeta.
- Un variador de frecuencia Telemecanique Altivar 11, el cual controla la velocidad del motor.
- Un sensor final de carrera semindustrial Omron, el cual está conectado al variador de frecuencia para que pare el funcionamiento del motor al ser accionado cuando rompa la probeta.
- Dos cámaras Allied las cuales capturarán una imagen cada cinco vueltas de la probeta.
- Una placa de Arduino Uno la cual contará las vueltas que de la probeta y mandará la orden a las cámaras de capturar imágenes cada cinco vueltas.
- El soporte de las pesas que consiste en un brazo articulado que se apoya sobre el extremo de la probeta y sobre ésta lleva una barra para poner las pesas con una placa como base.
- Un soporte para el sensor de entrada de la placa Arduino.
- Dos soportes de las cámaras.
- Una banqueta que sujete la carga al romper la probeta, a la que se incorporará el final de carrera.
- Un ordenador que recoge las capturas de las cámaras y alimenta a la placa Arduino.

En los siguientes apartados se mostrarán con más detalle y se explicará por qué se ha diseñado de esta manera cada uno de los componentes que forman el banco de ensayos.

5.2.2.1 Pesas

Se disponen de pesas de 10 y 2 kg para la realización de los ensayos.

5.2.2.1.1 Soporte para las pesas

El soporte para las pesas se ha diseñado de tal manera que las pesas queden justo en el extremo en voladizo de las probetas, para evitar ejercer momento sobre éstas. El diseño en sí consiste en un brazo móvil apoyado sobre el rodamiento colocado en el extremo en voladizo de la probeta como muestra la Figura 55.

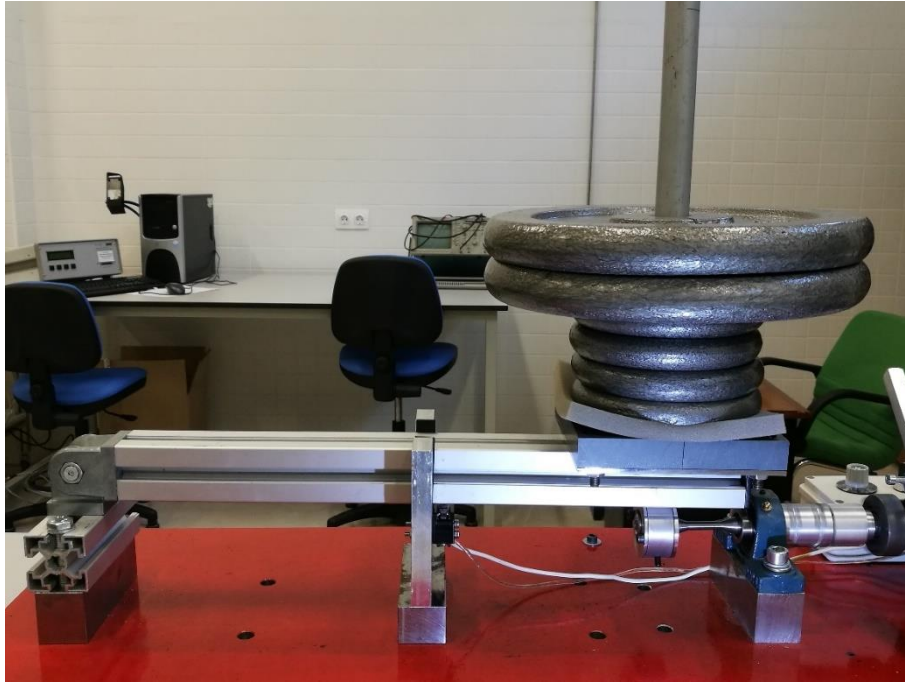


Figura 55: Soporte para las pesas.

Aprovechando la caída del brazo al romper la probeta, se ha colocado el soporte del final de carrera debajo de éste, para que al romper la probeta y caer el brazo, se pulse el interruptor. Al pulsarse el interruptor el motor parará simultáneamente.

Se muestran los planos realizados para el diseño del soporte para las pesas en el plano anexo del apartado 8.

El peso ejercido en la probeta no vendrá dado solamente por las pesas, ya que el soporte para las pesas aplica una carga adicional que deberá considerarse.

5.2.2.2 Contador de revoluciones

Para realizar el contador de vueltas que se efectúan antes de que la probeta falle a fatiga se dispone de un circuito formado por:

- Una placa Arduino UNO.
- Una pantalla shield LCD i2c 16x2 RGB de la marca Adafruit.
- Un sensor infrarrojo FC-51.

Todo ello alimentado a través de la entrada que incorpora la placa de Arduino. Se ha programado dicha placa de Arduino UNO a fin de que cuente las revoluciones de la probeta mediante el sensor infrarrojo, que se activará al reflejarse su propia luz en una pegatina reflejante pegada al eje del motor. Además, la placa Arduino está programada para que cada un cierto número determinado de revoluciones, se capturarán imágenes de la probeta mediante dos cámaras posicionadas de tal manera que capten las dos caras de la zona de fractura de la probeta.

El cableado de la placa Arduino con el sensor y los trigger para las cámaras se muestra en la Figura 56. Los cables naranja y gris corresponden a 0 y 3.3V respectivamente

que realizan la alimentación. El cable morado realiza la salida de la señal del sensor, que es conectado a la entrada de la placa Arduino para que ésta obtenga la información. El cable verde conectado a la ficha corresponde a la toma de tierra de 0V. Los cables blanco y amarillo conectados también a la ficha, corresponden a los trigger de las cámaras y tienen una salida de 5V.

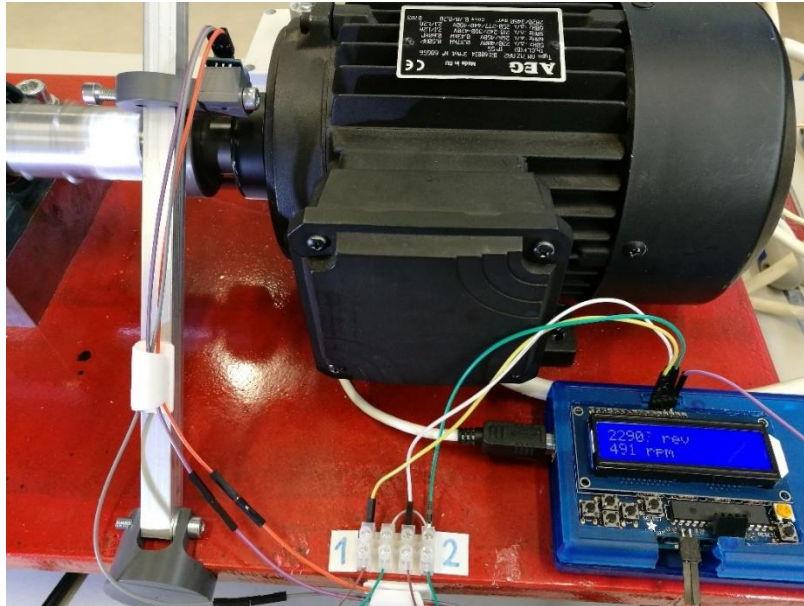


Figura 56: Soporte para el contador de revoluciones.

5.2.2.2.1 Soporte para el contador de revoluciones

Para el soporte del sensor de entrada de la placa Arduino, se ha diseñado una pinza con un brazo articulado que a su vez lleva incorporado un soporte articulado y deslizante en su extremo como muestra la Figura 56 y Figura 57. Este diseño permite ajustar el sensor en altura, ángulo de enfoque y cercanía a la pegatina reflectante. Las dimensiones aparecen en el apartado 9.

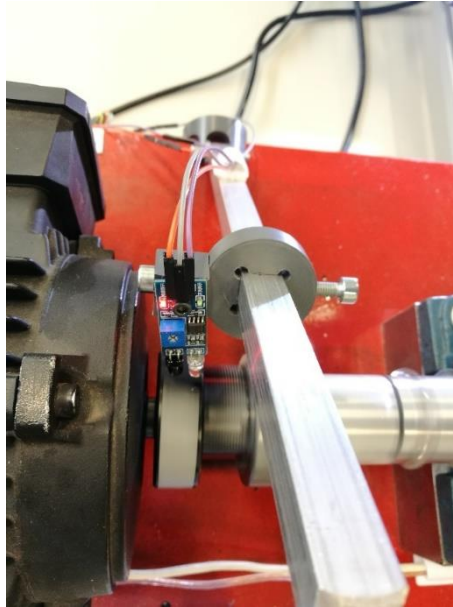


Figura 57: Soporte para el sensor del contador de revoluciones.

5.2.2.3 Interruptor final de carrera

Se ha implementado un interruptor de final de carrera en el banco de ensayos con el fin de parar el motor, y el contador de vueltas con éste al detectar que la probeta ha roto.

Para ello, se ha de conectar el interruptor al variador de velocidad ajustable. Siguiendo la guía del usuario Altivar 11 [28] se ha programado para que realice la función deseada.

En el apartado de Terminales de control se muestran las funciones y especificaciones eléctricas:

Terminal	Función	Especificaciones eléctricas
RC RA	Contacto del relé de falla (se abre si hay una falla o si el variador está apagado)	Capacidad de conmutación mínima: 10 mA para 24 V $\overline{\text{---}}$ (cd) Capacidad de conmutación máxima: • 2 A para 250 V- (ca) y 30 V $\overline{\text{---}}$ (cd) en la carga inductiva Constante de tiempo = 0,4 – (inductancia / resistencia) = 7 ms • 5 A para 250 V- (ca) y 30 V $\overline{\text{---}}$ (cd) en la carga resistiva Constante de tiempo = 1 – (inductancia / resistencia) = 0
0 V	Común para las entradas/salidas lógicas	0 V
AI1	Entrada analógica de tensión o corriente	Entrada analógica de 0 a 5 V o 0 a 10 V (30 V como máximo): • Impedancia: 40 k Ω • Resolución: 0,4% • Precisión, linealidad: $\pm$ 5% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx. Entrada analógica de 0 a 20 mA o 4 a 20 mA: • Impedancia: 250 Ω (sin resistencia externa) • Resolución: 0,4% • Precisión, linealidad: $\pm$ 5% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.
+5 V	Fuente de alimentación para el potenciómetro de referencia: 2,2 a 10 k Ω	• Precisión: 0–5% • Corriente máxima disponible: 10 mA
DO	Salida (puede configurarse como salida analógica o lógica)	Salida analógica • Salida analógica del colector abierto de PWM en 2 kHz • Tensión: 30 V máx. • Impedancia: 1 k Ω , 10 mA máx. • Linealidad: $\pm$ 1% • Tiempo de muestreo: 20 ms máx. Colector abierto para la salida lógica • Tensión: 30 V máx. • Impedancia: 100 Ω , 50 mA máx. • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.

Figura 58: Terminales de control del programador del variador de frecuencia. [1].

Terminal	Función	Especificaciones eléctricas
LI1 LI2 LI3 LI4	Entradas lógicas programables	• Fuente de alimentación de +15 V (máx. 30 V) • Impedancia de 5 k Ω • Lógica positiva: estado 0 si < 5 V, estado 1 si > 11 V • Lógica negativa: estado 1 si < 5 V, estado 0 si > 11 V o desconectada (gama A solamente) • Tiempo de muestreo: 20 ms máx.
+15 V	Fuente de alimentación de las entradas lógicas	+15 V, $\pm$ 15% (con protección contra cortocircuitos y sobrecargas) Corriente máxima disponible: 100 mA

Figura 59: Terminales de control del variador de frecuencia (continuación). [1].

Una vez se tengan las terminales a las que conectar el interruptor, se pasa a programar el variador.

A continuación, se muestra el menú del variador de velocidad que se ha usado:

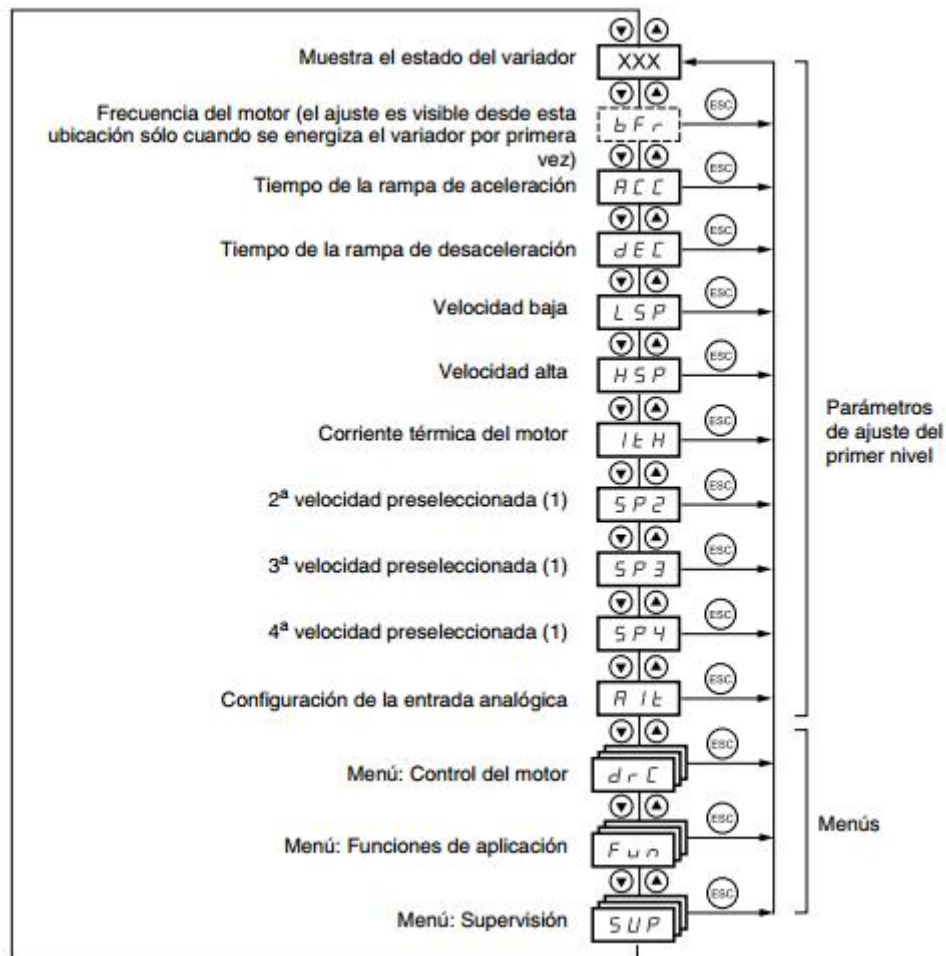


Figura 60: Menú del variador de frecuencia. [1].

Se accede al menú FUn de funciones de aplicación.

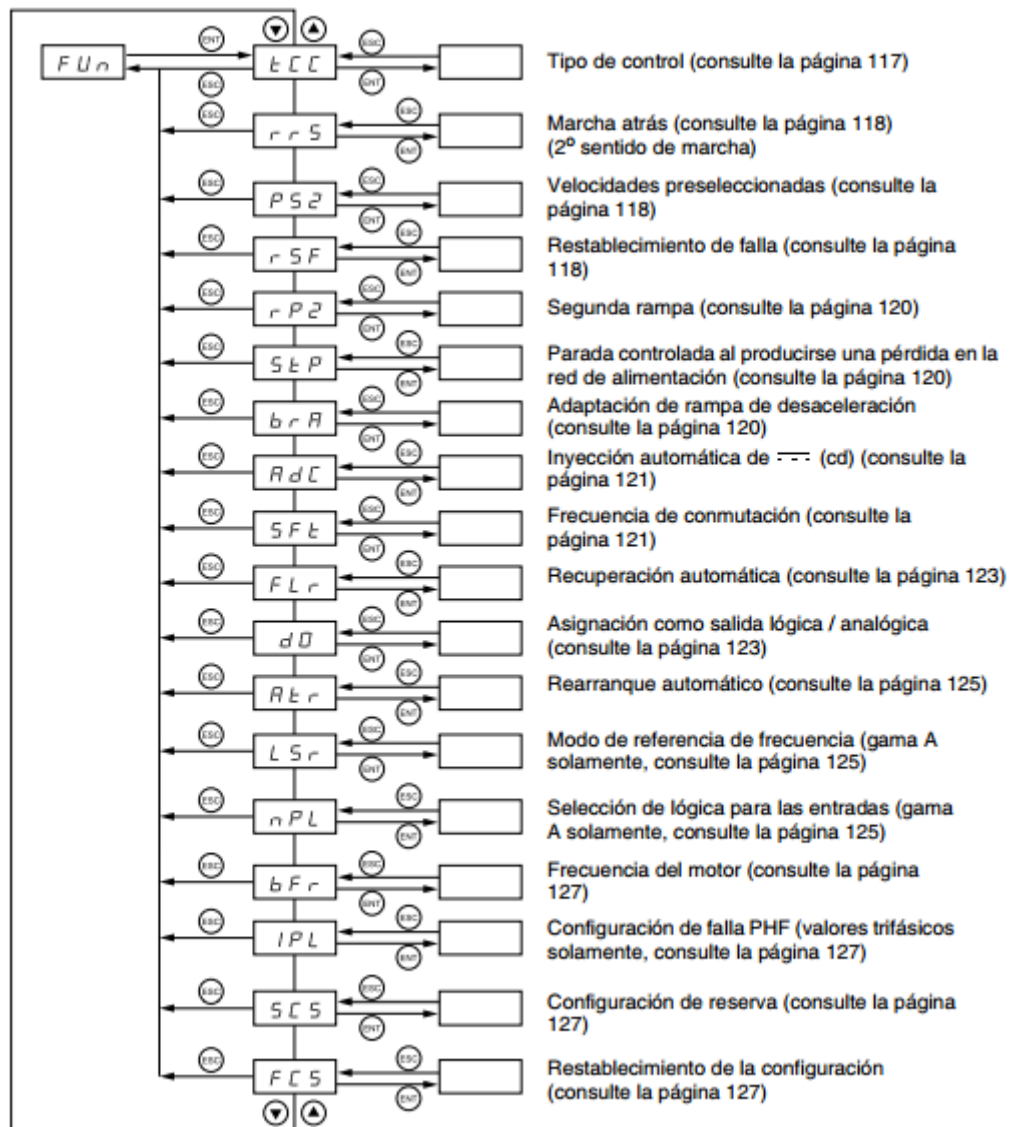


Figura 61: FUn – Menú: Funciones de aplicación del variador de frecuencia. [1].

Una vez dentro, se accede al menú StP:

S t P	Parada controlada al producirse una pérdida en la red de alimentación - n D: función inactiva, parada libre del motor - F r P: parada según el valor aceptable de la rampa (dEC o dE2) - F S t: paro rápido, el tiempo de parada depende de la inercia de la carga y la capacidad de frenado del variador.	nO
-------	--	----

Figura 62: Parámetros del menú StP del variador de frecuencia. [1].

Finalmente, se activa el parámetro FSt de paro rápido.

El cableado conectado al final de carrera se hace en NC (normalmente cerrado, en inglés), para que al ser pulsado pase de 15 a 0 V, parando el motor.

En la Figura 63 y Figura 64 se muestra y explica el conexionado del final de carrera con el variador de frecuencia, siendo el cable 1 la toma de tierra a 0 V y el cable 2 a 15 V. La Figura 64 es una imagen de la tapa del variador de frecuencia.

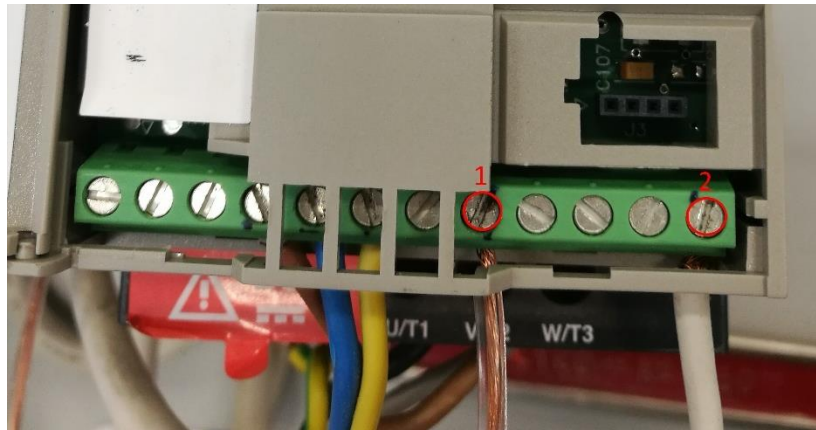


Figura 63: Conexión del final de carrera al variador de frecuencia.

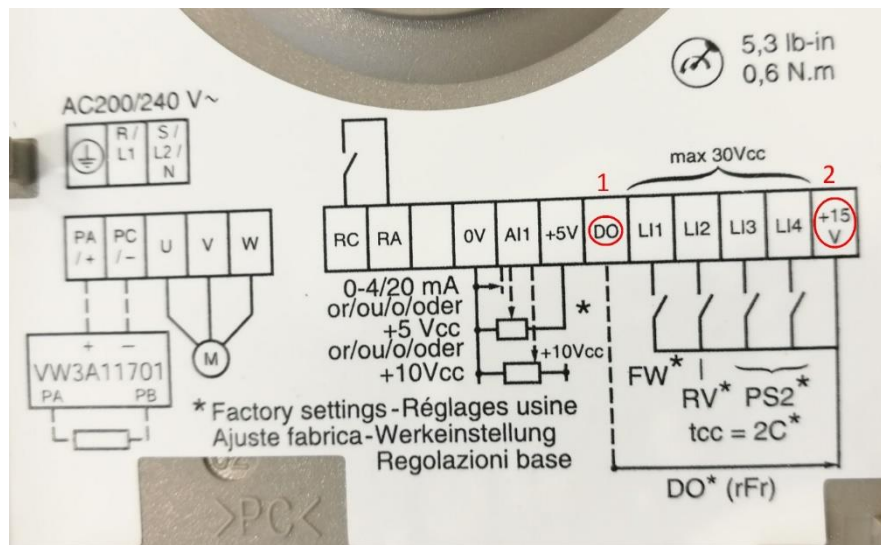


Figura 64: Esquema de los terminales del variador de frecuencia.

5.2.2.3.1 Diseño del soporte para el final de carrera

Para el soporte del final de carrera, se ha diseñado una bancada de acero bajo el brazo del soporte para las pesas la cual deberá soportar la carga aplicada al hacer los ensayos una vez la probeta haya roto como muestra la Figura 65 y Figura 66. En ella se pondrá el interruptor final de carrera, protegiendo a este del impacto de la carga. Las dimensiones aparecen en el plano "Soporte del final de carrera" del apartado 9.

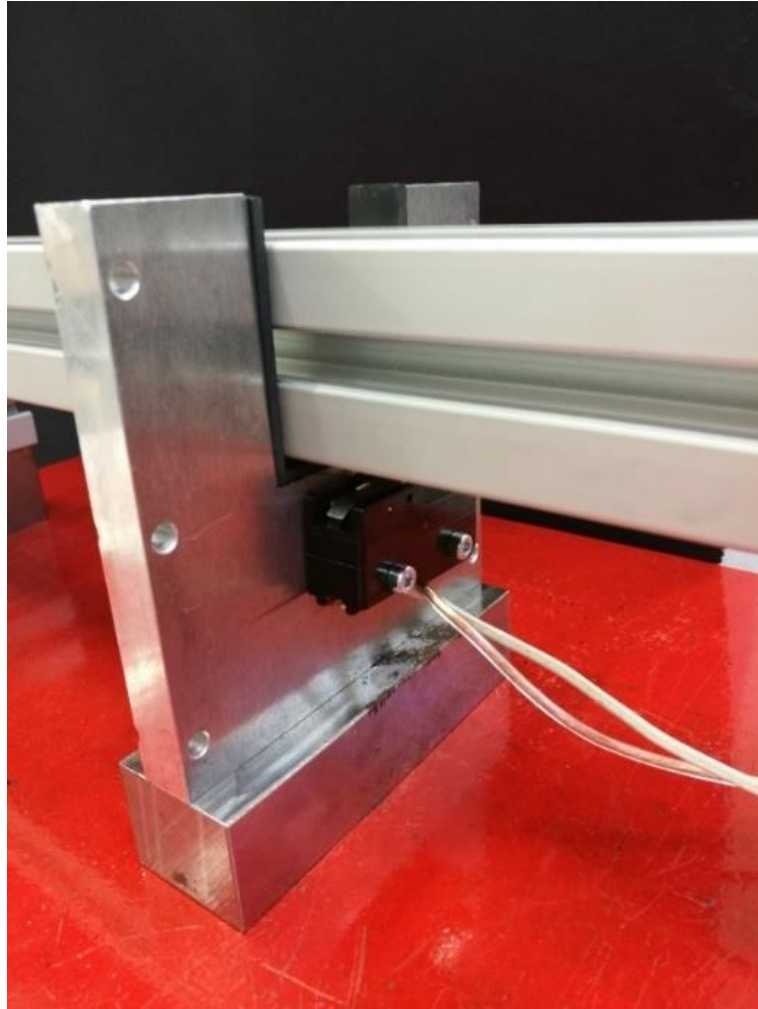


Figura 65: Soporte para el final de carrera.



Figura 66: Soporte para el final de carrera.

5.2.2.4 Cámaras

Se dispondrá de dos cámaras conectadas a la salida de la placa Arduino, la cual, cuando el trigger esté encendido, mandará 5V haciendo posible la captura de imágenes.

Con un ordenador y mediante el software AVT SmartView se configuran las cámaras y se recogen las imágenes capturadas por éstas.

El objetivo de utilizar dos cámaras es el de poder realizar un estudio de correlación de imágenes, las cuales nos permitan observar el crecimiento de grieta en cada ciclo de la probeta. Pero, debido a la velocidad de procesamiento de la placa Arduino, no siempre se capturaba la imagen en el mismo punto de la probeta. Esto ha imposibilitado el estudio de correlación de imágenes, lo que ha llevado a la utilización de una sola cámara.

Correlación Digital de Imágenes (DIC) es un método no invasivo que mediante análisis de imágenes digitales del objeto sometido a ensayo permite obtener el campo completo de desplazamientos. Dependiendo si el desplazamiento se produce en el plano o fuera de él, la técnica de correlación de imágenes debe utilizarse en dos o en tres dimensiones.

Se muestran a continuación algunas de las imágenes capturadas durante los ensayos recogidas mediante el software AVT SmartView.

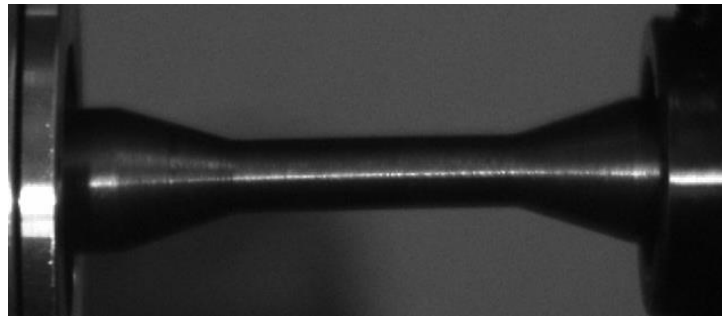


Figura 67: Captura de imagen del ensayo a fatiga de una probeta de planos paralelos sin entalla cargada a 30 kg.

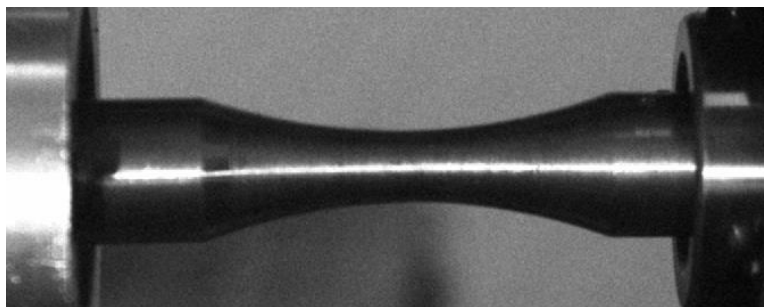


Figura 68: Captura de imagen del ensayo a fatiga de una probeta de reloj de arena cargada a 30 kg.

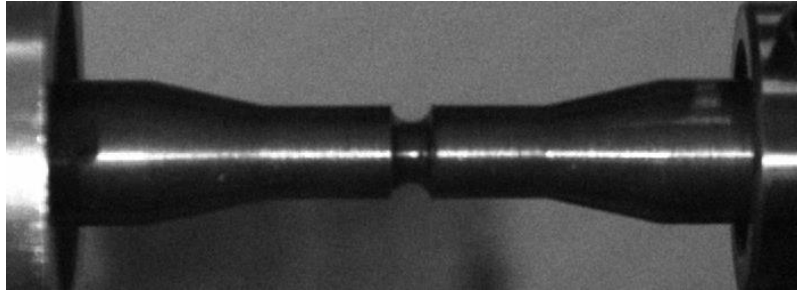


Figura 69: Captura de imagen del ensayo a fatiga de una probeta de planos paralelos con entalla cargada a 30 kg.

Las imágenes permitirán detectar el momento de la rotura así como si hay cambios importantes en la geometría o en la deflexión de la probeta. Se puede observar cómo en el extremo izquierdo de las probetas, donde se encontraba en voladizo y cargada, hay una deflexión de las probetas, aunque las grietas no se aprecian.

El haber capturado imágenes durante los ensayos también ha permitido saber el número de revoluciones antes de la rotura de forma aproximada, ya que éstas se capturaban cada 10 vueltas excepto en los ensayos con probetas de reloj de arena, que se capturaban cada 100 vueltas para evitar tener demasiadas imágenes debido a que en éstas el tiempo y, por tanto, el número de ciclos, era superior al resto de ensayos. El número de imágenes siempre coincidía con el número de revoluciones aportado por el contador de revoluciones. Es decir, el contador de revoluciones ha funcionado correctamente, sin errores.

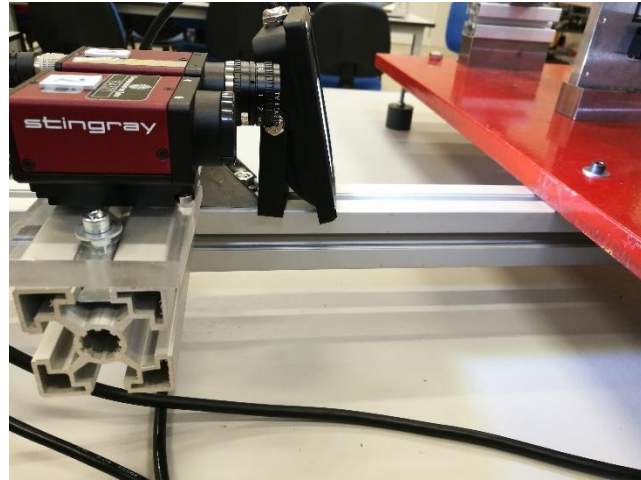
En las imágenes no se ha podido apreciar grietas antes de la rotura, esto puede deberse a que las grietas sean tan finas que las cámaras no sean capaces de capturarlas. El tipo de ensayo hace que las probetas rompan de fuera hacia adentro, así que no cabe la posibilidad de que las grietas no se vean porque estén por dentro. Tiene más sentido pensar que la rotura se produce repentinamente, y al tomar imágenes cada 10 o 100 vueltas, no se consiga capturar el momento exacto de la fractura.

5.2.2.4.1 Soporte para las cámaras

Para el soporte de las cámaras se ha diseñado un brazo en forma de T fijo al banco de ensayos como muestra la Figura 70. Este diseño permite el giro horizontal de las cámaras mediante una placa de metacrilato atornilla a la base de las cámaras y al perfil, así como elegir la separación entre la probeta y las cámaras para garantizar la máxima nitidez posible en las imágenes que se capturarán en los ensayos.



(a)



(b)

Figura 70: Soporte para las cámaras. (a) Vista superior. (b) Vista frontal.

Las distancias de las cámaras no son fijas, ya que el diseño permite ajustar la posición deseada en todo momento, lo cual facilita la regulación del enfoque y nitidez de las imágenes.

Previamente se realizó el diseño de otro soporte para las cámaras quedando inutilizado debido al problema que presentaba a la hora de ajustar la nitidez de las imágenes, ya que este primer diseño no permitía ajustar la cercanía a las probetas al venir fijado al banco de ensayos.

5.2.2.5 Soporte para las probetas

Las probetas se han fijado al eje del motor mediante una abrazadera atornillada quedando en voladizo en su otro extremo, en el cual se coloca un rodamiento como muestra la Figura 71. Sobre este extremo se apoyará el brazo del soporte para las pesas, el cual tendrá las pesas justo en el extremo en voladizo de la probeta para evitar ejercer momentos sobre la misma.

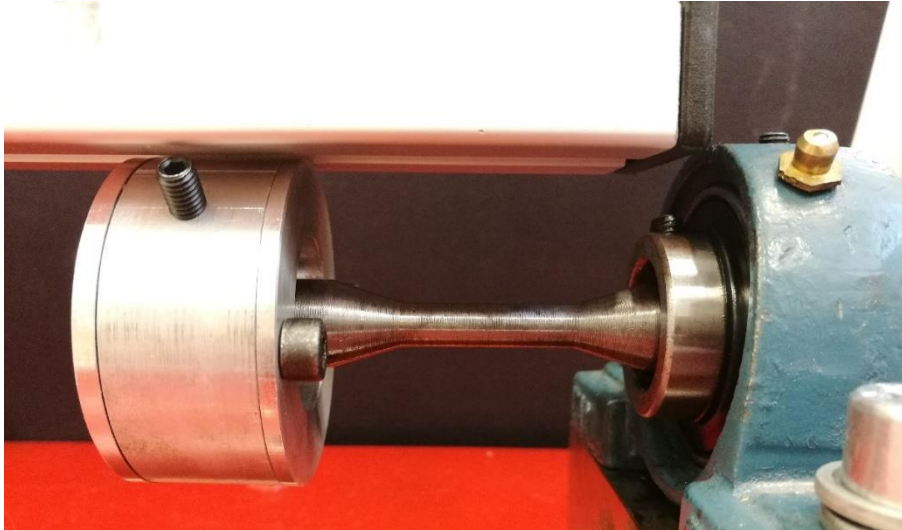


Figura 71: Soporte para las probetas.

6 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado se mostrarán los resultados obtenidos tras la realización de los cálculos analíticos, los ensayos experimentales y los cálculos numéricos y, posteriormente, se compararán y discutirán los mismos.

6.1 Resultados

6.1.1 Resultados analíticos

Se estudiará en qué zona se podrán realizar los ensayos para que las probetas lleguen a romper a un determinado número de ciclos. Para ello se obtienen los diagramas S-N de cada tipo de probeta empleadas en los ensayos, los cuales muestran la tensión en función del número de ciclos.

Antes de realizar los cálculos es necesario tener claros algunos conceptos.

Los tres métodos más importantes de fatiga-vida que se usan en el diseño y el análisis son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de mecánica de la fractura lineal elástica. Con estos métodos se intenta predecir la vida en número de ciclos hasta la falla, N , para un nivel específico de carga. Por lo general, la vida de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos se clasifica como fatiga de bajo ciclaje, mientras que la fatiga de alto ciclaje se considera que tiene $N > 10^3$ ciclos.

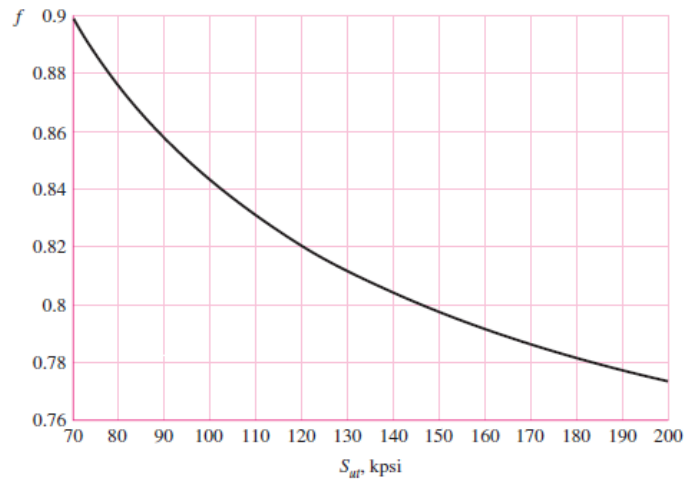
Para establecer la resistencia a la fatiga (S_f) de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga.

La ordenada del diagrama S-N se llama resistencia a la fatiga S_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N .

Se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita en los diagramas S-N. La frontera entre las regiones se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros.

A continuación, para la realización de los diagramas S-N (esfuerzo-vida), es necesario realizar los siguientes cálculos desarrollados.

Los límites superiores corresponden a la resistencia última S_{ut} multiplicada por la fracción de resistencia a la fatiga f , cuyo valor viene dado en función de la S_{ut} por la Gráfica 1.



Gráfica 1: Fracción de resistencia a la fatiga, f de S_{ut} . [2].

En este caso, el valor de la resistencia última del acero empleado en la fabricación de las probetas es de $S_{ut} = 717 \text{ MPa}$ y viene dado por el fabricante.

Por lo tanto, se tendrá una fracción de resistencia del valor de 0.84, sabiendo que 717 MPa equivalen a 102 kpsi.

Los límites superiores de los diagramas S-N corresponderán a una resistencia de:

$$f \cdot S_{ut} = 0.84 \cdot 717 \text{ MPa} = 602.28 \text{ MPa} \quad (29)$$

El valor de la resistencia correspondiente a los límites inferiores de los diagramas S-N, corresponde al límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (S_e), y su valor es obtenido de la siguiente manera:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (30)$$

Se tienen en cuenta los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, llamados factores de Marin.

Factor de superficie k_a :

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (31)$$

Donde S_{ut} es la resistencia última y los valores de a y b se encuentran en la Tabla 10.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 10: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin. [2].

Según el acabado superficial el factor a es 4.51 MPa y el exponente b es -0.265. Quedando el factor de superficie así:

$$k_a = 4.51 \cdot 717^{-0.265} = 0.789703323 \quad (32)$$

Factor de tamaño k_b :

El factor de tamaño para flexión y torsión puede expresarse como:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} = 1.24 \cdot 7^{-0.107} = 1.0069 \approx 1 \quad (33)$$

Que en el caso de las probetas de planos paralelos sin entalla y de reloj de arena, se obtiene un factor de tamaño k_b de:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} = 1.24 \cdot 7^{-0.107} = 1.006922847 \quad (34)$$

Y en el caso de las probetas de planos paralelos con entalla, se obtiene un factor de tamaño k_b de:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} = 1.24 \cdot 6^{-0.107} = 1.023668881 \quad (35)$$

Factor de carga k_c :

Cuando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} . Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como:

$$k_c = 1 \quad (36)$$

Factor de temperatura k_d :

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Tabla 11: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero. [2].

S_T es la resistencia a la tensión a la temperatura de operación, S_{RT} la resistencia a la tensión a temperatura ambiente y $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$.

En este caso, al realizarse la operación a temperatura ambiente (20°C), el factor de temperatura es:

$$k_d = 1 \quad (37)$$

Factor de confiabilidad k_e :

El factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad (38)$$

En la Tabla 12 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Tabla 12: Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga. [2].

Se tiene un factor de confiabilidad de valor:

$$k_e = 1 \quad (39)$$

Factor de efectos varios k_f :

Al usar probetas de acero, se obtiene q sabiendo que la $S_{ut} = 717 \text{ MPa} = 0.717 \text{ GPa}$ y que la entalla tiene un radio de 1.5 mm. Esto da un valor de q de 0.8 como muestra la Figura 72.

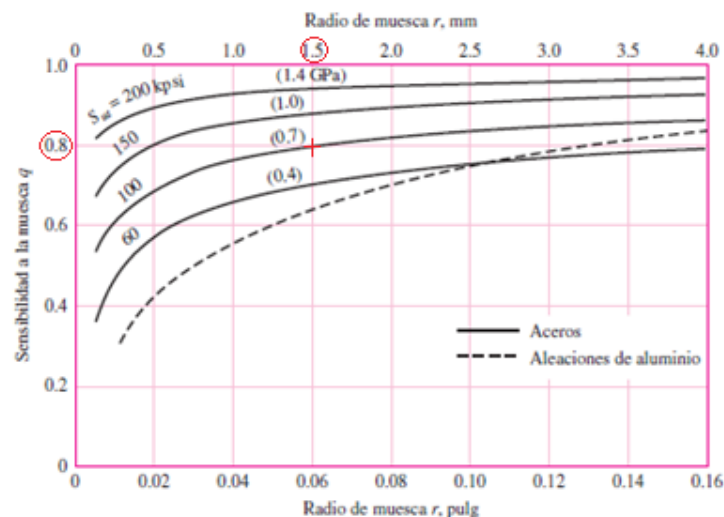


Figura 72: Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. [2].

Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = 0.16 \text{ pulg}$ (4 mm).

El valor de K_t se obtiene de la Figura 73. Teniendo un valor de $\frac{r}{d} = \frac{1.5}{6} = 0.25$ y un valor de $\frac{D}{r} = \frac{9}{6} = 1.5$, se obtiene de la Figura 73 un K_t de 1.55.

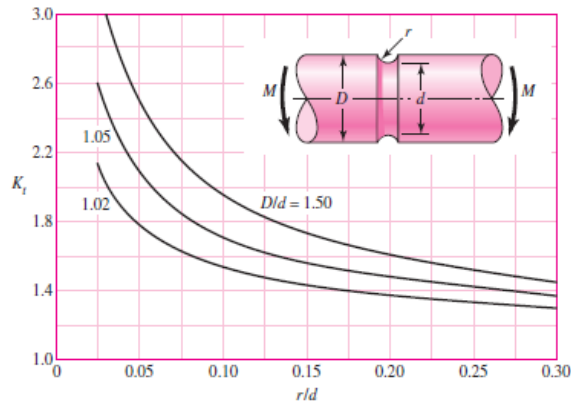


Figura 73: Barra redonda ranurada en flexión. $\sigma_0 = \frac{Mc}{I}$, donde $c = \frac{d}{2}$ y $I = \frac{\pi d^4}{64}$. [2].

Con los valores de q y K_t , se podrá obtener finalmente el valor de K_f :

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.8(1.55 - 1) = 1.44 \quad (40)$$

Este factor tendrá valor 1 en el caso de las probetas de planos paralelos sin entalla y de reloj de arena, debido a que éstas no tienen concentración de esfuerzos como les ocurre a las probetas de planos paralelos con entalla.

Por último, se obtiene el valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S'_e a partir de la tensión mínima S_{ut} en la ecuación (1):

Al tener una $S_{ut} = 717 \text{ MPa}$, el valor de S'_e será de:

$$S'_e = 0.5 \cdot S_{ut} = 0.5 \cdot 717 = 358.5 \text{ MPa} \quad (41)$$

El límite de la resistencia a la fatiga S_e para las probetas de planos paralelos y de reloj de arena valdrá:

$$\begin{aligned} S_e &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \\ &= 0.789703323 \cdot 1.006922847 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 358.5 \text{ MPa} \\ &= 285.0685591 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (42)$$

Y en el caso de las probetas de planos paralelos con entalla, valdrá:

$$\begin{aligned} S_e &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \\ &= 0.789703323 \cdot 1.023668881 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.44 \cdot 358.5 \text{ MPa} \\ &= 417.325689 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (43)$$

Estos valores corresponden a los límites inferiores de los diagramas S-N. Se observa como para las probetas con entalla el límite inferior tiene un valor mayor, esto significa que tendrá un rango de tensiones menor.

La zona de interés está entre 10^3 y 10^6 ciclos, ya que a partir de 10^6 ciclos se consideraría vida infinita. Se calculará el peso mínimo y máximo que se deberá aplicar para estar dentro de la zona de interés.

Previamente se estudiará con detenimiento el efecto de la fuerza aplicada. Al estar la probeta girando, se considera una fuerza fluctuante. Los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Se ha determinado que en los patrones periódicos que presentan un solo máximo y un solo mínimo de la fuerza, la forma de la onda no resulta fundamental, pero los picos en el lado alto (máximo) y en el lado bajo (mínimo) son importantes. En consecuencia, $F_{m\acute{a}x}$ y $F_{m\acute{i}n}$ en un ciclo de fuerza se emplean para caracterizar el patrón de la fuerza. Si la fuerza mayor es $F_{m\acute{a}x}$ y la fuerza menor es $F_{m\acute{i}n}$, se construye una componente uniforme y una alternante como sigue:

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (44)$$

donde F_m es la componente de intervalo medio de la fuerza y F_a es la componente de la amplitud de la fuerza.

En este caso, se tiene un esfuerzo sinusoidal completamente invertido, ya que la fuerza aplicada en un punto de la probeta tendrá el valor opuesto que se aplicó medio ciclo antes.

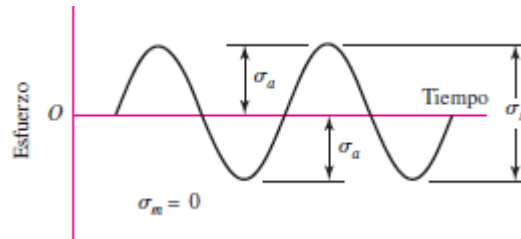


Figura 74: Esfuerzo sinusoidal completamente invertido. [2].

Donde σ_a es la componente de la amplitud, σ_m es la componente de esfuerzo medio y σ_r el intervalo de esfuerzo.

Los valores de F_m y F_a para una fuerza aplicada de 294.3N correspondiente a la carga de 30kg serán:

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{294.3N + (-294.3N)}{2} = \frac{294.3N - 294.3N}{2} = 0N \quad (45)$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \right| = \left| \frac{294.3N - (-294.3N)}{2} \right| = \left| \frac{294.3N + 294.3N}{2} \right| = 294.3 \quad (56)$$

El criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables empleado es el de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (47)$$

Siendo S_a la resistencia alternante y S_m la resistencia media y que, al tener un esfuerzo medio igual a 0, se tendrá:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} = 1 \rightarrow S_f = \sigma_a \quad (48)$$

La resistencia a la fatiga S_f se obtiene de la expresión siguiente:

$$S_f = aN^b \quad (49)$$

Donde a y b se definen como:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (50)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (51)$$

Se tiene la fracción de resistencia a la fatiga f, se obtuvo de la Gráfica 1, y tiene un valor de 0.84. El valor de la tensión mínima es de 717 MPa y el de S_e , 285.0685591 MPa para las probetas de planos paralelos sin entalla y de reloj de arena y 417.325689 MPa para las probetas de planos paralelos con entalla.

Por tanto, los valores de a y b para las probetas de planos paralelos sin entalla y de reloj de arena son:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{285.0685591 \text{ MPa}} = 1272.470032 \quad (52)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.84 \cdot 717 \text{ MPa}}{285.0685591 \text{ MPa}} \right) = -0.10828304 \quad (53)$$

Para las probetas de planos paralelos con entalla estos valores serán:

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} = \frac{(0.84 \cdot 717 \text{ MPa})^2}{417.325689 \text{ MPa}} = 869.2040963 \quad (54)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.84 \cdot 717 \text{ MPa}}{417.325689 \text{ MPa}} \right) = -0.53107774 \quad (55)$$

Se tiene que $S_f = \sigma_a$, al tener un esfuerzo completamente invertido. El valor de la tensión alternante se obtiene de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot c}{I} = \frac{M_a \cdot d/2}{I} \quad (56)$$

Donde M_a es el momento alternante y, para una carga aplicada de 30 kg, vale:

$$M_a = F_a \cdot x \quad (57)$$

Donde x es la distancia desde el punto de aplicación de la carga hasta el punto por el que se prevé que rompa ésta.

En el caso de las probetas de planos paralelos sin entalla, esta distancia x será de 57mm, ya que romperá en el cambio de ángulo donde mayor momento haya. El valor de M_a en estas probetas será de:

$$M_a = 294.3 \text{ N} \cdot 57 \text{ mm} = 16775.1 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (58)$$

En el caso de las probetas de reloj de arena, romperán por el centro, a unos 44 mm del punto de aplicación de la carga, donde el diámetro es menor y, por lo tanto, la tensión será mayor. El valor de M_a en estas probetas será de:

$$M_a = 294.3 \text{ N} \cdot 44 \text{ mm} = 12949.2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (59)$$

En el caso de las probetas de planos paralelos con entalla, romperán por el centro, a unos 44 mm del punto de aplicación de la carga, debido al concentrador de esfuerzo originado por la entalla que se sitúa en el centro de estas probetas. El valor de M_a en estas probetas será el mismo que para las probetas de reloj de arena.

El valor del momento de inercia I se obtiene de la siguiente manera:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (60)$$

Que, para las probetas de planos paralelos sin entalla y de reloj de arena, tendrá un valor de:

$$I = \frac{\pi 7^4}{64} = 117.8588119 \text{ mm}^4 \quad (61)$$

Y para las probetas de planos paralelos con entalla, valdrá:

$$I = \frac{\pi 6^4}{64} = 63.61725124 \text{ mm}^4 \quad (62)$$

Ahora sí, se procede al cálculo de la tensión alternante σ_a para los tres tipos de probetas.

En el caso de las probetas de planos paralelos sin entalla, se tendrá una tensión alternante de:

$$\sigma_a = \frac{16775.1 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 7/2}{117.8588119 \text{ mm}^4} = 498.1625816 \text{ MPa} \quad (63)$$

Para las probetas de reloj de arena:

$$\sigma_a = \frac{12949.2 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 7/2}{117.8588119 \text{ mm}^4} = 384.5465542 \text{ MPa} \quad (64)$$

Y para las probetas de planos paralelos con entalla:

$$\sigma_a = \frac{12949.2 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 6/2}{63.61725124 \text{ mm}^4} = 610.6456857 \text{ MPa} \quad (65)$$

Ahora, se puede calcular el número de ciclos N a los que romperán las probetas, pero antes, se hallará la carga mínima y máxima que se le puede aplicar a cada probeta para estar dentro de la región de interés, es decir, entre 10^3 y 10^6 ciclos. Se tiene en cuenta que:

$$\sigma_a = \frac{M_a \cdot c}{I} = \frac{M_a \cdot d/2}{I} = \frac{F_a \cdot x \cdot d/2}{I} \quad (66)$$

Para el caso de la carga mínima, se tendrá una tensión del valor de S_e , por lo tanto, el valor de la fuerza mínima se obtiene de la forma siguiente:

$$S_e = \frac{F_{mín} \cdot x \cdot d/2}{I} \rightarrow F_{mín} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} \quad (67)$$

Para el caso de la carga máxima, se tendrá una tensión del valor del límite elástico S_y , por lo tanto, el valor de la fuerza máxima será:

$$S_{ut} = \frac{F_{máx} \cdot x \cdot d/2}{I} \rightarrow F_{máx} = \frac{S_{ut} \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} \quad (68)$$

En las probetas de planos paralelos sin entalla, los valores de $F_{mín}$ y $F_{máx}$ son:

$$F_{mín} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{285.0685591 \text{ MPa} \cdot 117.8588119 \text{ mm}^4 \cdot 2}{57 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 168.410234 \text{ N} \\ = 17.1672002 \text{ kg} \quad (69)$$

$$F_{máx} = \frac{S_{ut} \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 117.8588119 \text{ mm}^4 \cdot 2}{57 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 423.5827976 \text{ N} \\ = 43.17867458 \text{ kg} \quad (70)$$

En las probetas de reloj de arena, los valores de $F_{mín}$ y $F_{máx}$ son:

$$F_{mín} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{285.0685591 \text{ MPa} \cdot 117.8588119 \text{ mm}^4 \cdot 2}{44 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 218.1678031 \\ = 22.23932753 \text{ kg} \quad (71)$$

$$F_{máx} = \frac{S_{ut} \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 117.8588119 \text{ mm}^4 \cdot 2}{44 \text{ mm} \cdot 7 \text{ mm}} = 548.7322606 \text{ N} \\ = 55.93601025 \text{ kg} \quad (98)$$

En las probetas de planos paralelos con entalla, los valores de $F_{mín}$ y $F_{máx}$ son:

$$F_{mín} = \frac{S_e \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{285.0685591 \text{ MPa} \cdot 63.61725124 \text{ mm}^4 \cdot 2}{44 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} = 201.1296455 \text{ N} \\ = 20.50251228 \text{ kg} \quad (72)$$

$$F_{máx} = \frac{S_{ut} \cdot I \cdot 2}{x \cdot d} = \frac{717 \text{ MPa} \cdot 63.61725124 \text{ mm}^4 \cdot 2}{44 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} = 345.5573419 \text{ N} \\ = 35.22500937 \text{ kg} \quad (73)$$

Se estudiará el número de ciclos N para una carga de 30 kg, sabiendo que no se llegará a vida infinita con ninguna de las probetas, es decir, que N no será mayor de 10^6 ciclos. Se despeja el número de ciclos N obteniendo la expresión siguiente:

$$S_f = aN^b \rightarrow N = \left(\frac{S_f}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} \quad (74)$$

Las probetas de planos paralelos sin entalla, al aplicarle una carga de 30kg, tendrán un número de ciclos N del valor de:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{498.1625816 \text{ MPa}}{1272.470032}\right)^{1/-0.10828304} = 5770.602107 \text{ ciclos} \quad (75)$$

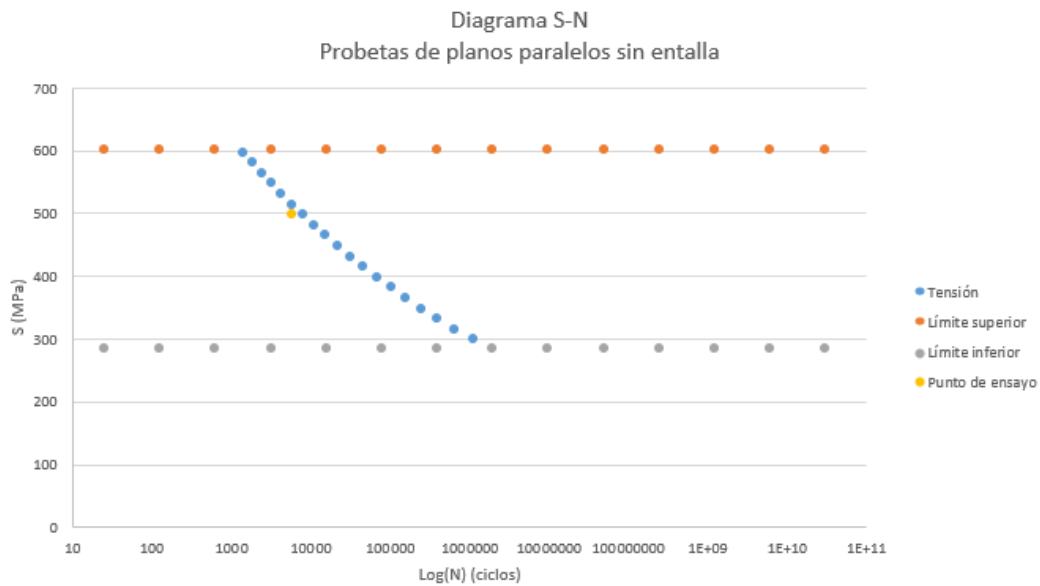
Las probetas de reloj de arena, al aplicarle una carga de 30kg, tendrán un número de ciclos N del valor de:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{384.5465542 \text{ MPa}}{1272.470032}\right)^{1/-0.10828304} = 63015.34388 \text{ ciclos} \quad (76)$$

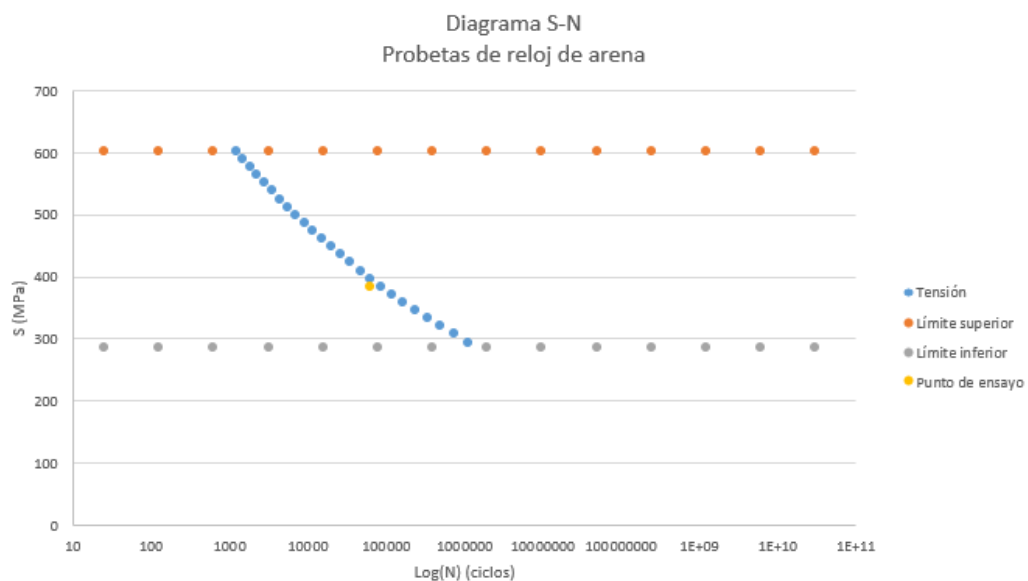
Las probetas de planos paralelos con entalla, al aplicarle una carga de 30kg, tendrán un número de ciclos N del valor de:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{610.6456857 \text{ MPa}}{859.2040963}\right)^{1/-0.053107774} = 771.2487205 \text{ ciclos} \quad (77)$$

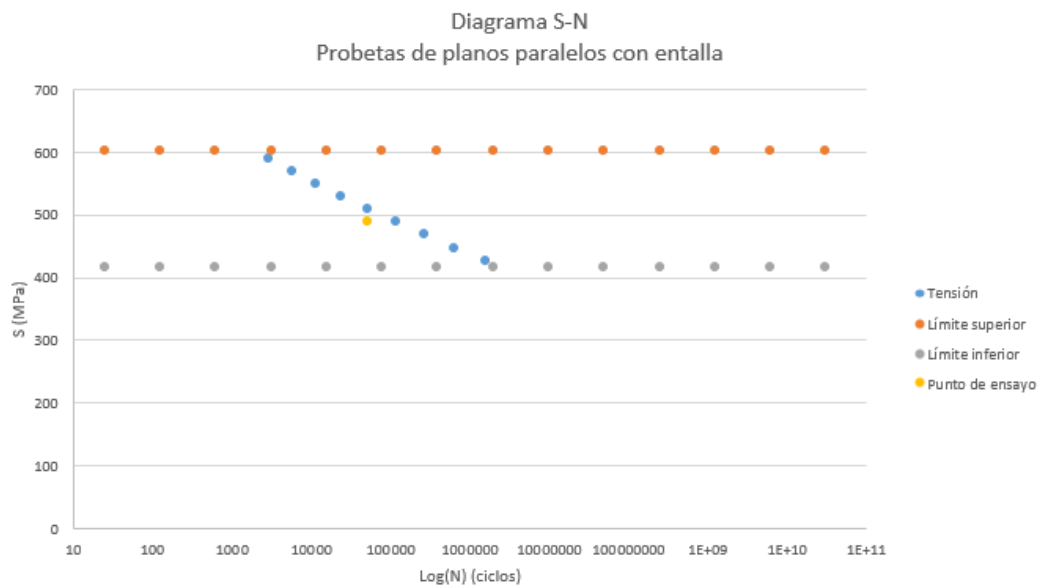
Una vez obtenidos los valores de los límites superior e inferior además del valor de la tensión, se puede representar diagramas S-N obtenidos para cada tipo de probetas empleadas en la realización de los ensayos.



Gráfica 2: Diagrama S-N para las probetas de planos paralelos sin entalla.



Gráfica 3: Diagrama S-N para las probetas de reloj de arena.



Gráfica 4: Diagrama S-N para las probetas de planos paralelos con entalla.

Se aprecia la gran similitud de estas tres gráficas con la gráfica de la Figura 10.

Por lo tanto, para que el método empleado en la realización de los cálculos analíticos sea válido, se deben realizar los ensayos dentro del mismo rango de validez, es decir, entre 10^3 y 10^6 ciclos. Para valores de tensiones superiores a $f \cdot S_{ut}$ se produciría la fractura inmediatamente, mientras que, para valores de tensiones inferiores al límite elástico, se consideraría vida infinita y nunca llegaría a producirse la fractura.

En el archivo Excel de Cálculos anexo, se calculan todos los valores de N en los rangos de carga obtenidos para cada tipo de probeta.

Al realizar los ensayos a 500 rpm, el tiempo que tardará cada tipo de probeta en romper al aplicarle una carga de 30 kg, será de 11.54, 126.03 y 1.54 minutos respectivamente.

A continuación, se estudia la variación del momento flector, el momento de inercia y la tensión a lo largo de cada probeta cuando se aplica una carga de 30 kg.

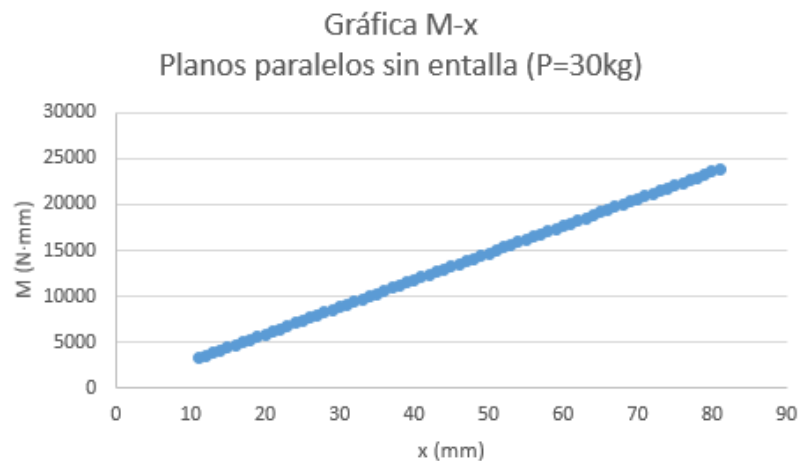
6.1.1.1 Probetas de planos paralelos sin entalla

En la Tabla 13 se muestra una selección de seis puntos de la probeta de planos paralelos sin entalla, detallando el diámetro en cada punto, así como el momento flector, el momento de inercia y la tensión soportadas en cada punto. Se marca en rojo el punto donde se alcanzará la tensión máxima, que será donde romperá la probeta.

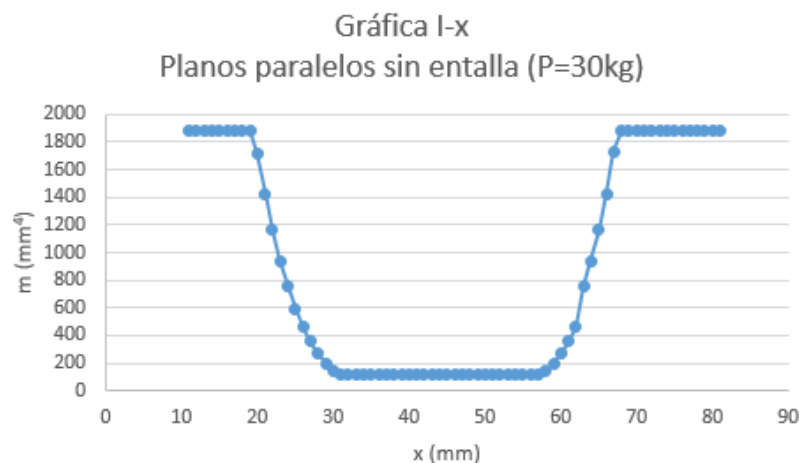
x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
15	14	4414,5	1885,74099	16,38692703
25	10,5	7357,5	596,6602352	64,73847714
44	7	12949,2	117,8588119	384,5465542
57	7	16775,1	117,8588119	498,1625816
63	11,14	18540,9	755,9806197	136,607752
75	14	22072,5	1885,74099	81,93463513

Tabla 13: Resultados analíticos del momento flector (M), momento de inercia (I) y tensión (σ) obtenidos para probetas de planos paralelos sin entalla cargadas a 30 kg.

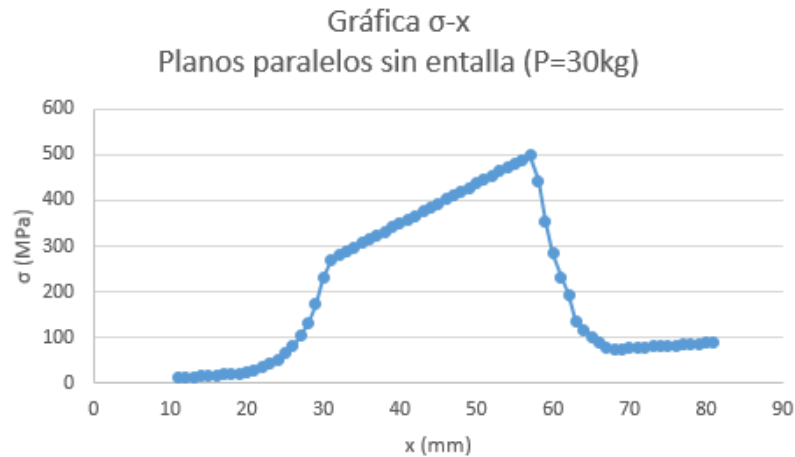
A continuación, se muestran las gráficas de la variación del momento flector, el momento de inercia y la tensión a lo largo de todos los puntos de la probeta de planos paralelos sin entalla cargadas a 30 kg.



Gráfica 5: Momento flector en probetas de planos paralelos sin entalla cargadas a 30 kg.



Gráfica 6: Momento de inercia en probetas de planos paralelos sin entalla cargadas a 30 kg.



Gráfica 7: Tensión en probetas de planos paralelos sin entalla cargadas a 30 kg

Observando esta última gráfica, se puede concluir que las probetas de planos paralelos sin entalla romperán a unos 57 mm del punto de aplicación de la carga, justo en el cambio de ángulo del extremo opuesto al de aplicación de la carga, donde el momento, y por consiguiente la tensión, son mayores.

La Figura 75 muestra el punto exacto de fractura:

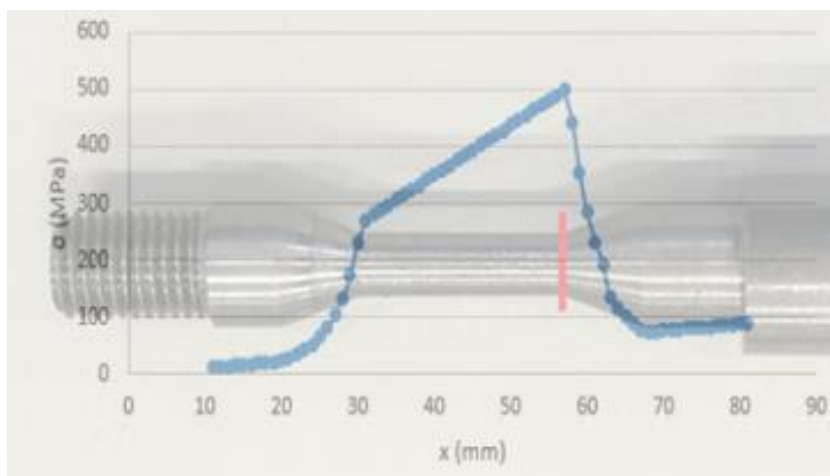


Figura 75: Punto de fractura de las probetas de planos paralelos sin entalla.

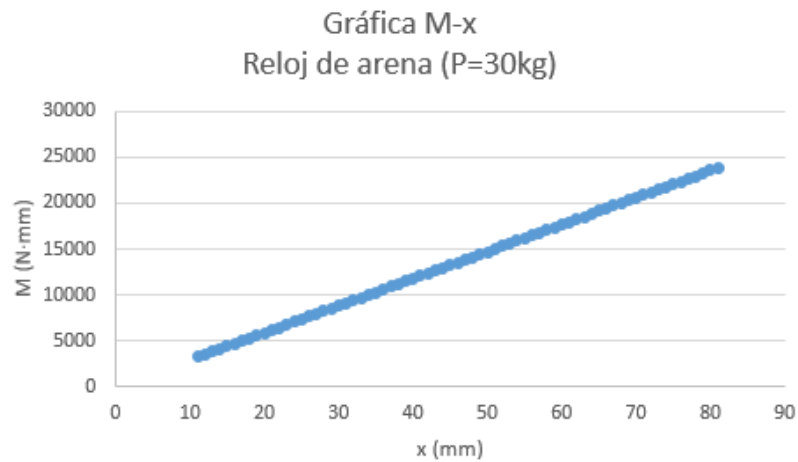
6.1.1.2 Probetas de reloj de arena

En la Tabla 14 se muestra una selección de siete puntos de la probeta de reloj de arena, detallando el diámetro en cada punto, así como el momento flector, el momento de inercia y la tensión soportadas en cada punto. Se marca en rojo el punto donde se alcanzará la tensión máxima, que será donde romperá la probeta.

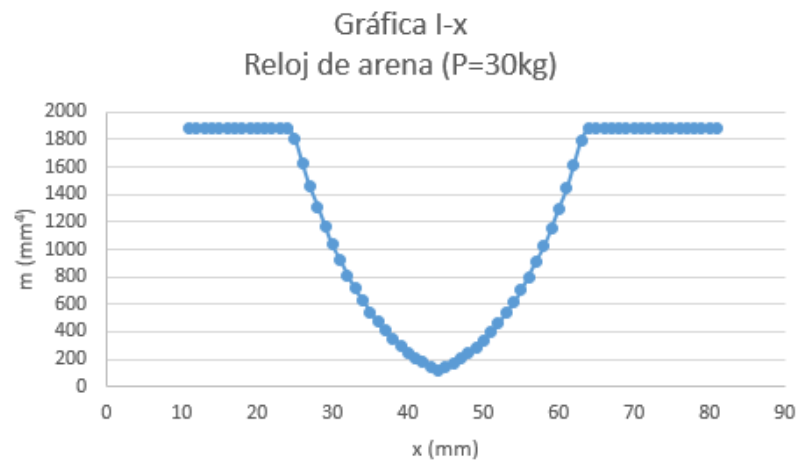
x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
15	14	4414,5	1885,74099	16,38692703
25	13,86	7357,5	1811,435271	28,14755559
35	10,26	10300,5	543,9504518	97,14407778
44	7	12949,2	117,8588119	384,5465542
57	10,22	16775,1	535,5172711	160,070955
63	13,83	18540,9	1795,802696	71,3944376
75	14	22072,5	1885,74099	81,93463513

Tabla 14: Resultados analíticos del momento flector (M), momento de inercia (I) y tensión (σ) obtenidos para probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.

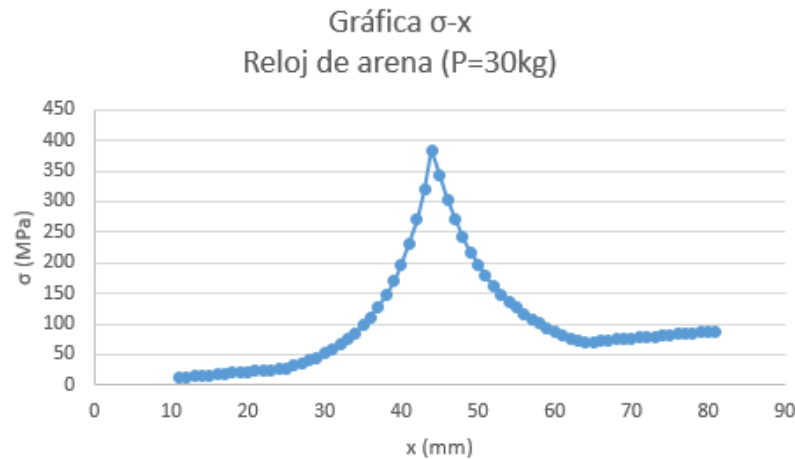
A continuación, se muestran las gráficas de la variación del momento flector, el momento de inercia y la tensión a lo largo de todos los puntos de la probeta de reloj de arena cargadas a 30 kg.



Gráfica 8: Momento flector en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.



Gráfica 9: Momento de inercia en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.



Gráfica 10: Tensión en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.

Observando esta última gráfica, se puede concluir que las probetas de reloj de arena romperán a unos 44 mm del punto de aplicación de la carga, justo en el centro de la probeta donde, al tener un menor diámetro, se tendrá la máxima tensión.

La Figura 76 muestra el punto exacto de fractura:

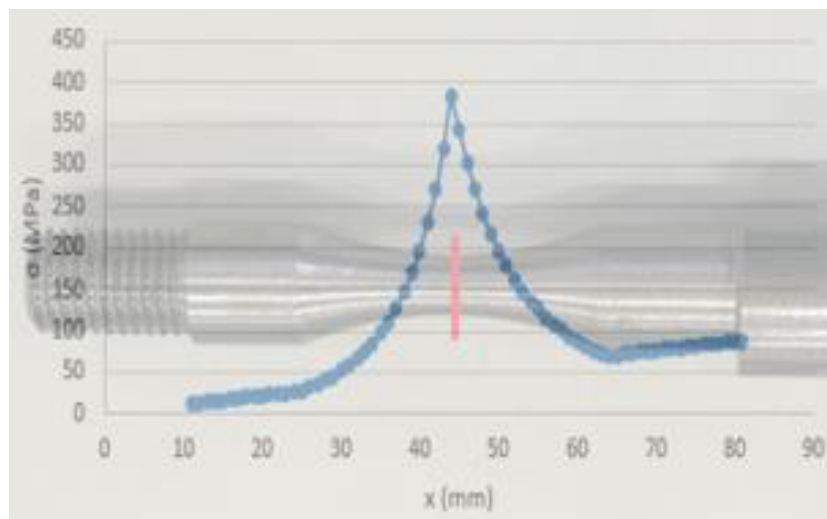


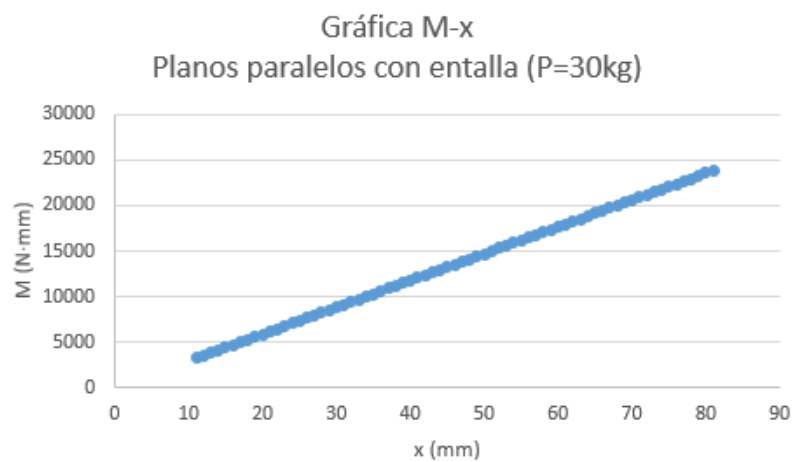
Figura 76: Punto de fractura de las probetas de reloj de arena.

6.1.1.3 Probetas de planos paralelos con entalla

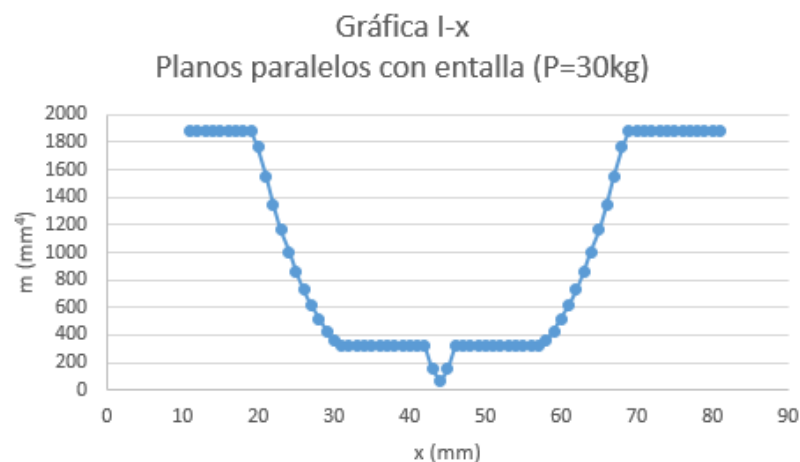
En la Tabla 15 se muestra una selección de siete puntos de la probeta de planos paralelos con entalla, detallando el diámetro en cada punto, así como el momento flector, el momento de inercia y la tensión soportadas en cada punto. Se marca en rojo el punto donde se alcanzará la tensión máxima, que será donde romperá la probeta.

x (mm)	d (mm)	M (N·mm)	I (mm ⁴)	σ (Mpa)
15	14	4414,5	1885,74099	16,38692703
25	11,5	7357,5	858,5414353	49,27615984
35	9	10300,5	322,0623344	143,9232256
44	6	12949,2	63,61725124	610,6456857
53	9	15597,9	322,0623344	217,9408844
65	12,41	19129,5	1164,278894	101,9502699
75	14	22072,5	1885,74099	81,93463513

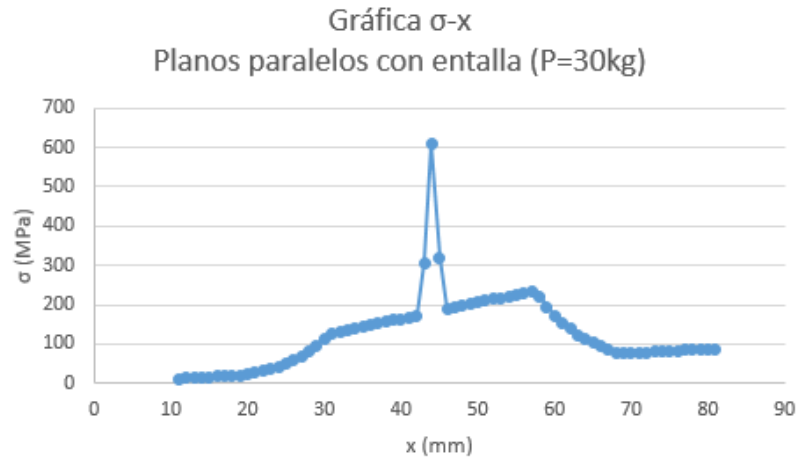
Tabla 15: Resultados analíticos del momento flector (M), momento de inercia (I) y tensión (σ) obtenidos para probetas de planos paralelos con entalla cargadas a 30 kg.



Gráfica 11: Momento flector en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.



Gráfica 12: Momento de inercia en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.



Gráfica 13: Tensión en probetas de reloj de arena cargadas a 30 kg.

Observando esta última gráfica, se puede concluir que las probetas de planos paralelos con entalla romperán a unos 44 mm del punto de aplicación de la carga, justo en el centro de la probeta donde, al tener un menor diámetro, se tendrá la máxima tensión.

La Figura 77 muestra el punto exacto de fractura:

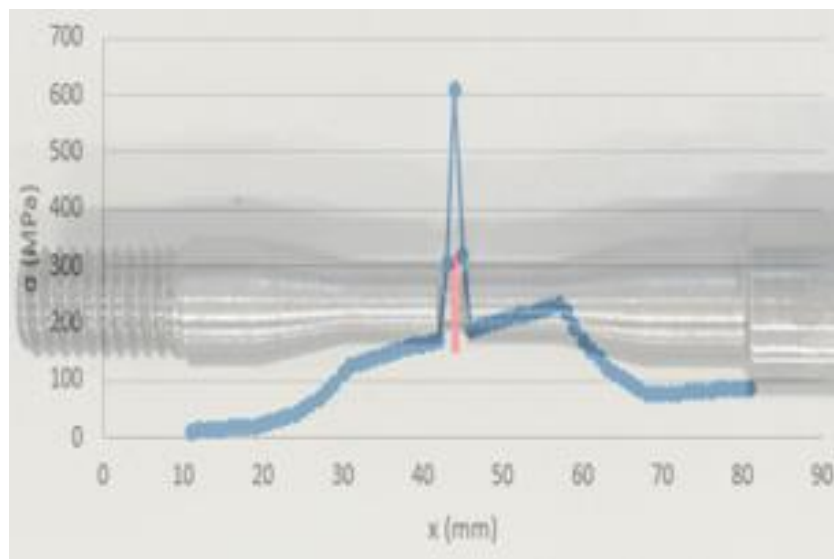


Figura 77: Punto de fractura de las probetas de planos paralelos con entalla.

De las ecuaciones (75), (76) y (77) se ha obtenido una tabla de ciclos para cada probeta en función de la carga aplicada. El cálculo del tiempo es tan simple como hacer la siguiente operación, sabiendo que se ha empleado una velocidad de 500 rpm:

$$t(\text{minutos}) = \frac{\text{ciclos}}{500 \frac{\text{ciclos}}{\text{minuto}}} \quad (78)$$

Se muestra a continuación una tabla resumen de los ciclos y tiempos en función de algunos valores de cargas para cada tipo de probeta:

N en función de P		T para v=500rpm
P (kg)	N (ciclos)	T (min)
20	244024,7423	488,0494846
25	31078,81232	62,15762463
30	5770,602107	11,54120421
35	1389,836596	2,779673191
40	404,9531988	0,809906398

Figura 78: Tabla de ciclos y tiempos para probetas de planos paralelos sin entalla.

N en función de P		T para v=500rpm
P (kg)	N (ciclos)	T (min)
25	339382,6172	678,7652343
30	63015,34388	126,0306878
35	15177,10447	30,35420894
40	4422,114817	8,844229634
45	1490,16232	2,980324641
50	563,1973019	1,126394604
55	233,5590919	0,467118184

Figura 79: Tabla de ciclos y tiempos para probetas de reloj de arena.

N en función de P		T para v=500rpm
P (kg)	N (ciclos)	T (min)
20	1595616,717	3191,233435
25	23886,27414	47,77254829
30	771,2487205	1,542497441
35	42,32635289	0,084652706

Figura 80: Tabla de ciclos y tiempos para probetas de planos paralelos con entalla.

6.1.2 Resultados experimentales

Los ensayos se han realizado a una velocidad de 500 rpm, ya que a mayor velocidad podría producirse fallos de lectura en el contador de revoluciones al coincidir la salida de información del sensor con la entrada, es decir, al enviar información y recibirla al mismo tiempo. Se comprobó que, al subir de 500 rpm, la lectura de la velocidad disminuía un 50% a veces, siendo ese el momento en el que no contaba una vuelta, provocando fallos en el contador de revoluciones y, en consecuencia, en las capturas de imágenes realizadas por las cámaras.

Las capturas de imágenes se han realizado cada 10 ó 100 vueltas, dependiendo de la duración estimada del ensayo, para así evitar obtener demasiadas imágenes.

Al disponer de pesas de 2 y 10 kg y teniendo en cuenta que el peso del soporte de las pesas aporta una carga de 2 kg, se han realizado los ensayos con 22 y 28 kg, para que, junto al peso del soporte de las pesas, se tengan 24 y 30 kg. El peso del soporte de las

pesas se ha medido con una báscula de gancho digital. Para ello se le realizó un orificio a la barra que sujetan las pesas y se levantó sin pesas para tener únicamente el peso del soporte.

A continuación, se muestra en la Tabla 16, Tabla 17 y Tabla 18 los resultados obtenidos de los ensayos realizados con los tres tipos de probetas normalizadas de acero, así como el error obtenido en tanto por ciento.

6.1.2.1 Probetas de planos paralelos sin entalla

Se calculará el número de ciclos analítico para un peso de 24 y 30kg en probetas de planos paralelos sin entalla con la ecuación (75):

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{398.53 \text{ MPa}}{1272.47}\right)^{1/-0.10828304} = 45309.64 \text{ ciclos} \quad (79)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{1/b} = \left(\frac{498.16 \text{ MPa}}{1272.47}\right)^{1/-0.10828304} = 5770.60 \text{ ciclos} \quad (80)$$

Una vez obtenidos los ciclos de forma analítica y experimental, se obtiene el error cometido de la siguiente forma:

$$E(\%) = \frac{N_{\text{analítico}}(\text{ciclos}) - N_{\text{experimental}}(\text{ciclos})}{N_{\text{experimental}}(\text{ciclos})} * 100 \quad (81)$$

A continuación, se recogen estos resultados en la Tabla 16.

Probetas planas sin entalla			
Peso (kg)	N _{experimental} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	83764	45309,64	-84,87
30	7194	5770,60	-24,67

Tabla 16: Resultados experimentales de los ensayos con probetas de planos paralelos sin entalla cargadas a 24 y 30 kg.

Los errores obtenidos entre los resultados analíticos y experimentales pueden deberse al acabado superficial de las probetas, pero de ser únicamente éste el motivo, deberían obtenerse errores similares, ya que las probetas se realizaron de manera seguida en la misma colada de material. Otro aspecto que ha podido influir en los resultados obtenidos es la realización del ensayo. Al usar la misma velocidad en todos los ensayos y tener las mismas dimensiones las probetas, sólo queda achacar estos errores a la sujeción de las probetas, pudiendo producirse más o menos vibraciones en éstas. También ha podido afectar a los resultados la goma colocada en la bancada que sujeta el brazo del portapesas, pudiendo hacer fricción con éste y generando un rozamiento. Todos estos factores deben tenerse en cuenta antes de poner en marcha el ensayo, para asegurarnos de que todos los ensayos se realicen en las mismas condiciones. Aun así, durante el ensayo y debido a las vibraciones del motor, los tornillos se van aflojando, habiéndose

soltado incluso algunos durante un ensayo. Una solución a esto sería hacer girar el motor en sentido contrario.

Se observa cómo el ensayo con menos carga, el que tenía una duración mayor, ha tenido un error mayor, es decir, el número de ciclos se aleja más de los resultados analíticos que en el ensayo de menor duración. Esto puede deberse a lo comentado anteriormente, ya que al tener que dar más vueltas la probeta, más se habrían aflojado los tornillos.

Los frentes de grieta que se originaron tras el primer ensayo a 24 kg se muestran en la Figura 81:

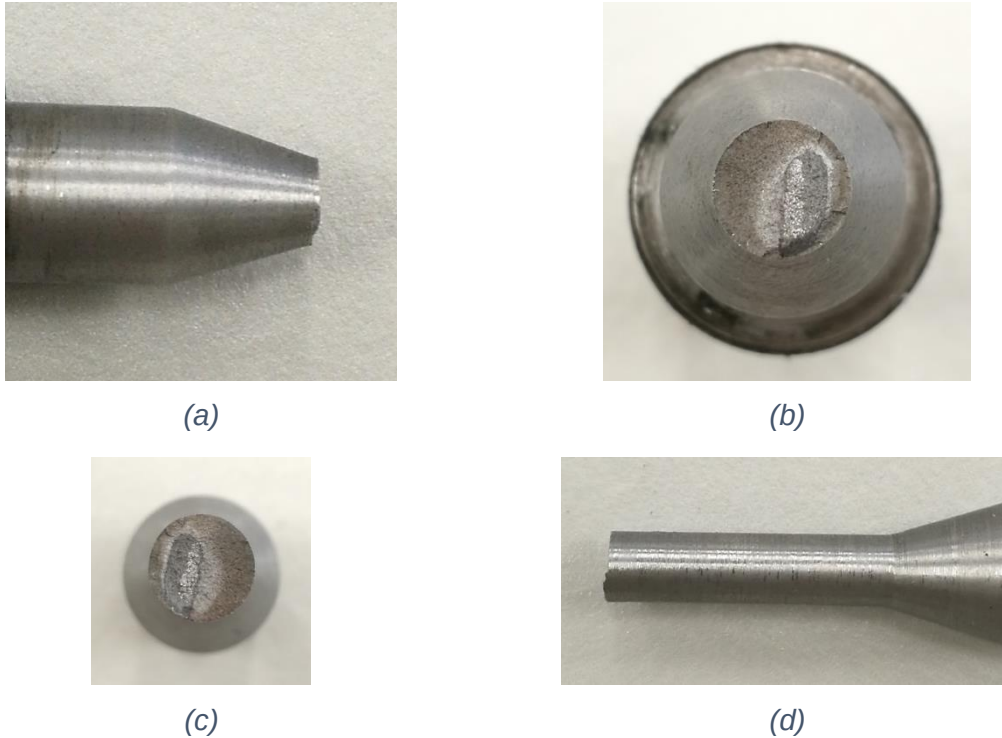


Figura 81: Fisura de la probeta de planos paralelos a 24 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta se puede observar en la zona exterior y más oscura el inicio de la grieta, donde hay mayor fluctuación. Seguidamente se da la propagación de la grieta hasta la zona central donde se produce la rotura. La rotura se da de forma brusca produciendo en la fisura un cambio notable que se aprecia muy bien en las imágenes.

Los frentes de grieta que se originaron tras el segundo ensayo a 30 kg se muestran en la Figura 82:

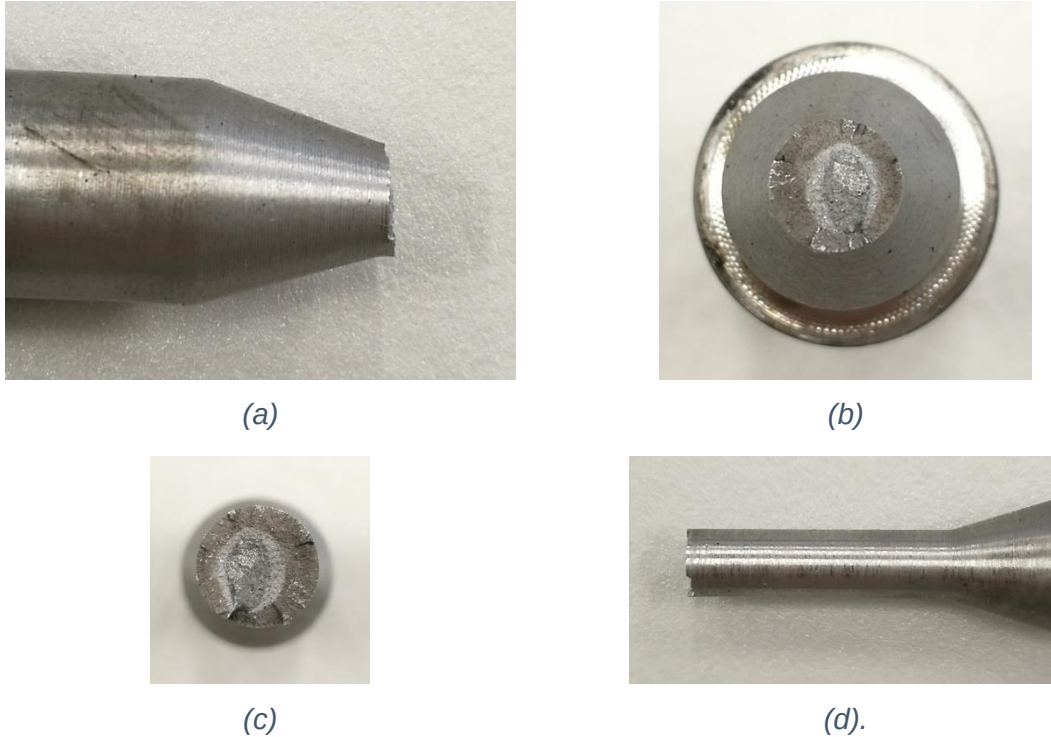


Figura 82: Fisura de la probeta de planos paralelos a 30 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta se puede observar en la zona exterior y más oscura el inicio de la grieta, donde hay mayor fluctuación. Esta vez, la iniciación de la grieta se ha producido de manera menos uniforme, pudiendo observar esto en los “escalones” presentes en la fisura. Seguidamente se da la propagación de la grieta hasta la zona central donde se produce la rotura. La rotura se da de forma brusca produciendo en la fisura un cambio notable que se aprecia muy bien en las imágenes. Esta vez, la rotura se produce más claramente en el centro de la probeta.

6.1.2.2 Probetas de reloj de arena

Se calculará el número de ciclos analítico para un peso de 24 y 30kg en probetas de reloj de arena con la ecuación (76):

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} = \left(\frac{307.64 \text{ MPa}}{1272.4} \right)^{1/-0.10828304} = 464784.13 \text{ ciclos} \quad (82)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} = \left(\frac{384.55 \text{ MPa}}{1272.4} \right)^{1/-0.10828304} = 63015.34 \text{ ciclos} \quad (83)$$

En la Tabla 17 se muestran los resultados analíticos, experimentales y el error obtenido:

Probetas reloj de arena			
Peso (kg)	N _{experimental} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	1726052	494784,13	-248,85
30	101068	63015,34	-60,39

Tabla 17: Resultados experimentales de los ensayos con probetas de reloj de arena cargadas a 24 y 30 kg.

En el ensayo de 24 kg de carga se ha obtenido un error demasiado alto, este ensayo rompió en más del doble del tiempo previsto. Para obtener errores más fiables deberían realizarse 3 ó 5 ensayos iguales y hacer una media de todos los errores obtenidos. El error obtenido en el ensayo con 30 kg de carga es más similar a los obtenidos con las probetas de planos paralelos sin entalla.

Los frentes de grieta que se originaron tras el primer ensayo a 24 kg se muestran en la Figura 83:

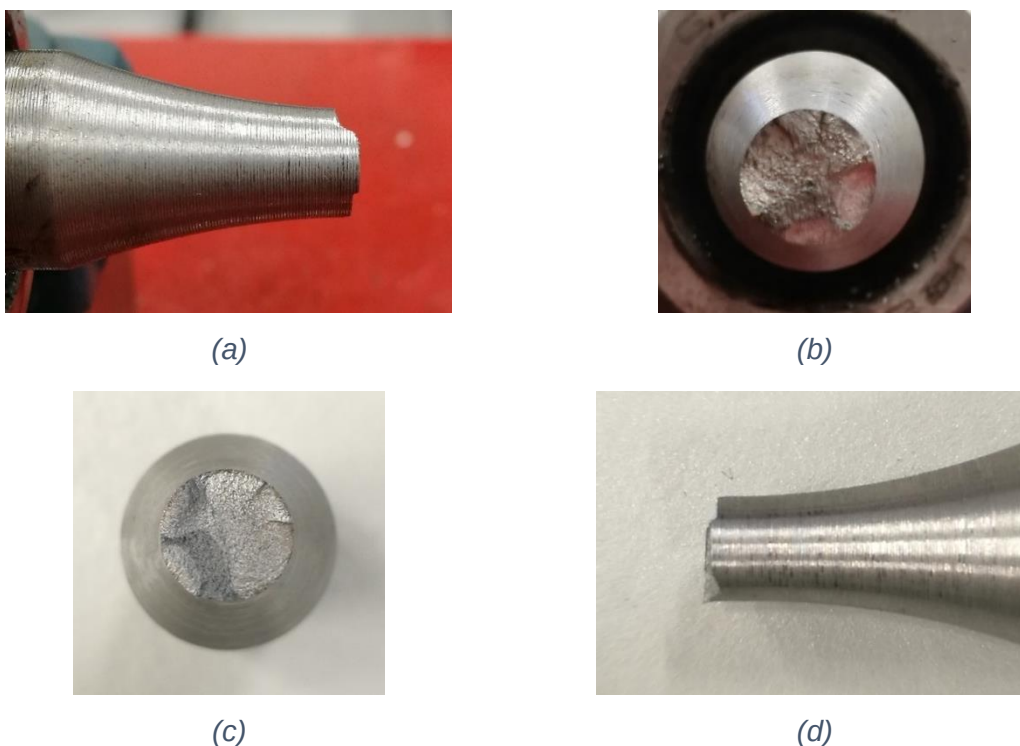


Figura 83: Fisura de la probeta de planos paralelos con entalla a 24 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta no se aprecia el punto de rotura con claridad, pero se puede observar cómo las grietas tienden al centro de ésta. El inicio y propagación de la grieta se produce de forma muy irregular también, por lo que esta probeta no es un buen ejemplo para mostrar el punto de rotura.

Los frentes de grieta que se originaron tras el segundo ensayo a 30 kg se muestran en la Figura 84:



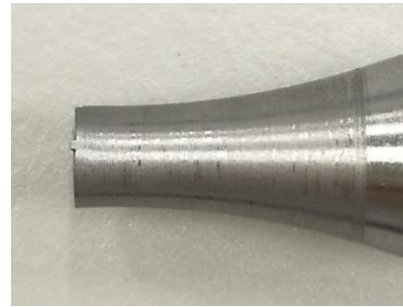
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 84: Fisura de la probeta de planos paralelos con entalla a 30 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta el inicio y propagación de la grieta se produce de manera más uniforme que la anterior, produciéndose menos “escalones” y no tan pronunciados. Es fácil de reconocer el punto de rotura en esta probeta, ya que se produce en la zona central más oscura, pero en este caso la fisura hace forma de rebaba antes de la rotura.

6.1.2.3 Probetas de planos paralelos con entalla

Se calculará el número de ciclos analítico para un peso de 24 y 30 kg en probetas de planos paralelos con entalla con la ecuación (77):

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} = \left(\frac{488.52 \text{ MPa}}{859.20} \right)^{1/-0.053107774} = 63834.21 \text{ ciclos} \quad (84)$$

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} = \left(\frac{610.65 \text{ MPa}}{859.20} \right)^{1/-0.053107774} = 771.25 \text{ ciclos} \quad (85)$$

En la Tabla 18 se muestran los resultados analíticos, experimentales y el error obtenido:

Probetas planas con entalla			
Peso (kg)	N _{experimental} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	16453	63834,21	74,23
30	485	771,25	37,11

Tabla 18: Resultados experimentales de los ensayos con probetas de planos paralelos con entalla cargadas a 24 y 30 kg.

En este tipo de probetas los errores obtenidos son positivos, es decir, rompen antes de lo previsto. Esto puede deberse a que cualquier irregularidad en la entalla hace que la sensibilidad sea mucho mayor de la que genera la propia entalla en sí. Al igual que en los ensayos anteriores, se puede observar cómo en los ensayos que necesitan más tiempo y por lo tanto más ciclos, son los que más errores tienen.

Los frentes de grieta que se originaron tras el primer ensayo a 24 kg se muestran en la Figura 85:

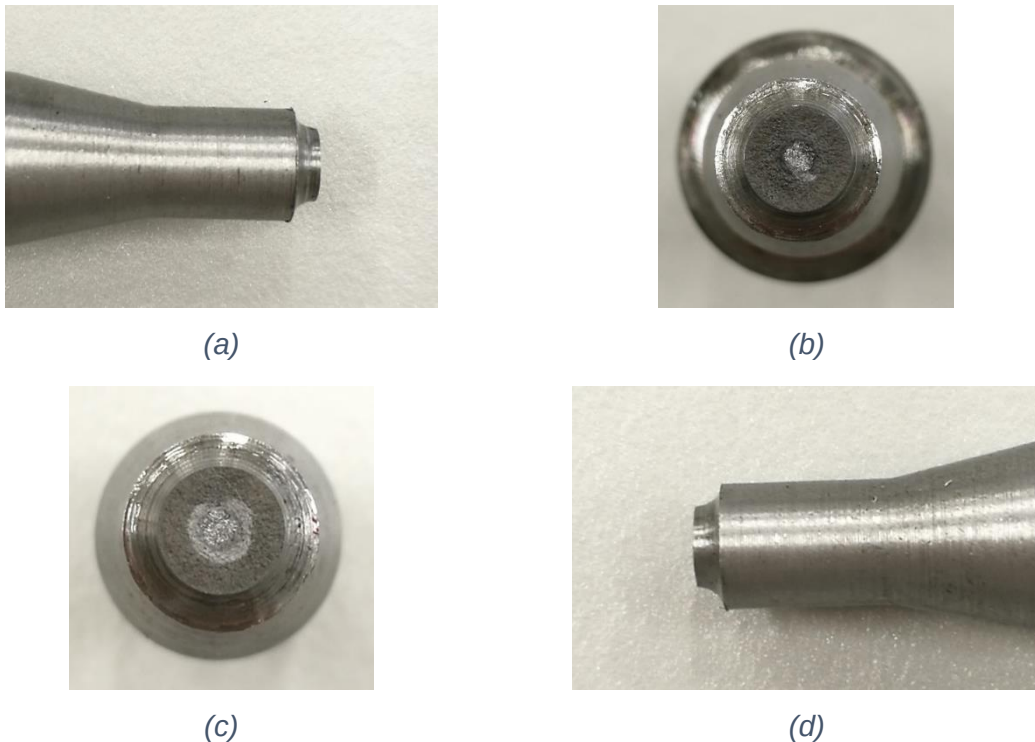


Figura 85: Fisura de la probeta de planos paralelos con entalla a 24 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta se aprecia claramente las tres fases de inicio de la grieta, propagación de la grieta y rotura. Observando como la rotura se produce justo en el centro de la probeta y las fisuras van siguiendo una forma circular. Esta probeta ha sido la que mejores fisuras ha creado antes de romper mostrando con perfecta claridad que la rotura se produce en el centro.

Los frentes de grieta que se originaron tras el segundo ensayo a 30 kg se muestran en la Figura 86:



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 86: Fisura de la probeta de planos paralelos con entalla a 30 kg. (a) Vista lateral del extremo fijo al eje del motor. (b) Vista frontal del extremo fijo al eje del motor. (c) Vista frontal del extremo en voladizo. (d) Vista lateral del extremo en voladizo.

En la fisura de esta probeta, al igual que en la anterior, se percibe claramente las fases de inicio de la grieta, propagación de la grieta y rotura, pero en esta se produjo un “escalón” al inicio de la grieta. El punto de rotura está perfectamente definido en el centro de la probeta.

6.1.3 Resultados numéricos

Las simulaciones se han realizado con una aproximación aplicando una carga en un único punto de la probeta, siendo los resultados una aproximación de la realidad como se explicó en el apartado 5.1.3 explicando todas las aproximaciones realizadas. La posible solución sería realizar un ensamblaje de la probeta con el rodamiento y aplicar la carga sobre éste haciendo que gire sobre la probeta. Para ello se necesitaría la ayuda de otro software para realizar el ensamblaje.

A continuación, se mostrarán los datos numéricos obtenidos para cada tipo de probeta y el error obtenido con respecto a los datos analíticos y experimentales.

6.1.3.1 Probetas de planos paralelos sin entalla

Los resultados obtenidos de la simulación de la probeta de planos paralelos sin entalla comparados con los datos analíticos y experimentales correspondientes a 30 kg de carga son los siguientes:

Probetas planas sin entalla			
Peso (kg)	N_{numérico} (ciclos)	N_{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	2487,80	45309,64	94,51
30	1503,30	5770,60	73,95

Tabla 19: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos sin entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos.

Probetas planas sin entalla			
Peso (kg)	N_{numérico} (ciclos)	N_{experimental} (ciclos)	Error (%)
24	2487,80	83764	97,03
30	1503,30	7194	79,10

Tabla 20: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos sin entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados experimentales.

Se puede observar como el error en las dos comparaciones apenas varía, esto deja claro que las simulaciones siempre se han realizado de la misma manera y no hay que tener en cuenta otros factores que modifiquen los resultados como en el caso de los ensayos experimentales. Sin olvidar que estos resultados son aproximaciones, se puede decir que cuanto mayor es la carga aplicada, menor es el error producido. Esto es debido a la aproximación realizada, ya que, al aplicar la carga en un único punto, cuanto mayor sea ésta, más similitud va a tener con la realidad, ya que debilitará más la probeta que con una carga menor.

A continuación, se muestran las gráficas obtenidas.

En la Figura 87 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 2487.8 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

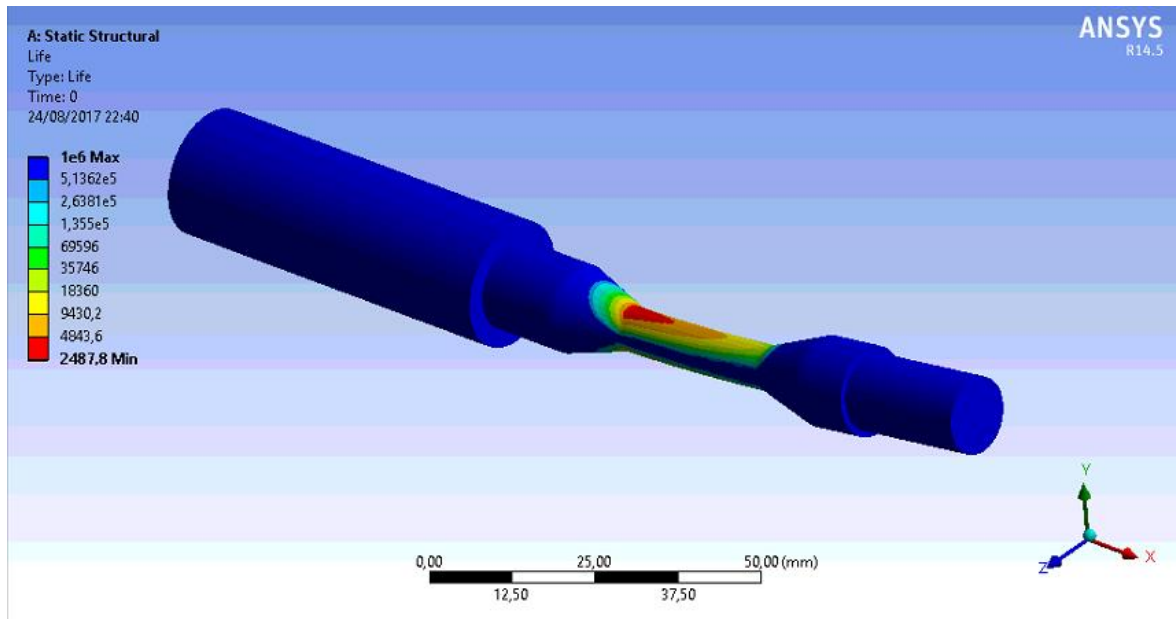


Figura 87: Simulación de la vida para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 88 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $4.0197 \cdot 10^5$, siendo éste un valor adimensional.

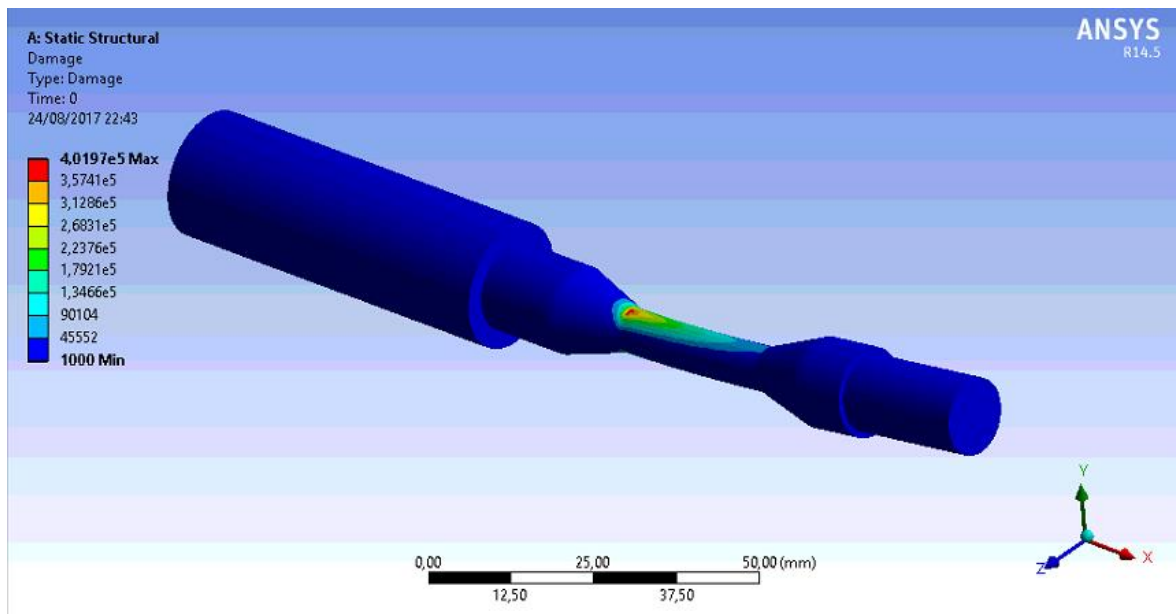


Figura 88: Simulación del daño para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 89 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.20685.

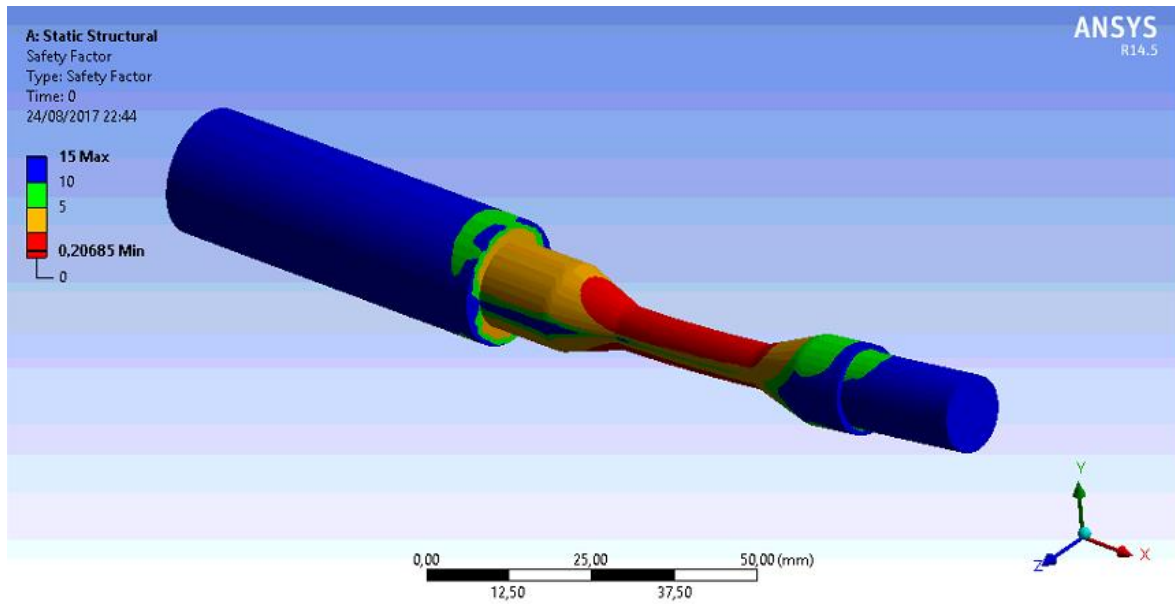


Figura 89: Simulación del factor de seguridad para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 90 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 1503.3 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

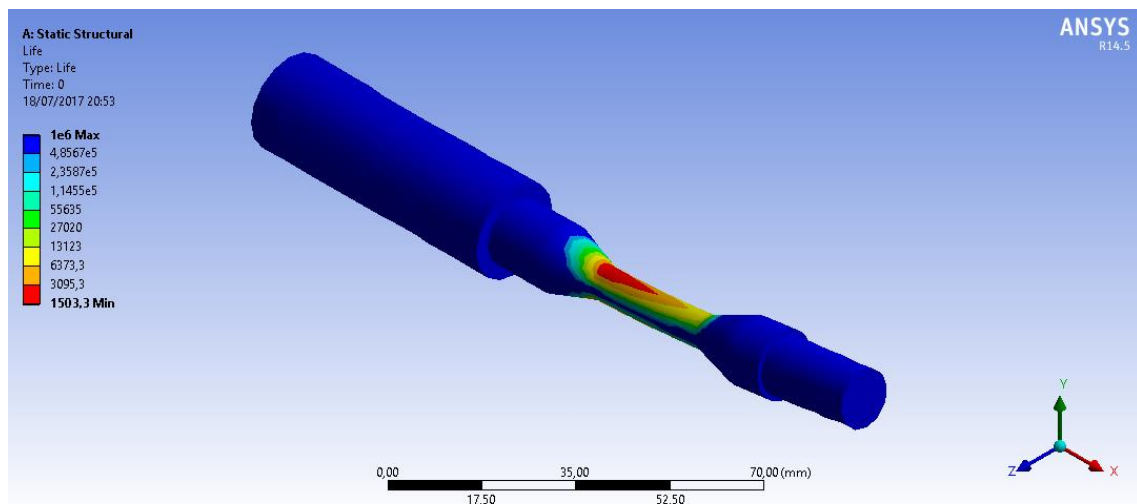


Figura 90: Simulación de la vida para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 30 kg.

En la Figura 91 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $7.28763 \cdot 10^5$, siendo éste un valor adimensional.

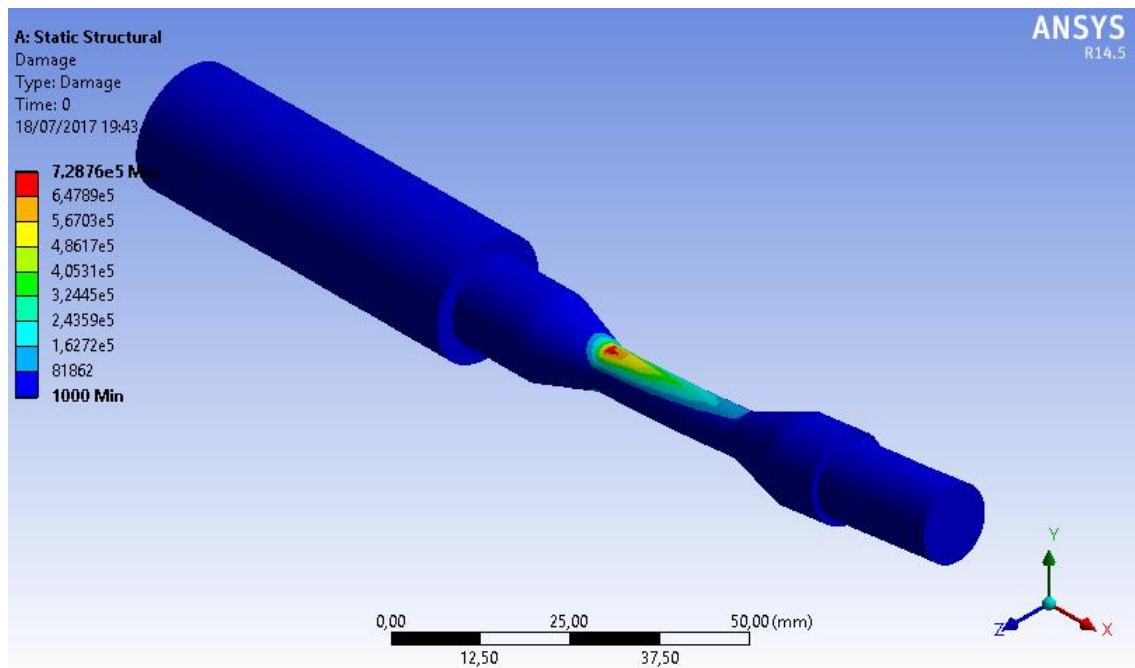


Figura 91: Simulación del daño para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 30 kg.

En la Figura 92 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.1691.

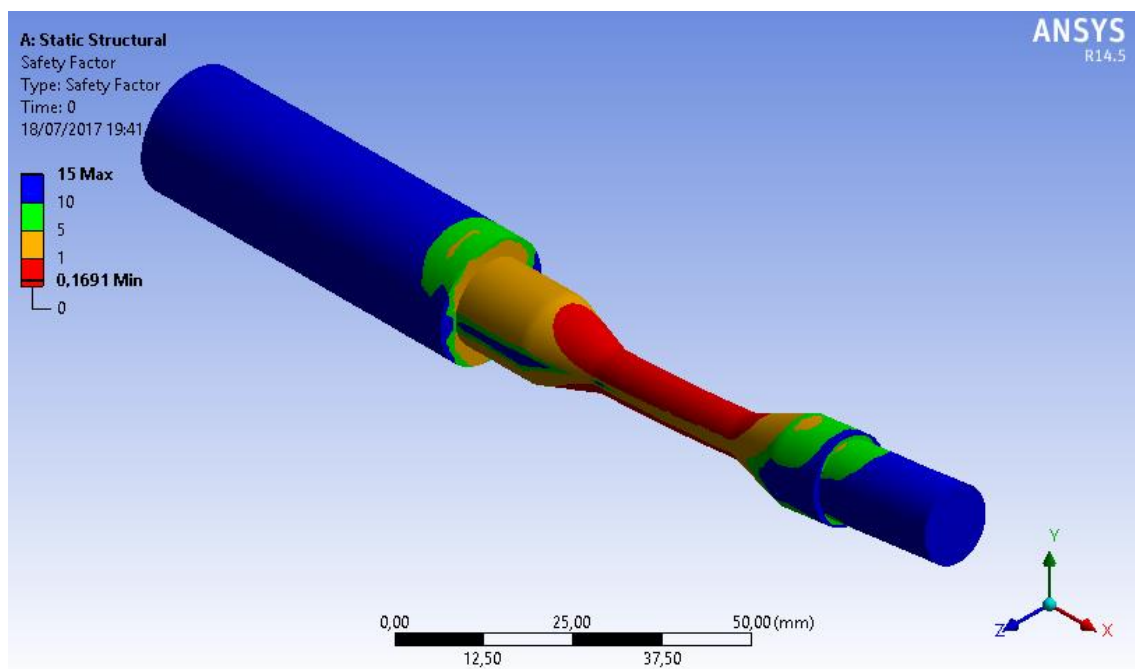


Figura 92: Simulación del factor de seguridad para probetas de planos paralelos sin entalla cargada a 30 kg.

6.1.3.2 Probetas de reloj de arena

Los resultados obtenidos de la simulación de la probeta de reloj de arena comparados con los datos analíticos y experimentales correspondientes a 30 kg de carga son los siguientes:

Probetas reloj de arena			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	7691,00	494784,13	98,45
30	4028,40	63015,34	93,61

Tabla 21: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de reloj de arena cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos.

Probetas reloj de arena			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{experimental} (ciclos)	Error (%)
24	7691,00	1726052	99,55
30	4028,40	101068	96,01

Tabla 22: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de reloj de arena cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados experimentales.

A continuación, se muestran las gráficas obtenidas.

En la Figura 93 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 7691 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

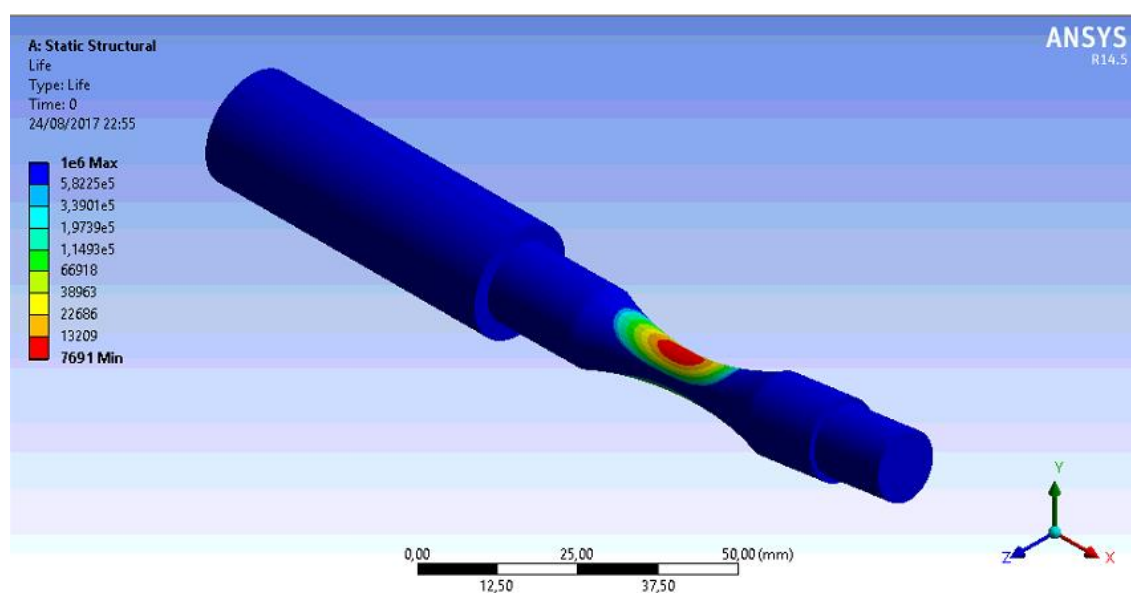


Figura 93: Simulación de la vida para probetas de reloj de arena cargada a 24 kg.

En la Figura 94 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $1.3002 \cdot 10^5$, siendo éste un valor adimensional.

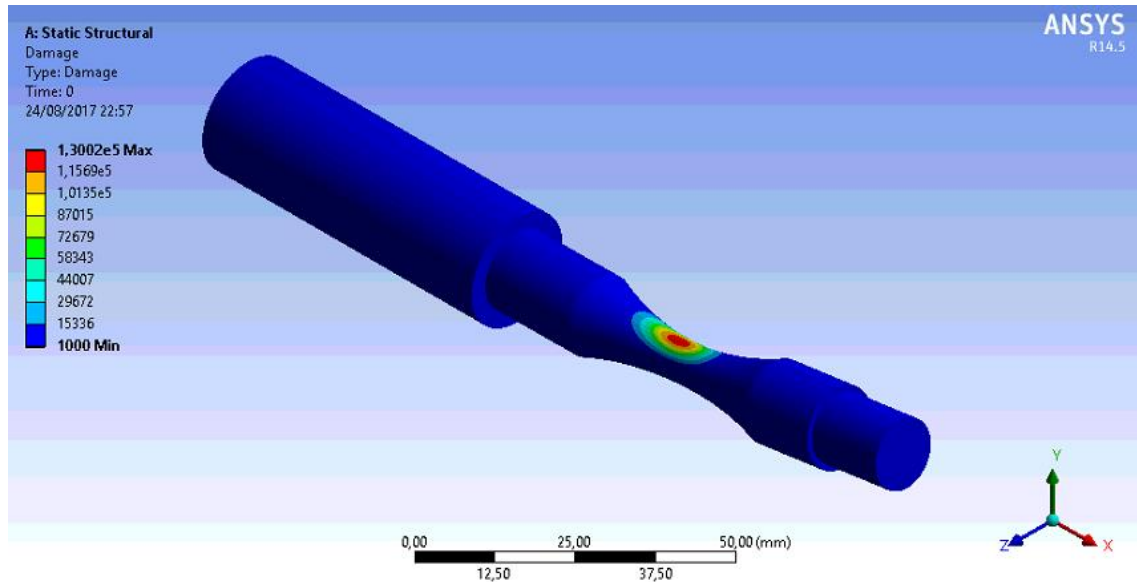


Figura 94: Simulación del daño para probetas de reloj de arena cargada a 24 kg.

En la Figura 95 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.29602.

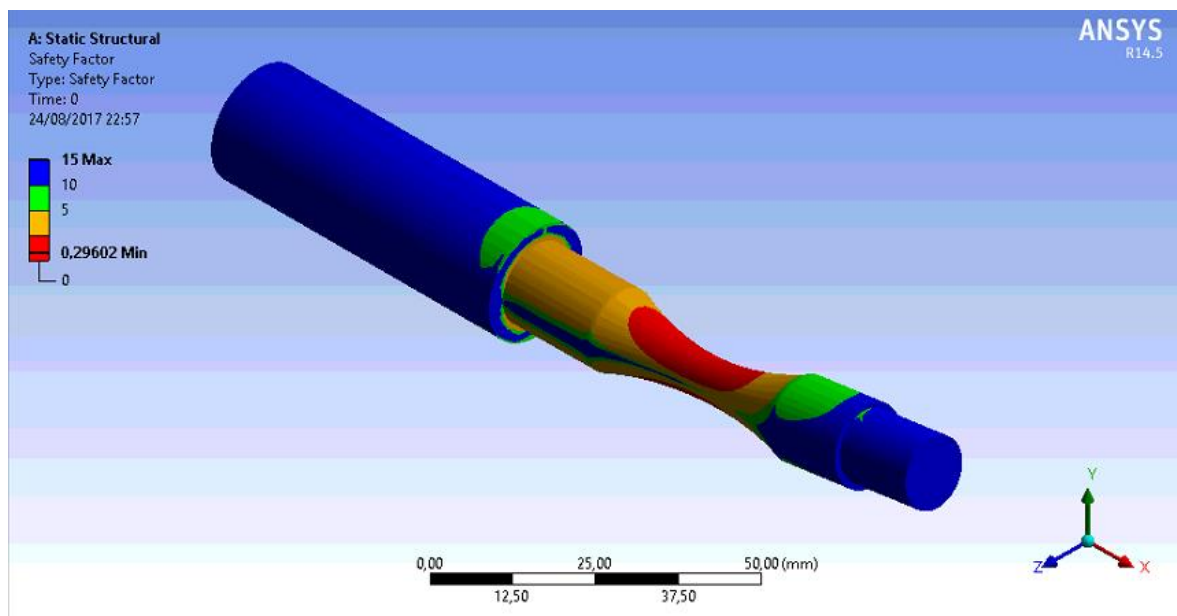


Figura 95: Simulación del factor de seguridad para probetas de reloj de arena cargada a 24 kg.

En la Figura 96 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas

que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 4028.4 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

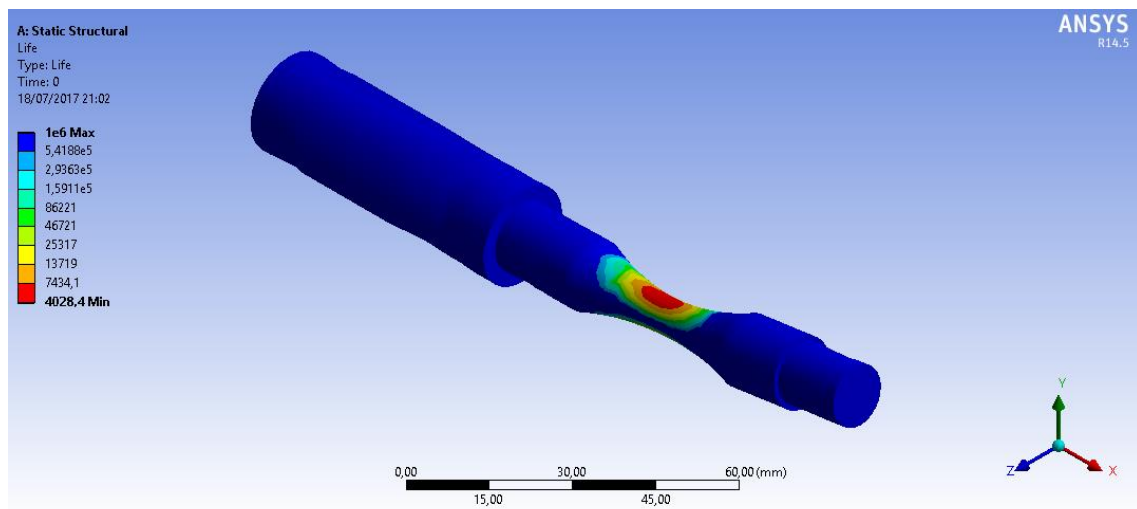


Figura 96: Simulación de la vida para probetas de reloj de arena cargada a 30 kg.

En la Figura 97 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $2.5311 \cdot 10^5$, siendo éste un valor adimensional.

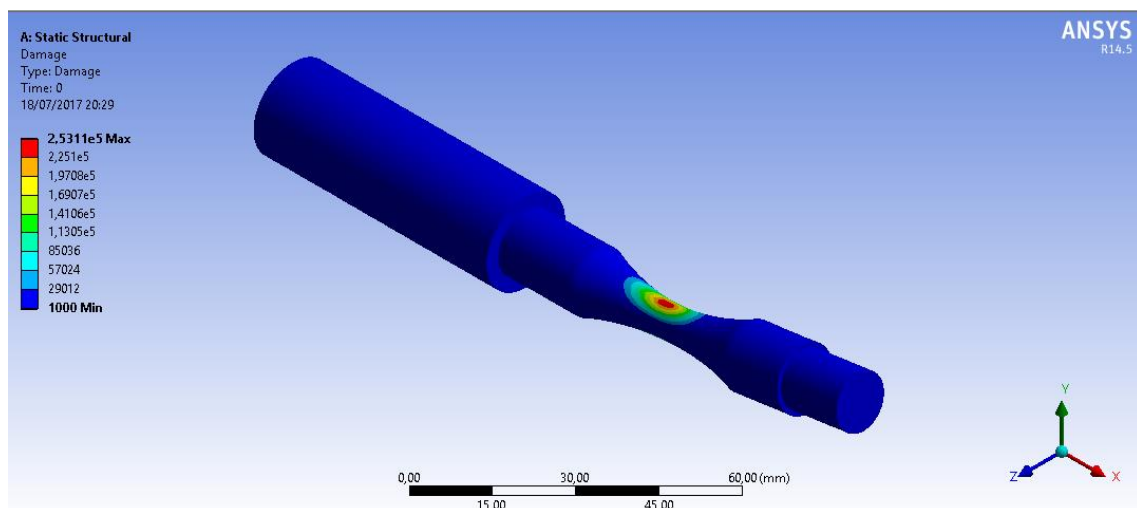


Figura 97: Simulación del daño para probetas de reloj de arena cargada a 30 kg.

En la Figura 98 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.23598.

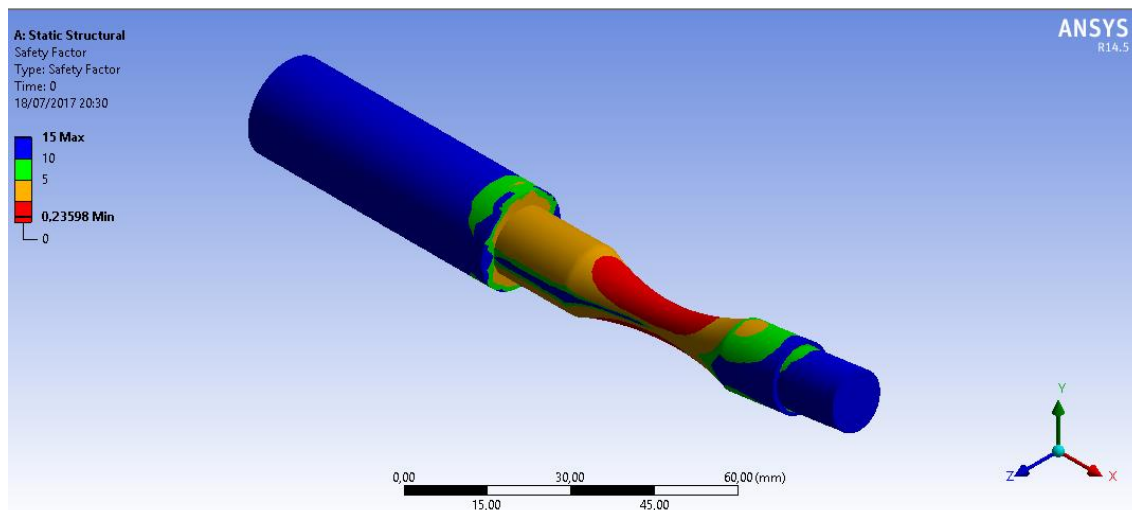


Figura 98: Simulación del factor de seguridad para probetas de reloj de arena cargada a 30 kg.

6.1.3.3 Probetas de planos paralelos con entalla

Los resultados obtenidos de la simulación de la probeta de reloj de arena comparados con los datos analíticos y experimentales correspondientes a 30 kg de carga son los siguientes:

Probetas planas con entalla			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	1092,00	51519,85	97,88
30	631,85	771,25	18,07

Tabla 23: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos con entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos.

Probetas planas con entalla			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{experimental} (ciclos)	Error (%)
24	1092,00	16453	93,36
30	631,85	485	-30,28

Tabla 24: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos con entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados experimentales.

A continuación, se muestran las gráficas obtenidas.

En la Figura 99 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 1092 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

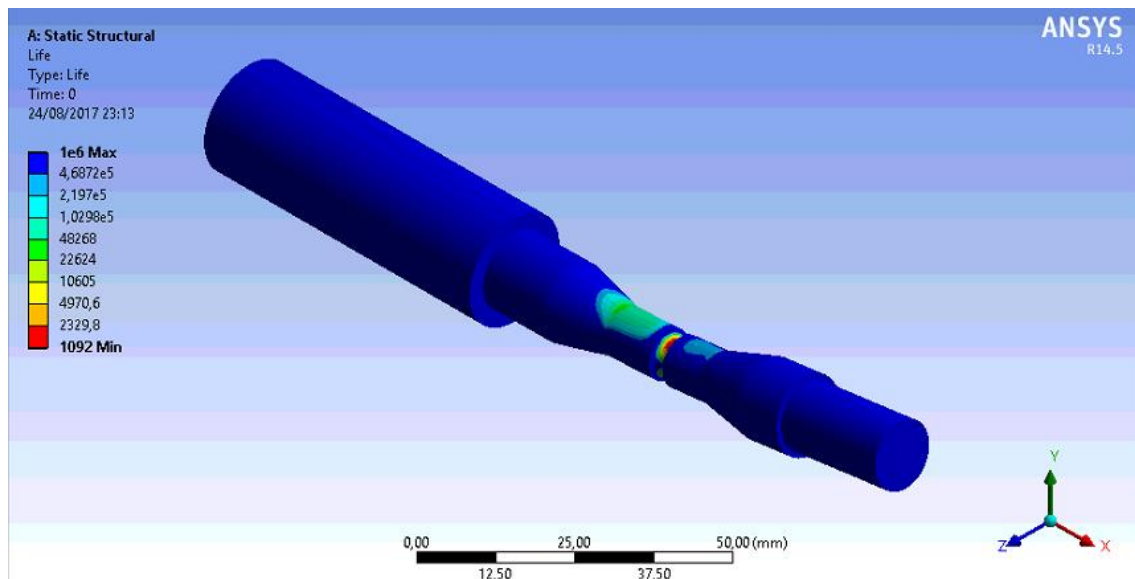


Figura 99: Simulación de la vida para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 100 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $9.1572 \cdot 10^5$, siendo éste un valor adimensional.

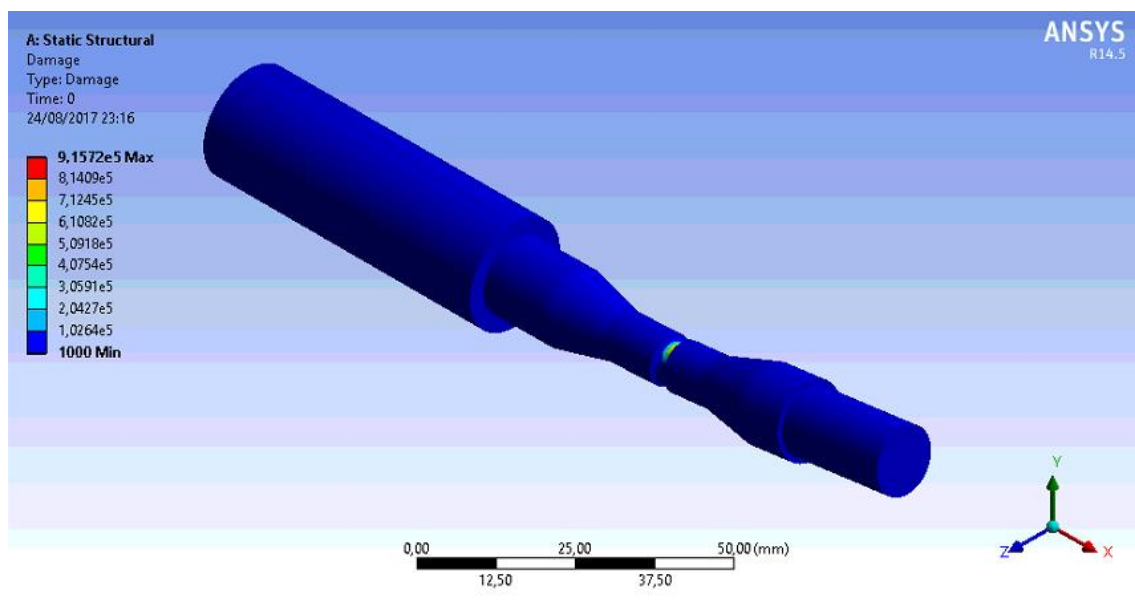


Figura 100: Simulación del daño para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 101 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.14224.

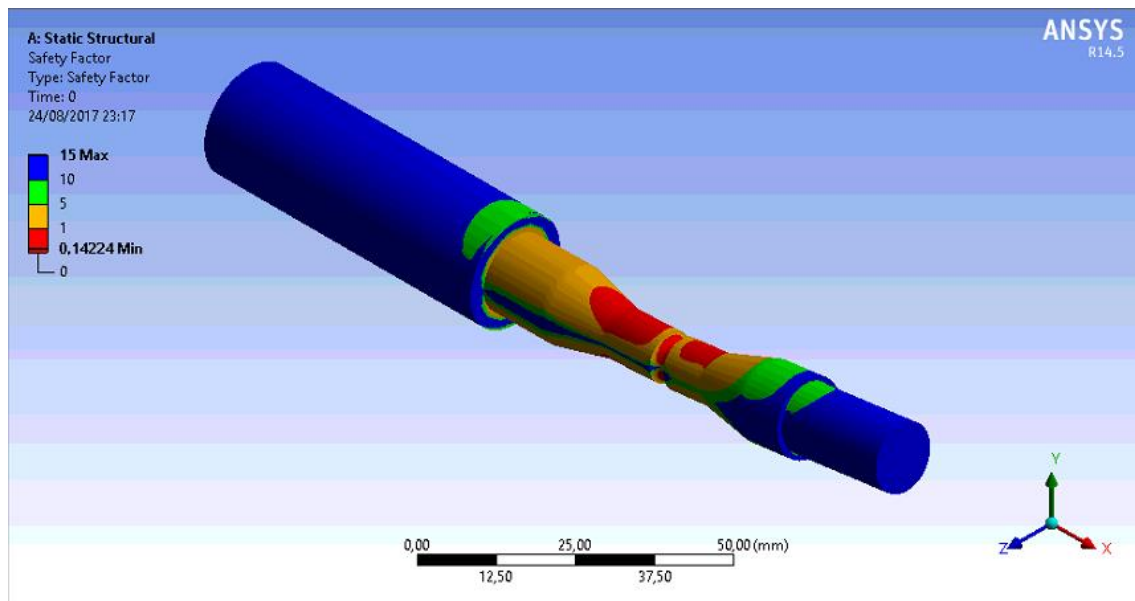


Figura 101: Simulación del factor de seguridad para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 24 kg.

En la Figura 102 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que soporta menos tensión, la zona verde representa las zonas que soportan tensión y las zonas en rojo aquellas que soportan la máxima tensión. Se obtiene una vida hasta los 631.85 ciclos. El máximo es de 1000000 ciclos ya que a partir de este valor se considera vida infinita y la probeta nunca rompería.

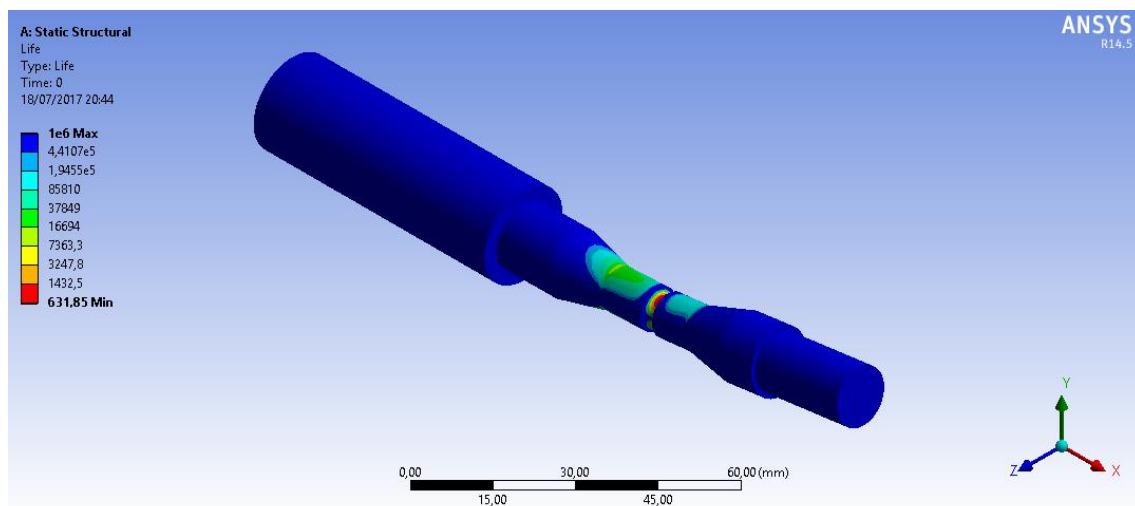


Figura 102: Simulación de la vida para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 30 kg.

En la Figura 103 aparece la probeta con tres colores diferentes, el azul representa las zonas de la probeta que no estarían dañadas, la zona verde representa las zonas que estarían parcialmente dañadas y las zonas en rojo aquellas que estarían totalmente dañadas. Se obtiene un valor de $1.5827 \cdot 10^6$, siendo éste un valor adimensional.

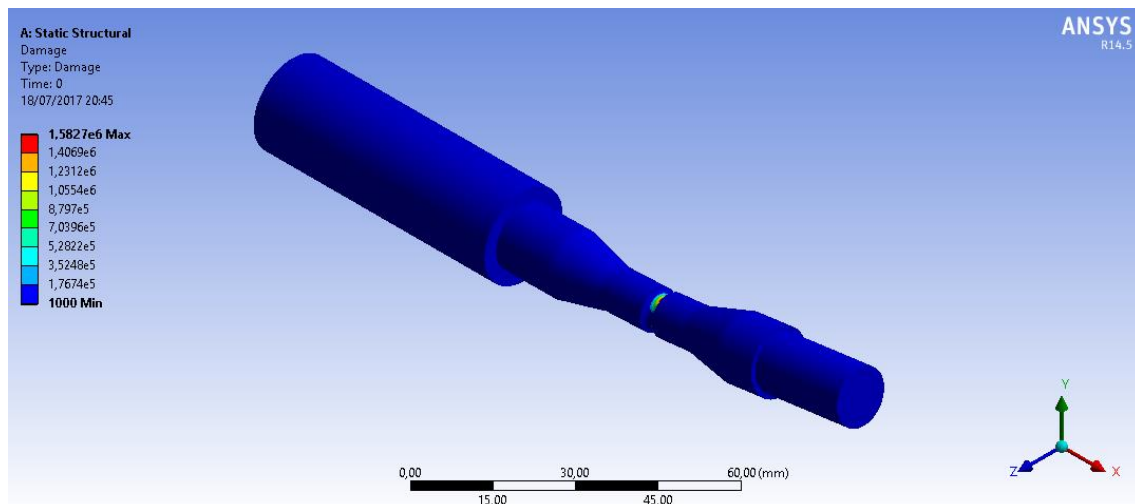


Figura 103: Simulación del daño para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 30 kg.

En la Figura 104 se muestra el factor de seguridad n definido en el apartado 4.1.9. Éste toma valores positivos y cuando es mayor de 1, se considera vida infinita. En este caso se obtiene un valor de 0.11413.

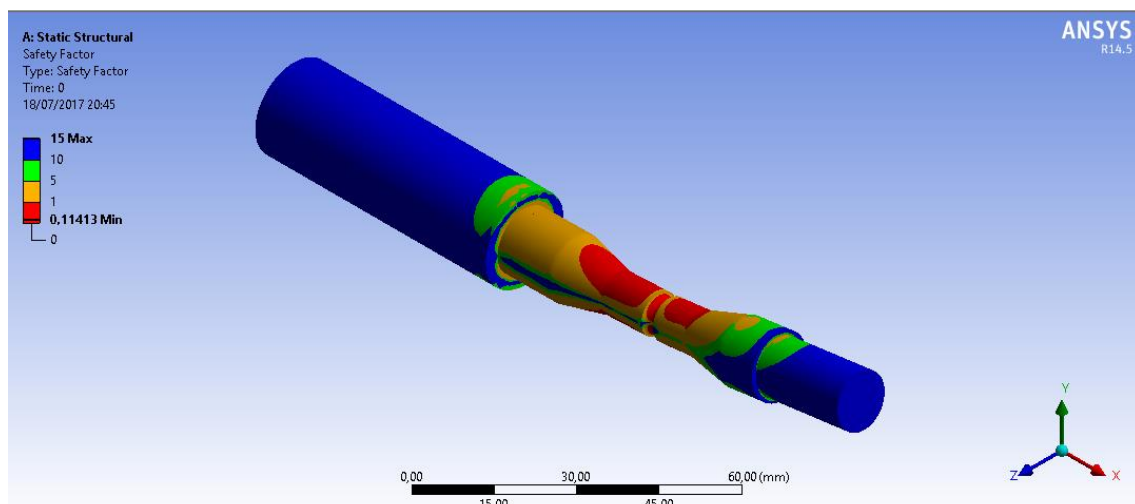


Figura 104: Simulación del factor de seguridad para probetas de planos paralelos con entalla cargada a 30 kg.

6.2 Discusión

En primer lugar, se mostrarán los datos analíticos, experimentales y numéricos obtenidos:

Probetas planas sin entalla			
Peso (kg)	$N_{\text{analítico}}$ (ciclos)	$N_{\text{experimental}}$ (ciclos)	$N_{\text{numérico}}$ (ciclos)
24	45309,64	83764	2487,80
30	5770,60	7194	1503,30

Tabla 25: Comparativa de resultados analíticos, experimentales y numéricos obtenidos en probetas de planos paralelos sin entalla.

Probetas reloj de arena			
Peso (kg)	N _{analítico} (ciclos)	N _{experimental} (ciclos)	N _{numérico} (ciclos)
24	494784,13	1726052	7691,00
30	63015,34	101068	4028,40

Tabla 26: Comparativa de resultados analíticos, experimentales y numéricos obtenidos en probetas de reloj de arena.

Probetas planas con entalla			
Peso (kg)	N _{analítico} (ciclos)	N _{experimental} (ciclos)	N _{numérico} (ciclos)
24	63834,21	16453	1092,00
30	771,25	485	631,85

Tabla 27: Comparativa de resultados analíticos, experimentales y numéricos obtenidos en probetas de planos paralelos con entalla.

Los resultados de los errores obtenidos se han mostrado en los apartados anteriores. Se observa cómo el tipo de probeta que en la que más error se ha producido, es la probeta de reloj de arena con 24kg de carga aplicada, siendo éste del 99.55% (Tabla 22). Mientras que la probeta de planos paralelos con entalla con 30kg de carga aplicada ha sido la que menos error ha tenido, siendo éste del 18.07% (Tabla 23). Se considera un error mayor o menor a aquel que esté más cerca del número de ciclos analítico.

6.2.1 Discusión de los resultados analíticos

Los cálculos analíticos realizados serían sólo válidos para la comparación con los resultados experimentales, ya que los resultados numéricos son una aproximación a la realidad. Para hacer una comparación justa, se tendrían que recalcular el factor de tamaño k_b , el cual, al considerarse que la probeta no giraría, tendría otro valor que nos lo darán las ecuaciones (7) y (10) del apartado 4.1.6.2:

$$k_{b,e} = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d_e^{-0.107} = 1.24(0.370d)^{-0.107} = 1.24(0.370 * 7)^{-0.107} \\ = 1.119949939$$

En el caso de las probetas de planos paralelos con entalla este valor será de:

$$k_{b,e} = \left(\frac{d_e}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24d_e^{-0.107} = 1.24(0.370d)^{-0.107} = 1.24(0.370 * 6)^{-0.107} \\ = 1.138575716$$

Realizando los mismos cálculos analíticos con estos resultados y comparando los valores nuevos de ciclos con los resultados numéricos, se obtienen los siguientes errores:

Probetas planas sin entalla			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	2487,80	85271,43	97,08
30	1503,30	7716,84	80,52

Tabla 28: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos sin entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos nuevos.

Probetas reloj de arena			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	7691,00	1384130,02	99,44
30	4028,40	125260,04	96,78

Tabla 29: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de reloj de arena cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos nuevos.

Probetas planas con entalla			
Peso (kg)	N _{numérico} (ciclos)	N _{analítico} (ciclos)	Error (%)
24	1092,00	257752,64	99,58
30	631,85	693,62	8,91

Tabla 30: Resultados numéricos de la simulación con la probeta de planos paralelos con entalla cargada a 24 y 30 kg comparados con los resultados analíticos nuevos.

Comparando las Tablas anteriores con la Tabla 19, Tabla 21 y Tabla 23, se observa que no hay un cambio significativo en el error obtenido y que éste es mayor que el anterior. Todos los cálculos analíticos vienen realizados en el archivo Excel de Cálculos anexo a este documento.

Esta nueva comparación se ha hecho porque los resultados numéricos no se ajustan a la realidad, y al suponer que la probeta no gira, se han realizado otros cálculos analíticos teniendo en cuenta esto.

6.2.2 Discusión de los resultados experimentales

Con respecto a los ensayos, en los frentes de grieta producidos tras la fractura, se observa como en todas ellas la fractura se produce de fuera hacia adentro, esto es debido a la rotación de la propia probeta, el cual hace que la carga se vaya aplicando por todas las caras de la probeta. En primer lugar, aparecen grietas que se irán uniendo y haciendo crecer el frente de grieta hasta el centro de la probeta, provocando de este modo la rotura final de la probeta.

La discusión de los errores obtenidos se hizo tras mostrar dichos errores en la Tabla 16, Tabla 17 y Tabla 18. En resumen, se tiene un error mayor cuanto menor es la carga aplicada, es decir, cuanto mayor es el tiempo de ensayo. Esto se debe a las vibraciones de la probeta al ir aflojándose los tornillos durante el ensayo. Esto se puede solucionar

invirtiendo el giro del motor y apretando muy bien todos los tornillos antes de la realización del ensayo.

Un factor no considerado ha sido la temperatura, la cual era mayor cuantos más ciclos se realizaban en los ensayos. Teniendo en cuenta que las propiedades del acero se verían modificadas al variar su temperatura, este puede ser el motivo por el cual en los ensayos en los que se ha aplicado una carga mayor, necesitando menos ciclos para llegar a la fractura, se ha obtenido un menor error. Por lo contrario, al aplicar una carga menor, necesitando más ciclos para romper, el error obtenido es mayor, es decir, rompe mucho antes de lo esperado. Esto puede ser debido a la variación de la temperatura, que será mayor cuánto más tiempo dure el ensayo o, lo que es lo mismo, cuantos más ciclos realice la probeta antes de romper. Aunque habría que estudiar si la variación de temperatura que se produce durante el ensayo es suficiente para afectar en los resultados.

Las imágenes capturadas durante los ensayos no siempre se realizaban en el mismo instante. En la Figura 105 puede observarse cómo el tornillo del eje del motor cambia de posición de una imagen a otra.

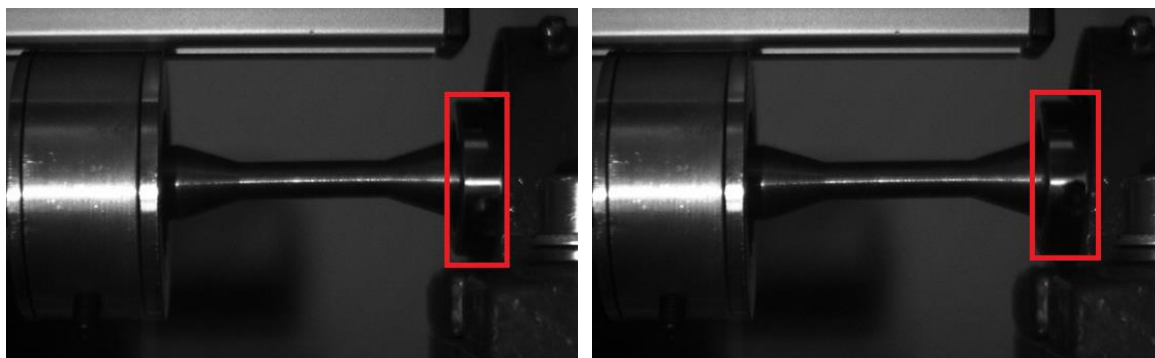


Figura 105: Imágenes capturadas durante el ensayo de la probeta de planos paralelos sin entalla cargada a 30 kg.

6.2.3 Discusión de los resultados numéricos

En los resultados numéricos obtenidos en las simulaciones se tiene un error elevado con respecto a los datos analíticos. Esto se debe a la aplicación de la carga, que se hace fluctuante e completamente invertida, pero sólo se aplica en un eje, por lo que, al sólo aplicarse en un punto de la probeta, este punto llegará a la fractura mucho antes de lo que lo haría si la carga se aplicara alrededor de toda la probeta. Se ha intentado solventar este error haciendo un mallado más fino de la pieza, pero este no era el problema. Se aplicó después una fuerza rotacional a toda la probeta para dejar la carga fija, como realmente se realizan los ensayos experimentales, pero esto no es posible, ya que ANSYS sólo deja aplicar cargas de la forma que muestra la Figura 106, Figura 107 y Figura 108.

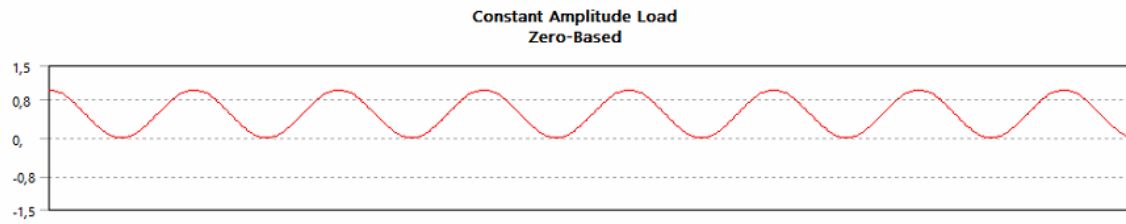


Figura 106: Aplicación de carga basada en cero.

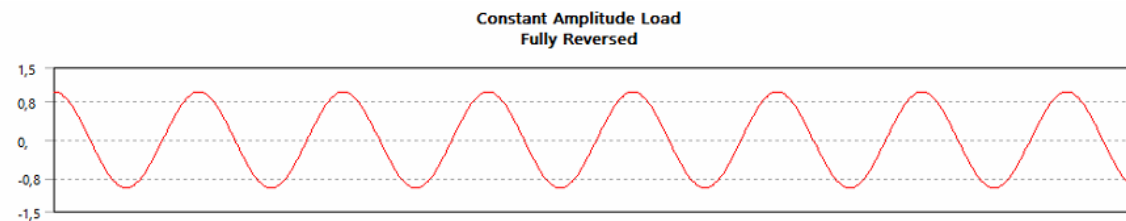


Figura 107: Aplicación de la carga completamente invertida.

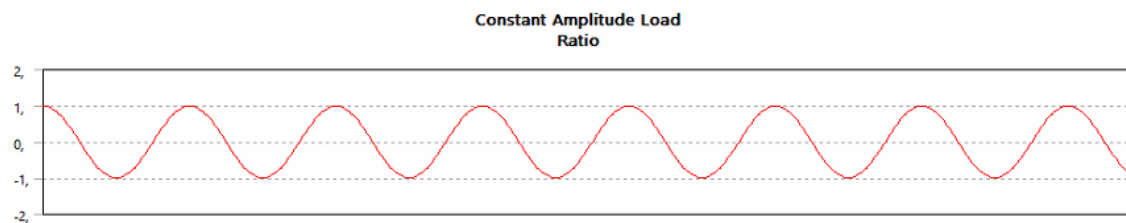


Figura 108: Aplicación de la carga de ratio.

Se aplicó la misma carga en el eje perpendicular al anterior, para así aplicar la carga en cuatro puntos de la probeta en vez de dos. Esto daba resultados más bajos aún. Lo cual concuerda con el razonamiento, ya que, al estar sometida a dichas cargas por dos puntos, se debilitaría mucho antes y, por lo tanto, rompería en menos ciclos. Lo que se pretende, es que la carga no siempre actúe en el mismo punto, sino que vaya variando alrededor de la pieza, debilitándola por todo su contorno por igual. Se intentó aplicar dos cargas en desfase aplicadas en ejes perpendiculares, y hacer que actúen sobre la probeta de forma alterna, es decir, que cuando una esté en su máximo valor, la otra no ejerza carga. Con esto se pretendía hacer una aproximación más exacta, pero en un ensayo de fatiga, las condiciones se generalizaban para todas las cargas aplicadas. Por lo tanto, no se pudo realizar tal aproximación.

Una solución a este problema sería ensamblar la probeta a un rodamiento, y aplicar una sola carga en él, haciéndolo girar y transmitiendo la carga a la probeta que estaría fija en su extremo. De esta forma, la carga se aplicaría de la misma forma que en los ensayos experimentales. Para ello se necesitaría la ayuda de otro software para la realización del ensamblaje y una vez hecho, importarlo a ANSYS para realizar la simulación a fatiga. Se observa como en las probetas de planos paralelos con entalla, al tener un diámetro menor y, por lo tanto, menos superficie de acción por la carga aplicada, el error baja

considerablemente. Con lo que se puede afirmar que cuanto mayor sea la superficie de acción de la carga o, en este caso, el diámetro en el punto de fractura de la probeta, más inexacto serán los resultados obtenidos en las simulaciones. La diferencia de errores entre las probetas de planos paralelos sin entalla y las probetas de reloj de arena se debe a que, en las primeras, el punto de fractura está más alejado del punto de aplicación de la carga, por lo que se necesita una tensión mayor para romper que en las probetas de reloj de arena, aun teniendo el mismo diámetro. Para tener una tensión mayor, se debería aplicar una fuerza mayor, pero al no variar la carga, se compensa con la necesidad de más ciclos antes de la fractura, acercando este valor al número de ciclos analítico.

7 CONCLUSIONES

El funcionamiento del banco de ensayos no ha dado ningún tipo de problema durante la realización de los ensayos, por lo que se puede decir que queda listo en perfecto funcionamiento para su posterior uso. Teniendo siempre en cuenta que el contador de revoluciones trabaja de forma óptima hasta una velocidad máxima de 500 rpm y que al peso aportado por las pesas hay que añadirle el propio peso del soporte para las pesas, de unos 2 kg. El único error en cuanto al procedimiento experimental está en la capturas de imágenes, ya que éstas no se capturan siempre en el mismo instante.

Tras contractar los resultados obtenidos analíticamente y experimentalmente, se puede observar el gran error obtenido. Esto depende mucho de la fabricación de las probetas y del acabado superficial que se les realice. También influye la presencia de algún poro o incrustación de impurezas en su interior, haciendo esa zona más propensa a la fractura.

Se puede observar cómo las probetas de planos paralelos con entalla, al tener un concentrador de esfuerzos con diámetro menor que en las demás probetas empleadas en los ensayos, muestran con más claridad que la rotura final se produce en el centro de la probeta.

Cabe mencionar el rozamiento producido por la goma que rodea al brazo del soporte para las pesas que se colocó para evitar el fuerte ruido que produciría la vibración. Este error es prácticamente despreciable teniendo en cuenta las cargas aplicadas para los ensayos.

También cabe destacar que sólo se ha utilizado una cámara finalmente para las capturas de imágenes en los ensayos, debido a que no se realizaban las capturas siempre en el mismo punto de la probeta. Esto no ha permitido hacer un estudio de correlación de imágenes, el cual hubiera estado interesante realizar ya que muestra el crecimiento de la grieta desde su aparición hasta la fractura de la probeta.

Como un trabajo futuro a este Trabajo Fin de Grado sería interesante realizar un estudio de correlación de imágenes, así como la realización de más ensayos con la misma carga aplicada para así descartar errores puntuales haciendo una media de los errores obtenidos en los ensayos realizados con el mismo peso. También se podría realizar unas simulaciones con la correcta aplicación de la carga, para así poder tenerlos como base sin la necesidad de realizar los cálculos analíticos.

8 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ensayo de fatiga, resiliencia y dureza. [En línea]
<https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/09/ensayo-de-fatiga-resiliencia-y-dureza5.pdf>.
2. Diseño en carga variable. [En línea]
<http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Apte%20Fatiga%20Rev%20-%202014.pdf>.
3. Cargas variables. [En línea]
http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap4.pdf.
4. Ensayo de fatiga en flexión rotativa. [En línea]
<https://prezi.com/ki6igd6srxa0/ensayo-de-fatiga-de-flexion-rotativa/>.
5. Estudio de la propagación de fisuras en materiales dúctiles. [En línea]
<http://oa.upm.es/660/1/01200205.pdf>.
6. Fragilización ambiental por hidrógeno. [En línea]
http://azterlan.blogspot.com.es/2014/11/fragilizacion-ambiental-por-hidrogeno_26.html.
7. Ensayo de fatiga, resiliencia y dureza. [En línea]
<https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/09/ensayo-de-fatiga-resiliencia-y-dureza5.pdf>.
8. Fatiga en metales. [En línea]
http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://bigmac.mecaest.etsii.upm.es/~ignacio/resources/MSD/Apuntes/MSDcap10.pdf&gws_rd=cr&ei=trt4WfqaJoPbwQKHr5uQCQ.
9. Fatiga de los metales. [En línea]
<https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/fatiga-de-los-metales-definicion-significado/gmx-niv15-con194122.htm>.
10. Consideraciones sobre el crecimiento de la grieta en materiales de ingeniería. [En línea] <http://www.monografias.com/trabajos82/crecimiento-grieta-fatiga-materiales-ingenieria/crecimiento-grieta-fatiga-materiales-ingenieria.shtml>.
11. Nisbett, Richard G. Budynas y J. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. s.l. : Mc Graw Hill. Octava edición.
12. Diseño mecánico. [En línea]
https://juanrodriguezprieto.files.wordpress.com/2014/08/prese_2.pdf.
13. Fatiga de los materiales. [En línea]
<http://www.monografias.com/trabajos88/fatiga-metales-generalidades/fatiga-metales-generalidades.shtml>.

14. Concentración de esfuerzos y sensibilidad a las muescas. [En línea] <https://es.linkedin.com/pulse/concentraci%C3%B3n-de-esfuerzos-y-sensibilidad-las-muecas-david>.

15. Límite de fatiga. [En línea] https://es.wikipedia.org/wiki/L%C3%ADmite_de_fatiga.

16. Sensibilidad a la muesca. [En línea] http://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/5496/mod_resource/content/1/sensibilidad%20a%20la%20muesca.pdf.

17. Metodología para el análisis a fatiga. [En línea] https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10852/PFC_EVA_MARCO.pdf.

18. Criterios de falla. [En línea] <http://criteriosdefalla.blogspot.com.es/>.

19. Estudio de la finalización del comportamiento elástico. [En línea] http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://simula.dimec.etsii.upm.es/~ignacio/resources/ARM/Apuntes/arm_finalizacio%25CC%2581n.pdf&gws_rd=cr&ei=5NV4WYPCF8jLwALdmbXoAw.

20. Método de los elementos finitos. [En línea] https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos.

21. Introducción al Cálculo numérico. [En línea] Universidad de Granada. <http://www.ugr.es/~prodelas/ftp/Ciencias/Geologia/TEMA1.pdf>.

22. Introducción al cálculo numérico. [En línea] <http://aprendeenlinea.udea.edu.co/lms/moodle/mod/page/view.php?id=24464&inpopup=1>.

23. Formuación de elementos finitos. [En línea] <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/70238/fichero/Capitulo+5.pdf>.

24. *Clases y ejecución de los ensayos de fatiga de los materiales metálicos*. . 1958 . 7118, UNE. .

25. *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*. . 2002. E 466 –96. .

26. *Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing*. 1998. E 606 –92.

27. *Certificado de calidad*. s.l. : EuroAcero, 2017.

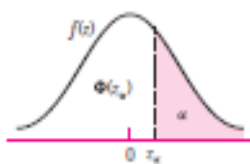
28. *Variadores de velocidad ajustable. Guía del usuario*. . Knightdale: Square D : ALTIVAR, 2017.

9 ANEXOS Y PLANOS

9.1 Anexos

9.1.1 Función de distribución acumulada de la distribución normal

$$\Phi(z_\alpha) = \int_{-\infty}^{z_\alpha} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{u^2}{2}\right) du$$

$$= \begin{cases} \alpha & z_\alpha \leq 0 \\ 1 - \alpha & z_\alpha > 0 \end{cases}$$


Z_α	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
0.0	0.5000	0.4960	0.4920	0.4880	0.4840	0.4801	0.4761	0.4721	0.4681	0.4641
0.1	0.4602	0.4562	0.4522	0.4483	0.4443	0.4404	0.4364	0.4325	0.4286	0.4247
0.2	0.4207	0.4168	0.4129	0.4090	0.4052	0.4013	0.3974	0.3936	0.3897	0.3859
0.3	0.3821	0.3783	0.3745	0.3707	0.3669	0.3632	0.3594	0.3557	0.3520	0.3483
0.4	0.3446	0.3409	0.3372	0.3336	0.3300	0.3264	0.3238	0.3192	0.3156	0.3121
0.5	0.3085	0.3050	0.3015	0.2981	0.2946	0.2912	0.2877	0.2843	0.2810	0.2776
0.6	0.2743	0.2709	0.2676	0.2643	0.2611	0.2578	0.2546	0.2514	0.2483	0.2451
0.7	0.2420	0.2389	0.2358	0.2327	0.2296	0.2266	0.2236	0.2206	0.2177	0.2148
0.8	0.2119	0.2090	0.2061	0.2033	0.2005	0.1977	0.1949	0.1922	0.1894	0.1867
0.9	0.1841	0.1814	0.1788	0.1762	0.1736	0.1711	0.1685	0.1660	0.1635	0.1611
1.0	0.1587	0.1562	0.1539	0.1515	0.1492	0.1469	0.1446	0.1423	0.1401	0.1379
1.1	0.1357	0.1335	0.1314	0.1292	0.1271	0.1251	0.1230	0.1210	0.1190	0.1170
1.2	0.1151	0.1131	0.1112	0.1093	0.1075	0.1056	0.1038	0.1020	0.1003	0.0985
1.3	0.0968	0.0951	0.0934	0.0918	0.0901	0.0885	0.0869	0.0853	0.0838	0.0823
1.4	0.0808	0.0793	0.0778	0.0764	0.0749	0.0735	0.0721	0.0708	0.0694	0.0681
1.5	0.0668	0.0655	0.0643	0.0630	0.0618	0.0606	0.0594	0.0582	0.0571	0.0559
1.6	0.0548	0.0537	0.0526	0.0516	0.0505	0.0495	0.0485	0.0475	0.0465	0.0455
1.7	0.0446	0.0436	0.0427	0.0418	0.0409	0.0401	0.0392	0.0384	0.0375	0.0367
1.8	0.0359	0.0351	0.0344	0.0336	0.0329	0.0322	0.0314	0.0307	0.0301	0.0294
1.9	0.0287	0.0281	0.0274	0.0268	0.0262	0.0256	0.0250	0.0244	0.0239	0.0233
2.0	0.0228	0.0222	0.0217	0.0212	0.0207	0.0202	0.0197	0.0192	0.0188	0.0183
2.1	0.0179	0.0174	0.0170	0.0166	0.0162	0.0158	0.0154	0.0150	0.0146	0.0143
2.2	0.0139	0.0136	0.0132	0.0129	0.0125	0.0122	0.0119	0.0116	0.0113	0.0110
2.3	0.0107	0.0104	0.0102	0.00990	0.00964	0.00939	0.00914	0.00889	0.00866	0.00842
2.4	0.00820	0.00798	0.00776	0.00755	0.00734	0.00714	0.00695	0.00676	0.00657	0.00639
2.5	0.00621	0.00604	0.00587	0.00570	0.00554	0.00539	0.00523	0.00508	0.00494	0.00480
2.6	0.00466	0.00453	0.00440	0.00427	0.00415	0.00402	0.00391	0.00379	0.00368	0.00357
2.7	0.00347	0.00336	0.00326	0.00317	0.00307	0.00298	0.00289	0.00280	0.00272	0.00264
2.8	0.00256	0.00248	0.00240	0.00233	0.00226	0.00219	0.00212	0.00205	0.00199	0.00193
2.9	0.00187	0.00181	0.00175	0.00169	0.00164	0.00159	0.00154	0.00149	0.00144	0.00139

Tabla 31: Función de distribución acumulada de la distribución normal (gaussiana). [2].

9.1.2 Código fuente de la placa Arduino

El código fuente de la placa Arduino realizado es el siguiente:

// Incluye el código de la librería LCD:

```
#include <Wire.h>
```

```
#include <Adafruit_RGBLCDShield.h>
```

```
#include <utility/Adafruit_MCP23017.h>
```

// La placa utiliza los pines I2C SCL y SDA. En Arduinos clásicos esto es los analógicos 4 y 5, así que no se pueden utilizar más para analogRead ().

```
Adafruit_RGBLCDShield lcd = Adafruit_RGBLCDShield();
```

// Los números enteros son el tipo de datos principal para el almacenamiento de números.

// En el Arduino Uno, un int almacena un valor de 16 bits (2 bytes).

```
int sensor=8; // Se establece el pin digital 8 para la lectura del sensor de la probeta.
```

```
int sensorleido=0; // Se ponen las lecturas del sensor a 0.
```

```
int valor=0; // Se establece el valor 0 para valor.
```

```
int inicio=0; // Se establece el valor 0 para inicio.
```

```
int fin=0; // Se establece el valor 0 para fin.
```

```
unsigned long vueltas=0; // Se pone el contador a 0.
```

```
int velocidad=0; // Se pone la velocidad a 0.
```

```
int trigger1=9; // Se establece el pin digital 9 para la cámara 1.
```

```
int trigger2=10; // Se establece el pin digital 10 para la cámara 2.
```

```
int capturas=0; // Se define el contador de pulsos del trigger a 0.
```

```
unsigned long time1=0; // Se declara el contador de tiempo 1 en milisegundos.
```

```
unsigned long time2=0; // Se declara el contador de tiempo 2 en milisegundos.
```

```
int rpm=0;
```

```
unsigned long tiempovuelta=0; // Se declara el contador de tiempo por vuelta en  
// milisegundos.
```

```
int t=0;
```

// Configuración inicial. Ponga su código de configuración aquí, para ejecutar una vez:

```
void setup()
```

```
{
```

```
  Serial.begin(9600); // Inicializar comunicaciones en serie.
```

```
  lcd.begin(16,2); // Configurar el número de columnas y filas de la LCD.
```

```
  pinMode(sensor, INPUT); // Configurar el pin digital 8 (sensor) como entrada.
```

```
  pinMode(trigger1, OUTPUT); // Configurar el pin digital 9 (trigger1) como salida.
```

```
  pinMode(trigger2, OUTPUT); // Configurar el pin digital 10 (trigger2) como salida.
```

```
  lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en la que  
  // se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y columna 0.
```

```
lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.  
lcd.print(" rev");
```

```
lcd.setCursor(0, 1); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en la  
// que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y columna  
// 1.
```

```
lcd.print(rpm); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.  
lcd.print(" rpm");
```

```
}
```

```
// Contenido del programa:
```

```
void loop()
```

```
{
```

```
  if(digitalRead(sensor)==LOW)
```

```
  {
```

```
    return;
```

```
  }
```

```
  else
```

```
  {
```

```
    time2=millis();
```

```
    tiempovuelta=time2-time1; // Se calcula el tiempo por vuelta.
```

```
    rpm=60000/tiempovuelta; // Se pasa el tiempo de milisegundos a minutos.
```

```
    vueltas++; // Se suma una vuelta de la probeta al contador.
```

```
    capturas=0; // Se pone el contador de capturas a 0 al sumar otra vuelta.
```

```
    t=0;
```

```
    while(digitalRead(sensor)==HIGH)
```

```
    {
```

```
      t++;
```

```
      delay(1); // Se espera a estar fuera del sensor.
```

```
    }
```

```
    time1=millis()-t;
```

```
    lcd.setCursor(0, 0); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en la que  
    // se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la columna 0 y fila 0.
```

```
    lcd.print(vueltas); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.
```

```
    lcd.print(" rev");
```

```
    lcd.setCursor(0, 1); // Colocar el cursor de LCD, es decir, establecer la ubicación en la  
    // que se mostrará el texto subsiguiente escrito en la pantalla LCD en la fila 0 y columna  
    // 1.
```

```

lcd.print(rpm); // Muestra en la pantalla LCD el valor del contador.
lcd.print(" rpm ");
if (vueltas%5==0 && capturas==0) // Mientras el número de vueltas sea múltiplo de 5:
{
    digitalWrite(trigger1, HIGH); // Escribe el valor HIGH para el pin digital 9 de la cámara 1,
    // es decir, su voltaje se ajustará al valor correspondiente de 5V.
    digitalWrite(trigger1, LOW); // Escribe el valor LOW para el pin digital 9 de la cámara 1,
    // es decir, su voltaje se ajustará al valor correspondiente de 0V.
    digitalWrite(trigger2, HIGH); // Escribe el valor HIGH para el pin digital 10 de la cámara 2,
    // es decir, su voltaje se ajustará al valor correspondiente de 5V.
    digitalWrite(trigger2, LOW); // Escribe el valor LOW para el pin digital 10 de la cámara 2,
    // es decir, su voltaje se ajustará al valor correspondiente de 0V.
    capturas++;
}
}
}

```

9.2 Planos

9.2.1 Probetas de planos paralelos sin entalla

9.2.2 Probetas de reloj de arena

9.2.3 Probetas de planos paralelos con entalla

9.2.4 Soportes de Arduino

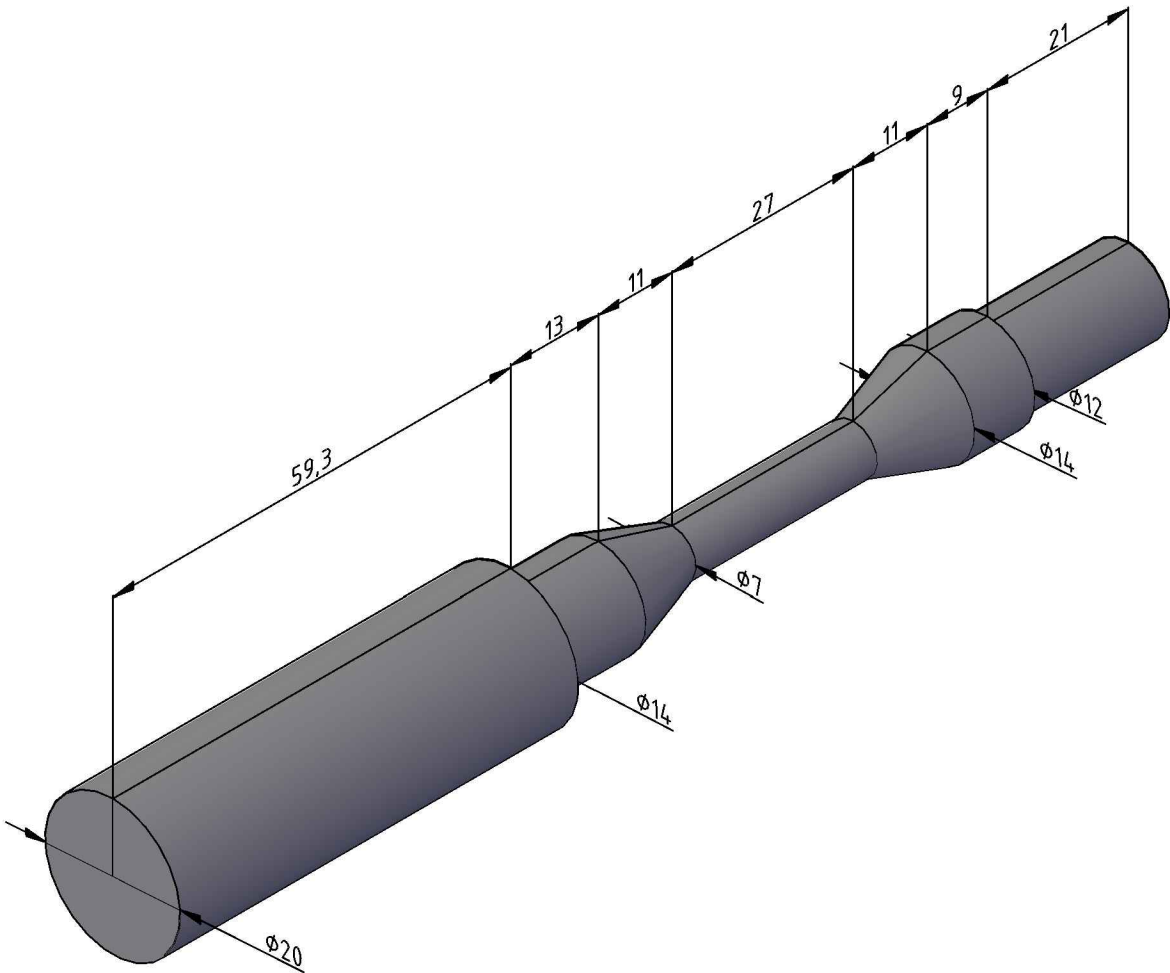
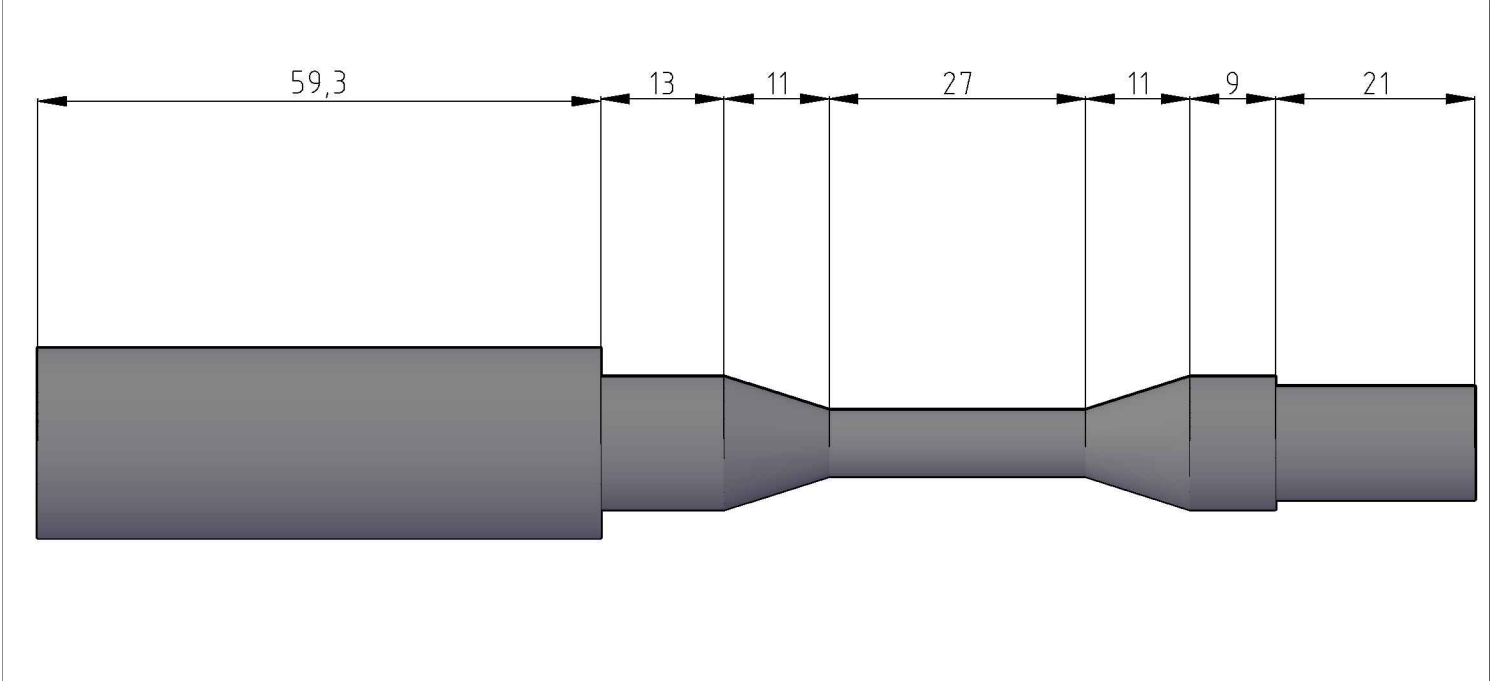
9.2.4.1 Soporte de Arduino 1

9.2.4.2 Soporte de Arduino 2

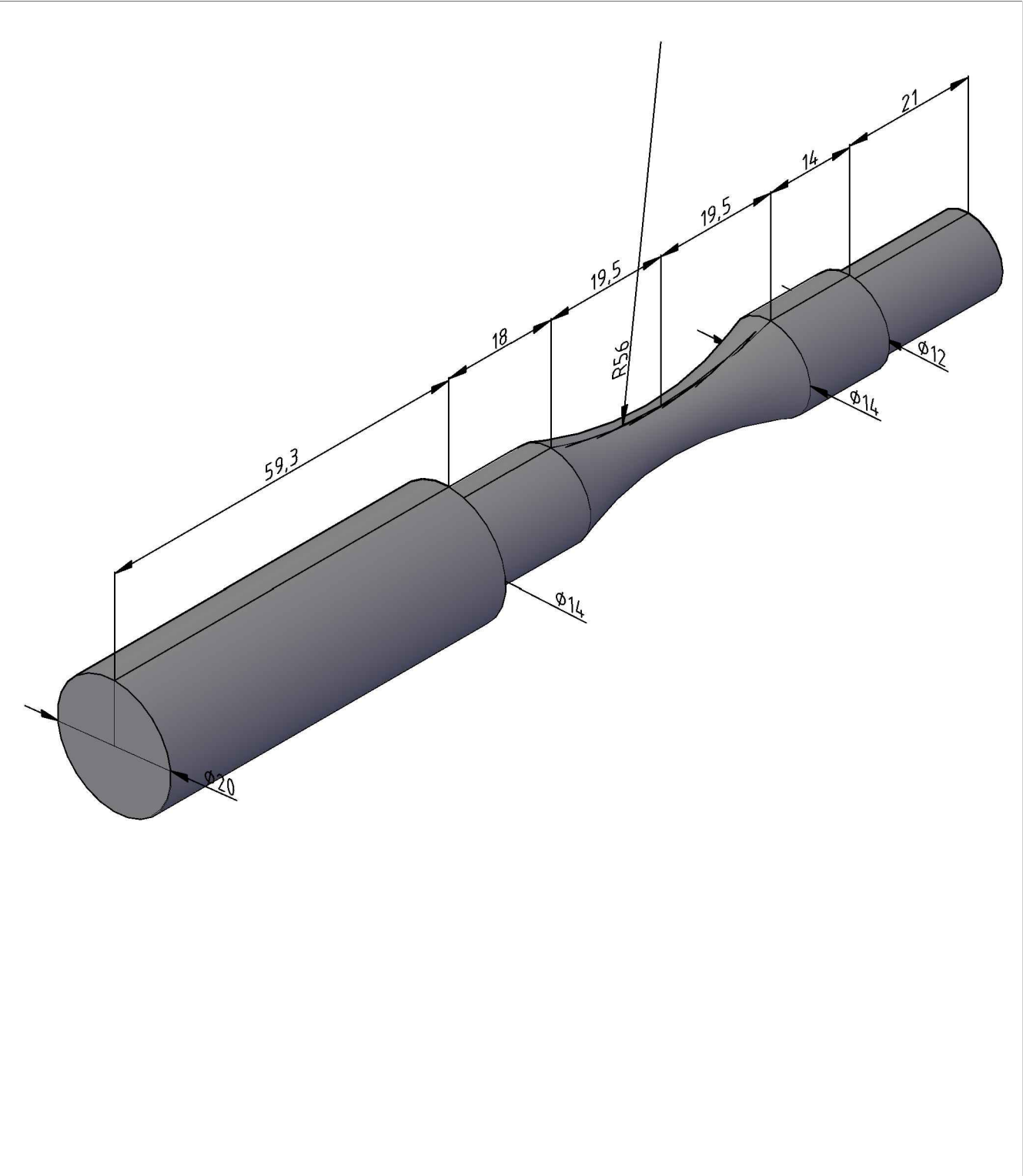
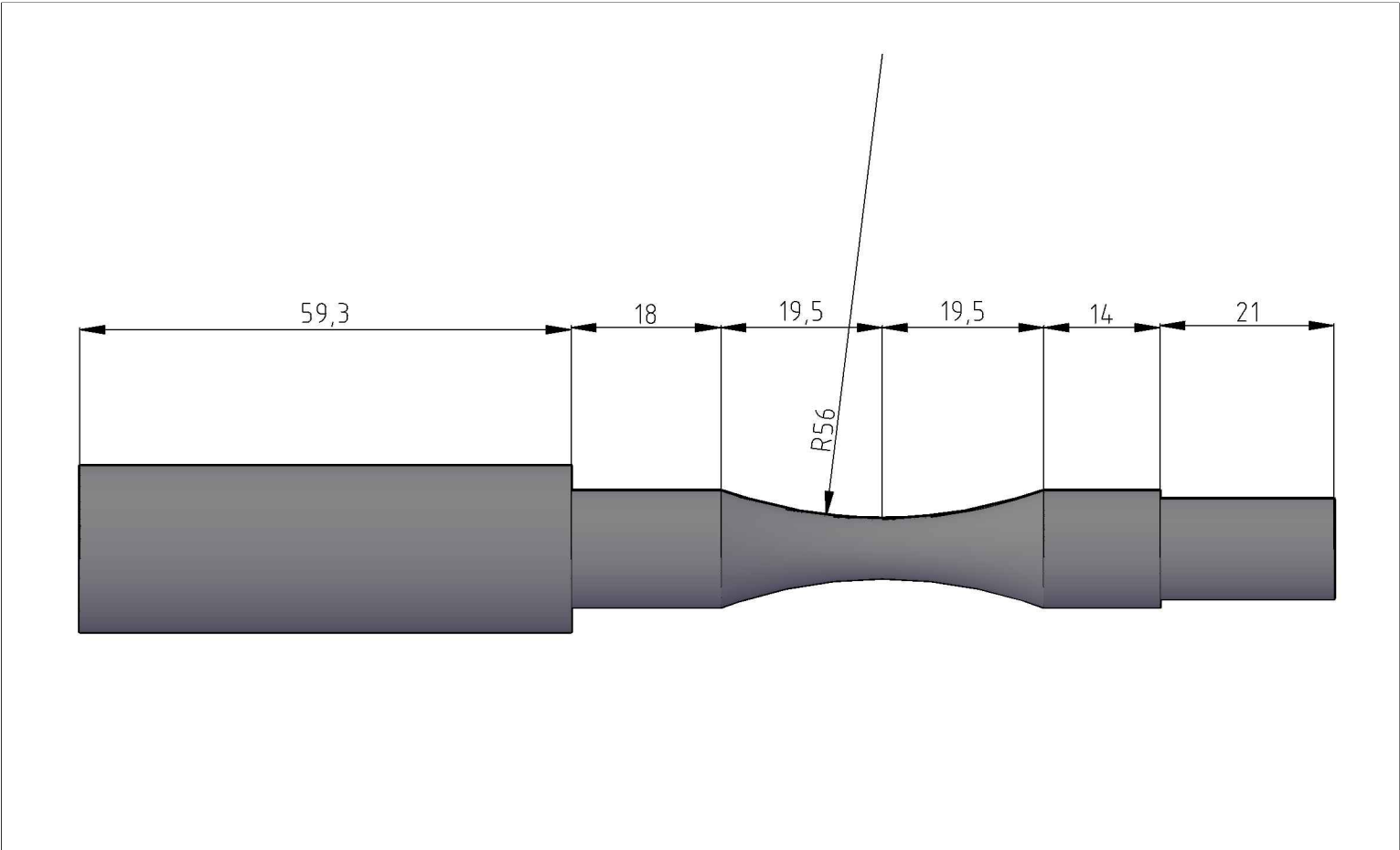
9.2.4.3 Soporte de Arduino 3

9.2.5 Soporte del interruptor final de carrera

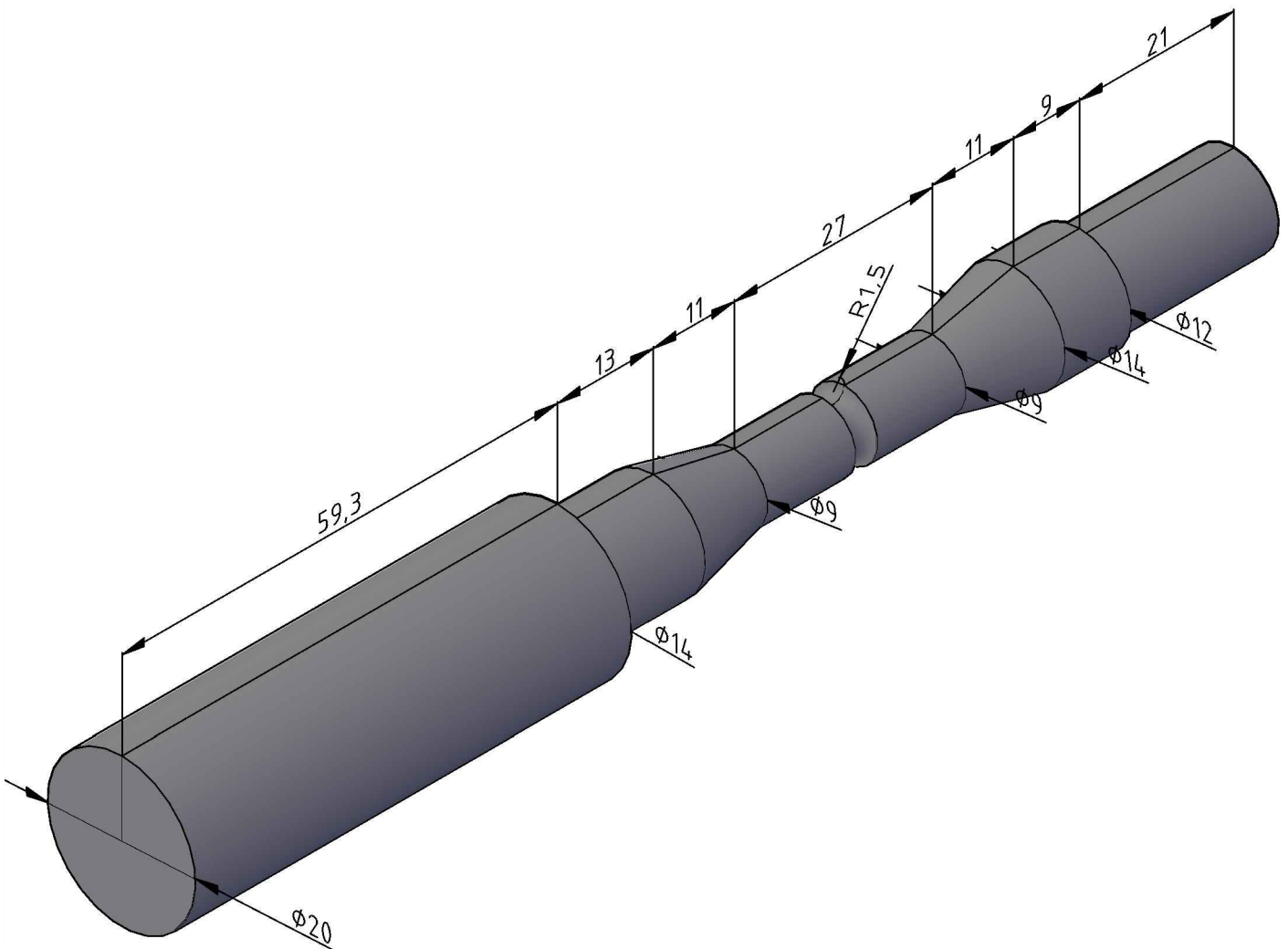
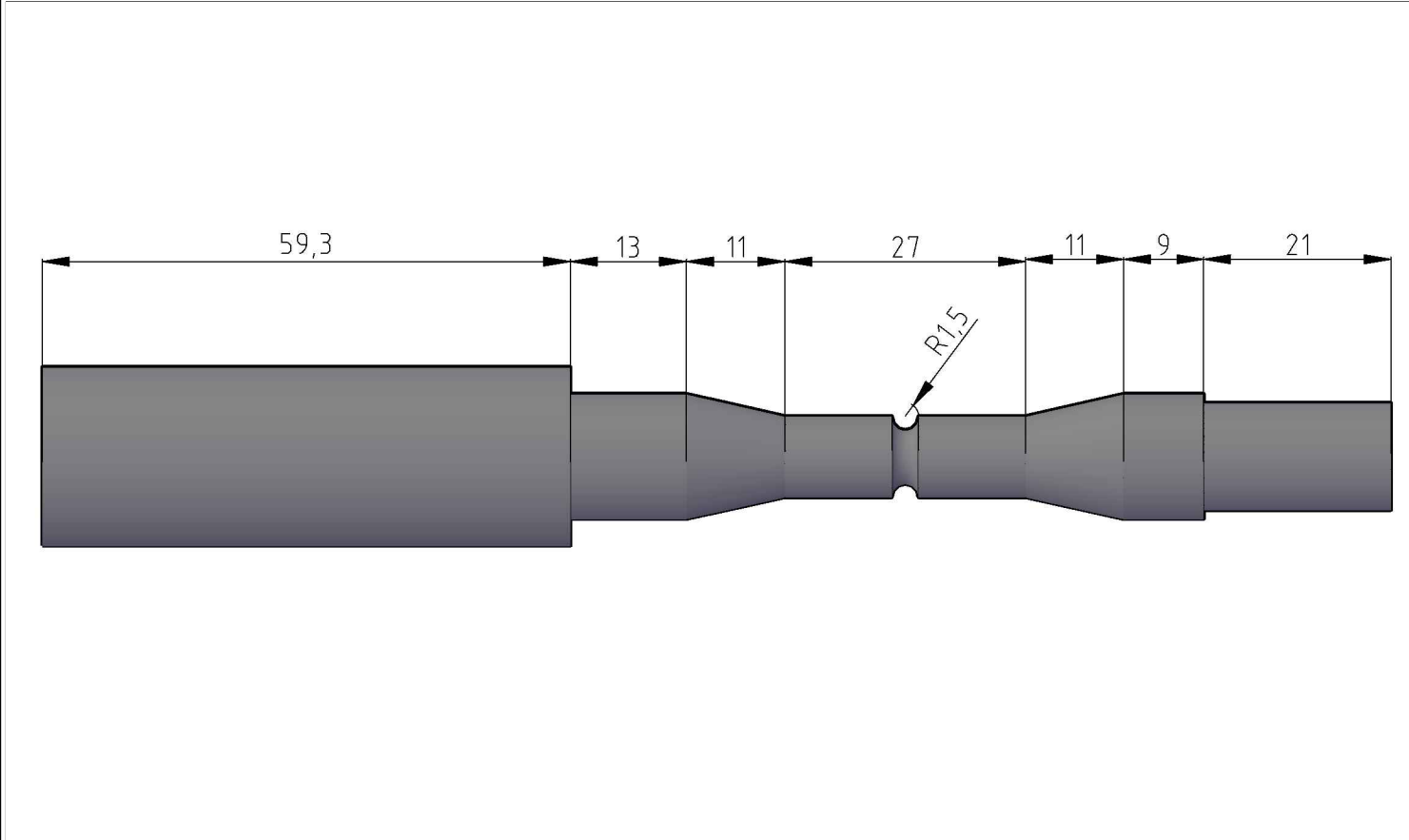
9.2.6 Soporte de pesas



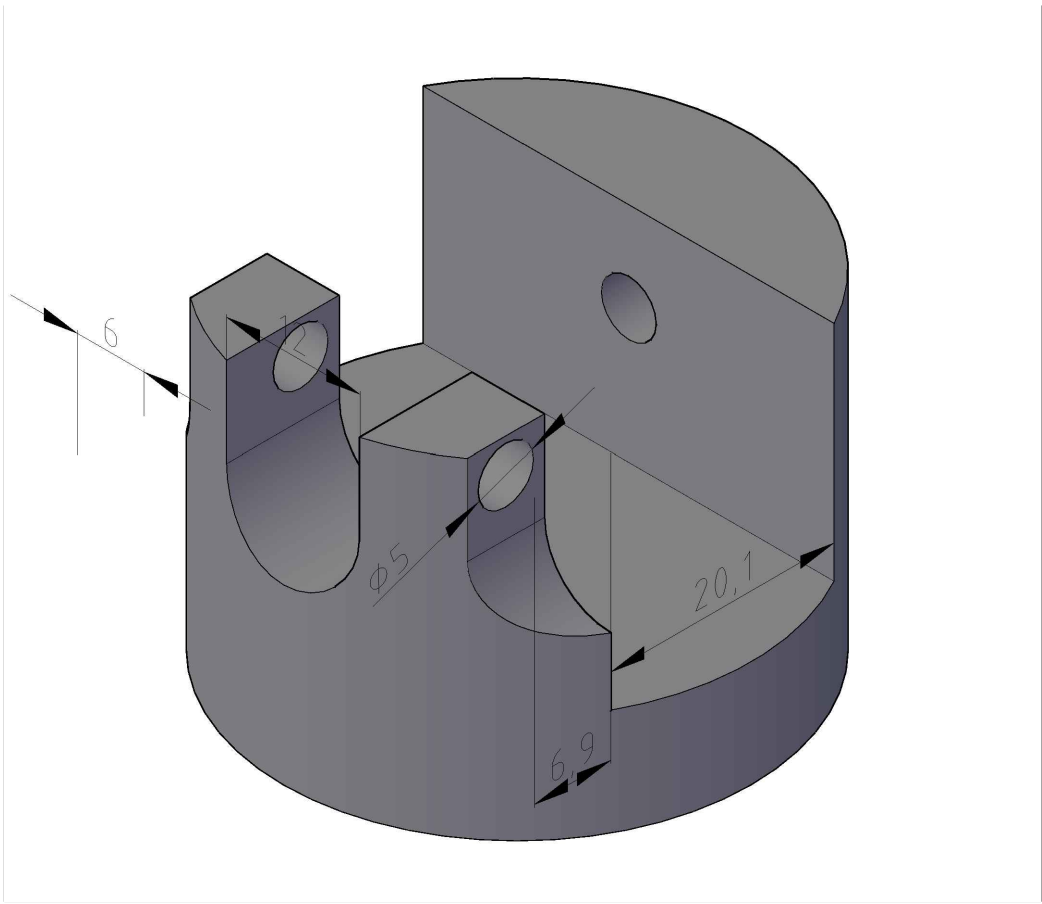
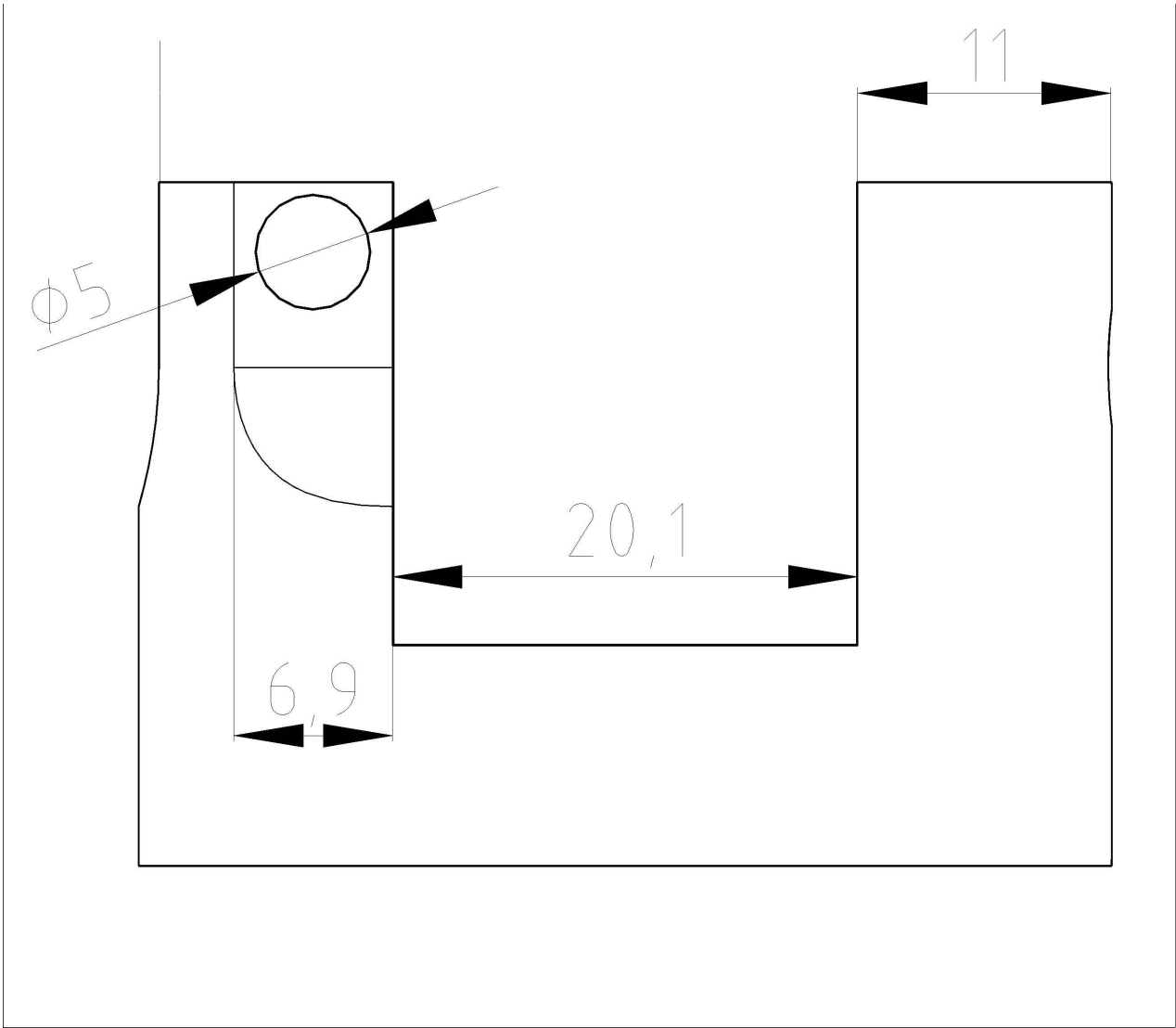
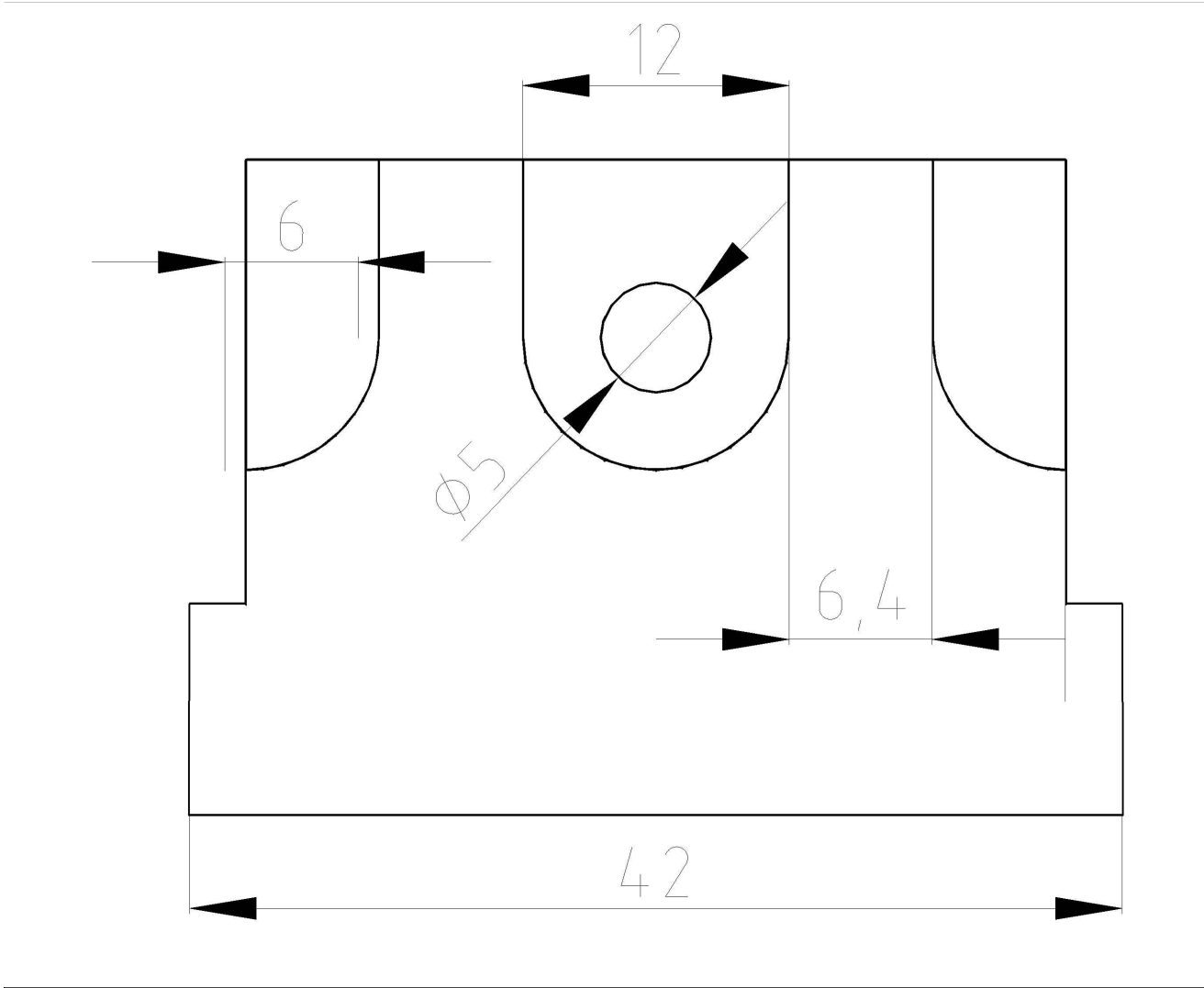
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Probeta de planos paralelos sin entalla			Nº PLANO 1/8
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



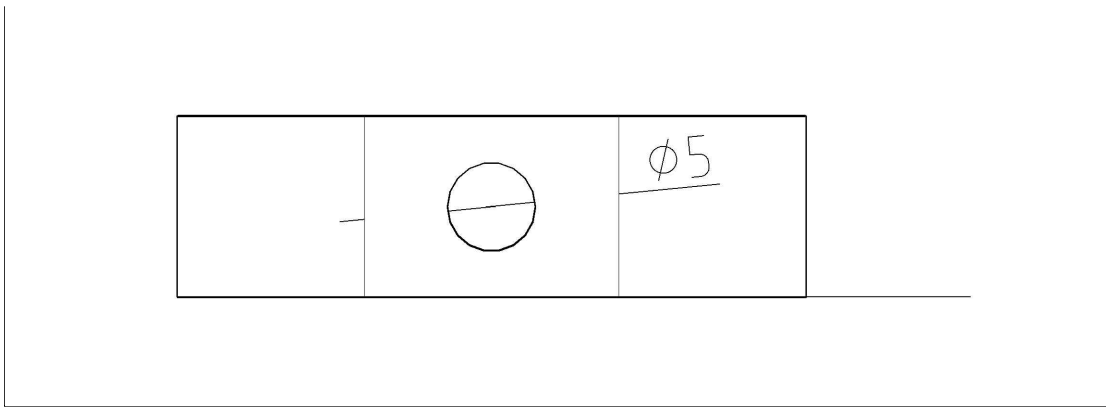
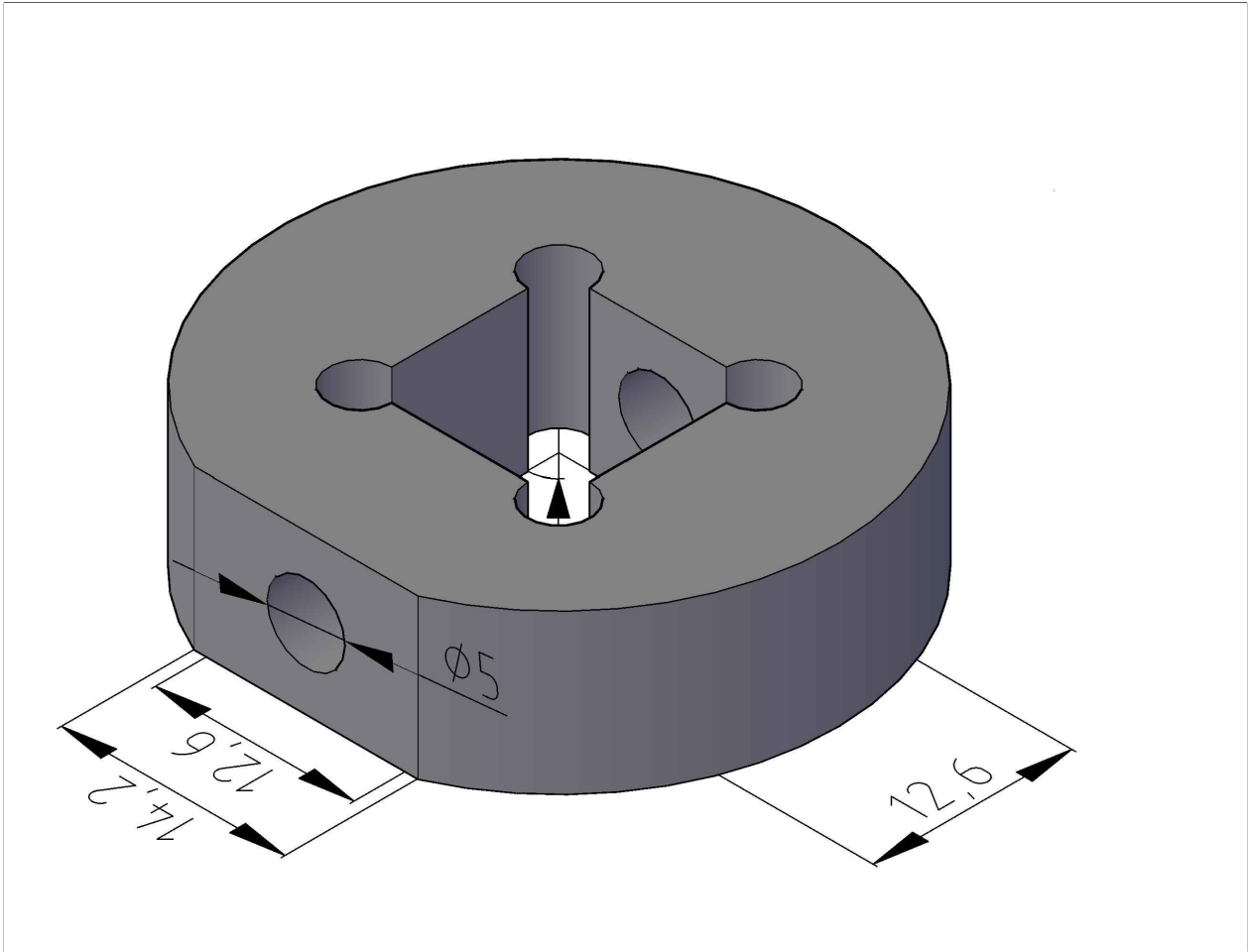
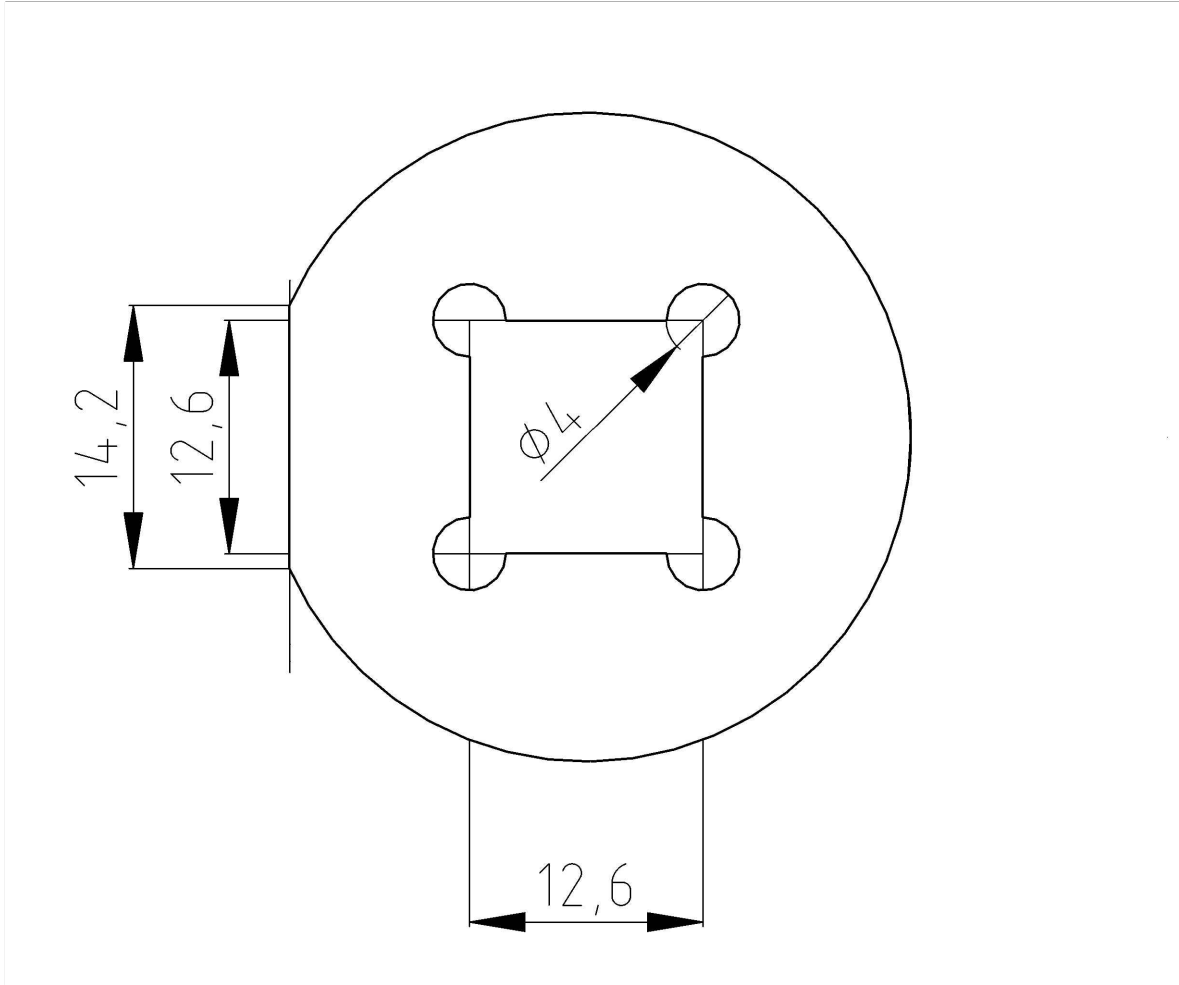
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	07/2017	María			
COMPROBADO		Navidad			
		Palomares			
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Probeta de reloj de arena			Nº PLANO 2/8	
1:1				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



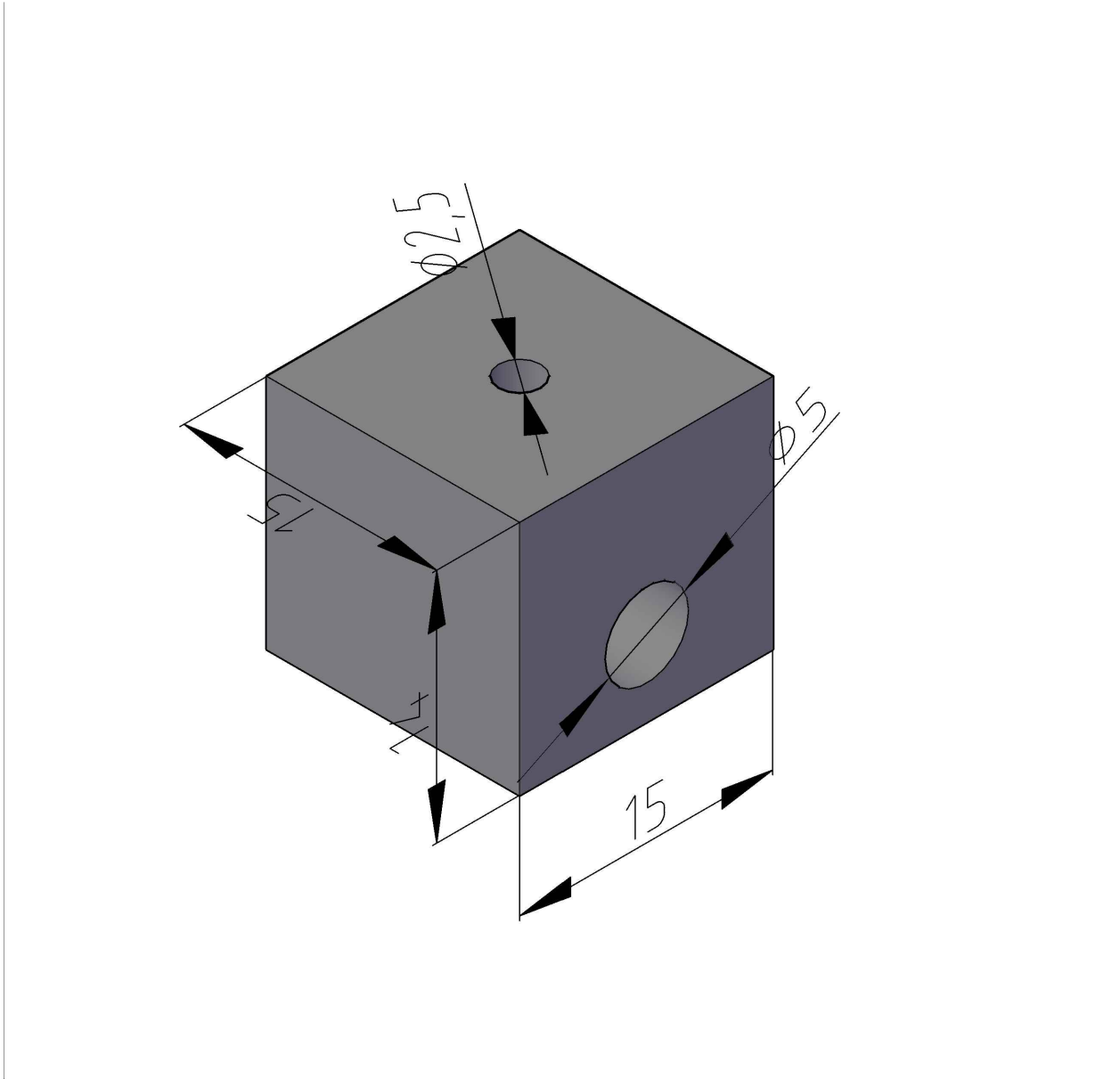
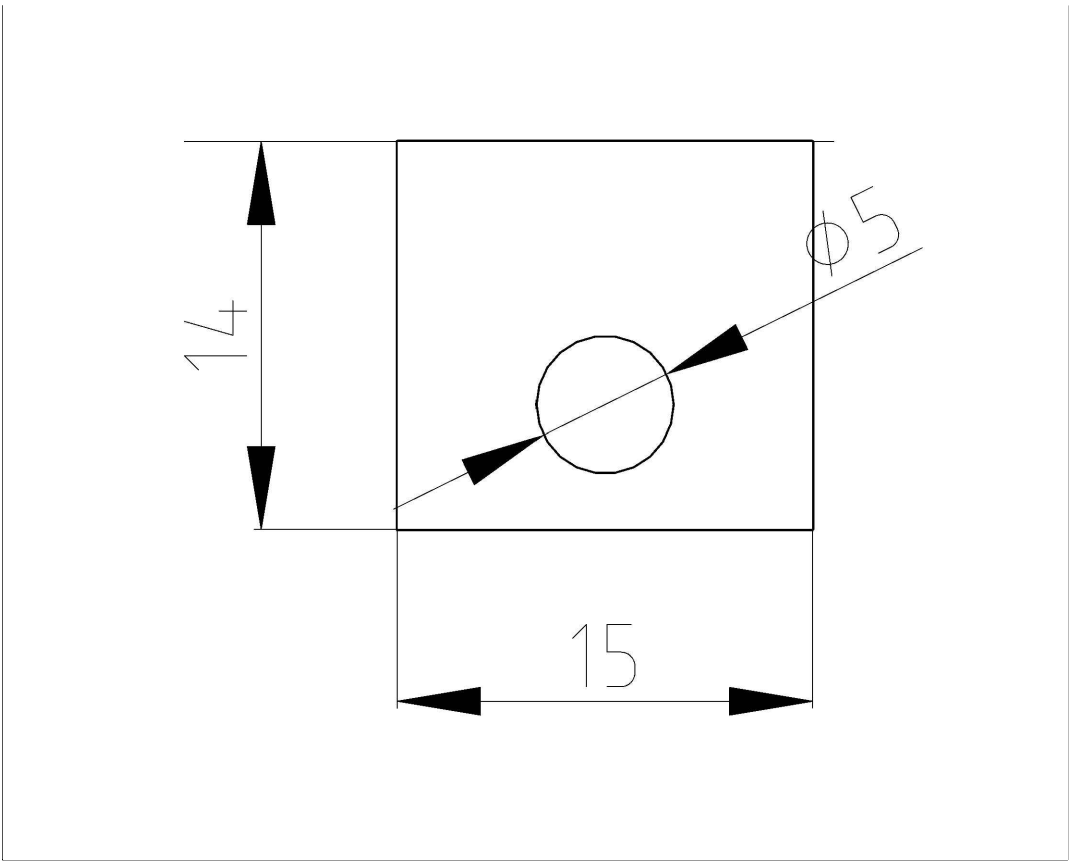
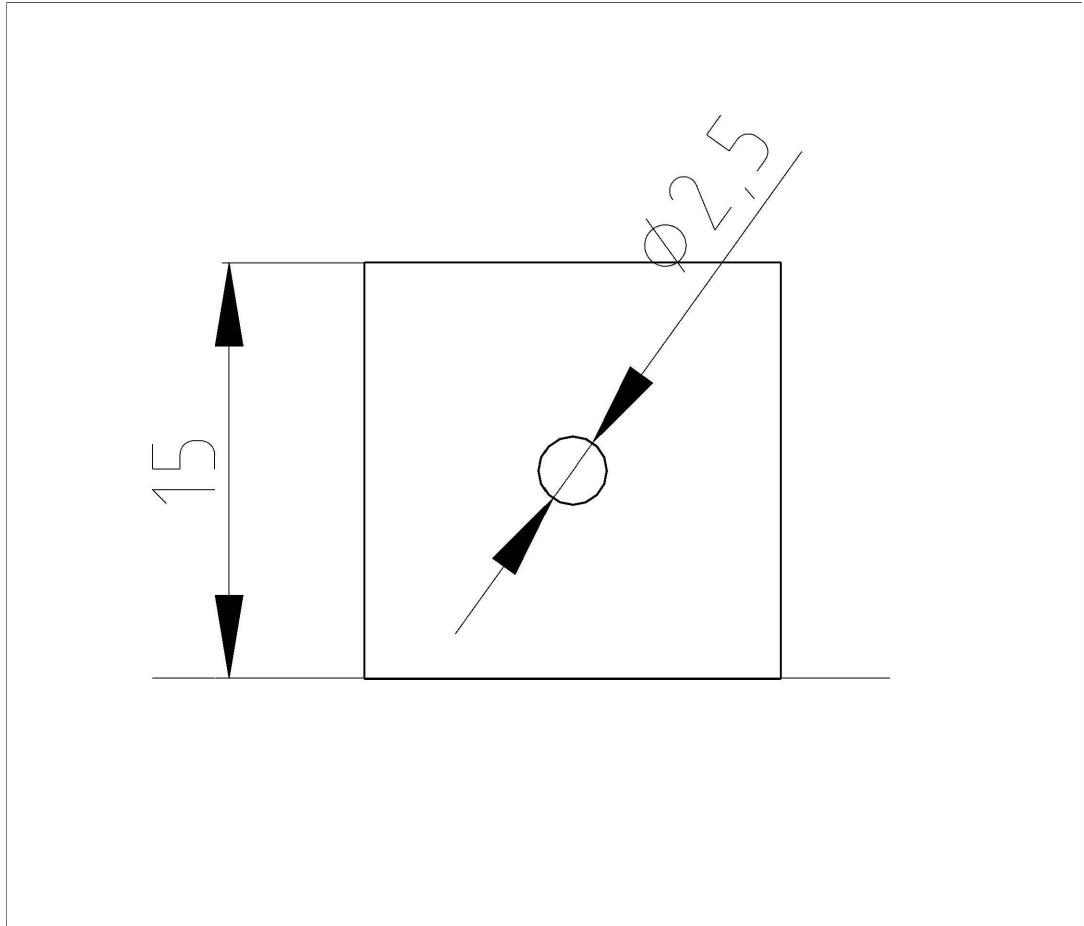
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Probeta de reloj de arena con entalla			Nº PLANO 3/8
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



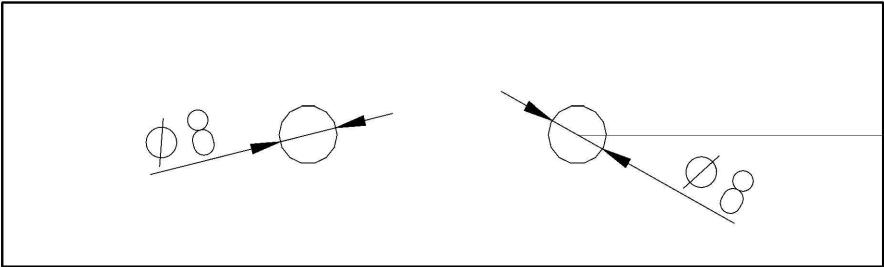
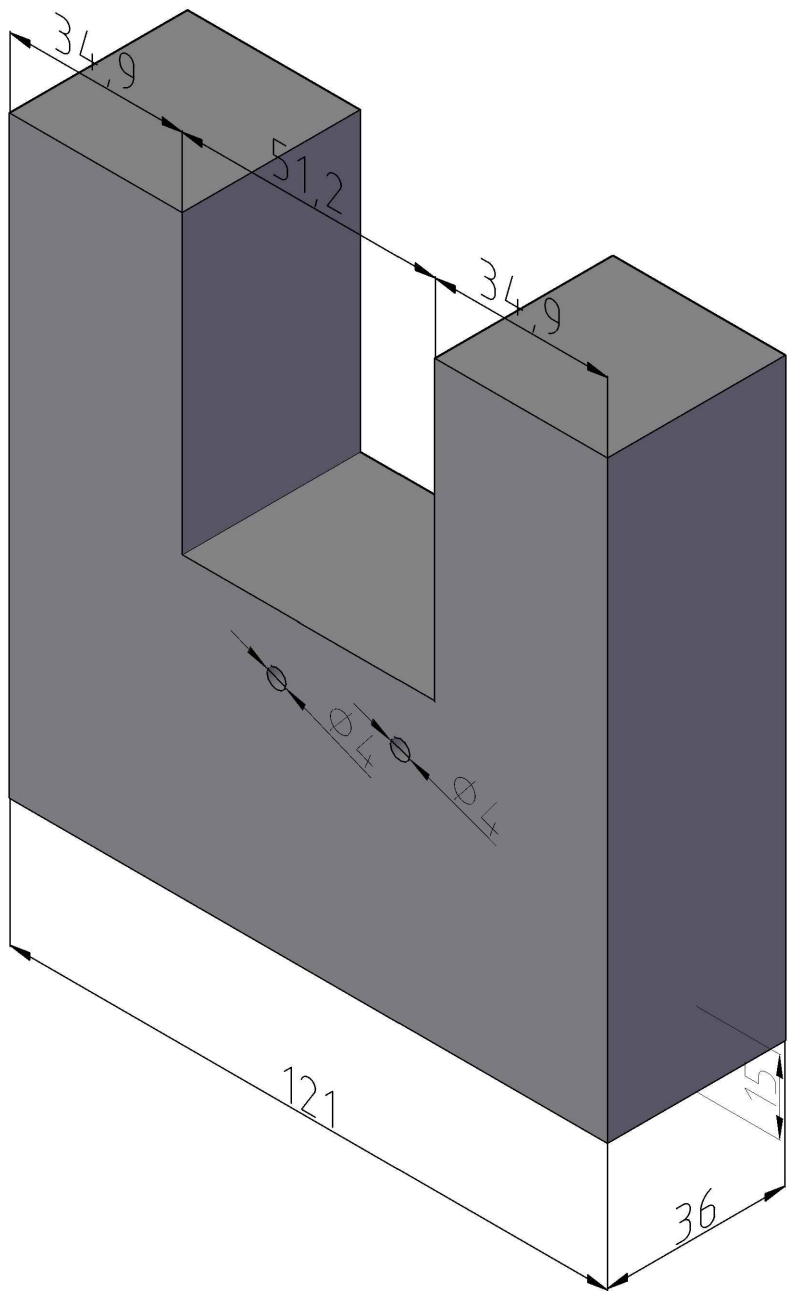
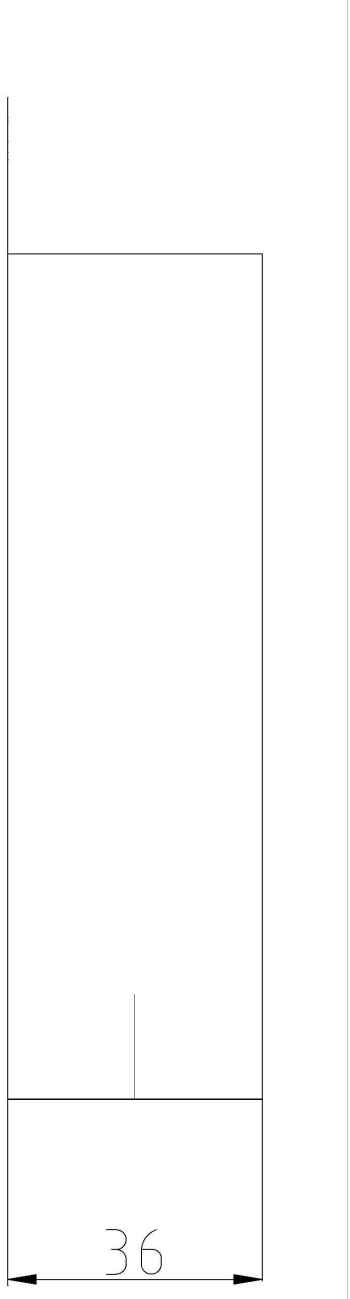
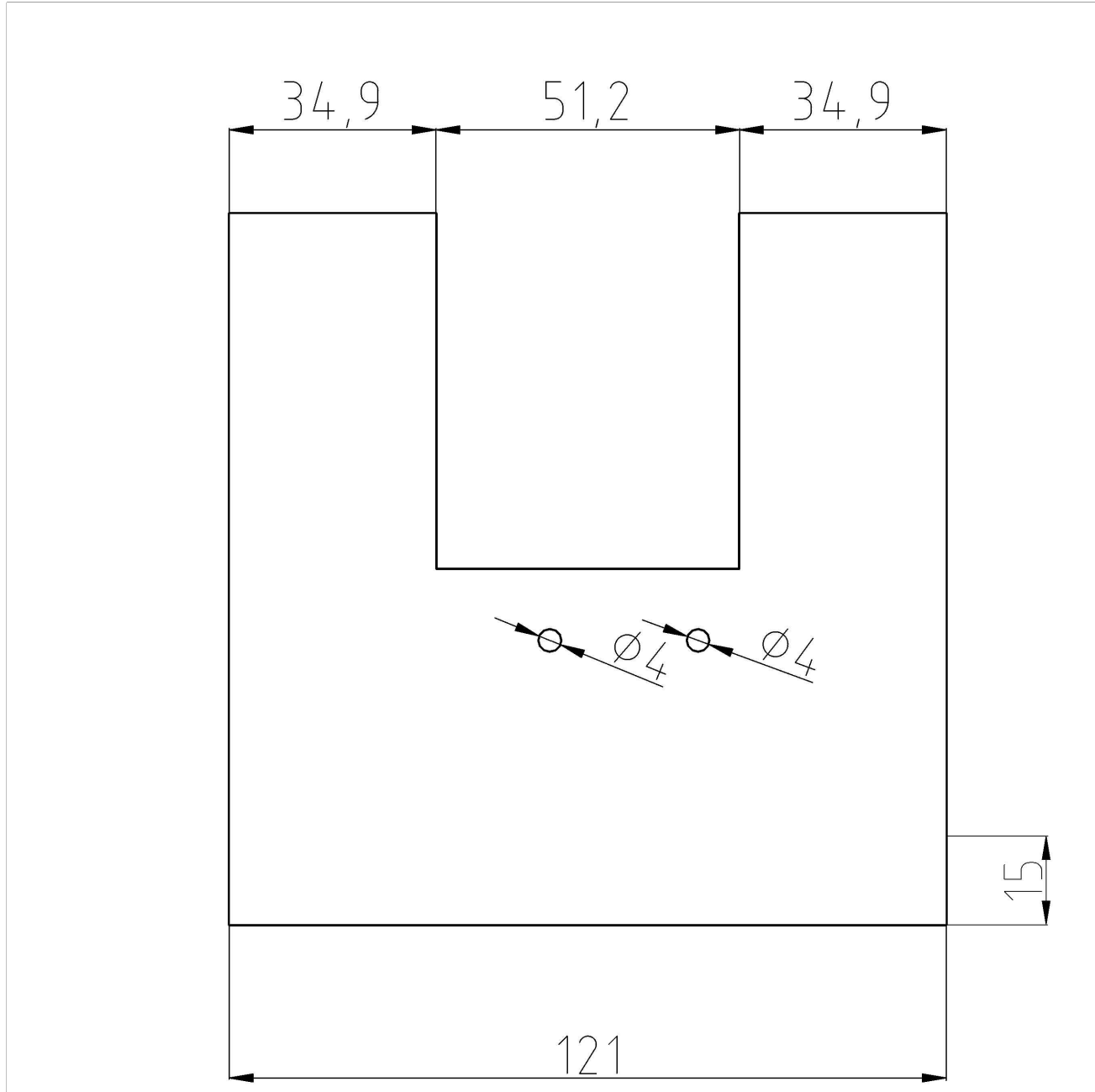
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga			Nº PLANO 4/8
1:1	Soporte de Arduino 1/3			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



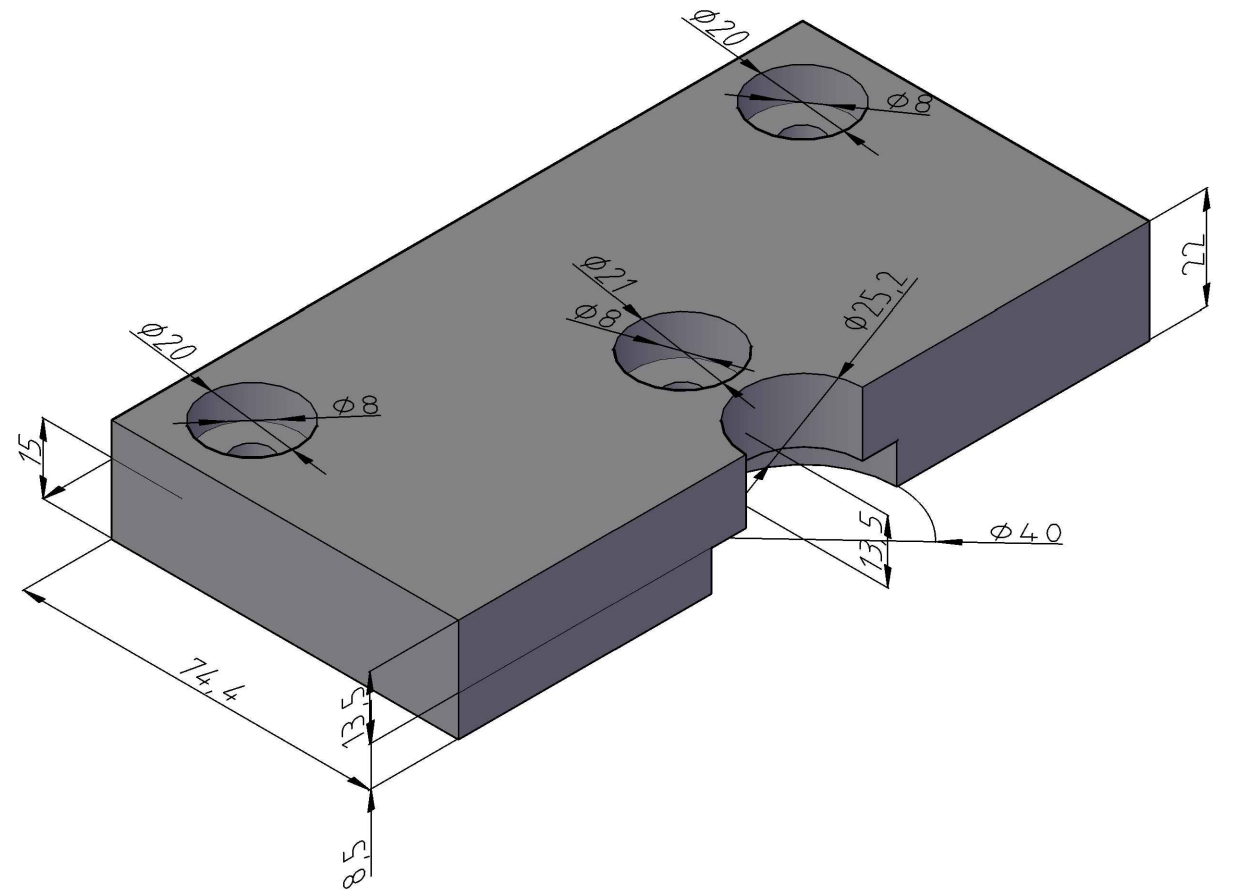
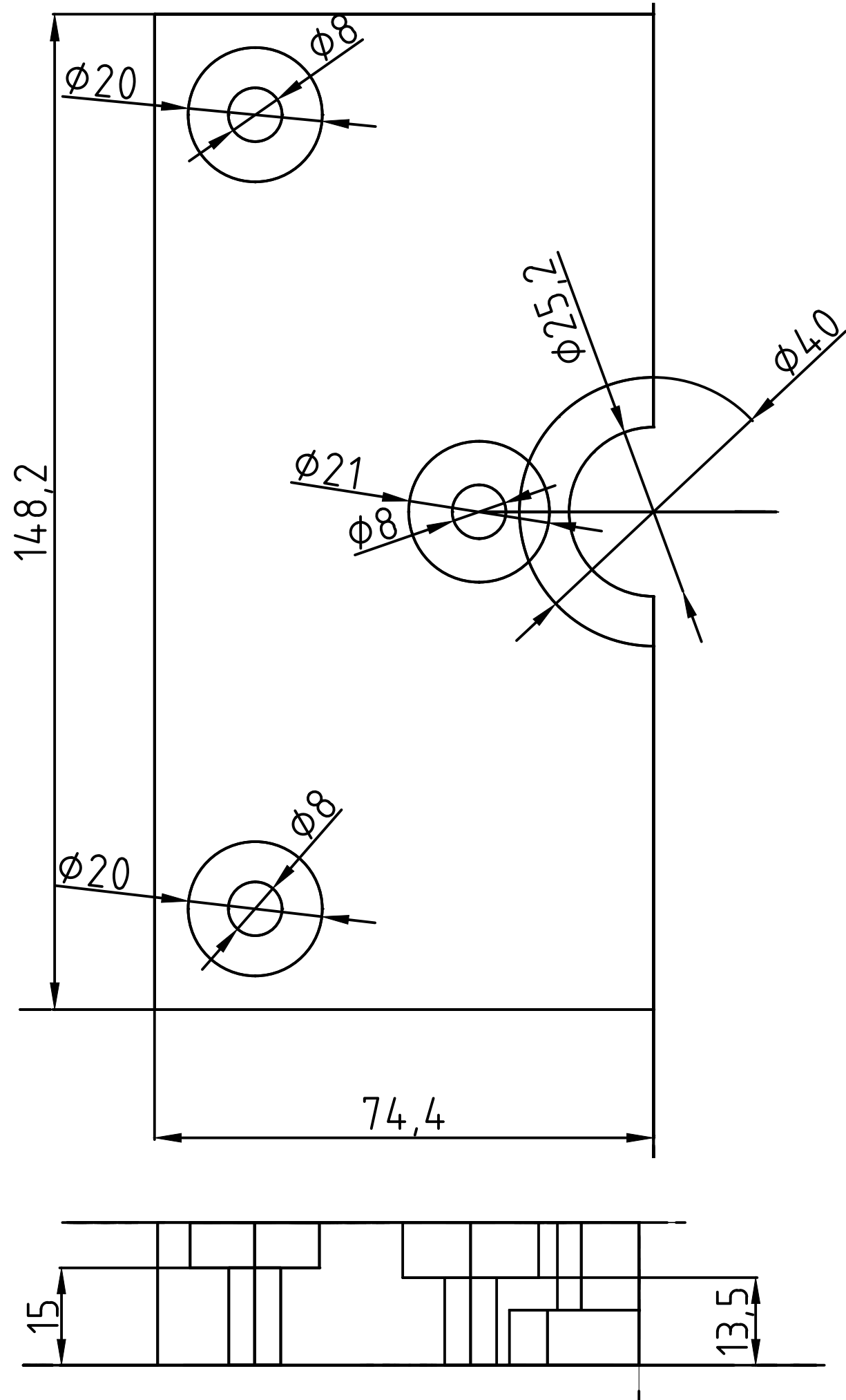
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Soporte de Arduino 2			Nº PLANO 5/8
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga			Nº PLANO 6/8
1:1	Soporte de Arduino 3			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	07/2017	María		
COMPROBADO		Navidad		
		Palomares		
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Soporte de final de carrera			Nº PLANO 7/8
1:1				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	7/2017	María			
COMPROBADO		Navidad			
		Palomares			
ESCALA:	Ensayo a Fatiga Soporte de pesas			Nº PLANO 8/8	
1:1				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	