



Universidad de
Oviedo



ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN

MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

ÁREA DE INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

**MODELIZACIÓN NUMÉRICA Y OPTIMIZACIÓN DE UNIONES DE CHAPA
DELGADA MEDIANTE PUNTOS DE SOLDADURA**

D. BRAÑA LINARES, Marcos
TUTOR: Dra. ALONSO MARTÍNEZ, Mar
COTUTOR: Dr. MURIAS BERMEJO, Antonio

FECHA: julio de 2024

AGRADECIMIENTOS

A Mar, por confiar en mí desde el primer momento y acompañarme en cada paso de este viaje, que no ha hecho más que empezar. A Juanjo, por su generosidad al compartir conmigo su sabiduría. A Diego, Lucho, Matías y Silvia, por hacer que trabajar sea un placer. La mejor parte de mi trabajo es compartirlo con todos ellos.

A mi familia, por su amor incondicional, su apoyo constante y su paciencia infinita.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Capítulo 1. Introducción.....	1
Capítulo 2. Marco teórico.....	3
1. Pasarelas de embarque de pasajeros.....	3
2. Soldadura de puntos por resistencia.....	7
2.1. Proceso de soldadura y parámetros de soldeo.....	7
2.2. Partes de un punto de soldadura.....	10
2.3. Modos de fallo.....	11
3. Método de los elementos finitos.....	14
3.1. Análisis estático y no linealidades.....	15
3.1.1. No linealidad geométrica.....	17
Grandes deformaciones.....	17
Endurecimiento por tensión.....	17
3.1.2. No linealidad debida al material.....	18
Teoría de la plasticidad.....	19
3.1.3. No linealidad por cambios de <i>status</i>	23
Contacto sin fricción.....	23
3.2. Elementos finitos.....	24
3.2.1. Elementos tipo <i>BEAM</i>	25
<i>BEAM188</i>	26
3.2.2. Elementos tipo <i>SHELL</i>	27
<i>SHELL181</i>	28
3.2.3. Elementos tipo <i>CONTA</i> y <i>TARGE</i>	29
<i>CONTA174</i>	29
<i>TARGE170</i>	29
4. Revisión de normativa.....	31

Capítulo 3. Desarrollo experimental y numérico.....	33
1. Campaña experimental	33
1.1. Caracterización del material de las chapas	33
1.2. Caracterización de la resistencia a cortadura de las chapas soldadas.....	36
2. Modelos numéricos	41
2.1. Modelos del material de las chapas	41
2.1.1. Modelo M1: Endurecimiento Bilineal Isotrópico.....	41
2.1.2. Modelo M2: Endurecimiento Multilineal Isotrópico.....	47
2.2. Modelos de las chapas soldadas	49
2.2.1. Modelo A: contacto <i>Spot Weld</i>	53
2.2.2. Modelo B: comando <i>SWGEN</i>	63
2.2.3. Modelo C: superficie circular de mayor espesor	70
Capítulo 4. Discusión	75
Capítulo 5. Conclusiones y líneas futuras	82
Bibliografía.....	87
Anexos.....	92
Anexo I. Comandos <i>APDL</i> del Modelo A	93
Anexo II. Comandos <i>APDL</i> del Modelo B.....	95
Anexo III. Comandos <i>APDL</i> del Modelo C	96

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

En un contexto global donde la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero es crucial para mitigar el calentamiento global, la optimización estructural se ha vuelto indispensable. Diseñar estructuras más ligeras disminuye la cantidad de materiales necesarios, lo que a su vez reduce las emisiones de CO₂ asociadas a la producción y el transporte de estos materiales [1]. El principal desafío de esta reducción de peso reside en lograr que la estructura pueda soportar las fuerzas aplicadas sin comprometer su integridad. Para enfrentarlo, se han propuesto varias tipologías estructurales capaces de reducir el peso manteniendo la resistencia y rigidez, entre las que destacan las chapas de acero. El desarrollo de estructuras formadas por estas chapas requiere de tecnologías de conexión fiables para unir las, como la soldadura de puntos por resistencia.

La soldadura de puntos por resistencia (RSW, por sus siglas en inglés) es un método económico, sencillo, altamente productivo y automatizado [2]. Se utiliza ampliamente para unir chapas de acero en muchas industrias, como la automovilística, la ferroviaria, la aeroespacial o la naval [3], [4]. La técnica consiste en aplicar presión y transmitir una corriente eléctrica a través de una pequeña zona de contacto entre dos chapas metálicas con dos electrodos de cobre. La resistencia a esta corriente eléctrica genera calor, que hace que las chapas se fundan localmente y se forme el punto de soldadura [5], [6]. Una aplicación de la soldadura de puntos por resistencia es la fabricación de pasarelas de embarque de pasajeros.

La resistencia de los puntos de soldadura que posee una estructura afecta significativamente a su comportamiento estructural, por lo que una adecuada caracterización de esta conexión es crucial [7]. Una estructura completa, como una pasarela de embarque de pasajeros, contiene un gran número de puntos de soldadura. Este número de puntos de soldadura influye en el comportamiento y el coste de la estructura. Por ello, es necesario desarrollar modelos simplificados de estas conexiones que puedan ser implementados en modelos de estructuras a gran escala para simular su comportamiento real, incluyendo el efecto de los puntos de soldadura [8]. La simulación numérica se revela como un recurso con gran potencial para la elaboración de estos modelos, concretamente el Método de los Elementos Finitos (FEM, por sus siglas en inglés), que proporciona a los ingenieros una potente herramienta para diseñar estas estructuras de chapa de acero soldadas por puntos. Este método se ha empleado en diferentes estudios para simular el comportamiento de puntos de soldadura y se ha comprobado que consigue resultados consistentes [9], [10], [11], [12]. Para asegurar su fiabilidad, los modelos elaborados deben ser validados experimentalmente mediante ensayos.

En este trabajo se analiza el comportamiento de chapas delgadas unidas mediante puntos de soldadura. Para ello, se desarrollan y comparan diferentes modelos numéricos, en los que se emplean distintas estrategias para simular el punto de soldadura. Los resultados obtenidos se validan con datos de ensayos experimentales y se comparan con el valor de cálculo establecido por la norma aplicable. Finalmente, se selecciona el modelo óptimo en términos de precisión, coste computacional y aplicabilidad a estructuras a gran escala.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

1. PASARELAS DE EMBARQUE DE PASAJEROS

Las pasarelas de embarque de pasajeros, popularmente conocidas como *fingers*, son estructuras móviles que conectan la terminal del aeropuerto con la puerta del avión, permitiendo el tránsito entre ambos sin necesidad de desplazarse por la plataforma del aeropuerto. Están formadas por dos o tres túneles telescópicos, que permiten ajustar la longitud de la pasarela; un sistema de elevación, que regula su altura; un sistema de tracción con un *bogie* y dos ruedas, que permite la traslación y rotación de la pasarela por la plataforma; una rotonda, que conecta la terminal con los túneles y una cabina, que gira para acoplarse a la puerta del avión. Estas partes se indican en la Figura 2.1.

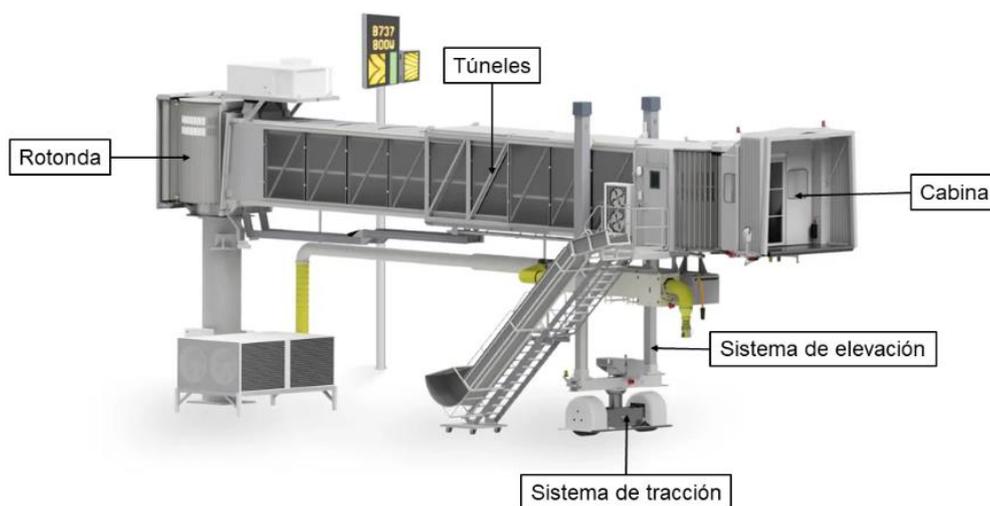


Figura 2.1. Partes principales de una pasarela de embarque de pasajeros

Con la finalidad de desarrollar estructuras de bajo peso y elevada rigidez surgieron elementos constructivos como las chapas de acero corrugadas, cuyo uso está ampliamente extendido en numerosos ámbitos, como la fabricación de contenedores de transporte marítimo o de silos. En la segunda mitad del siglo XX, empresas como *Jetwey* en Estados Unidos o *Thyssen Henschel* en Alemania, comenzaron a utilizar estos elementos estructurales en la construcción de pasarelas de embarque de pasajeros, empleando esta tipología para la fabricación de suelo, techo y paredes, tal y como muestra en la Figura 2.2 [13].

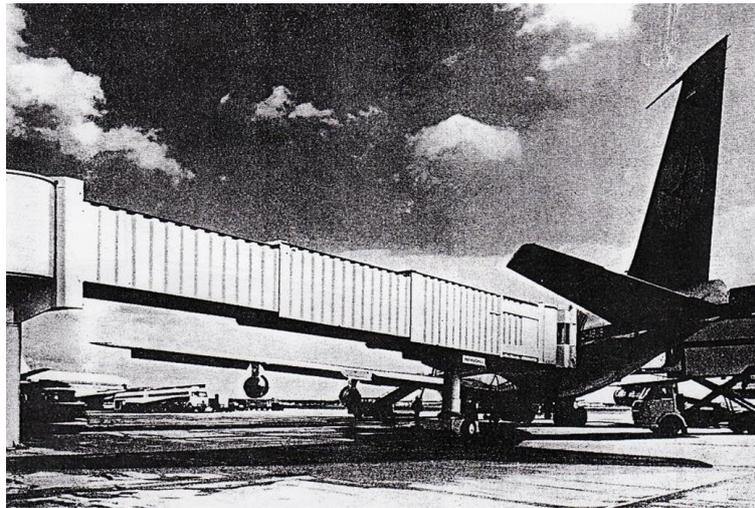


Figura 2.2. Pasarela de embarque de pasajeros de Henschel con suelo, techo y paredes de chapa corrugada en Frankfurt Airport (1968)

El desarrollo de la aviación civil y el consecuente crecimiento de los aeropuertos aumentaron la demanda de estas pasarelas. Esto hizo necesario adoptar un método de fabricación más productivo, que garantizara la fiabilidad estructural y cumpliera con los requisitos normativos aplicables. De esta manera, a partir de la década de 1980, las chapas corrugadas fueron reemplazadas por paneles de chapa delgada plegada unidos mediante puntos de soldadura, como los que se aprecian en la Figura 2.3, dando lugar a pasarelas como la de la Figura 2.4. Esta nueva tipología estructural permitió sistematizar el proceso de producción del suelo, techo y paredes de las pasarelas de embarque, y fue validada con pruebas de carga que se acompañaban de cálculos estructurales realizados con programas de cálculo matricial. En la actualidad, la empresa *TK Elevator* continúa utilizando este método de fabricación de pasarelas de embarque de pasajeros.



Figura 2.3. Paneles de chapa delgada plegada unidos por puntos de soldadura empleados en suelo, techo y paredes de pasarelas de embarque de pasajeros



Figura 2.4. Pasarela de embarque de pasajeros de TK Elevator con suelo, techo y paredes de chapa delgada plegada en Toronto Pearson Airport

Inicialmente, estas chapas delgadas plegadas se empleaban tanto en el suelo y el techo como en las paredes de las pasarelas. Con el paso del tiempo, en la década de los 2000, se desarrollaron pasarelas con paredes compuestas por celosía de simple y doble diagonal, manteniendo el suelo y el techo de chapa delgada plegada, como la de la Figura 2.5, e incluso pasarelas con ambas tipologías estructurales (chapa delgada plegada y celosía en las paredes).



Figura 2.5. Pasarelas de embarque de pasajeros de TK Elevator con paredes compuestas por celosía de doble diagonal y suelo y techo de chapa delgada plegada en el Aeropuerto Adolfo Suárez Madrid-Barajas

Las diversas tipologías estructurales de las pasarelas de embarque, unidas a la aparición de nuevos modelos de avión, las distintas exigencias de los aeropuertos, la incorporación de equipos adicionales a las pasarelas, la variedad de normativa aplicable, etc. hacen que el diseño de las pasarelas de embarque sea casi individualizado. Por ello, la simulación numérica se ha convertido en una herramienta imprescindible para llevar a cabo el desarrollo de estas, ayudando a predecir el comportamiento de la unión para reducir la fabricación de prototipos, así como el tiempo y los costes de fabricación. Una complejidad del modelado numérico de estas pasarelas reside en la modelización de los puntos de soldadura que contienen.

2. SOLDADURA DE PUNTOS POR RESISTENCIA

La soldadura de puntos por resistencia (RSW) [14], presenta importantes ventajas que hacen que sea una técnica muy empleada en industrias como la automovilística, la ferroviaria, la aeroespacial o la naval [15]. Entre estas ventajas destacan:

- No se requiere un metal de relleno.
- Son posibles altas velocidades de producción.
- Se presta para la mecanización y la automatización.
- El nivel de habilidad del operador es menor que el que se requiere para otras soldaduras.
- Tiene buena repetitividad y confiabilidad.

2.1. PROCESO DE SOLDADURA Y PARÁMETROS DE SOLDEO

Los principales componentes de la RSW se muestran en la Figura 2.6, que incluye las piezas que se van a soldar, dos electrodos opuestos, un medio para aplicar presión y apretar las piezas entre los electrodos y un suministro de corriente alterna.

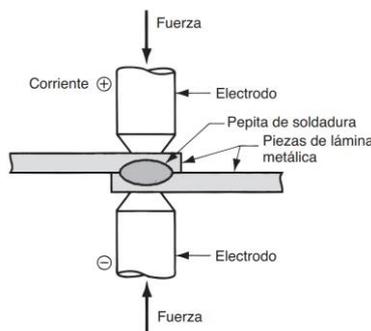


Figura 2.6. Principales componentes del proceso de soldadura de puntos por resistencia [15]

El principio básico de la RSW es el aprovechamiento del efecto Joule, según el cual la energía que se disipa en forma de calor al pasar corriente eléctrica a través de un material conductor es proporcional a la intensidad de corriente eléctrica que está pasando, a la resistencia del material conductor y al tiempo durante el cual fluye la corriente eléctrica [14]:

$$Q = I^2 R t$$

La corriente usada en la RSW es muy elevada (típicamente entre 5000 y 20000 A), aunque el voltaje es relativamente bajo (menos de 10 V). El empleo de una corriente tan elevada es debido a que el término cuadrado de la ecuación anterior amplifica el efecto de la

corriente y a que la resistencia en el circuito de soldadura es muy baja (alrededor de $0,0001 \Omega$). La duración de la corriente es breve (de 0,1 a 0,4 s) [15].

La resistencia en el circuito de soldadura es la suma de la resistencia de los electrodos, la de las piezas a unir, la de contacto entre los electrodos y las piezas a unir, y la de contacto entre las superficies de empalme. Teniendo en cuenta que la mayor disipación de calor tiene lugar en la zona de mayor resistencia eléctrica, la situación ideal es que la mayor resistencia de la suma sea la de contacto entre las superficies de empalme. De esta manera, el calor se concentrará en la zona deseada y se producirá el punto de soldadura. Por ello, se trata de maximizar esta resistencia minimizando las demás [15].

La resistencia de los electrodos se minimiza empleando metales con resistividades muy bajas, como aleaciones basadas en cobre o compuestos de metales refractarios, como combinaciones de cobre y tungsteno [15].

La resistencia de las piezas a unir depende de las resistividades de los metales base implicados y los espesores de la pieza. Para un mismo metal base, un mayor espesor implica una mayor resistividad, lo que aumenta la resistencia de las piezas a unir. Por esta razón, no puede trabajarse con grandes espesores, ya que provocarían que el calor no estuviera localizado en la zona a soldar [15].

La resistencia de contacto entre los electrodos y las piezas a unir es función de las áreas de contacto, es decir, del tamaño y forma del electrodo, y de la condición de las superficies, en la que influyen factores como la limpieza de las superficies de las piezas y el estado (desgaste) de los electrodos. Una mala limpieza de las superficies de las piezas o un deterioro de los electrodos aumentan esta resistencia de contacto. Además, la presión aplicada juega un papel importante en esta resistencia, pues ayuda a minimizarla. Esta presión no solo obliga el contacto entre los electrodos y las piezas a unir, sino que también presiona las superficies de empalme para obtener una coalescencia cuando se alcanza la temperatura adecuada para soldar. De esta manera, la presión aplicada garantiza que la resistencia de contacto entre los electrodos y las piezas a unir sea baja, evitando que el calor se disipe en esa zona y, a mayores, maximiza la resistencia de contacto entre las superficies de empalme, concentrando el máximo calor en esta zona [15].

Todo lo anterior evidencia que el proceso de RSW depende de numerosos parámetros, como la intensidad de corriente eléctrica, el tiempo de soldadura, la presión aplicada, el tipo de electrodo y su estado, y la resistividad, el espesor y la condición de las piezas a

unir [16], [17], [18], [19], [20], [21]. Estos parámetros afectan, entre otras cosas, al diámetro de la pepita de soldadura (*nugget*), que es una parte del punto de soldadura que se explica más adelante, a la resistencia de la unión soldada y al modo de fallo de esta.

En la Figura 2.7 se muestra la secuencia de pasos del proceso de RSW. En primer lugar, las piezas se insertan entre los electrodos abiertos (1); en segundo lugar, los electrodos se cierran y se aplica una fuerza (2); en tercer lugar, se produce la etapa conocida como tiempo de soldadura, en la que se activa la corriente (3); en cuarto lugar, tiene lugar la etapa que se conoce como tiempo de forja, en la que se desactiva la corriente, pero se mantiene o se aumenta la fuerza (en ocasiones se aplica una corriente reducida cerca del final de este paso para liberar la tensión en la región de la soldadura) (4) y en quinto lugar, se abren los electrodos y se retira el ensamble soldado (5).

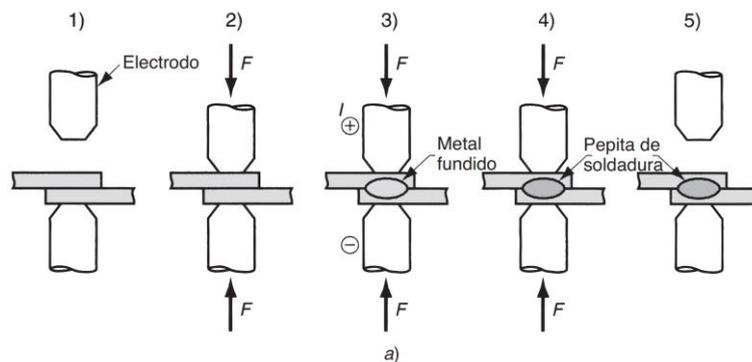


Figura 2.7. Secuencia de pasos del proceso de soldadura de puntos por resistencia [15]

En la Figura 2.8 se representa la fuerza de presión y la corriente durante las cinco etapas anteriormente explicadas.

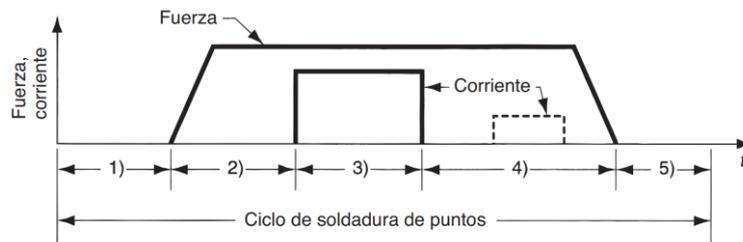


Figura 2.8. Gráfica de la fuerza de presión y la corriente del proceso de soldadura de puntos por resistencia [15]

Debido al extenso uso de la RSW, están disponibles diversos tipos de máquinas para realizar esta operación. Por un lado, existen máquinas estacionarias, como los soldadores de puntos con balancín (Figura 2.9), que tienen el electrodo inferior estacionario y el superior móvil y son útiles para soldar piezas fáciles de mover y orientar. Por otro lado, para trabajos en los que la pieza a soldar es difícil de mover y orientar, existen máquinas

portátiles, como las pistolas portátiles de soldadura de puntos, que consisten en dos electrodos opuestos dentro de un mecanismo de pinzas, que pueden ser manejadas por personas o robots.

Para soldar las chapas de las pasarelas de embarque de pasajeros que se estudian en este trabajo se emplea una máquina estacionaria automática.

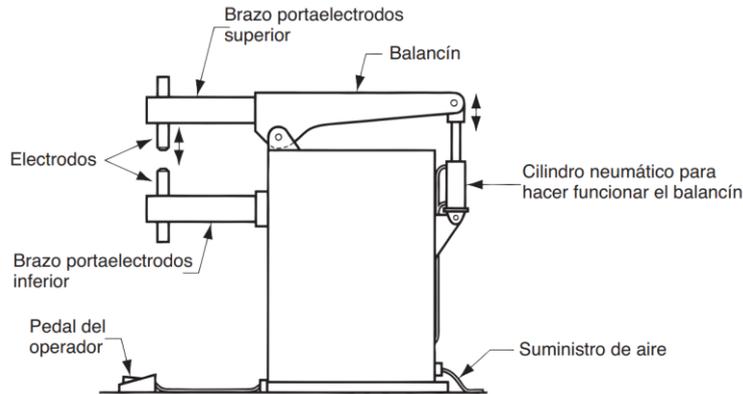


Figura 2.9. Máquina de soldadura de puntos por resistencia con balancín

2.2. PARTES DE UN PUNTO DE SOLDADURA

Debido al ciclo térmico de la soldadura, se crea una estructura heterogénea que puede dividirse en tres zonas: pepita de soldadura (*nugget*) o zona de fusión (FZ, por sus siglas en inglés), zona afectada térmicamente (HAZ, por sus siglas en inglés) y metal base (BM, por sus siglas en inglés), que se muestran en la Figura 2.10 [22].

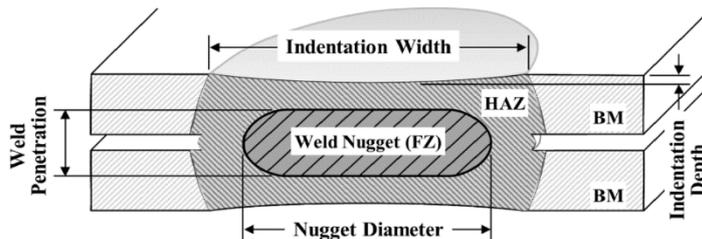


Figura 2.10. Partes de un punto de soldadura [23]

El *nugget* es la zona del material que se funde y que forma la unión entre las dos piezas, cuya microestructura y propiedades cambian respecto al material original. Como el proceso de soldadura de puntos por resistencia se basa en aportar calor a las piezas a unir, es inevitable que, alrededor del *nugget*, aparezca una zona afectada térmicamente. Se trata de una zona que no ha sido fundida pero que también experimenta cambios en la microestructura y las propiedades del material inicial. El tamaño de esta zona depende de

la cantidad de calor aportado en el proceso de soldadura y de la difusividad térmica del material de las piezas a unir. Aquellos materiales que tienen una difusividad térmica alta son capaces de transferir el calor más rápidamente, con lo que se enfrían rápido y, como consecuencia, su HAZ tiene menor tamaño. Lo contrario ocurre con aquellos materiales que tienen una difusividad térmica baja [24].

Así, la soldadura de puntos por resistencia origina un cambio en las propiedades del material original en ciertas zonas, lo cual representa un desafío considerable a la hora de modelar numéricamente este tipo de unión por no conocerse las propiedades finales del material en estas zonas. Este cambio afecta, entre otras cosas, a la rigidez en el *nugget* y en la HAZ, que se ve incrementada.

2.3. MODOS DE FALLO

Generalmente, la RSW presenta dos modos de fallo, el interfacial y el de extracción del botón, aunque también existen otros modos de fallo menos comunes. La Figura 2.11 muestra un esquema de los posibles modos de fallo, y la Figura 2.12 incluye fotografías de los diferentes modos de fallo.

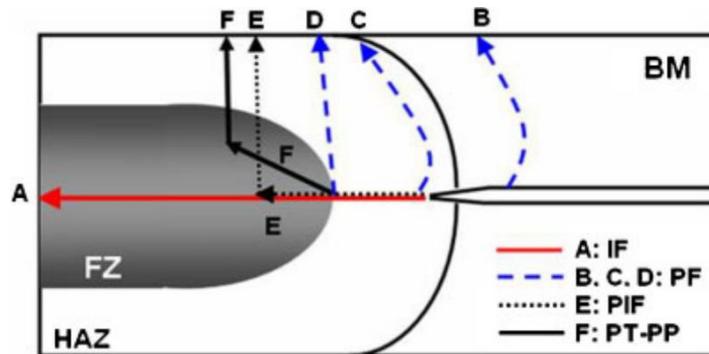


Figura 2.11. Esquema de los modos de fallo de la soldadura de puntos por resistencia [25]



Figura 2.12. (a) Modo de fallo interfacial, (b) Modo de fallo interfacial parcial (c) Modo de fallo de extracción del botón (d) Modo de fallo de espesor parcial y de extracción del botón parcial [26]

Las características de estos modos de fallo son [5], [25]:

- Modo de fallo interfacial (IF, por sus siglas en inglés): la soldadura falla a través de la línea central del *nugget*, quedando la mitad de este en una chapa y, la otra mitad, en la otra. La superficie de fractura es relativamente lisa y con brillo metálico. En este modo de fallo, la deformación en la interfaz de soldadura (frontera entre el *nugget* y la HAZ) es mayor que la deformación en el metal base. La trayectoria de este modo de fallo se representa con la letra A en la Figura 2.11.
- Modo de fallo de extracción del botón o *pull-out* (PF, por sus siglas en inglés): la fractura puede iniciarse en el metal base, la HAZ o la interfaz de soldadura, dependiendo de las características metalúrgicas y geométricas de la soldadura y de las condiciones de carga. El *nugget* permanece intacto en una de las chapas, siendo el metal alrededor del mismo el que se desprende del área de unión provocando la separación de las chapas. En este modo de fallo, la deformación en el metal base es mayor que la deformación en la interfaz de soldadura. En general, este modo de fallo presenta propiedades mecánicas más satisfactorias. Las posibles trayectorias de este modo de fallo se denotan con las letras B, C y D en la Figura 2.11.
- Modo de fallo interfacial parcial (PIF, por sus siglas en inglés): la fractura se inicia el *nugget*, en la dirección de su eje central y se dirige hacia la dirección del espesor. La trayectoria de este modo de fallo se indica con la letra E en la Figura 2.11.
- Modo de fallo de espesor parcial y de extracción del botón parcial (PT-PP, por sus siglas en inglés): la fractura se inicia en el *nugget*, en dirección oblicua y se dirige hacia la dirección del espesor, desprendiéndose parte de este. La trayectoria de este modo de fallo se nombra con la letra F en la Figura 2.11.

El modo de fallo de la RSW es una medida cualitativa de la confiabilidad de esta, pues puede afectar significativamente a su capacidad de carga, su capacidad de absorción de energía y a su deformación plástica. Las RSW que fallan en el modo *pull-out* presentan mayor capacidad de carga, niveles de absorción de energía más elevados y mayor deformación plástica que las RSW que fallan en el modo interfacial. Por ello, es preferible el fallo *pull-out* y los parámetros del proceso de RSW deben ajustarse para garantizar este modo de fallo [27].

Como se comentó anteriormente, los parámetros de soldeo empleados son responsables, entre otras cosas, de que tenga lugar un modo de fallo u otro. En concreto, en [16] se menciona que para intensidades de corriente eléctrica por debajo de 7 kA, el modo de fallo interfacial es más probable; entre 7 y 9 kA, sobresale el modo de fallo interfacial parcial; mientras que por encima de 9 kA, el modo de fallo más probable es *pull-out*.

Que el modo de fallo pase de interfacial a interfacial parcial y de este a *pull-out* a medida que aumenta la corriente eléctrica se debe a que, al aumentar la corriente eléctrica, aumenta el diámetro del *nugget*. Así, existe un criterio ampliamente aceptado con base en este parámetro que establece que, para garantizar que el modo de fallo sea *pull-out*, el diámetro del *nugget* debe ser mayor o igual a $4\sqrt{t}$, siendo t el espesor de las piezas a unir [16].

3. MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Existen muchos problemas de ingeniería para los que no se pueden obtener soluciones exactas, pues su naturaleza continua conduce a ecuaciones diferenciales o expresiones equivalentes con un número infinito de elementos implicados. Como la capacidad de los computadores es finita, la resolución exacta de problemas continuos queda limitada a casos muy simples [28]. Para resolver problemas continuos más complejos, se recurre a aproximaciones numéricas. A diferencia de las soluciones analíticas, que muestran el comportamiento exacto de un sistema en cualquier punto de este, las soluciones numéricas se aproximan a las soluciones exactas solo en puntos discretos del sistema. Es, por tanto, una aproximación que permite lograr soluciones muy cercanas a la real. El primer paso del análisis numérico mediante el método de los elementos finitos (MEF) es la discretización. Este proceso divide el medio de interés en una serie de pequeñas subregiones y nodos [29]. Las partes finitas creadas en la discretización del MEF se denominan elementos finitos. Estos elementos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos, denominados nodos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. Conocido el comportamiento de los nodos, se determina el comportamiento de los puntos del interior de cada elemento mediante funciones de forma [28].

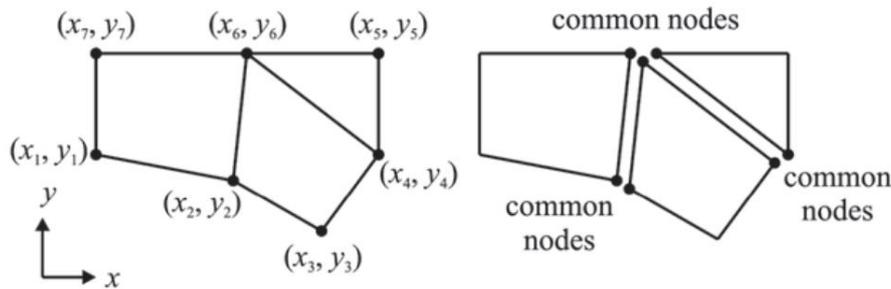


Figura 2.13. Esquema del Método de los Elementos Finitos

Si bien es cierto que con el MEF se pueden realizar numerosos tipos de análisis, el caso de estudio de este trabajo requiere de un análisis estático, pues las cargas aplicadas y las condiciones de contorno no varían con el tiempo [30].

3.1. ANÁLISIS ESTÁTICO Y NO LINEALIDADES

Resolver un análisis estático empleando el MEF consiste en resolver el siguiente sistema global de ecuaciones en notación matricial [30]:

$$[K][u] = [F]$$

Donde:

- [K]: matriz de rigidez del sistema.
- [u]: vector de desplazamientos nodales.
- [F]: vector de fuerzas.

Un análisis estático puede ser lineal o no lineal. Si es lineal, los términos de la matriz de rigidez y del vector de fuerzas son constantes, mientras que, si es no lineal, los términos de la matriz de rigidez no lo son, pudiendo tampoco serlo los del vector de fuerzas.

De esta manera, un análisis lineal supone que la rigidez del modelo es constante independientemente de las cargas aplicadas. Para que eso sea cierto, el material debe ser elástico-lineal, las deformaciones pequeñas, no pueden existir contactos no lineales entre partes del modelo y el equilibrio debe plantearse en la situación sin deformar. En un análisis lineal el cálculo se realiza en teoría de primer orden, lo que conlleva que se puede aplicar el principio de superposición, se cumple el principio de proporcionalidad, que establece que la respuesta del sistema es proporcional a la carga aplicada, y la secuencia de aplicación de las cargas no afecta a la respuesta del sistema. Así, suponer que el sistema estudiado presenta un comportamiento lineal permite calcular la respuesta de forma sencilla y rápida [30].

Sin embargo, la mayoría de los fenómenos físicos que tienen lugar en problemas de ingeniería presentan un comportamiento no lineal y, aunque para algunos pueda realizarse un análisis lineal y conseguir resultados satisfactorios, otros requieren un análisis no lineal.

La característica fundamental de un modelo no lineal es que su rigidez no es constante, sino que varía con los cambios en las cargas aplicadas. Por ello, los términos de la matriz de rigidez de un análisis no lineal no son constantes y la relación entre la fuerza y el desplazamiento es una función no lineal, como se puede ver en la Figura 2.14.

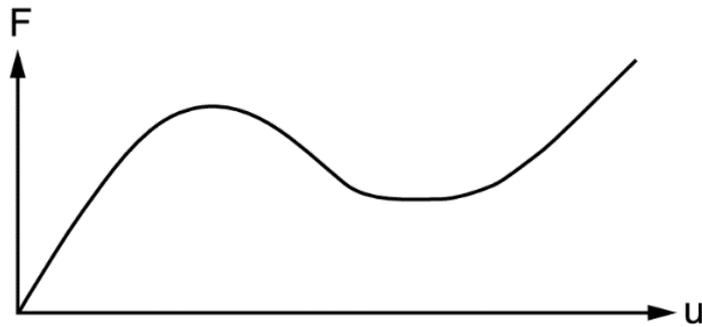


Figura 2.14. Ejemplo de curva fuerza-desplazamiento de un análisis no lineal [31]

En un análisis no lineal no se puede aplicar el principio de superposición, no se cumple el principio de proporcionalidad, la secuencia de aplicación de las cargas influye en la respuesta del sistema y esta secuencia puede pasar por puntos de inestabilidad estructural. En un análisis no lineal el cálculo se realiza en teoría de segundo orden. La respuesta del sistema no se puede predecir con un sistema de ecuaciones lineales, sino que requiere la resolución de un sistema de ecuaciones no lineales. Para resolverlo, se divide la carga aplicada en una serie de incrementos de carga y se determinan las condiciones de equilibrio para cada uno de ellos hasta alcanzar la carga total. El procedimiento numérico más empleado en el entorno de los elementos finitos para resolver este sistema de ecuaciones no lineales es el Método de Newton-Raphson, que aplica la carga de manera incremental e iterando para conseguir el equilibrio de fuerzas en cada incremento de carga. Esto implica recalcular varias veces la matriz de rigidez del sistema, con lo que el coste computacional es mucho mayor que el de un análisis lineal [30], [32].

El comportamiento no lineal un sistema puede tener lugar por diferentes razones, algunas de las más comunes son:

- No linealidades geométricas.
- No linealidades debidas al material.
- No linealidades por cambios de *status*.

En ciertos análisis se pueden dar simultáneamente varios tipos de no linealidad, como ocurre en el caso que se estudia en este trabajo, que presenta los tres tipos anteriores.

3.1.1. NO LINEALIDAD GEOMÉTRICA

Existen dos tipos principales de no linealidad geométrica: las grandes deformaciones y la rigidez por tensión.

GRANDES DEFORMACIONES

Si el sistema sufre grandes deformaciones, hasta tal punto que sus dimensiones y posición originales, así como la dirección de las cargas aplicadas, cambian significativamente, es necesario considerar en el análisis grandes deformaciones. Al incluir grandes deformaciones, el análisis tiene en cuenta el cambio de rigidez del sistema debido a los cambios en la forma de los componentes de este. Así, la matriz de rigidez va cambiando a medida que el sistema se deforma, en lugar de emplear la misma para todo el análisis [33].

El ejemplo clásico es el de una caña de pescar. Sin carga, la caña de pescar es muy flexible en su punta y la aplicación de una pequeña fuerza, como un pez, provoca un gran desplazamiento. Cuando esto ocurre, la rigidez de la caña aumenta, siendo necesaria cada vez una fuerza mayor para desplazar su punta la misma cantidad. Este cambio en la fuerza necesaria para conseguir el mismo desplazamiento implica que no existe una relación lineal entre fuerza y desplazamiento. Para captar este efecto, es necesario que la rigidez del modelo cambie a medida que cambia la forma de la caña, lo que implica recalcular la matriz de rigidez a medida que la caña se desvía.

Además de grandes deformaciones, pueden producirse grandes desplazamientos y rotaciones.

La consideración de grandes deformaciones hace que el análisis pase a ser no lineal, lo que incrementa el coste computacional de este. En caso de duda acerca de si es necesario o no considerar grandes deformaciones, es conveniente activarlas y realizar un análisis comparativo con y sin ellas.

ENDURECIMIENTO POR TENSIÓN

El endurecimiento por tensión se produce cuando la tensión de un cuerpo en una dirección afecta a su rigidez en otra dirección. Ocurre comúnmente en cuerpos que tienen poca o ninguna rigidez a compresión, pero tienen una rigidez considerable a flexión. Este efecto de rigidización debe considerarse en estructuras delgadas con una rigidez a flexión muy

pequeña comparada con la rigidez axial, como cables, vigas delgadas, placas o láminas [33].

El efecto del endurecimiento por tensión se tiene en cuenta generando y utilizando una matriz de rigidez adicional, denominada matriz de endurecimiento por tensión (*stress stiffness matrix*). La matriz de endurecimiento por tensión se añade a la matriz de rigidez “normal” para obtener la rigidez total. La matriz de endurecimiento por tensión se calcula a partir del estado de tensiones de la iteración de equilibrio anterior. Por lo tanto, para generar un problema de endurecimiento por tensión válido, se requieren al menos dos iteraciones, siendo la primera de ellas necesaria para determinar el estado de tensiones que se emplea para generar la matriz de endurecimiento por tensión de la siguiente iteración [33].

Un ejemplo muy visual es la cuerda de una guitarra, que se encuentra pretensada. Si la pretensión de la cuerda aumenta, o lo que es lo mismo, la fuerza axial de compresión a la que está sometida aumenta, su rigidez a flexión aumenta, con lo que hay que aplicar una mayor fuerza a flexión sobre ella para conseguir el mismo desplazamiento que antes de aumentar la pretensión. Este aumento de rigidez es únicamente debido al cambio en la tensión interna de la cuerda.

Para que *ANSYS* incluya en un análisis estas no linealidades geométricas, basta con activar la opción *Large Deflection*, que en realidad activa cuatro comportamientos diferentes: grandes deformaciones (*Large Strain*), grandes rotaciones (*Large Rotation*), rigidización por tensión (*Stress Stiffening*) y ablandamiento por giro (*Spin Softening*) [34].

El caso que se modela en este trabajo presenta no linealidad geométrica debido a grandes deformaciones, pues sus dimensiones y posición iniciales cambian significativamente, y debido a endurecimiento por tensión, al tratarse de placas.

3.1.2. NO LINEALIDAD DEBIDA AL MATERIAL

Las no linealidades de los materiales se producen debido a la relación no lineal entre la tensión y la deformación. Los materiales pueden presentar numerosos comportamientos no lineales, como plasticidad, fluencia, elasticidad no lineal, hiperelasticidad o viscoelasticidad [33].

En el caso de este trabajo, el material es un acero y, como tal, presenta un comportamiento elastoplástico que se formula matemáticamente mediante la teoría de la plasticidad.

TEORÍA DE LA PLASTICIDAD

Esta teoría se ocupa del cálculo de tensiones y deformaciones en un cuerpo permanentemente deformado por un conjunto de fuerzas sin tener en cuenta la velocidad con la que se aplican estas fuerzas. Esta deformación permanente no depende únicamente de la tensión final, sino que viene determinada por la secuencia de aplicación de la carga, lo que hace que el problema de la plasticidad sea, por tanto, de naturaleza incremental, obteniéndose la deformación final del cuerpo como la suma total de las deformaciones incrementales [35].

En la Figura 2.15 se muestra la curva tensión-deformación típica de una probeta de material elastoplástico sometida a un ensayo de tracción.

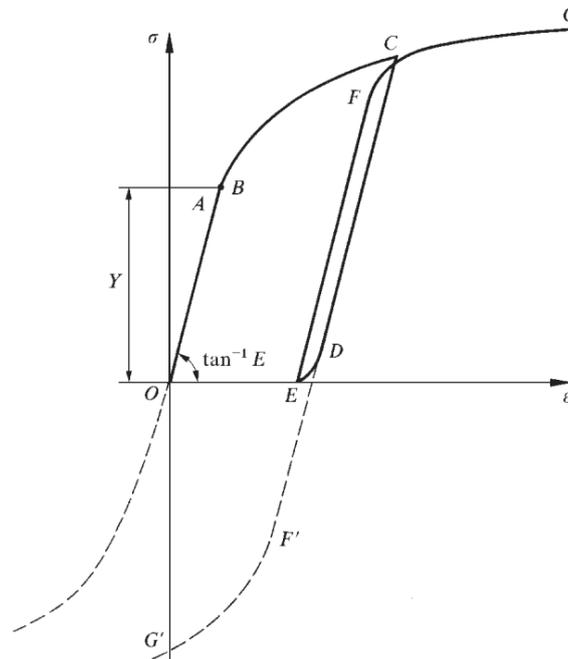


Figura 2.15. Curva tensión-deformación típica de una probeta de material elastoplástico sometida a un ensayo de tracción [35]

La primera zona de la curva es la zona elástica. En ella, la tensión es lo suficientemente pequeña como para que el material se comporte elásticamente, y la probeta recupera su forma original al retirar la carga aplicada. La parte inicial de la curva tensión-deformación es una línea recta cuya pendiente se conoce como módulo de Young (E). El punto A en la Figura 2.15 representa el límite de proporcionalidad, en el que cesa la relación lineal entre la tensión y la deformación. Por lo general, la zona elástica se extiende ligeramente más allá del límite de proporcionalidad. En la mayoría de los metales, la transición del comportamiento elástico al plástico es gradual y la localización del límite elástico (σ_Y ,

punto B en la Figura 2.15) es, por tanto, una cuestión de convención. De esta manera, el límite elástico se define generalmente como aquella tensión para la que se observa una pequeña deformación permanente especificada [35].

Más allá del límite elástico, el material entra en la zona plástica, en la que la tensión aumenta con la deformación plástica, mientras que la pendiente de la curva tensión-deformación, que representa la velocidad de endurecimiento por deformación, disminuye constantemente con el aumento de la tensión. Si la probeta se somete a una tensión C de la zona plástica y, a continuación, se libera la carga, se produce una recuperación elástica que sigue la trayectoria CD, que es prácticamente una línea recta de pendiente el módulo de Young. La deformación permanente que permanece tras la descarga completa es igual a OE. Al volver a aplicar la carga, la probeta se deforma elásticamente hasta alcanzar un nuevo límite elástico F. Si no se tiene en cuenta el bucle de histéresis de poca amplitud que se forma durante la carga y la descarga, se puede considerar que F coincide con C. Si se sigue aumentando la carga, la curva tensión-deformación sigue por FG, prácticamente como una continuación de la curva BC [35].

La teoría de la plasticidad incluye tres conceptos básicos [36]:

- Criterio de plastificación: en el caso de una tensión uniaxial, la plastificación se puede determinar comparando la tensión axial con el límite elástico del material. Sin embargo, para un estado multiaxial de tensiones, es necesario definir un criterio de plastificación. Con este, a partir de un estado multiaxial de tensiones, se puede obtener un escalar que puede ser comparado con el límite elástico del material determinado en el ensayo uniaxial. Un criterio de plastificación común es el criterio de plastificación de von Mises, según el cual la plastificación comienza cuando la tensión equivalente de von Mises (σ_e) excede el límite elástico del material:

$$\sigma_e > \sigma_Y$$

La tensión equivalente de von Mises se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

Donde σ_1 , σ_2 y σ_3 son las tensiones principales.

- Regla de flujo: descrito el criterio que establece el inicio de la plastificación, es necesario establecer la magnitud y dirección de la deformación plástica si, alcanzada la condición que establece este criterio, la fuerza aplicada sigue aumentando. La regla de flujo describe la magnitud y dirección de la deformación plástica cuando se produce plastificación. La regla de flujo más común es la asociativa, que supone que la dirección del flujo plástico deriva de la función de plastificación, lo que implica que las deformaciones plásticas ocurren en una dirección normal a la superficie de plastificación.
- Regla de endurecimiento: describe el cambio de la superficie de plastificación con la deformación plástica. Este cambio en la superficie de plastificación conlleva que la resistencia del material a la deformación plástica aumente con la deformación acumulada, es decir, el material se endurece.

Existen dos reglas de endurecimiento: endurecimiento isotrópico y cinemático.

El endurecimiento isotrópico establece una expansión uniforme de la superficie de plastificación durante el flujo plástico. Este modelo presupone que la deformación plástica es un proceso isotrópico cuando se desprecia el efecto Bauschinger, de tal forma que el modelo falla para cargas cíclicas. Este tipo de endurecimiento se representa en la Figura 2.16.

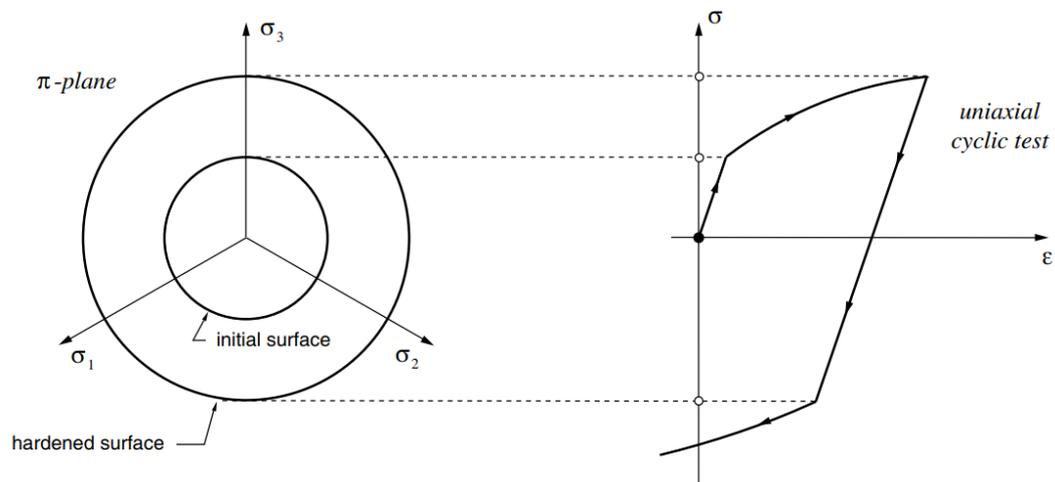


Figura 2.16. Endurecimiento isotrópico [37]

Por otro lado, el endurecimiento cinemático supone que la superficie de plastificación inicial se traslada con respecto al origen como un cuerpo rígido durante el flujo plástico. Un material inicialmente isotrópico deja de serlo después de plastificar si se tiene en cuenta el efecto Bauschinger. Se emplea para pequeñas

deformaciones y aplicaciones de cargas cíclicas. Este tipo de endurecimiento se muestra en la Figura 2.17.

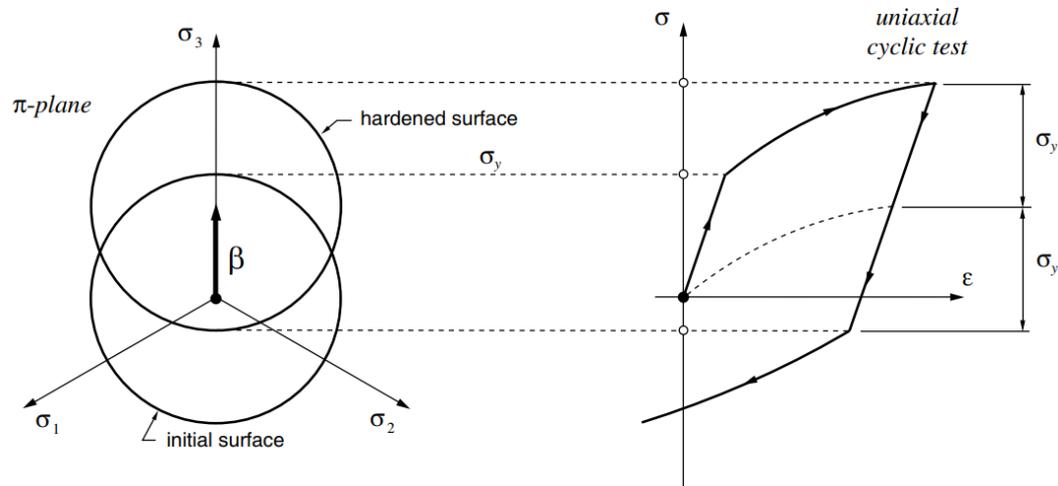


Figura 2.17. Endurecimiento cinemático [37]

En *ANSYS*, para aplicar la teoría de la plasticidad, se debe recurrir a uno de los modelos de material de tipo Plasticidad Independiente de la Velocidad (*Rate-Independent Plasticity*). Entre estas opciones se encuentran el Endurecimiento Bilineal Isotrópico (*Bilinear Isotropic Hardening*) y el Endurecimiento Multilineal Isotrópico (*Multilinear Isotropic Hardening*) [36]:

- Endurecimiento Bilineal Isotrópico: este tipo de modelo emplea una representación bilineal de la curva tensión-deformación, con criterio de plastificación de von Mises, regla de flujo asociativa y endurecimiento isotrópico. Se utiliza para aplicaciones de plasticidad de metales con grandes deformaciones, como es el caso de este trabajo.

Los valores requeridos son el límite elástico (σ_Y) y el módulo tangente. Es importante señalar que este tipo de modelo de material considera que la curva tensión-deformación crece infinitamente, con lo que es crucial identificar el instante del análisis en el que el material alcanza la tensión de rotura (σ_U) y no considerar los resultados obtenidos a partir de este instante.

- Endurecimiento Multilineal Isotrópico: este tipo de modelo recurre a una representación multilineal de la curva tensión-deformación, también con criterio de plastificación de von Mises, regla de flujo asociativa y endurecimiento

isotrópico. Al igual que el anterior, se emplea en aplicaciones de plasticidad de metales con grandes deformaciones, como es el caso de estudio de este trabajo.

Los valores que deben introducirse son el límite elástico y un conjunto de puntos de la curva tensión-deformación plástica, hasta un máximo de 100, siendo el primer punto el límite elástico, que carece de deformación plástica: $(\sigma_Y, 0)$. Cabe destacar que ningún segmento de la curva tensión-deformación plástica puede tener una pendiente mayor que el módulo de Young ni menor que cero. Para valores de deformación que sobrepasan el extremo de la curva, se supone un comportamiento del material perfectamente plástico, es decir, la tensión permanece constante mientras la deformación continúa aumentando. Por ello, es fundamental identificar el instante del análisis en el que el material alcanza la deformación de rotura (ε_U) y no tener en cuenta los resultados obtenidos a partir de este instante.

El caso que se analiza en este trabajo presenta no linealidad debida al material, ya que el acero, tal y como se señaló con anterioridad, es un material elastoplástico. Para representar su comportamiento, se recurre tanto a un modelo de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico como a uno de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico.

3.1.3. NO LINEALIDAD POR CAMBIOS DE *STATUS*

La no linealidad por cambio de *status* más común es debida a los contactos. Cuando dos o más cuerpos entran en contacto, si la carga aplicada sobre ellos cambia, se pueden originar cambios en el estado del contacto o el tamaño de la superficie de contacto. Todo ello causa un cambio en la rigidez del sistema [38].

Existen varios tipos de contactos: pegado (*Bonded*), sin separación (*No separation*), rugoso (*Rough*), sin fricción (*Frictionless*), friccional (*Frictional*), etc. En este trabajo se recurre a un contacto sin fricción.

CONTACTO SIN FRICCIÓN

El contacto sin fricción permite que las superficies puedan separarse una de la otra, pero no penetrar una en la otra. En el caso de que se produzca separación, la fuerza normal (F_n) es igual a cero. Si no se produce separación, existe una fuerza normal que actúa perpendicularmente a la superficie de contacto. Por otro lado, al no considerar fricción, las superficies pueden deslizarse libremente una sobre la otra, por lo que la fuerza

tangencial (F_t) es igual a cero [38]. Una representación de estas fuerzas se recoge en la Figura 2.18.

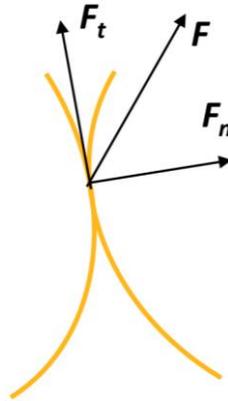


Figura 2.18. Esquema de fuerzas en un contacto sin fricción

El contacto sin fricción es un tipo de contacto no lineal.

El caso modelado en este trabajo presenta no linealidad por cambio de *status* debido al contacto que se produce entre parte de las superficies de las dos chapas, que se modela como un contacto sin fricción.

3.2. ELEMENTOS FINITOS

Como se comentó anteriormente, el MEF consiste en discretizar un problema continuo en un número finito de partes, llamados elementos finitos, a su vez formados por nodos. Esta discretización es uno de los desafíos del MEF y afecta directamente a la precisión de los resultados obtenidos. Por tanto, conocer los tipos de elementos que se están empleando en el análisis y la teoría en la que se basan sus formulaciones es crucial [28].

Los elementos finitos pueden ser de tipo línea, área (triángulos o cuadriláteros) o sólido (tetraedros, hexaedros o pentaedros). Cada programa de elementos finitos tiene su propia biblioteca de elementos. Por ejemplo, para análisis estáticos en *ANSYS*, los elementos tipo *BEAM*, *COMBIN*, *LINK* y *ROT* son muy empleados como elementos de tipo línea, los tipo *PLANE*, *SHELL* y *SURF* como elementos de tipo área o los tipo *SOLID* como de tipo sólido. Dentro de estos tipos de elementos hay múltiples elementos específicos, cada uno con su formulación.

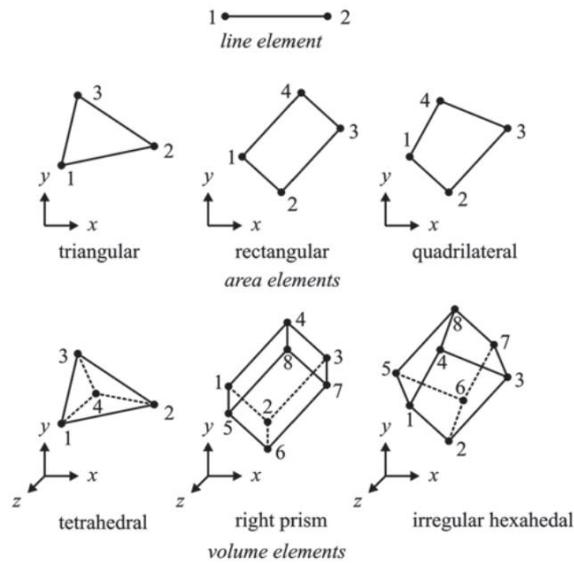


Figura 2.19. Algunos tipos de elementos finitos [30]

Para discretizar el problema de este trabajo, se emplean elementos de tipo línea, en concreto tipo *BEAM* (viga), y de tipo área, específicamente tipo *SHELL* (placa o lámina).

Asimismo, en uno de los modelos desarrollados, el punto de soldadura se simula recurriendo a un par de elementos específicamente desarrollados para simular contactos. Estos son elementos tipo *CONTA* (contacto) y elementos tipo *TARGE* (objetivo), habitualmente utilizados emparejados para la definición de contactos.

3.2.1. ELEMENTOS TIPO *BEAM*

Los elementos tipo *BEAM* se emplean para modelar cuerpos cuya longitud es significativamente mayor que su anchura y altura, es decir, cuando una dimensión es considerablemente mayor que las otras dos. Es el caso, por ejemplo, de las vigas.

Aunque existen varias teorías de vigas, dos de las más destacadas son la teoría de Euler-Bernoulli y la teoría de Timoshenko.

La teoría de Euler-Bernoulli se basa en las tres hipótesis siguientes [39]:

- Los desplazamientos verticales (flechas) de todos los puntos de una sección transversal son pequeños e iguales a los del eje de la viga (x en la Figura 2.20).
- El desplazamiento lateral (en el eje y en la Figura 2.20) es nulo.
- Las secciones planas normales al eje de la viga antes de la deformación permanecen planas y normales a dicho eje después de la deformación.

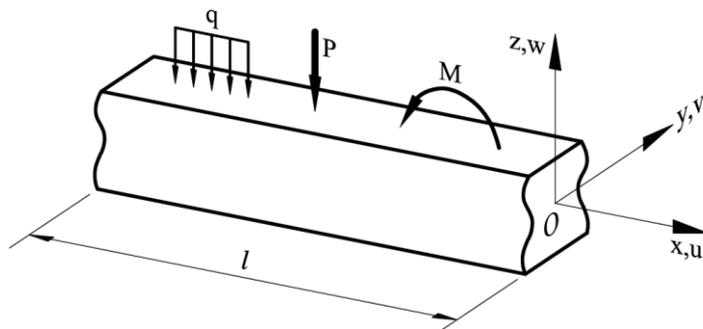


Figura 2.20. Croquis de una fracción de una viga

De esta manera, la teoría de Euler-Bernoulli no tiene en cuenta el efecto de la deformación por cortante.

La teoría de Timoshenko comparte las dos primeras hipótesis de la teoría de Euler-Bernoulli, pero cambia la tercera, estableciendo que las secciones planas normales al eje de la viga antes de la deformación permanecen planas, pero no necesariamente normales a este eje después de la deformación. Así, la teoría de Timoshenko contempla el efecto de la deformación por cortante [39].

El empleo de una teoría u otra se basa en la relación longitud/canto de la viga analizada. A medida que la relación longitud/canto disminuye, las secciones transversales dejan de conservarse planas después de la deformación y es necesario incorporar el efecto de la deformación por cortante al análisis. Por ello, la teoría de Euler-Bernoulli se aplica a vigas “largas” y la de Timoshenko a vigas “cortas” [40].

BEAM188

Entre los elementos tipo *BEAM*, se selecciona el *BEAM188*, por ser recomendable para análisis no lineales que presentan plasticidad con endurecimiento isotrópico, grandes deformaciones o grandes rotaciones, como es el caso de este trabajo [36].

El *BEAM188* es un elemento de tipo línea tridimensional con 2 nodos, por lo que sus funciones de forma son lineales. Cada nodo tiene 6 grados de libertad (desplazamientos y rotaciones en x, y, z). La formulación de este elemento se basa en la teoría de vigas de Timoshenko [41].

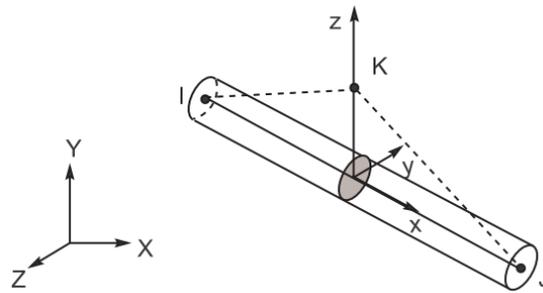


Figura 2.21. Croquis del elemento BEAM188 [33]

3.2.2. ELEMENTOS TIPO SHELL

Los elementos tipo *SHELL* se utilizan cuando el espesor de un cuerpo es muy pequeño en relación con su longitud y ancho, es decir, cuando una dimensión es significativamente menor que las otras dos, lo que permite analizarlo como un cuerpo bidimensional. Este tipo de cuerpos, en el caso de ser plano, se denomina placa, y en el caso de tenga curvatura, lámina. Las placas pueden clasificarse en tres grupos dependiendo de la relación entre su longitud y su espesor [42]:

- Membranas: $\frac{\text{longitud}}{\text{espesor}} > 100$
- Placas “delgadas”: $10 < \frac{\text{longitud}}{\text{espesor}} \leq 100$
- Placas “gruesas”: $8 < \frac{\text{longitud}}{\text{espesor}} \leq 10$

Existen varias teorías de placas, cada una de ellas apropiada para el análisis de un tipo distinto de placa: la teoría de la membrana, la teoría de Love-Kirchhoff y la teoría de Reissner-Mindlin.

En la teoría de la membrana se considera que la placa está desprovista de rigidez a flexión y a torsión, es decir, no está sometida a esfuerzos cortantes, flectores ni torsores, con lo que solo posee esfuerzos en el plano tangente. Así, la teoría de la membrana solo es aplicable a membranas, es decir, a placas “muy delgadas” cuyo espesor es despreciable [43].

Por otro lado, en la teoría de Love-Kirchhoff y en la de Reissner-Mindlin sí se considera la rigidez a flexión y a torsión de la placa. La diferencia entre ambas radica en que, en la teoría de Love-Kirchhoff, se considera que las normales a la superficie media de la placa permanecen normales a dicha superficie media después de la deformación, despreciando por ello el efecto de la deformación por cortante. Por el contrario, en la teoría de Reissner-

Mindlin, las normales a la superficie media de la placa no permanecen necesariamente normales a ella tras la deformación, teniendo en cuenta por tanto el efecto de la deformación por cortante. De esta manera, la teoría de Love-Kirchhoff está limitada a análisis de placas “delgadas”, mientras que la de Reissner-Mindlin permite el análisis de placas “gruesas”. Cabe destacar que la teoría de Love-Kirchhoff es equivalente a la viga de Euler-Bernoulli y la de Reissner-Mindlin a la de Timoshenko [44].

Cada elemento tipo *SHELL* se formula basándose en una de estas teorías, por lo que es fundamental conocer el elemento que se está empleando y si su formulación es adecuada para el análisis que se está realizando. Aquellos que se formulan con base en la teoría de la membrana solo incluyen los efectos de membrana, sin contemplar deformaciones a flexión ni a cortante; los que se fundamentan en la de Love-Kirchhoff incluyen los efectos de membrana y las deformaciones a flexión, pero no a cortante; y los que se basan en la de Reissner-Mindlin incluyen los efectos de membrana y las deformaciones a flexión y a cortante [36].

SHELL181

De entre los elementos tipo *SHELL*, se elige el elemento *SHELL181*, por ser aconsejable para análisis no lineales que incluyen plasticidad con endurecimiento isotrópico. Cabe destacar que los elementos *BEAM188* y *SHELL181* son totalmente compatibles, siendo los primeros ampliamente utilizados como elementos rigidizadores de los segundos [36].

El *SHELL181* es un elemento de tipo área cuadrangular con 4 nodos, por lo que presenta funciones de forma lineales. Cada uno de los nodos posee 6 grados de libertad (desplazamientos y rotaciones en x, y, z). Este elemento se formula con base en la teoría de Reissner-Mindlin [41].

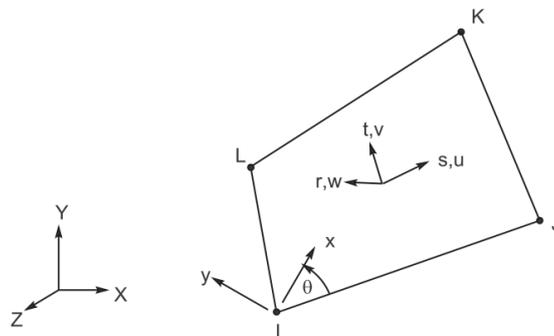


Figura 2.22. Croquis del elemento *SHELL181* [33]

3.2.3. ELEMENTOS TIPO *CONTA* Y *TARGE*

Los elementos de contacto y los elementos objetivo trabajan conjuntamente para simular el comportamiento entre superficies en contacto. Los elementos de contacto se asignan a la superficie que está en contacto o puede entrar en contacto con otra superficie, detectando la proximidad de los elementos objetivo. Una vez que se detecta la proximidad y se establece el contacto, los elementos de contacto interactúan con los elementos objetivo aplicando las condiciones definidas previamente, como fricción, adherencia, etc., en la interfaz entre las superficies. De esta manera, los elementos objetivo actúan como las superficies receptoras en esta interacción, permitiendo que los elementos de contacto transfieran fuerzas y otros efectos físicos a través del área de contacto.

En uno de los modelos desarrollados se aplica un comando APDL que conlleva la creación de elementos *CONTA174* y *TARGE170*.

CONTA174

El *CONTA174* es un elemento de contacto tridimensional de 8 nodos destinado al análisis general de contactos rígido-flexible y flexible-flexible entre dos superficies. Sus características geométricas son las mismas que las de la cara del elemento tipo *SOLID* o tipo *SHELL* con el que está conectado, pues se superponen a ellos como se puede observar en la Figura 2.23 [33].

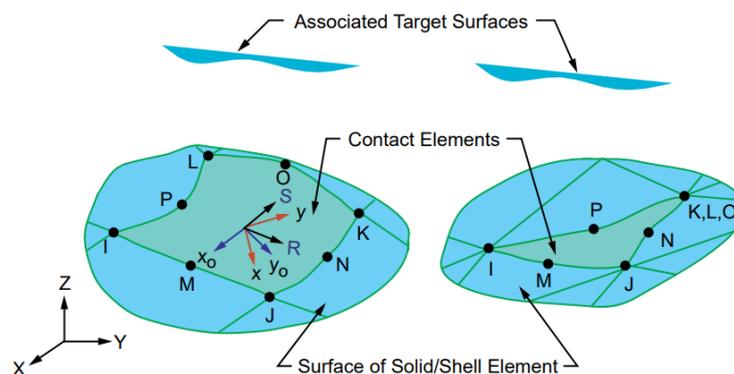


Figura 2.23. Croquis del elemento *CONTA174* [41]

TARGE170

El *TARGE170* es un elemento utilizado para varias superficies 3D objetivo, tanto rígidas como flexibles, con distintos tipos de elementos de contacto asociados, entre los que se encuentra el *CONTA174*. La superficie objetivo se modela mediante un conjunto de

segmentos objetivo, de manera que varios segmentos objetivo forman una superficie objetivo. Un croquis del elemento y los tipos de segmentos disponibles para este se recogen en la Figura 2.24 [41].

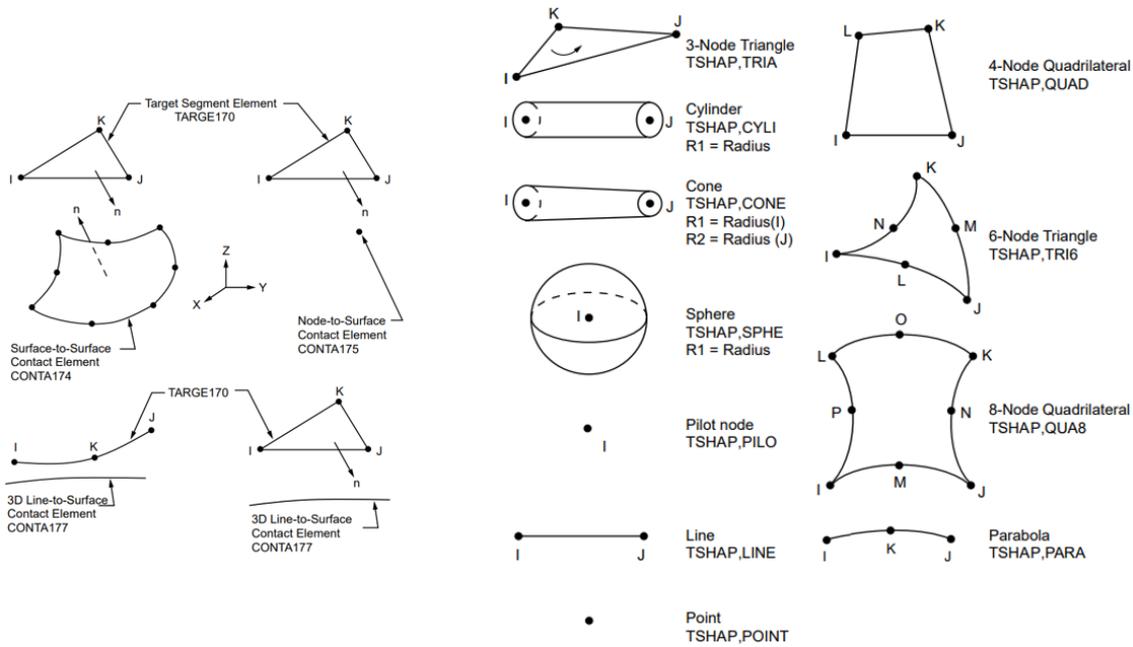


Figura 2.24. Croquis del elemento *TARGE170* [41]

En este trabajo, el elemento *TARGE170* se emplea para mallar dos nodos piloto generados al aplicar un comando *APDL*, utilizando por tanto el tipo de segmento *Pilot node* (nodo piloto) mostrado en la anterior figura.

El nodo piloto, a diferencia de los otros tipos de segmento, se utiliza para definir los grados de libertad de toda la superficie objetivo. Todos los movimientos rígidos posibles de la superficie objetivo serán una combinación de una traslación y una rotación alrededor del nodo piloto. El nodo piloto permite de forma cómoda y potente asignar condiciones de contorno tales como rotaciones, traslaciones, momentos, temperatura, tensión, potencial magnético, presión de poros y concentración en toda una superficie objetivo. Esto es muy útil al modelar un punto de soldadura, pues permite que los grados de libertad del nodo piloto representen el comportamiento conjunto de la soldadura, de forma que cualquier movimiento de este nodo piloto afecta a todos los nodos involucrados en el punto de soldadura, proporcionando una forma de controlar el comportamiento de la soldadura como un todo [41].

4. REVISIÓN DE NORMATIVA

Antes de realizar la caracterización experimental y los modelos numéricos, resulta interesante obtener la resistencia a cortante de los puntos de soldadura estudiados de acuerdo con la normativa.

Para ello, se recurre a la norma UNE-EN 1993-1-3:2012, que establece los requisitos para proyectos con perfiles y chapas conformadas en frío, entre los que se encuentran las chapas analizadas en este trabajo.

El material de las chapas es S250GD+Z. Se trata de un acero estructural galvanizado (recubierto en continuo con zinc) por inmersión en caliente. La norma antes mencionada establece como propiedades de este material las tabuladas en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Propiedades del S250GD+Z según la norma UNE-EN 1993-1-3:2012

Límite elástico básico (f_{yb}) [MPa]	250
Resistencia última a tracción (f_u) [MPa]	330

Según esta norma, el diámetro de cálculo de un punto de soldadura por resistencia viene dado por la expresión:

$$d_s = 5\sqrt{t}$$

Donde t es el espesor de la chapa conectada más delgada, que en el caso de este trabajo es 2 mm.

Con ello, el diámetro de cálculo del punto de soldadura de las probetas estudiadas es:

$$d_s = 5\sqrt{2} = 7,071 \text{ mm}$$

La norma antes citada marca que el valor de cálculo de la resistencia a cortante para soldaduras por puntos se determina a través de la fórmula:

$$F_{V,Rd} = \frac{\pi d_s^2 f_u}{4\gamma_{M2}}$$

Donde γ_{M2} es un coeficiente parcial de seguridad de valor recomendado por la norma 1,25.

De esta manera, el valor de cálculo de la resistencia a cortante del punto de soldadura de las probetas analizadas es:

$$F_{V,Rd} = \frac{\pi(7,0711 \text{ mm})^2 * 330 \frac{N}{\text{mm}^2}}{4 * 1,25} = 10,367 \text{ kN}$$

Así, la resistencia a cortante del punto de soldadura en el caso estudiado en este trabajo de acuerdo con la normativa es 10,367 kN.

CAPÍTULO 3. DESARROLLO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO

1. CAMPAÑA EXPERIMENTAL

Para que un modelo numérico sea robusto debe ser validado con datos experimentales, motivo por el cual el desarrollo de este trabajo incluye dos tipos de ensayos. Por un lado, se realizan ensayos de tracción para caracterizar el material de las chapas plegadas que forman las pasarelas de embarque y, por otro, se ensayan las chapas soldadas para determinar su resistencia a cortadura. Los resultados de estos ensayos se comparan con los resultados de los modelos numéricos para validarlos.

1.1. CARACTERIZACIÓN DEL MATERIAL DE LAS CHAPAS

Con el fin de caracterizar el material de las chapas, S250GD+Z, se llevan a cabo ensayos de tracción de tres probetas extraídas de un panel de chapa delgada plegada de 2 mm de espesor de una pasarela de embarque. Estas probetas están orientadas de tal forma que su eje mayor es paralelo a las líneas de pliegue de la chapa y tienen las dimensiones que se acotan en la Figura 3.1.

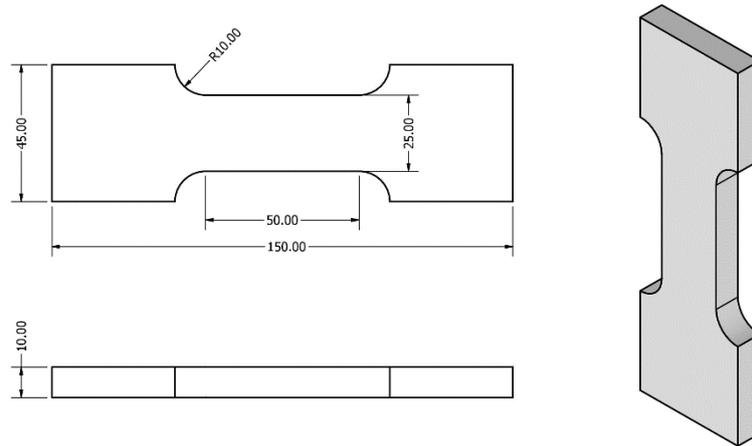


Figura 3.1. Dimensiones de las probetas para caracterizar el material de las chapas en mm

Los ensayos de tracción se realizan con la máquina universal de ensayos MTS 810, con capacidad de carga de 100 kN. Para obtener las deformaciones se recurre tanto a un sistema de medición por contacto consistente en un extensómetro axial MTS de 25 mm de longitud del calibre, como a un sistema de medición sin contacto empleando el equipo ARAMIS. Este último se basa en la metodología DIC (*Digital Image Correlation*), que consiste en evaluar el desplazamiento y la deformación de un cuerpo mediante el análisis de imágenes de su superficie tomadas a medida que esta se deforma [45]. Los tres equipos mencionados se muestran en la Figura 3.2. La Figura 3.3 incluye dos fotografías tomadas durante la ejecución de los ensayos.



Figura 3.2. (Izquierda) Máquina universal de ensayos MTS 810, (Centro) Extensómetro axial MTS de 25 mm de longitud del calibre, (Derecha) Sistema de medición ARAMIS



Figura 3.3. Fotografías de los ensayos de tracción para caracterizar el material de las chapas

Los resultados promediados de los tres ensayos de tracción realizados se tabulan en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Resultados promediados de los ensayos de tracción

Módulo de Young [MPa]	173376,999
Coefficiente de Poisson	0,3
Límite elástico [MPa]	367,204
Tensión de rotura [MPa]	499,717

La curva tensión-deformación obtenida se muestra en la Figura 3.4.

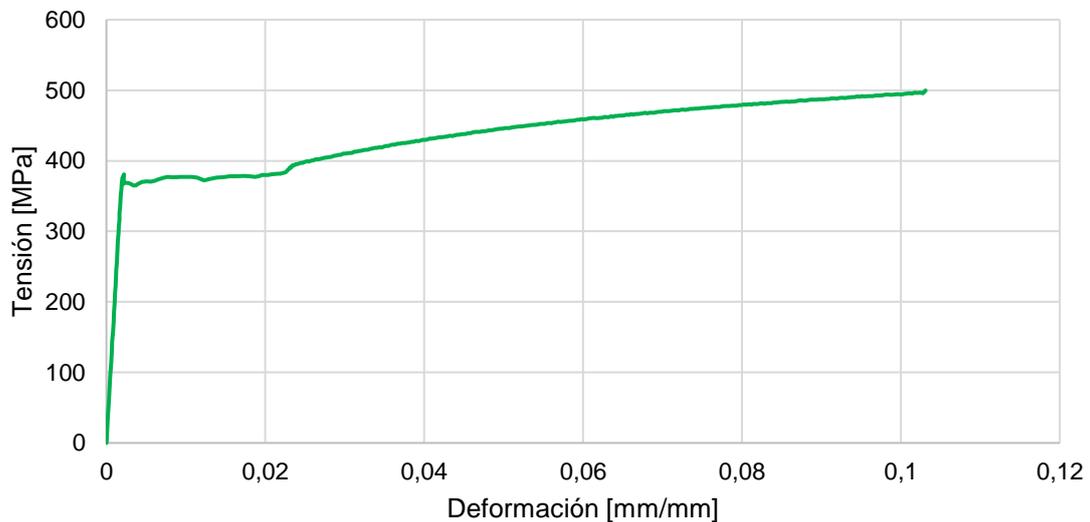


Figura 3.4. Curva tensión-deformación del ensayo de tracción para caracterizar el material de las chapas

1.2. CARACTERIZACIÓN DE LA RESISTENCIA A CORTADURA DE LAS CHAPAS SOLDADAS

Para obtener la resistencia a cortadura de las chapas soldadas que forman las pasarelas de embarque de pasajeros, se ejecutan ensayos de tracción de tres probetas formadas por dos chapas unidas por un punto de soldadura cuyas dimensiones se recogen en la Figura 3.5.

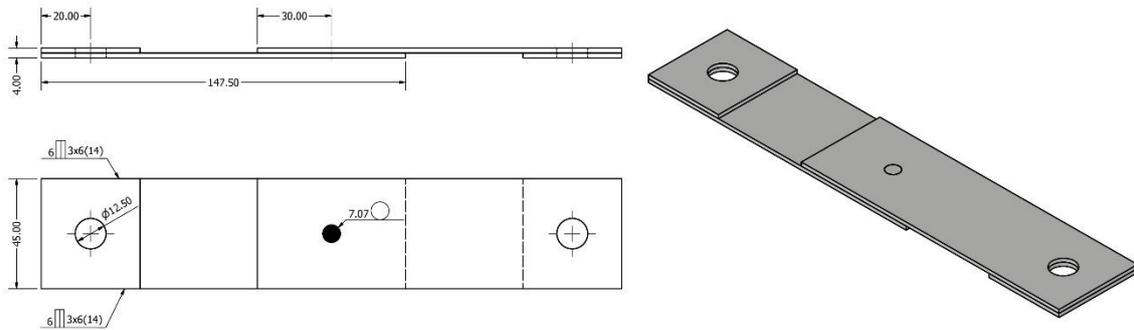


Figura 3.5. Dimensiones de las probetas formadas por dos chapas unidas por un punto de soldadura en mm

Para soldar las chapas se emplean los brazos y los electrodos que se muestran en la Figura 3.6. Se trata de electrodos de cobre, de tipo recto centrado y nuevos, por lo que no tienen desgaste. La intensidad de corriente eléctrica utilizada en la soldadura es 12 kA y los *nuggets* resultantes tienen un diámetro de 7 mm.

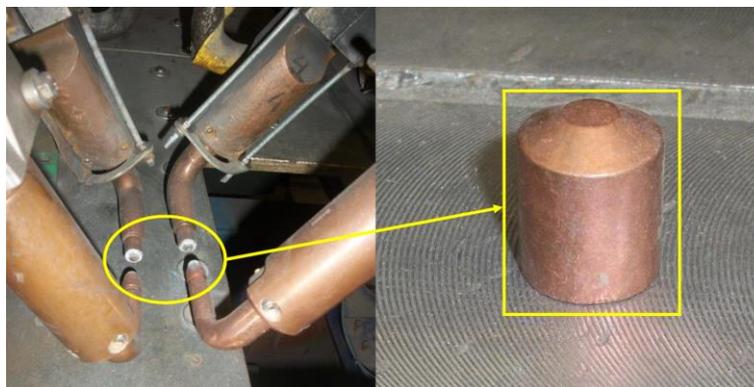


Figura 3.6. Brazos de la máquina de soldadura y electrodos empleados

Para asegurar que las probetas sean idénticas se utiliza la plantilla que se observa en la Figura 3.7, con la que se garantiza que la ubicación del punto de soldadura en todas las probetas es la misma.

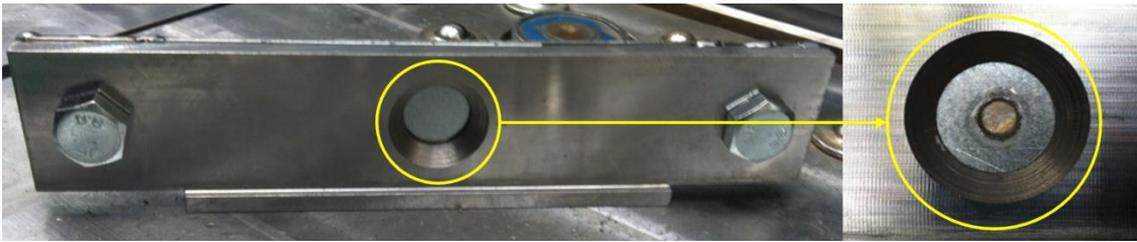


Figura 3.7. Plantilla para realizar los puntos de soldadura

Las tres probetas elaboradas se pueden ver en la Figura 3.8.



Figura 3.8. Probetas formadas por dos chapas unidas por un punto de soldadura elaboradas

Los ensayos de tracción se realizan con un actuador hidráulico calibrado de la marca IBERTEST de 200 kN de capacidad con control en fuerza y desplazamiento. La Figura 3.9 muestra una fotografía de los ensayos y la Figura 3.10 un croquis del comportamiento de las probetas ensayadas a tracción.



Figura 3.9. Fotografía de los ensayos de tracción de las probetas de chapas soldadas

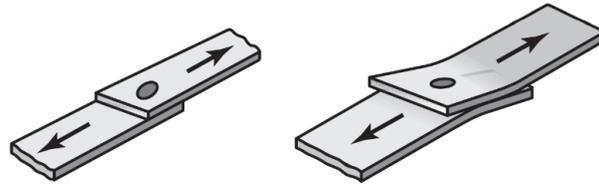


Figura 3.10. Croquis del comportamiento en el ensayo de tracción de las probetas de chapas soldadas

El modo de fallo identificado en dos de las tres probetas (Probeta 1 y Probeta 3) es interfacial, mientras que el de la probeta restante (Probeta 2) es *pull-out*, como se visualiza en la Figura 3.11. Las fotografías de detalle de estos modos de fallo se muestran en la Figura 3.12 y en la Figura 3.13.



Figura 3.11. Modos de fallo de los puntos de soldadura de las probetas ensayadas



Figura 3.12. Detalle del modo de fallo interfacial

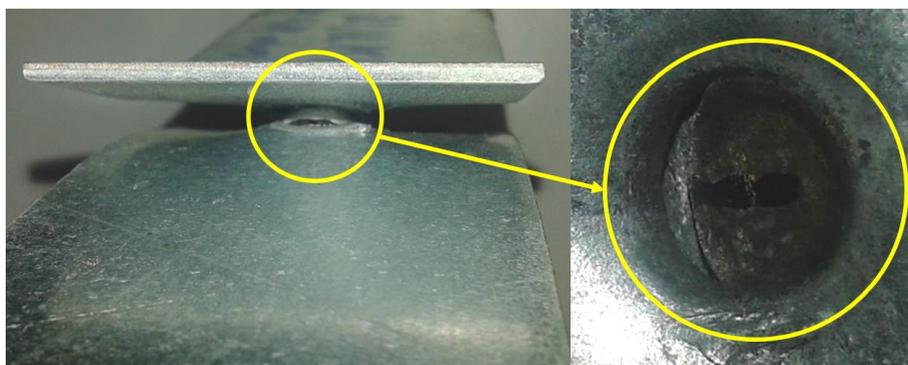


Figura 3.13. Detalle del modo de fallo pull-out

El fallo *pull-out* de la Probeta 2 concuerda con lo expuesto en [3] y comentado en el apartado 2.3 del Capítulo 2, que establecía que para intensidades de corriente eléctrica por encima de 9 kA, como el caso de la soldadura realizada en estas probetas, el modo de fallo más probable era *pull-out*. Asimismo, este modo de fallo es coherente con el criterio mencionado en el mismo apartado, según el cual, para garantizar que el fallo sea *pull-out*, el diámetro del *nugget* debe ser mayor o igual a $4\sqrt{t}$, siendo t el espesor de las piezas a unir. El diámetro real del *nugget* de las probetas ensayadas es ligeramente inferior a 7 mm, siendo superior al valor establecido por el criterio anterior:

$$4\sqrt{t} = 4\sqrt{2} = 5,657 \text{ mm}$$

No obstante, como se comentó anteriormente, la soldadura de puntos por resistencia no solo está influenciada por la intensidad de corriente eléctrica, sino que depende de otros muchos parámetros, como el tiempo de soldadura, la presión aplicada, el tipo de electrodo y su estado o la resistividad o la condición de las piezas a unir. El hecho de que las otras probetas presenten modo de fallo interfacial puede ser debido a alguno de estos parámetros no estudiados. Sin embargo, la influencia de estos parámetros no es objeto de este trabajo.

Las curvas fuerza-desplazamiento de las tres probetas ensayadas se grafican en la Figura 3.14, y la fuerza y desplazamiento máximos alcanzados por cada una de ellas se tabulan en la Tabla 3.2.

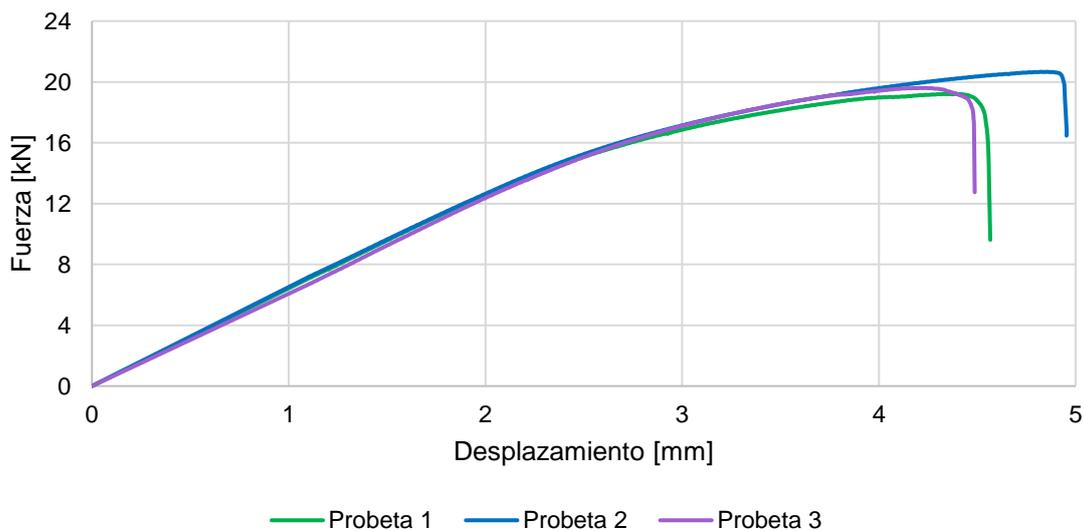


Figura 3.14. Curvas fuerza-desplazamiento de los ensayos de tracción de las probetas de chapas soldadas

Tabla 3.2. Fuerza y desplazamiento máximos de las probetas de chapas soldadas

Probeta	Fuerza máxima [kN]	Desplazamiento máximo [mm]
1	19,214	4,394
2	20,674	4,857
3	19,612	4,210

Cabe destacar que la probeta que soporta mayor fuerza, es decir, tiene más capacidad portante, es la 2, lo cual es coherente porque es la única que presenta fallo *pull-out*, que se caracteriza por tener mayor capacidad de carga.

Con los resultados anteriores, se calcula el promedio de la fuerza máxima, que es 19,833 kN y del desplazamiento máximo, que resulta en 4,487 mm. Este valor de fuerza máxima será el parámetro que se empleará en la validación de los modelos numéricos desarrollados.

2. MODELOS NUMÉRICOS

2.1. MODELOS DEL MATERIAL DE LAS CHAPAS

Como paso previo a modelar las probetas formadas por dos chapas unidas por un punto de soldadura, es importante elaborar un modelo de material que represente fielmente el comportamiento del acero S250GD+Z del que están fabricadas estas chapas.

El comportamiento de este acero es elastoplástico, por lo que está formulado matemáticamente mediante la teoría de la plasticidad. Los modelos de material de *ANSYS* formulados con base en esta teoría son los de tipo Plasticidad Independiente de la Velocidad (*Rate-Independent Plasticity*). Entre ellos, se encuentran el Endurecimiento Bilineal Isotrópico (*Bilinear Isotropic Hardening*) y el Endurecimiento Multilineal Isotrópico (*Multilinear Isotropic Hardening*). Estos modelos se emplean para representar la zona plástica de la curva tensión-deformación del material. Para la zona elástica, se recurre a un modelo de tipo Elástico-lineal (*Linear Elastic*) denominado Elasticidad Isotrópica (*Isotropic Elasticity*).

Así, se elaboran dos modelos de material distintos, uno con zona plástica de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico, denominado Modelo M1, y otro con esta zona de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico, designado Modelo M2. La zona elástica de ambos se representa con un modelo de tipo Elasticidad Isotrópica. Elaborados los dos modelos de material, se replica el ensayo de tracción aplicando ambos, se comparan los resultados y se selecciona el modelo óptimo, en términos de precisión y coste computacional.

2.1.1. MODELO M1: ENDURECIMIENTO BILINEAL ISOTRÓPICO

Para caracterizar la zona plástica empleando un modelo de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico es necesario introducir el límite elástico y el módulo tangente del material. El límite elástico del material de las chapas se calcula a partir de la curva tensión-deformación obtenida experimentalmente. El módulo tangente es la pendiente de la recta de regresión de la curva tensión-deformación plástica del material. Para obtener esta curva se precisa calcular la deformación plástica que experimenta el material para cada valor de tensión, para lo que se recurre a las siguientes fórmulas:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{\sigma_Y}$$

$$\varepsilon_p = \varepsilon - \varepsilon_e$$

Donde:

ε : deformación total.

ε_e : deformación elástica.

ε_p : deformación plástica.

La curva tensión-deformación plástica y la recta de regresión de esta se muestra en la Figura 3.15.

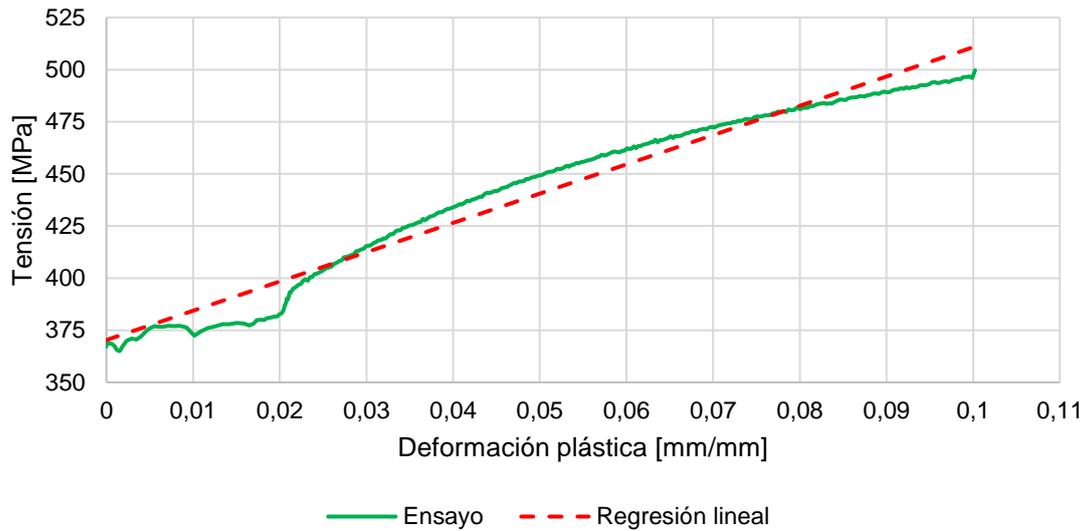


Figura 3.15. Curva tensión-deformación plástica del material de las chapas y recta de regresión

La recta de regresión obtenida es:

$$y = 1404,2633x + 370,3173$$

Esta recta de regresión presenta un coeficiente de determinación (R^2) de 0,967, con lo que se considera que ajusta bien a la curva tensión-deformación plástica.

Con ello, los parámetros introducidos para representar la zona plástica del material mediante un modelo de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico se tabulan en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Parámetros introducidos para caracterizar la zona plástica de la curva tensión-deformación del material de las chapas en el modelo de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico

Límite elástico [MPa]	367,204
Módulo tangente [MPa]	1404,263

La zona elástica se representa mediante un modelo de tipo Elasticidad Isotrópica, para lo que se introducen el módulo de Young y el coeficiente de Poisson, cuyos valores se indican en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Parámetros introducidos para caracterizar la zona elástica de la curva tensión-deformación del material de las chapas

Módulo de Young [MPa]	173376,999
Coefficiente de Poisson	0,3

Elaborado este primer modelo del material, se replica el ensayo de tracción llevado a cabo y se asigna este material a la geometría.

La geometría de la probeta ensayada a tracción se malla con elementos *SHELL181* de tamaño 3 mm y se le asigna un espesor de 2 mm. La malla obtenida se muestra en la Figura 3.16.

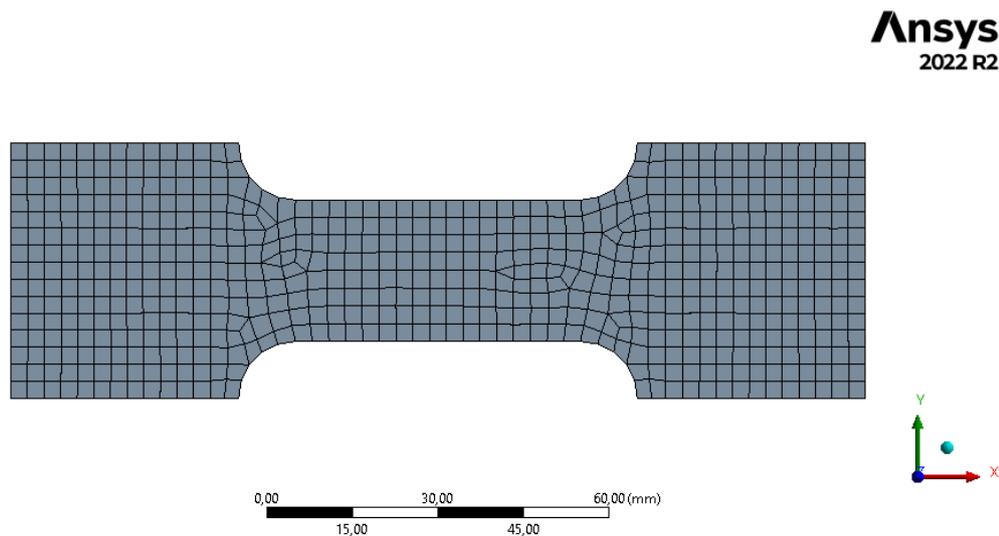


Figura 3.16. Malla de los modelos del ensayo de tracción para caracterizar el material

Las condiciones de contorno son un soporte fijo en la zona de la probeta sujeta por la mordaza fija (A en la Figura 3.17) y un desplazamiento en el eje X en la zona sujeta por la mordaza móvil, quedando libre el desplazamiento en los ejes Y y Z (B en la Figura 3.17). Este desplazamiento va de 0 mm a 5,467 mm, que es el máximo desplazamiento del ensayo de tracción ejecutado, y se aplica en 12 pasos de carga. Por debajo de 1 mm de desplazamiento se emplean varios pasos de carga para obtener un número aceptable de puntos de la zona elástica de la curva tensión-deformación. Por encima de 1 mm, cada paso de carga aplica 1 mm de desplazamiento. De esta manera, se obtienen resultados

suficientes para caracterizar completamente la curva tensión-deformación resultante de este modelo.

Las condiciones de contorno se representan en la Figura 3.17 y el desplazamiento aplicado en la Figura 3.18.

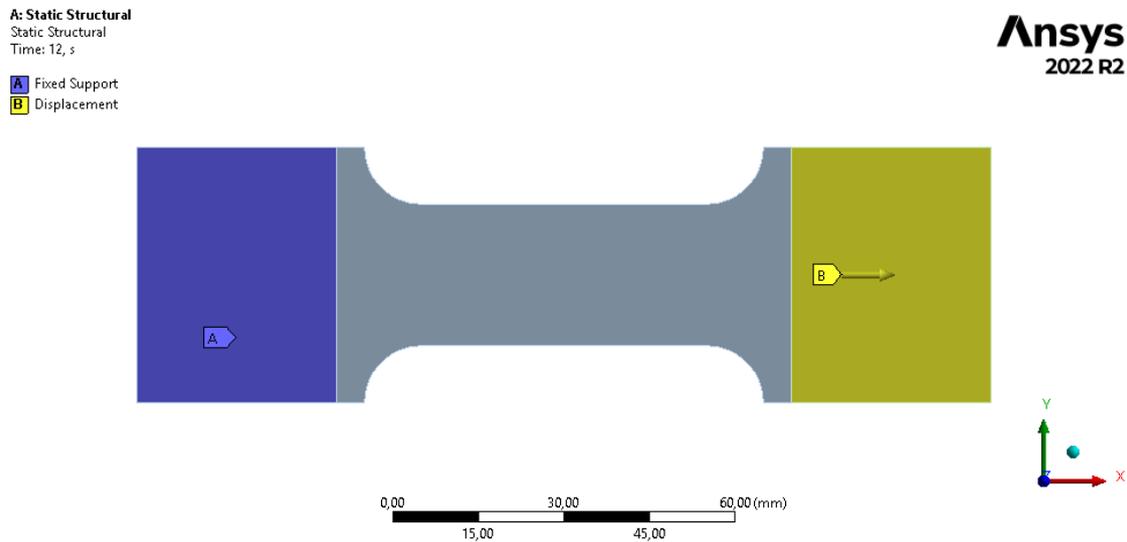


Figura 3.17. Condiciones de contorno aplicadas a los modelos del ensayo de tracción para caracterizar el material

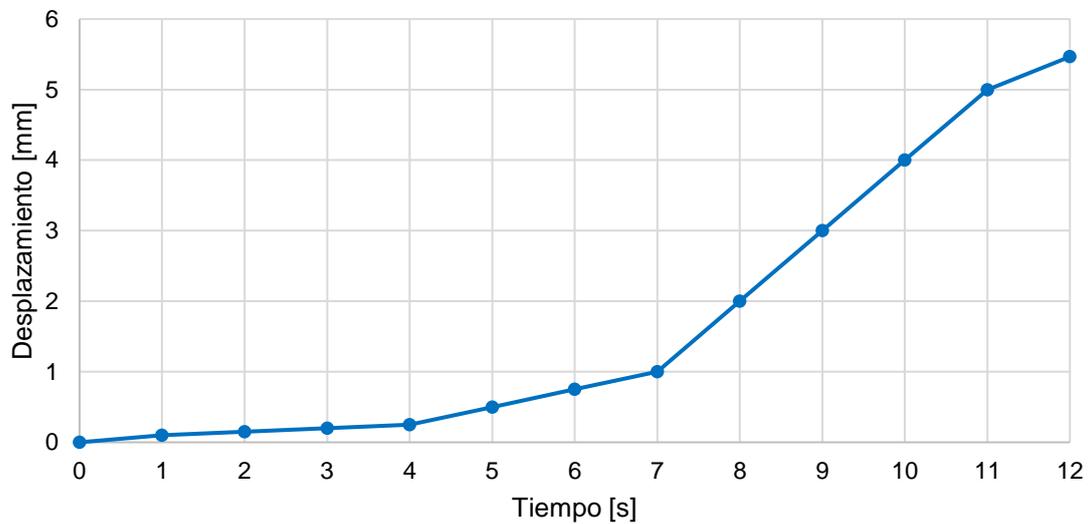


Figura 3.18. Desplazamiento aplicado a los modelos del ensayo de tracción para caracterizar el material

Tras resolver el análisis, considerando el efecto de las grandes deformaciones, se obtienen los desplazamientos que se exponen en la Figura 3.19:

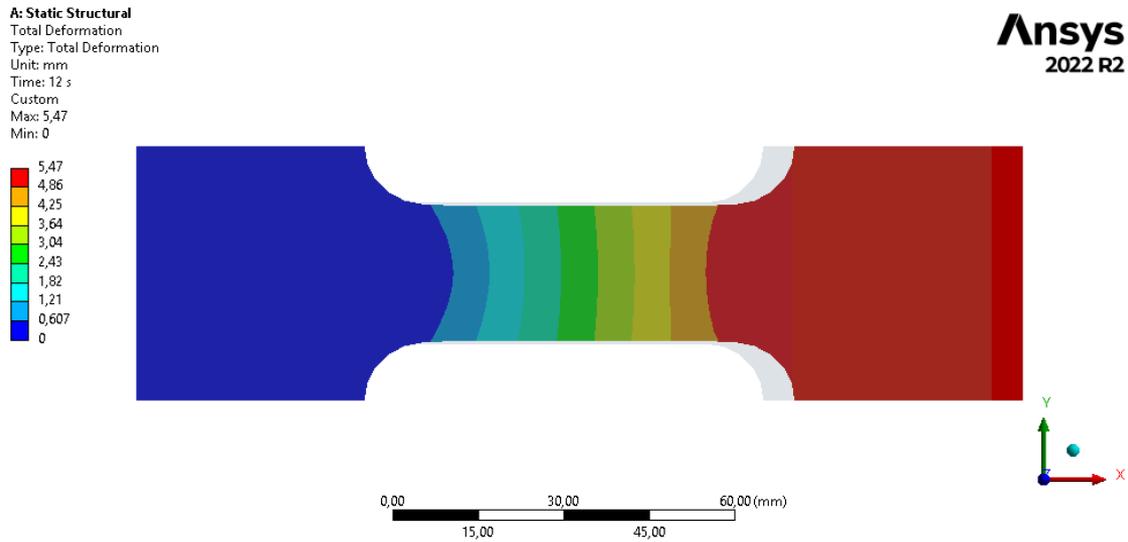


Figura 3.19. Desplazamientos del Modelo M1

Las tensiones equivalentes de von Mises y las deformaciones resultantes del modelo se muestran en la Figura 3.20 y en la Figura 3.21 respectivamente.

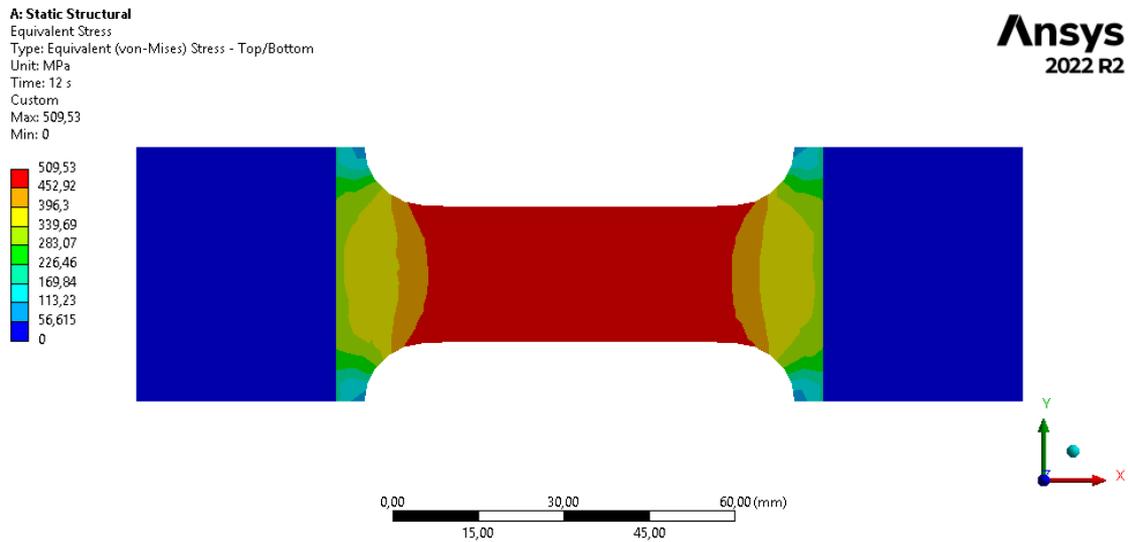


Figura 3.20. Tensiones equivalentes de von Mises del Modelo M1

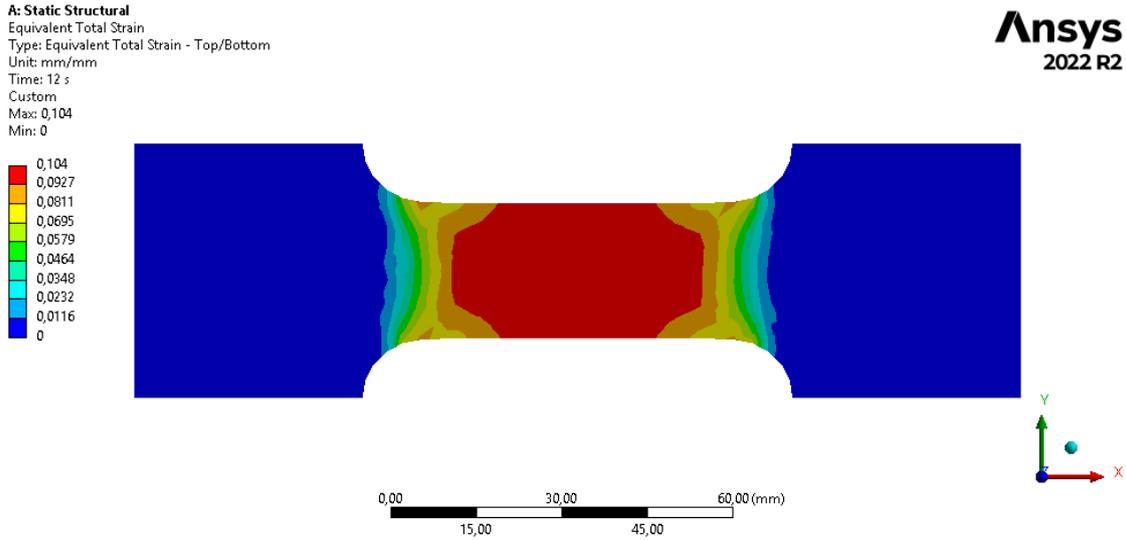


Figura 3.21. Deformaciones del Modelo M1

Con ello, se construye la curva tensión-deformación del Modelo M1, que se grafica en la Figura 3.22 acompañada de la curva tensión-deformación obtenida experimentalmente.

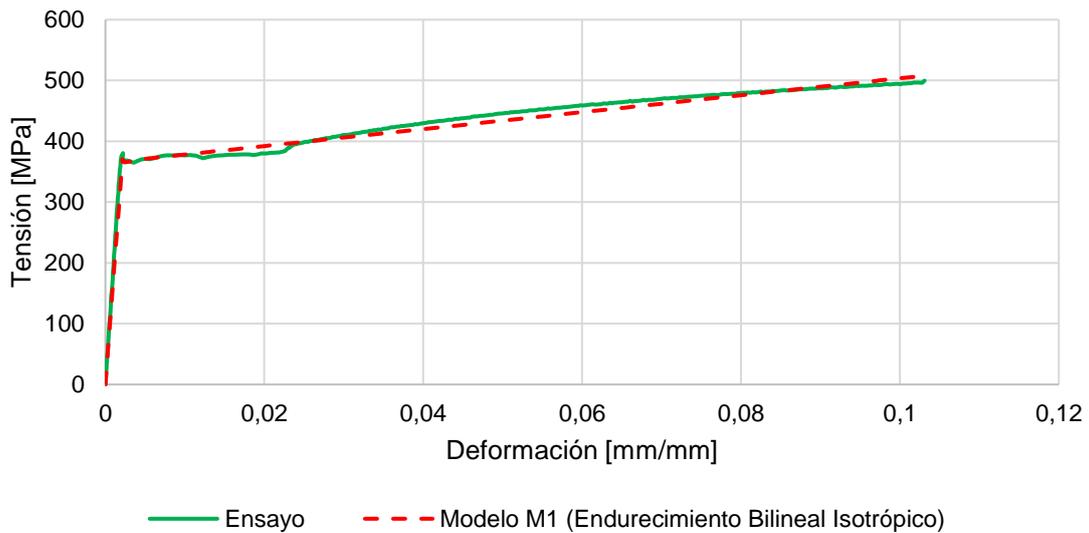


Figura 3.22. Curvas tensión-deformación del Modelo M1 y del ensayo experimental

El error de la curva tensión-deformación del Modelo M1 respecto a la del ensayo de tracción es del 1,89 %, con lo que se puede garantizar que este modelo del material representa fielmente el comportamiento real del material de las chapas.

El análisis se repite con un tamaño de elemento de 2 mm, resultando un error del 1,74 %, un poco menor que el error del 1,89 % obtenido con un tamaño de elemento de 1 mm, lo que garantiza la independencia de malla.

2.1.2. MODELO M2: ENDURECIMIENTO MULTILINEAL ISOTRÓPICO

Con el fin de caracterizar la zona plástica empleando un modelo de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico es necesario introducir una serie de puntos de la curva tensión-deformación plástica, siendo el primero de ellos el límite elástico y, el último, la tensión de rotura. El resto de los puntos seleccionados se corresponden con aquellos puntos de la curva tensión-deformación plástica cuya tensión presenta una desviación superior al 5 % respecto a la tensión del anterior punto escogido. Los puntos seleccionados se recogen en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Puntos de la curva tensión-deformación plástica introducidos en el modelo de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico

Deformación plástica [mm/mm]	Tensión [MPa]
0	367,204
0,028	411,130
0,042	437,094
0,068	470,595
0,100	499,717

La zona elástica se representa de la misma forma que en el modelo anterior, siendo los parámetros introducidos los tabulados en la Tabla 3.4.

Elaborado este segundo modelo del material, se modela el ensayo de tracción realizado y se asigna este material a la geometría. La geometría de la probeta, la malla y las condiciones de contorno son idénticas a las explicadas para el modelo anterior. La representación gráfica de los desplazamientos, las tensiones y las deformaciones de la probeta son muy similares a los obtenidos con el Modelo M1, por lo que, para el Modelo M2, se grafica únicamente la curva tensión-deformación construida con los resultados obtenidos, que se puede ver en la Figura 3.23 y permite comparar ambos modelos y seleccionar el óptimo.

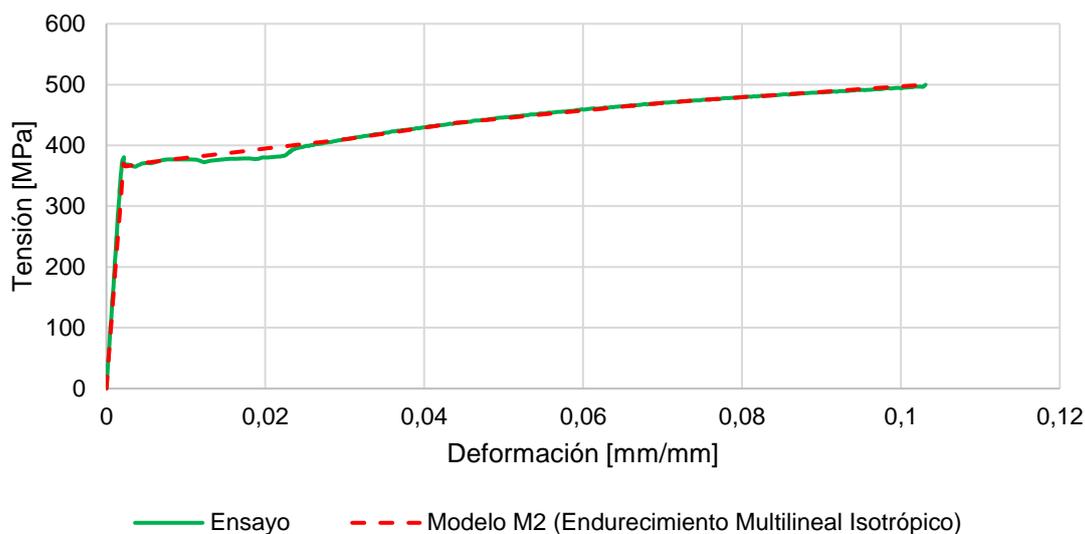


Figura 3.23. Curvas tensión-deformación del Modelo M2 y del ensayo experimental

El error de la curva tensión-deformación del Modelo M2 respecto a la del ensayo de tracción es del 1,40 %, lo que pone de manifiesto la capacidad de este modelo del material para reproducir de manera precisa el comportamiento real del material de las chapas.

El análisis se realiza también con un tamaño de elemento de 2 mm, dando como resultado un error del 1,30 %, ligeramente inferior al error del 1,40 % obtenido con un tamaño de elemento de 1 mm, lo que garantiza la independencia de malla.

El modelo del material M1 tiene un error del 1,89 %, ligeramente superior al M2, que es del 1,40%. Esto resulta coherente porque, el Modelo M1, al ser de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico, representa la zona plástica de la curva con un único segmento lineal, no captando los detalles del comportamiento no lineal de esta, pero reduciendo el coste computacional. Sin embargo, el Modelo M2, por ser de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico, representa la zona plástica de la curva con varios segmentos lineales, en este caso cuatro, lo que permite un ajuste mejor, aunque presenta un mayor coste computacional. La zona plástica de la curva tensión-deformación del material de las chapas presenta un comportamiento bastante lineal. De hecho, el coeficiente de determinación de su recta de regresión es 0,967. Esto explica que el error del Modelo M1 diste poco del error del Modelo M2. Así, en este caso, el aumento de precisión que otorga el Modelo M2 no justifica el incremento del coste computacional que conlleva su uso, por lo que se escoge como modelo de material el M1, que captura con suficiente precisión el comportamiento real del material y presenta un bajo coste computacional. Este modelo de material se implementa en los modelos de las chapas soldadas desarrollados.

2.2. MODELOS DE LAS CHAPAS SOLDADAS

En este trabajo, se desarrollan diferentes estrategias de simulación para modelar dos chapas unidas por un punto de soldadura. Los tres modelos desarrollados comparten geometría, condiciones de contorno y ajustes del análisis. Además, en todos los modelos las chapas se mallan con elementos *SHELL181*, siendo la diferencia entre ellos la forma en la que se modela el punto de soldadura. Las diferentes estrategias adoptadas en el modelado de este punto comparten el propósito de replicar el incremento de rigidez que supone la unión soldada sin modificar las propiedades del material. Una vez elaborados los tres modelos, se comparan y se elige el modelo óptimo en términos de precisión, coste computacional y aplicabilidad a estructuras a gran escala.

Las probetas de las chapas soldadas se modelan con las dimensiones especificadas en la Figura 3.5. Estas chapas se comportan como placas, pues su espesor es pequeño en relación con su longitud, por lo que se mallan con elementos tipo *SHELL*. Para que pueda emplearse este tipo de elemento, es importante que las distintas partes de las chapas se modelen como superficies. La geometría de las probetas de las chapas soldadas se muestra en la Figura 3.24 y en la Figura 3.25. En la primera, se observa que las partes que forman las chapas son superficies y, por tanto, carecen de espesor.

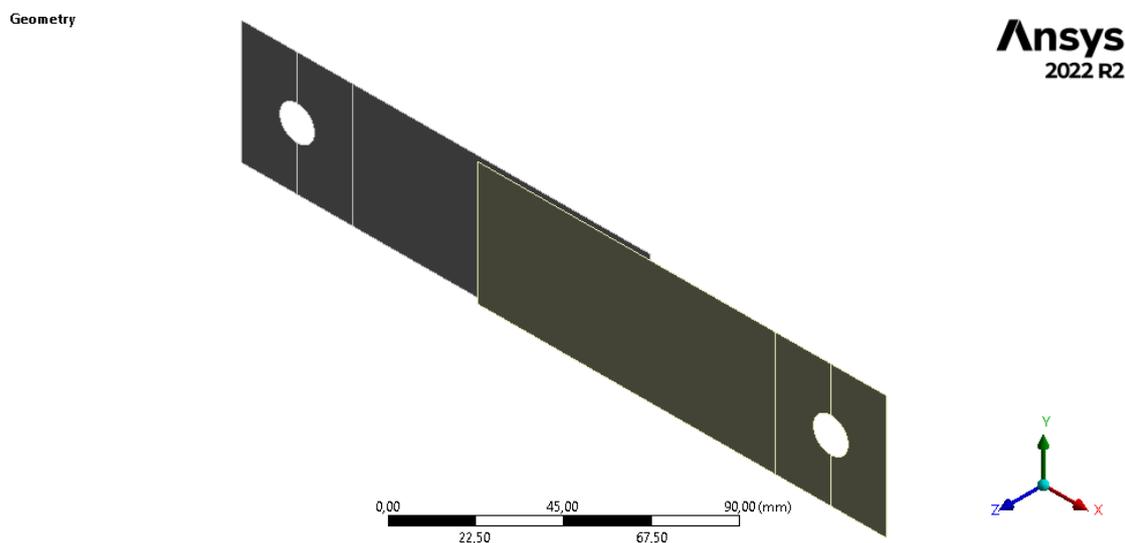


Figura 3.24. Vista isométrica de la geometría de las probetas de las chapas soldadas

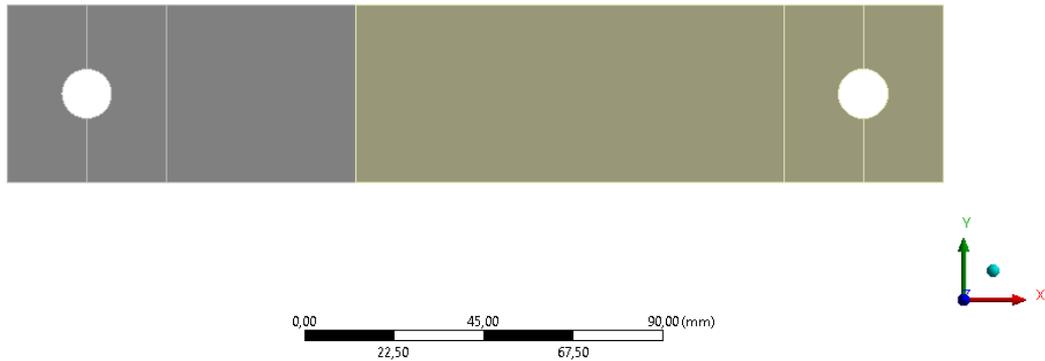


Figura 3.25. Vista frontal de la geometría de las probetas de las chapas soldadas

A todas las partes de la geometría de las chapas soldadas se les asigna el modelo de material M1 elaborado en el apartado 2.1.1 del Capítulo 3, cuya zona plástica es de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico.

Las condiciones de contorno de los modelos de las chapas soldadas son:

- Un desplazamiento en el eje X en la zona del agujero en contacto con el bulón móvil que va desde 0 mm a 4,487 mm, que es el promedio de los desplazamientos máximos de los ensayos de las chapas soldadas (A en la Figura 3.26). Para aplicar este desplazamiento se emplean 11 pasos de carga, que se muestran en la Figura 3.27. Con ello se mejora la convergencia de los modelos y se obtienen resultados suficientes para caracterizar completamente la curva fuerza-desplazamiento de estos. En los ejes Y y Z se fija un desplazamiento nulo.
- Un desplazamiento nulo en el eje X en la zona del agujero en contacto con el bulón fijo, quedando libre el desplazamiento en los ejes Y y Z. (B en la Figura 3.26).
- Dos desplazamientos en los ejes Y y Z nulos en los vértices de la zona fija de la probeta, quedando libre el desplazamiento en el eje X (C y D en la Figura 3.26).

A: Static Structural
Static Structural
Time: 11, s

Ansys
2022 R2

- A Displacement 1
- B Displacement 2
- C Displacement 3
- D Displacement 4

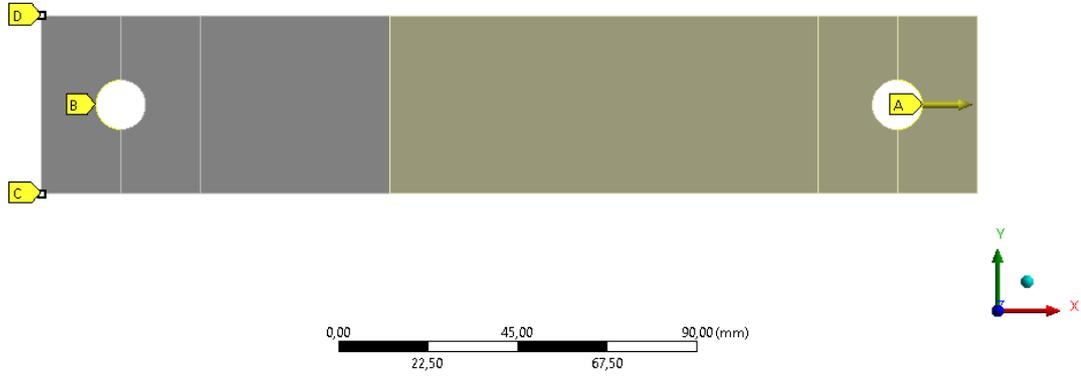


Figura 3.26. Condiciones de contorno aplicadas a los modelos de las chapas soldadas

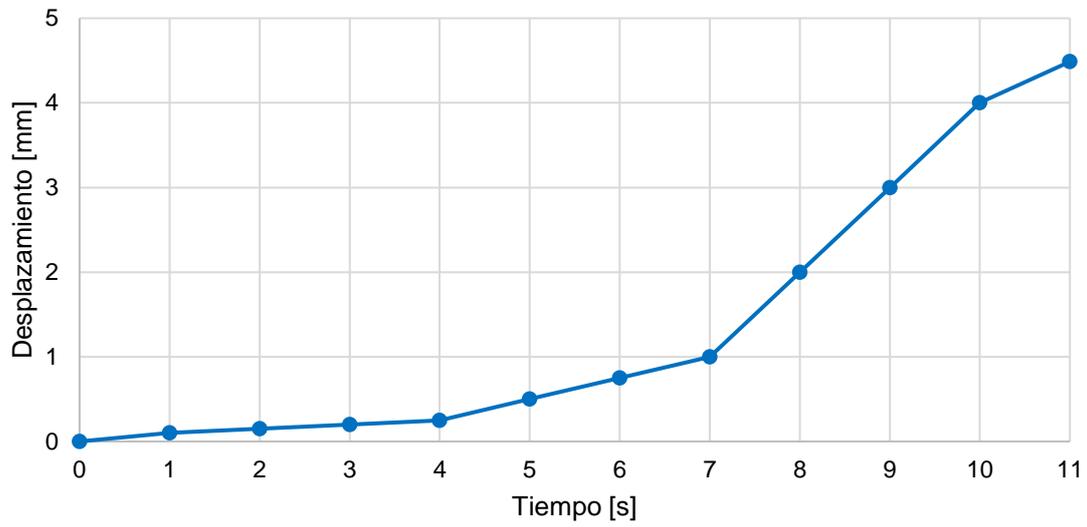


Figura 3.27. Desplazamiento aplicado a los modelos de las chapas soldadas

Además, se establece un contacto de tipo sin fricción entre las superficies adyacentes de las chapas, que se expone en la Figura 3.28.

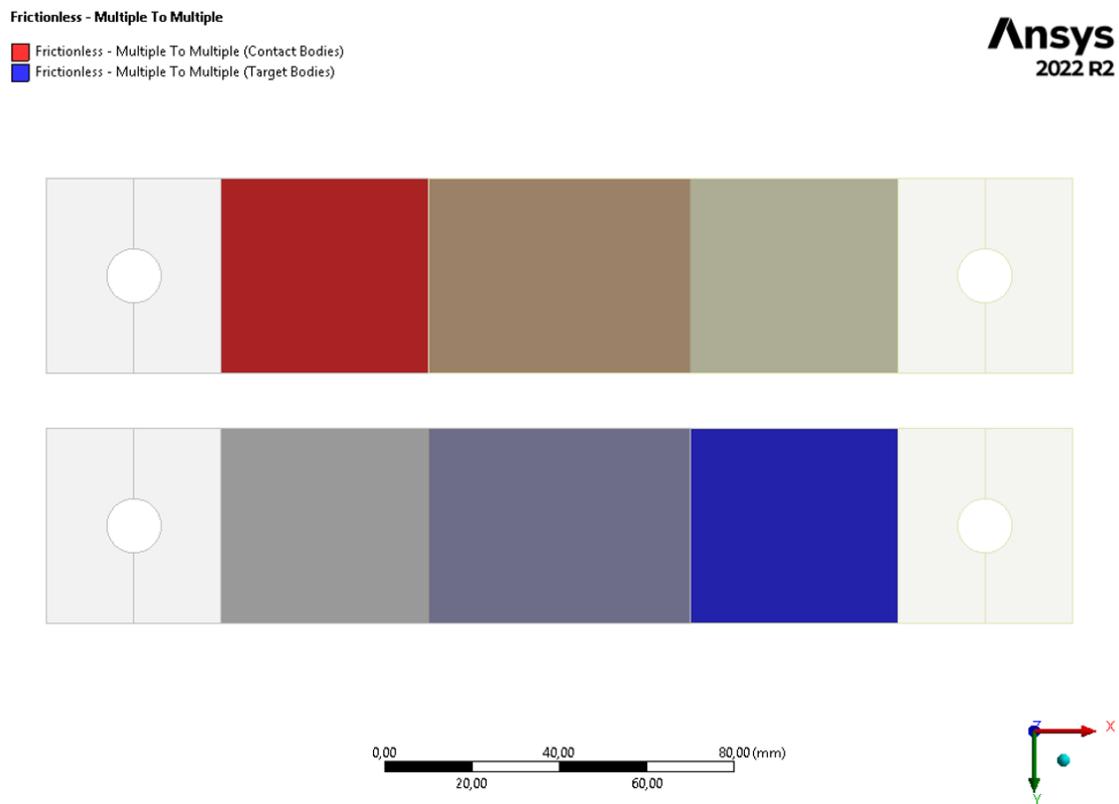


Figura 3.28. Contacto sin fricción entre las superficies adyacentes de las chapas soldadas

Es importante considerar el efecto de las grandes deformaciones en el análisis, pues las dimensiones y posición originales de las probetas cambian considerablemente. Por tanto, en todos los modelos se activa la opción *Large Deflection*.

2.2.1. MODELO A: CONTACTO SPOT WELD

En este modelo, el punto de soldadura se simula recurriendo al tipo de contacto punto de soldadura (*Spot Weld*) presente en *ANSYS Workbench*. Este tipo de contacto reproduce la unión de dos puntos situados en dos caras diferentes de la geometría mediante un punto de soldadura. Por ello, antes de establecerlo, es necesario definir en la geometría el par de puntos soldados. Una vez creado el contacto, el programa muestra lo que se recoge en la Figura 3.29 y en la Figura 3.30.

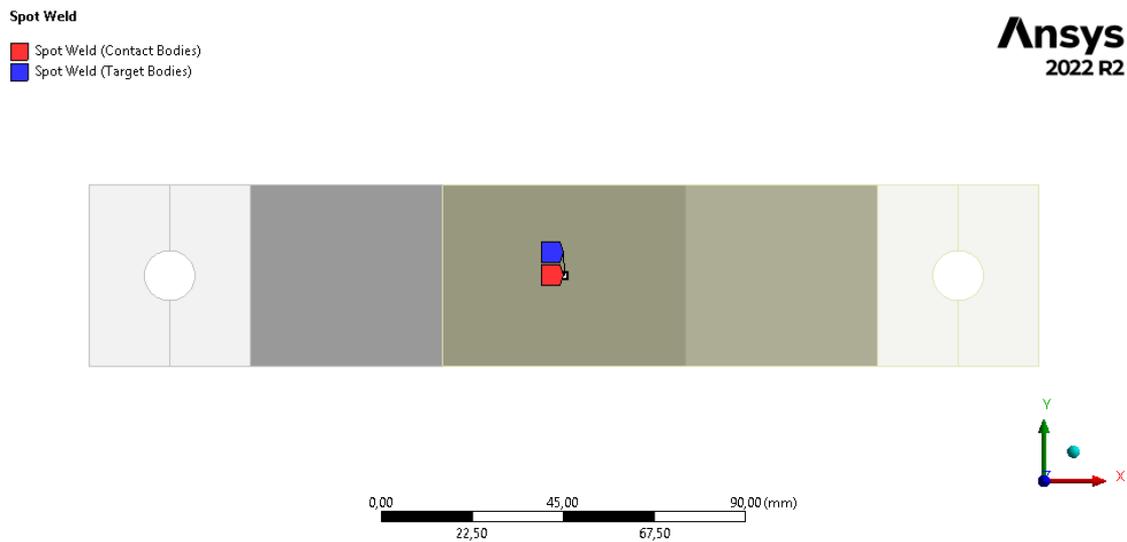


Figura 3.29. Vista frontal del contacto Spot Weld

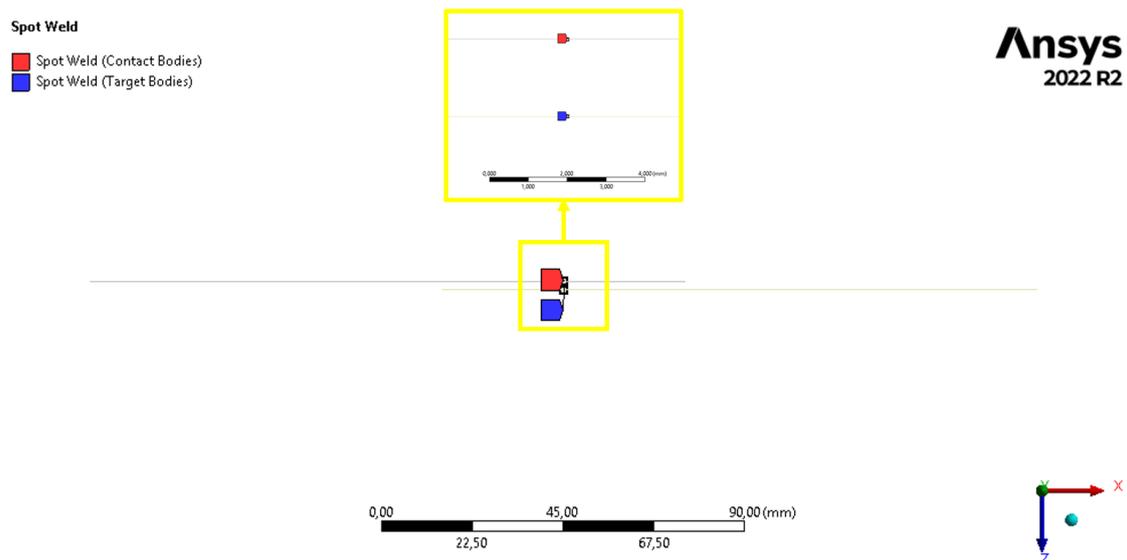


Figura 3.30. Vista de perfil del contacto Spot Weld

La malla generada, de 1 mm de tamaño de elemento, se expone en la Figura 3.31 y en la Figura 3.32. Cabe destacar que esta malla es idéntica a la que existía antes de introducir el contacto.

ANSYS
2022 R2

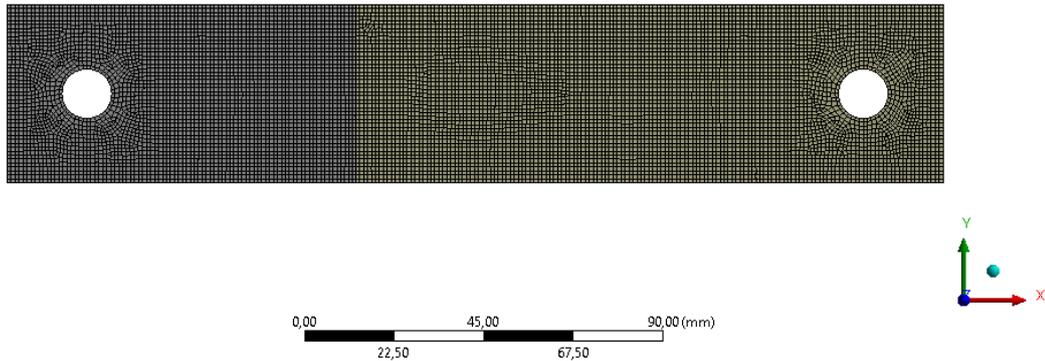


Figura 3.31. Vista frontal de la malla del Modelo A

ANSYS
2022 R2

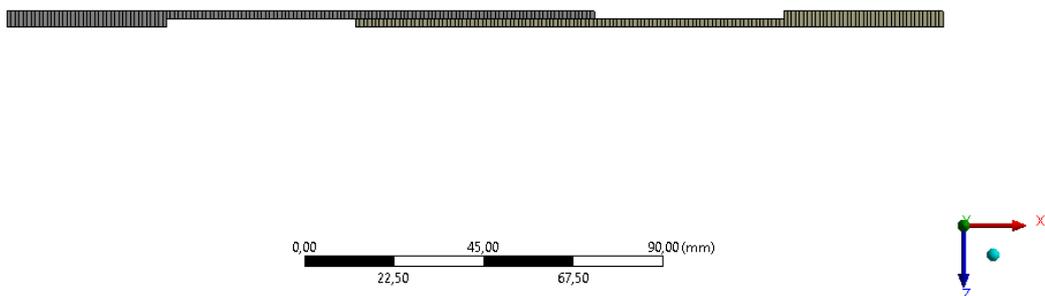


Figura 3.32. Vista de perfil de la malla del Modelo A

Así, se puede ver que *ANSYS Workbench* no proporciona información sobre los cambios realizados en la malla tras la introducción del contacto *Spot Weld*, por lo que el usuario desconoce la malla real completa del modelo. Para conocerla, se debe recurrir a *ANSYS APDL* que, a pesar de ser menos intuitivo, proporciona un conocimiento mayor del modelo. En este módulo del *software* se observa que, al definir el contacto *Spot Weld*, se han generado nuevos elementos, tipo *BEAM188*. Uno de ellos se emplea para unir el par

de puntos soldados (de color verde en la Figura 3.34), mientras que, el resto, se utilizan para rigidizar la zona soldada (de color rojo en la Figura 3.33 y en la Figura 3.34).

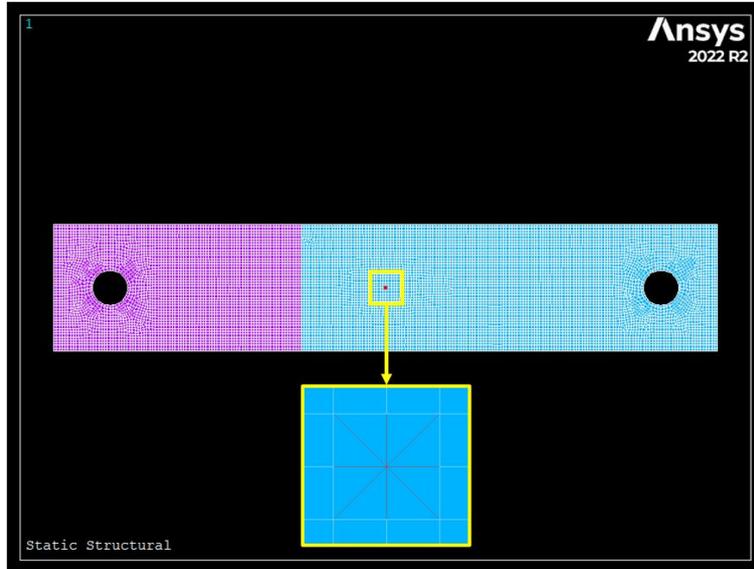


Figura 3.33. Vista frontal de la malla del modelo A en ANSYS APDL

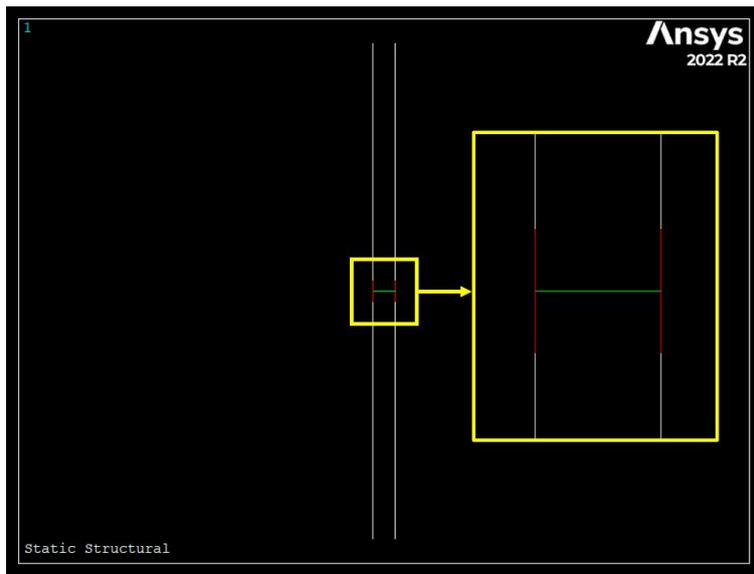


Figura 3.34. Vista lateral de la malla del modelo A en ANSYS APDL

Por defecto, y teniendo en cuenta que en el modelo solo hay un material definido, *ANSYS Workbench* asigna a estos elementos dicho material. Respecto a la sección, los elementos generados tienen, de forma preestablecida por el programa, sección circular de diámetro aproximado 40 mm. Estas propiedades se pueden modificar añadiendo comandos *APDL*. De esta manera, aunque el material no se modifique porque no se dispone de las propiedades de este en las zonas afectadas por la soldadura, se modifica el diámetro de la sección de los elementos *BEAM188*, otorgándole un valor de 7,071 mm, igual al diámetro

del punto de soldadura. Los comandos *APDL* añadidos para modificar las propiedades de los elementos generados se insertan en el Anexo I. Estos comandos se introducen en la parte del código correspondiente al entorno de preprocesamiento y se ejecutan únicamente en el primer paso de carga.

El mayor inconveniente de este tipo de contacto reside en que las longitudes de los elementos *BEAM188* empleados para rigidizar dependen del tamaño de elemento asignado en la generación de la malla, pues estos elementos unen el par de puntos seleccionados en el contacto *Spot Weld* con los nodos adyacentes. En la Figura 3.35 y en la Figura 3.36 se muestra cómo, un mallado más fino, da como resultado elementos *BEAM188* para rigidizar de menor longitud, mientras que un mallado más grueso, implica elementos *BEAM188* para rigidizar de longitud mayor.

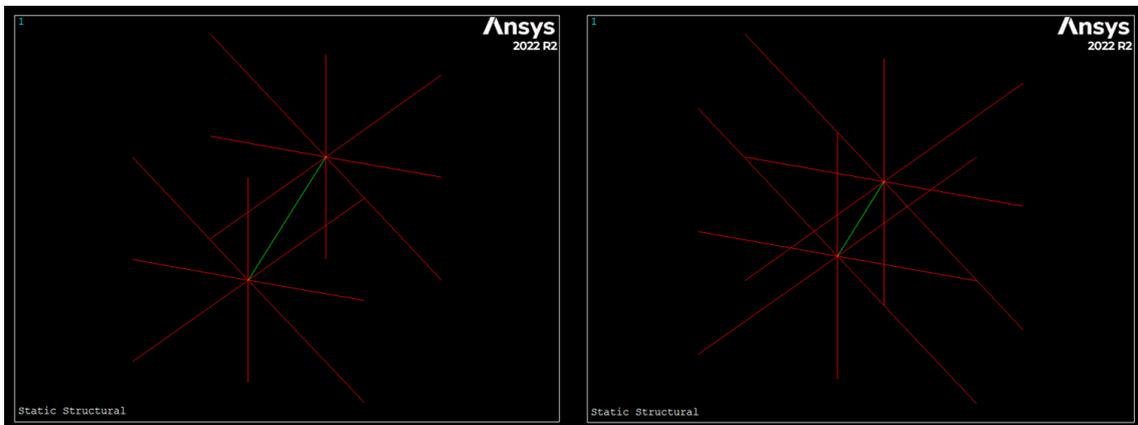


Figura 3.35. Vista oblicua de la variación de la longitud de los elementos *BEAM188* empleados para rigidizar la zona soldada con el tamaño de elemento de la malla

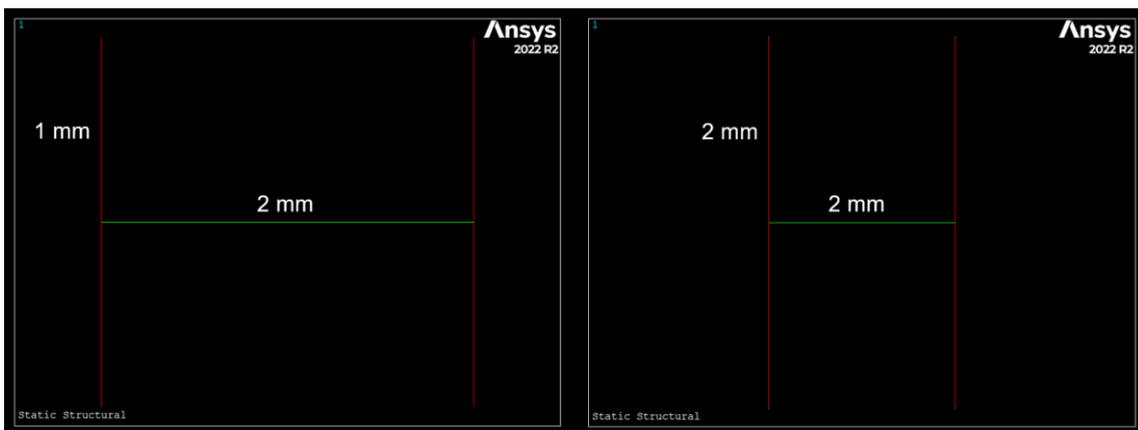


Figura 3.36. Vista lateral de la variación de la longitud de los elementos *BEAM188* empleados para rigidizar la zona soldada con el tamaño de elemento de la malla

Además, cuanto mayor sea la longitud de los elementos *BEAM188* que se utilizan para rigidizar la zona soldada, mayor será la capacidad portante del modelo, y viceversa. Así,

la densidad de malla tiene gran influencia en los resultados del modelo, como se observa en la Figura 3.37, en la que se grafican las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas para distintos tamaños de elemento. Por ello, al emplear el tipo de contacto *Spot Weld*, es crucial determinar con qué tamaño de elemento debe mallarse la zona del punto de soldadura.

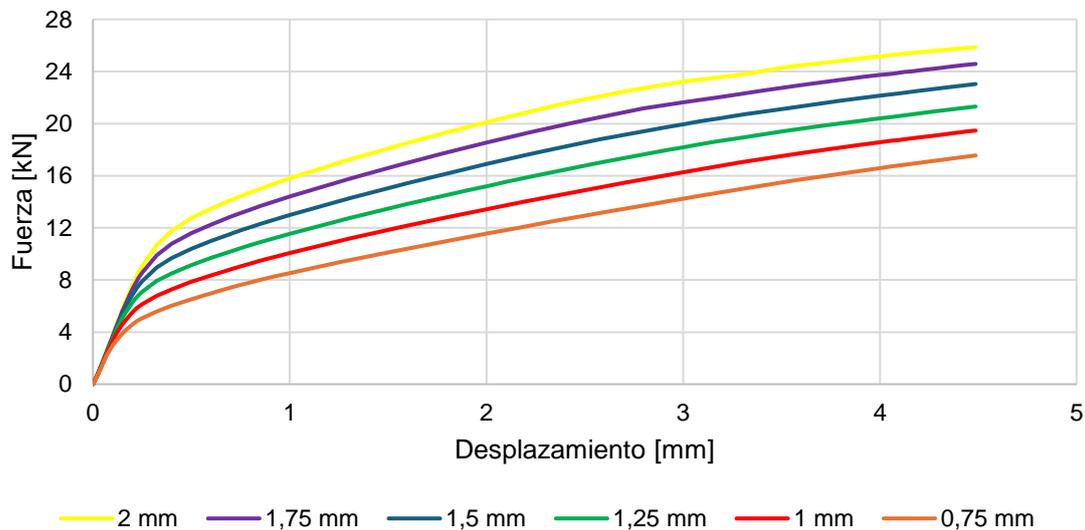


Figura 3.37. Curvas fuerza-desplazamiento de distintos tamaños de elemento del Modelo A

Como se comentó anteriormente, estas diferencias en la curva fuerza-desplazamiento no se deben a que la independencia de malla en las zonas alejadas al punto de soldadura no se haya alcanzado, sino a la influencia del mallado en la longitud de los elementos *BEAM188* que rigidizan la zona soldada.

Para comprobarlo, se han comparado los resultados obtenidos con un tamaño de elemento de 1 mm en toda la geometría, con los de un tamaño de elemento de 2 mm en toda la geometría salvo en la zona soldada, en la que se ha establecido un tamaño de elemento de 1 mm recurriendo a un tamaño del cuerpo (*Body Sizing*) del tipo esfera de influencia (*Sphere of Influence*), asignando un radio igual al diámetro del punto de soldadura, es decir, 7,071 mm. Las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas se grafican en la Figura 3.38.

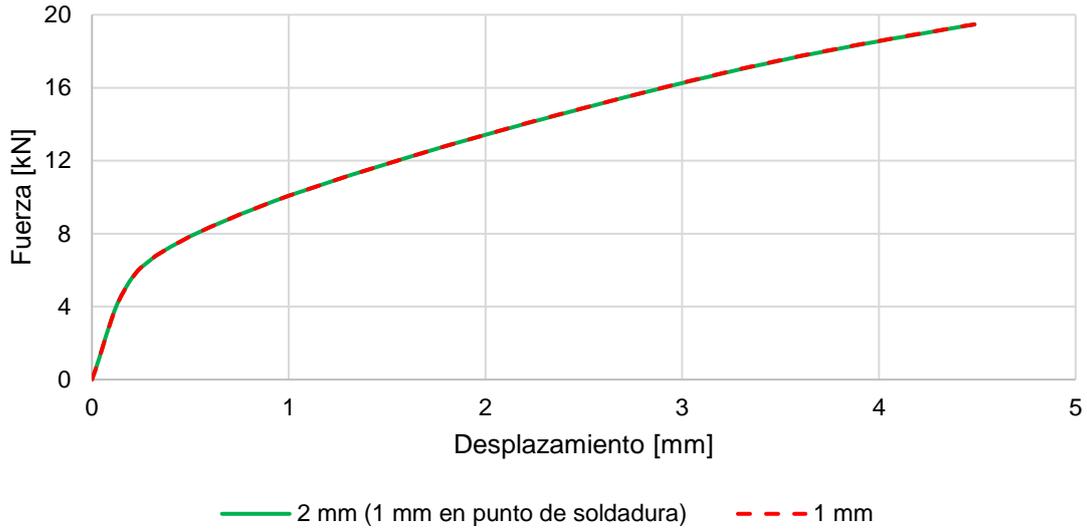


Figura 3.38. Curvas fuerza-desplazamiento del Modelo A con tamaño de elemento de 1 mm en la zona soldada y 2 mm y 1 mm en el resto de la geometría

Con ello, se elige 1 mm de tamaño de elemento y se obtiene la curva fuerza-desplazamiento que se plasma en la Figura 3.39 acompañada de las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas en los ensayos experimentales.

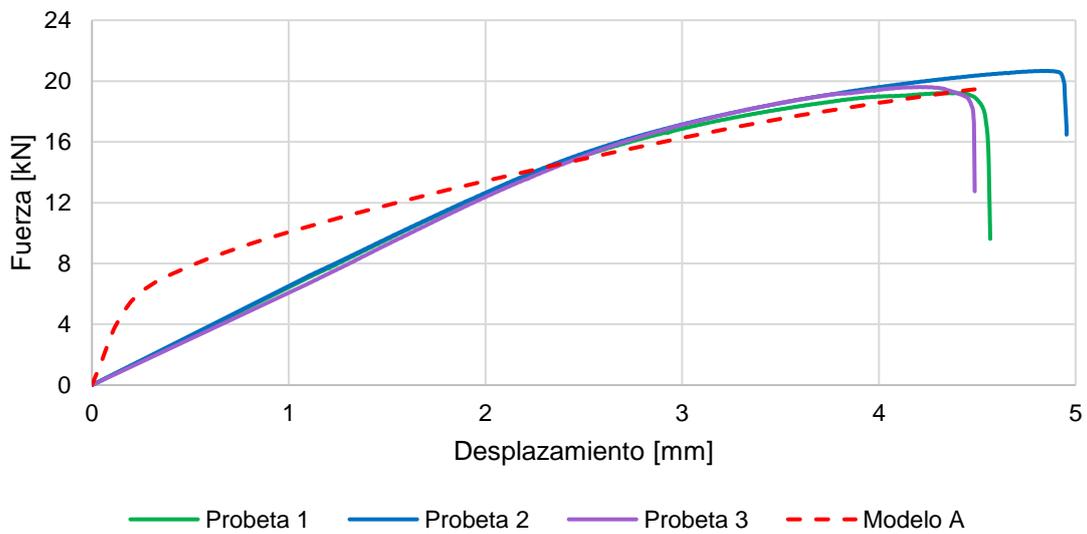


Figura 3.39. Curvas fuerza-desplazamiento del Modelo A y de los ensayos experimentales

De esta manera, el Modelo A proporciona una capacidad portante de 19,467 kN, dando lugar a un error del 1,85 % respecto del promedio de la fuerza máxima de las probetas ensayadas experimentalmente.

También es de interés obtener los esfuerzos en el elemento *BEAM188* que une el par de puntos soldados, pues representan los esfuerzos a los que está sometido el punto de

soldadura. Para ello, es necesario recurrir a los comandos *APDL* que se recogen en el Anexo I. Estos comandos se introducen en la parte del código correspondiente al entorno de resolución y se ejecutan en todos los pasos de carga. Teniendo en cuenta que los ejes de este elemento son los mostrados en la Figura 3.40, se obtienen los esfuerzos que se representan en la Figura 3.41.

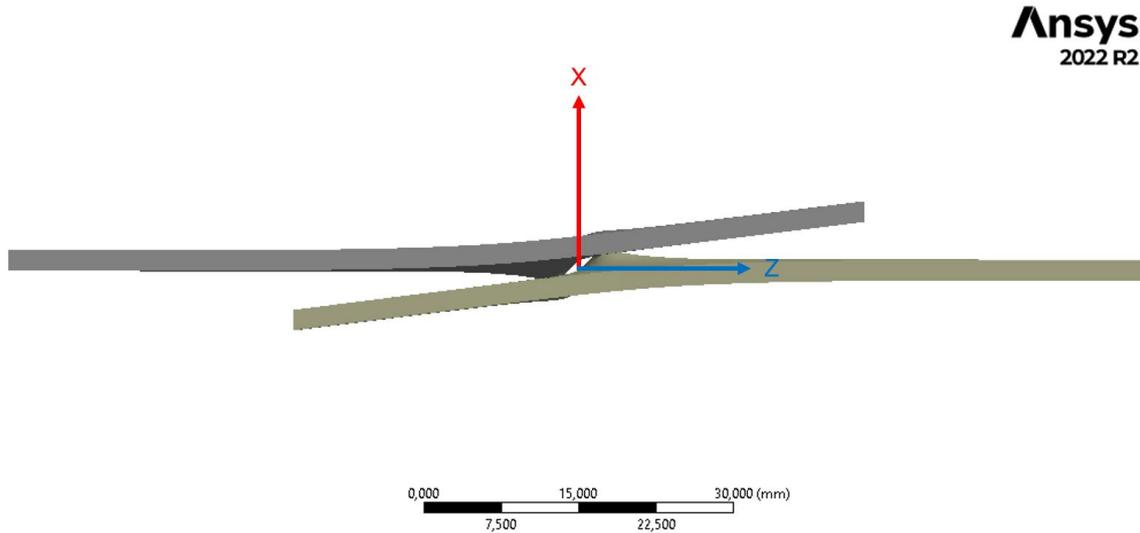


Figura 3.40. Ejes del elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados

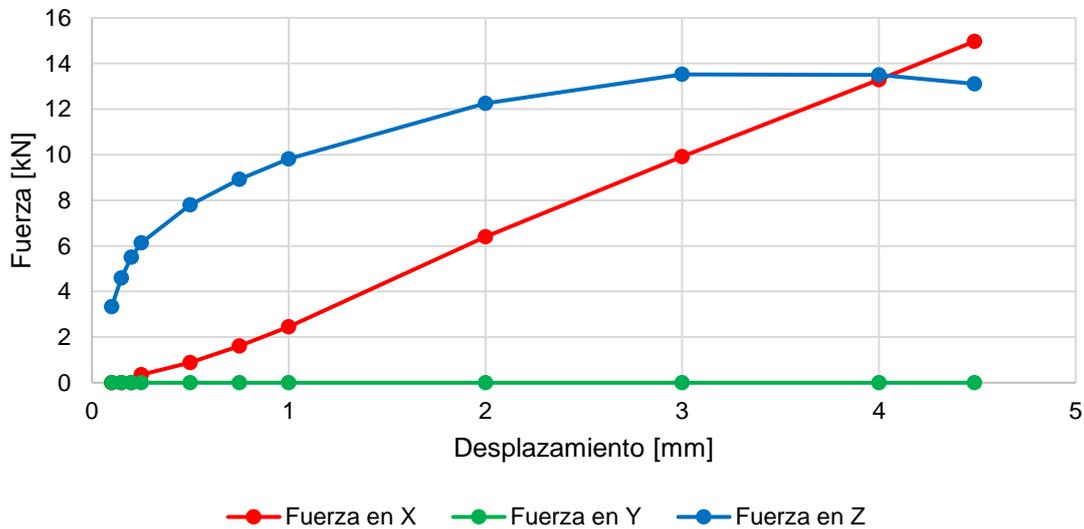


Figura 3.41. Esfuerzos del elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados

Como se observa en el gráfico anterior, la fuerza en Z, que representa la fuerza de cortadura que absorbe el punto de soldadura, aumenta en gran medida en el primer milímetro de desplazamiento, pues la orientación del elemento que representa el punto de soldadura es prácticamente perpendicular a la carga aplicada, y sigue aumentando, pero

en menor medida, una vez se supera el primer milímetro de desplazamiento, pues dicho elemento se va orientando con la dirección de aplicación de la carga. Al llegar a los 4 mm de desplazamiento, la fuerza de cortadura comienza a decrecer, pues la dirección del elemento que representa el punto de soldadura está más cerca de ser paralelo a la dirección de la carga aplicada que perpendicular. Es justo en ese punto cuando la fuerza en X, que es la fuerza de tracción del punto de soldadura, supera a la fuerza de cortadura, con lo que los esfuerzos de tracción pasan a predominar. La fuerza de tracción aumenta progresivamente con el desplazamiento porque el elemento que representa el punto de soldadura se va orientando con la dirección de aplicación de la carga.

Los desplazamientos y las tensiones equivalentes de von Mises resultantes del modelo se muestran en la Figura 3.42, la Figura 3.43, la Figura 3.44, la Figura 3.45 y la Figura 3.46.

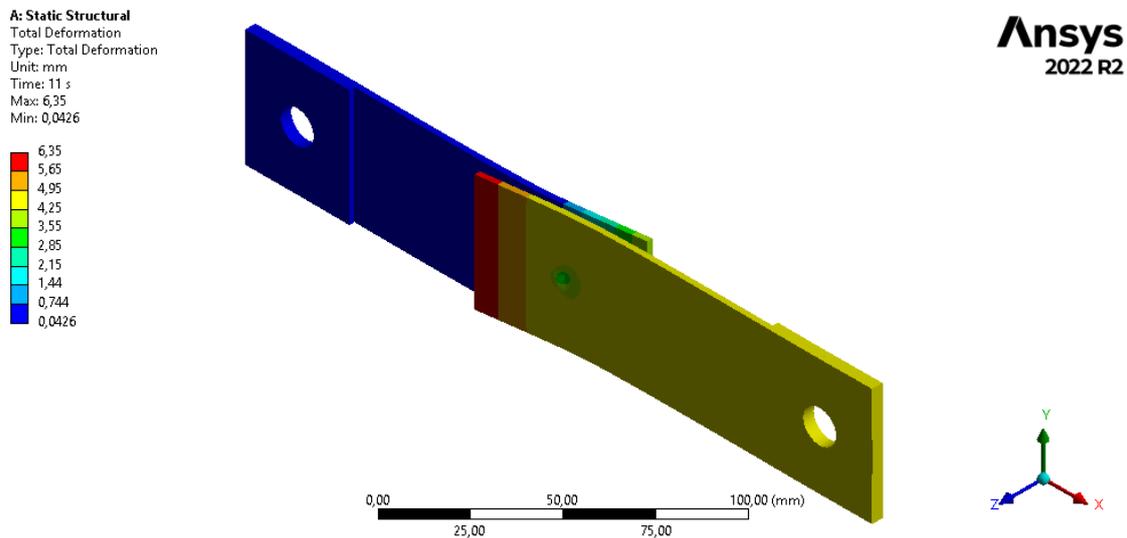


Figura 3.42. Vista isométrica de los desplazamientos del Modelo A

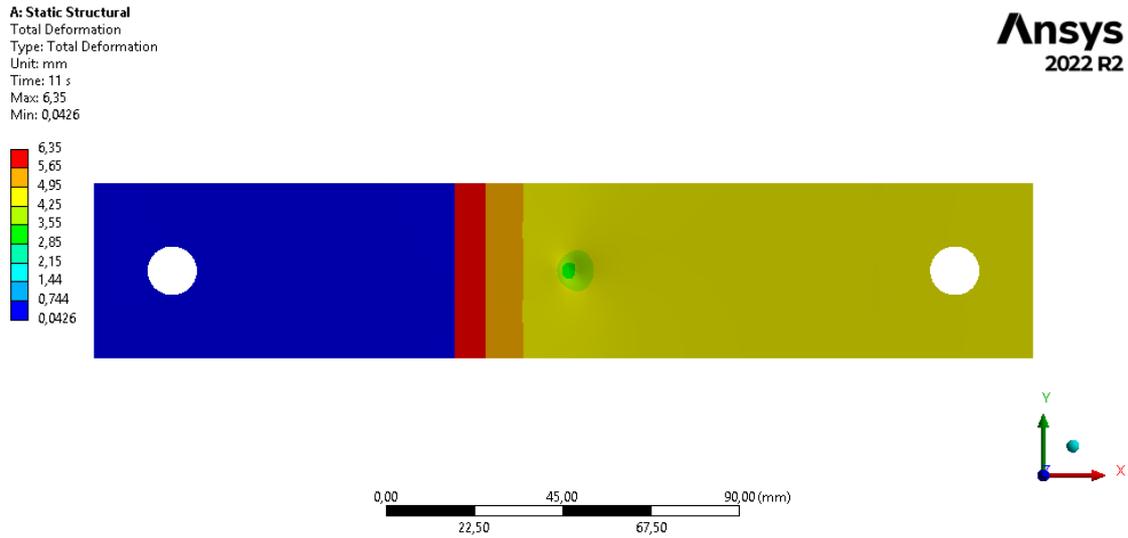


Figura 3.43. Vista frontal de los desplazamientos del Modelo A

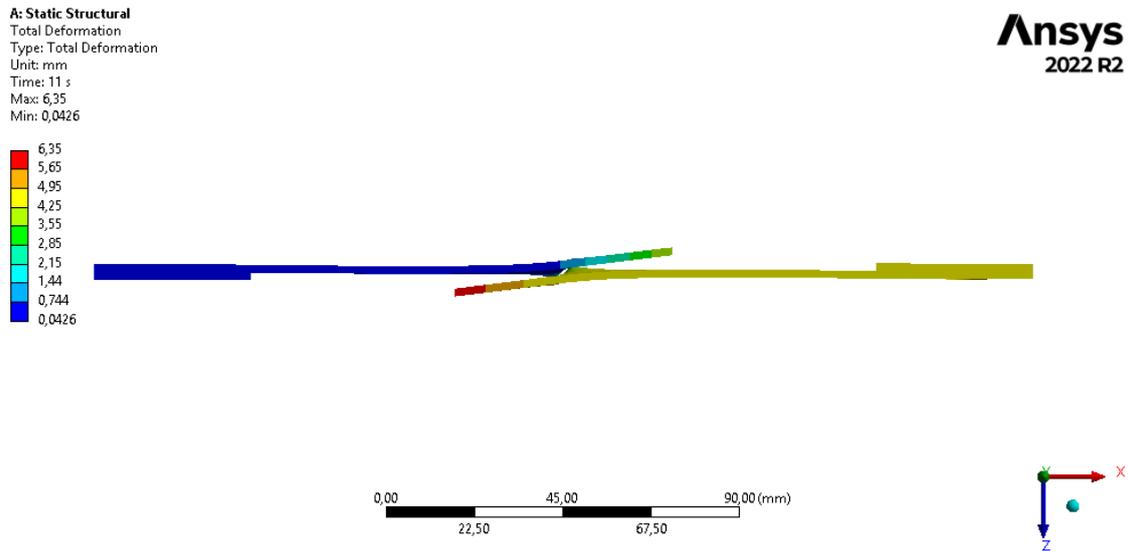


Figura 3.44. Vista de perfil de los desplazamientos del Modelo A

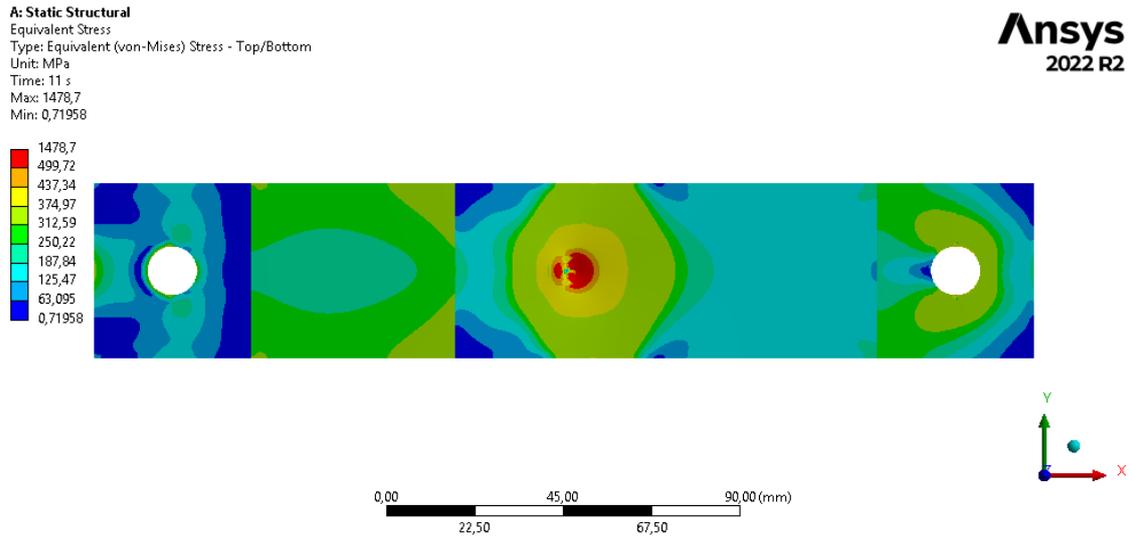


Figura 3.45. Vista frontal de las tensiones equivalentes de von Mises del Modelo A

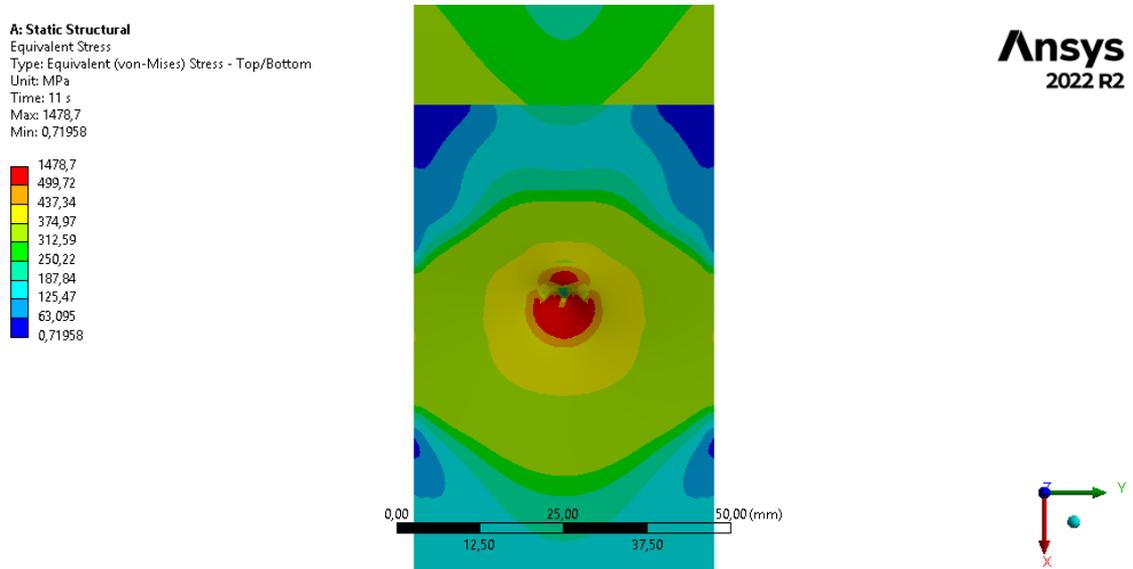


Figura 3.46. Vista detalle de las tensiones equivalentes de von Mises en la zona del punto de soldadura del Modelo A

2.2.2. MODELO B: COMANDO *SWGEN*

En este modelo, para simular el punto de soldadura se emplea el comando *APDL SWGEN*, que recurre al enfoque de la restricción multipunto interna (MPC, por sus siglas en inglés). Esta restricción impone relaciones entre diferentes grados de libertad de ciertos nodos del modelo. Este comando requiere la introducción de las dos superficies unidas, los dos nodos del punto de soldadura, que coinciden con el par de puntos soldados, el radio del punto de soldadura y el radio de búsqueda [38].

Cada punto de soldadura creado con el comando *SWGEN* consta de un elemento de tipo viga, que puede ser *MPC184*, rígido, o *BEAM188*, deformable, y dos pares de contactos MPC. Cada par de contactos MPC se crea en una de las superficies unidas y está formado por un elemento objetivo, *TARGE170*, que es el nodo piloto, generado en la ubicación del nodo del punto de soldadura, correspondiente a dicha superficie, y un conjunto de elementos de contacto, *CONTA174*, cuyo número y tamaño dependen del radio de búsqueda especificado en el comando. Cada par de contactos genera 6 ecuaciones de restricción de fuerza distribuida, que distribuyen las fuerzas internas del nodo del punto de soldadura, que es el nodo piloto, a los nodos de los elementos de contacto. En otras palabras, cada par de contactos acopla el movimiento de los nodos de los elementos de contacto al movimiento del nodo del punto de soldadura, permitiendo controlar el comportamiento de la soldadura como un todo. Una representación esquemática de un punto de soldadura generado por el comando *SWGEN* se recoge en la Figura 3.47 [38].

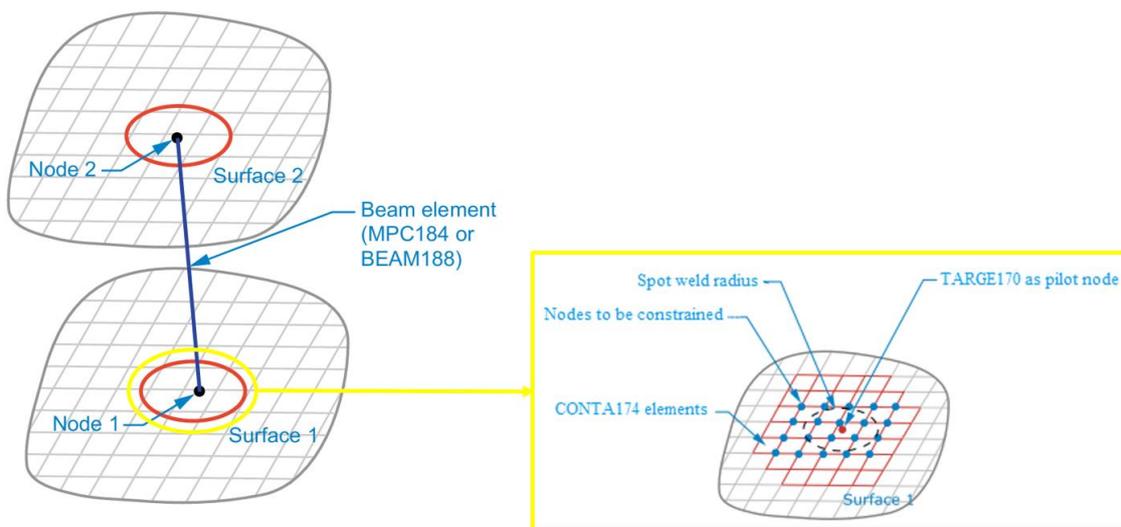


Figura 3.47. Representación esquemática de un punto de soldadura generado por el comando *SWGEN* [38]

Las principales ventajas de utilizar este comando son que las piezas unidas pueden mallarse independientemente, pues no requiere que sus mallas presenten un nodo que coincida con el punto de soldadura y que se tiene en cuenta el efecto del diámetro de este punto.

Se incorpora al modelo el comando *SWGGEN*, introduciendo en este el nombre de las superficies adyacentes de las chapas, previamente asignado con la opción de selección *Named Selection*; los nodos de soldadura, que son las coordenadas del par de puntos soldados; el radio del punto de soldadura, que es 3,536 mm y el radio de búsqueda, que se asigna el mismo que el del punto de soldadura. Con ello, se generan un par de elementos *TARGE170* en las coordenadas de los nodos del punto de soldadura, unidos por un elemento *BEAM188*, así como una serie de elementos *CONTA174*. Estos elementos, para un tamaño de 1 mm, se recogen en la Figura 3.48. Los comandos *APDL* añadidos se incluyen en el Anexo II. Estos comandos se introducen en la parte del código correspondiente al entorno de preprocesamiento y se ejecutan únicamente en el primer paso de carga.

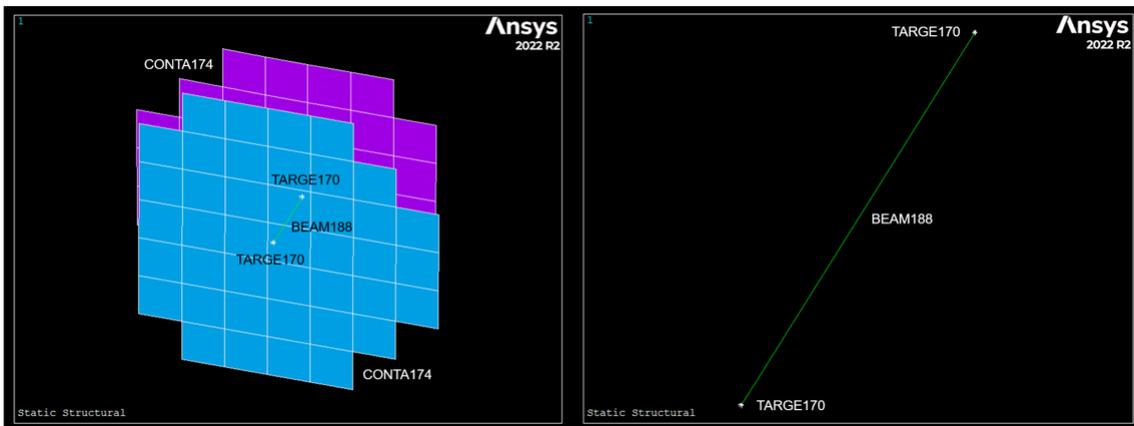


Figura 3.48. Elementos generados con la introducción del comando *SWGGEN*

El principal inconveniente de este método es que la densidad de malla influye en el número de elementos de contacto y, con ello, en la cantidad de nodos con movimiento acoplado y en la distorsión del círculo del punto de soldadura. Un mayor tamaño de elemento lleva consigo un menor número de elementos de contacto, una menor cantidad de nodos con movimiento acoplado y un punto de soldadura con una forma más distorsionada. Por otro lado, un menor tamaño de elemento implica un mayor número de elementos de contacto, una mayor cantidad de nodos con movimiento acoplado y un punto de soldadura con una forma más precisa. Esto se muestra en la Figura 3.49, en la

que se comparan los elementos de contacto y la forma del punto de soldadura con un tamaño de elemento de 1 mm y de 0,25 mm. En el primer caso, existen 82 elementos de contacto, mientras que, en el segundo, el número de elementos de contacto es 971.

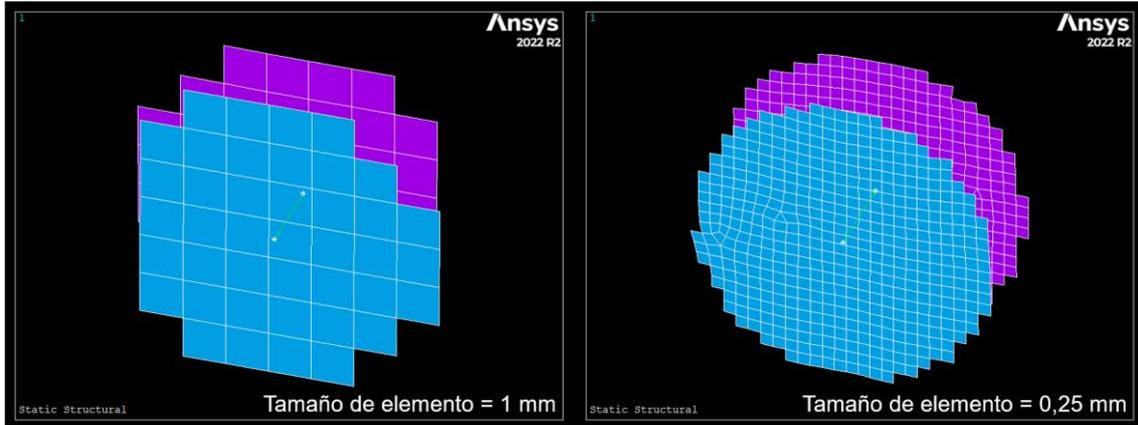


Figura 3.49. Influencia de la densidad de malla en los elementos *CONTA174* generados con el comando *SWGGEN*

Además, el tamaño de elemento en la zona del punto de soldadura afecta a la capacidad portante del modelo, como se observa en la Figura 3.50, en la que se grafican las curvas fuerza-desplazamiento con varios tamaños de elemento. Para que el coste computacional no se elevara demasiado, el mallado de 0,5 mm y 0,25 mm se realizó recurriendo a un *Body Sizing* del tipo *Sphere of Influence*, seleccionando el punto de soldadura como centro de la esfera y asignando un radio igual al diámetro del punto de soldadura, es decir, 7,071 mm, para garantizar que todos los elementos pertenecientes a la zona del punto de soldadura tuvieran el tamaño fijado. El resto de las zonas de estos dos modelos están malladas con un tamaño de elemento de 1 mm.

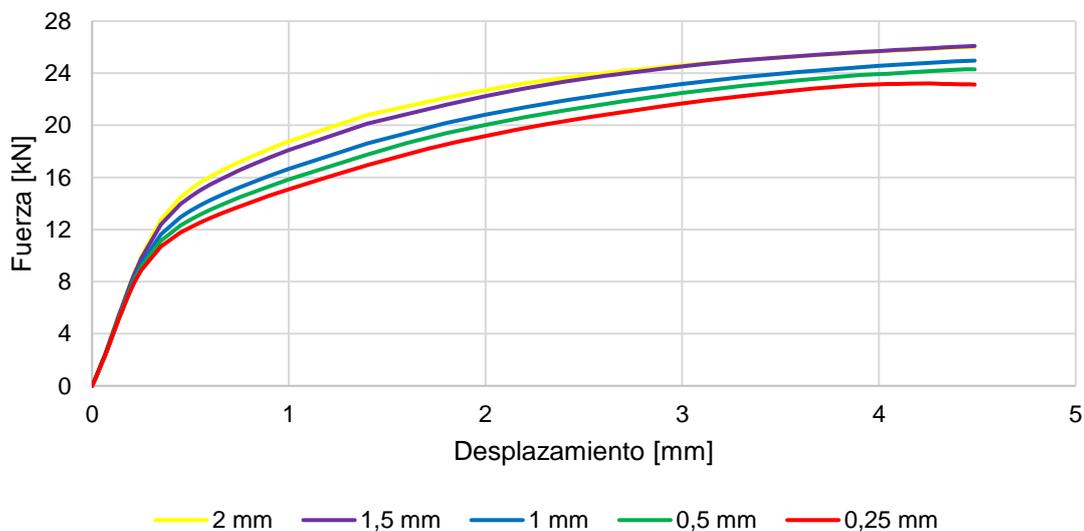


Figura 3.50. Curvas fuerza-desplazamiento de distintos tamaños de elemento del Modelo B

En la gráfica anterior se puede ver que es necesario un tamaño de elemento muy pequeño en la zona del punto de soldadura para lograr resultados adecuados, por lo que se escoge como tamaño de elemento en esa zona 0,25 mm y, en el resto, 1 mm. La malla de este modelo numérico se muestra en la Figura 3.51.

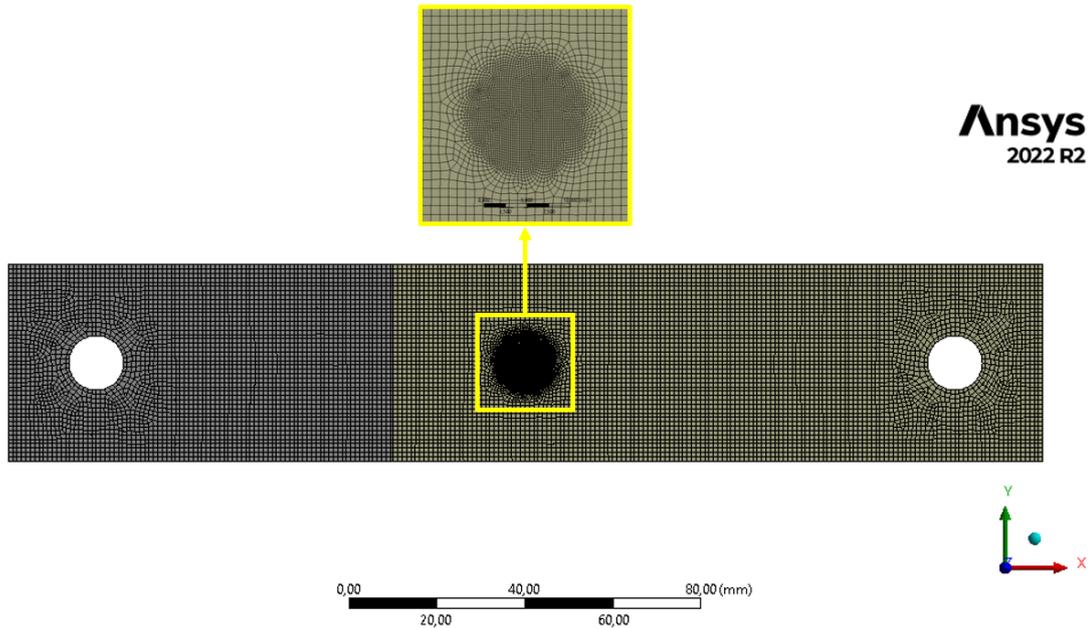


Figura 3.51. Vista frontal de la malla del Modelo B

La curva fuerza-desplazamiento resultante se plasma en la Figura 3.52 junto con las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas en los ensayos experimentales.

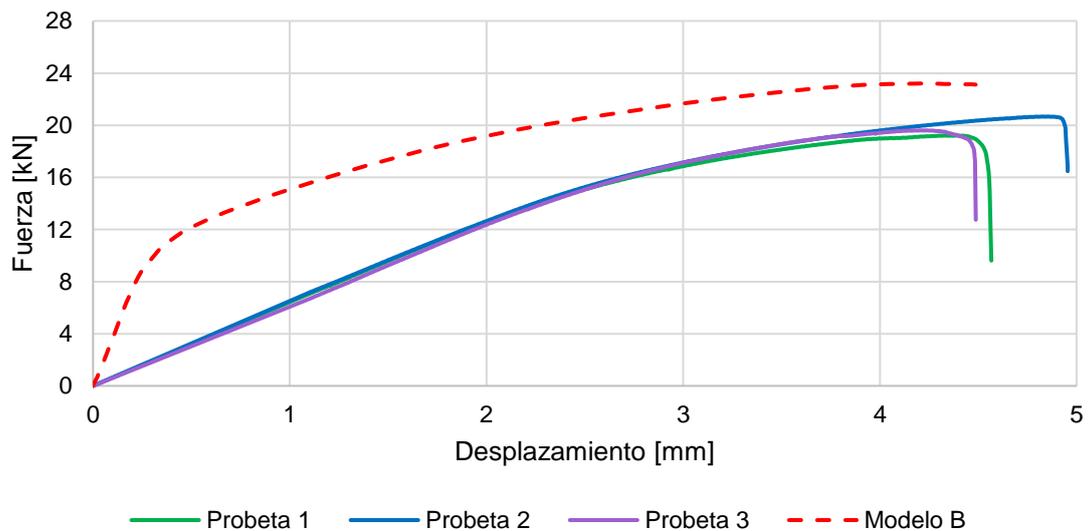


Figura 3.52. Curvas fuerza-desplazamiento del Modelo B y de los ensayos experimentales

Así, el Modelo B da como resultado una capacidad portante de 23,113 kN, con un error del 16,54 % respecto del promedio de la fuerza máxima de las probetas ensayadas experimentalmente.

Los desplazamientos y las tensiones equivalentes de von Mises del modelo se recogen en la Figura 3.53, Figura 3.54, Figura 3.55, Figura 3.56 y Figura 3.57.

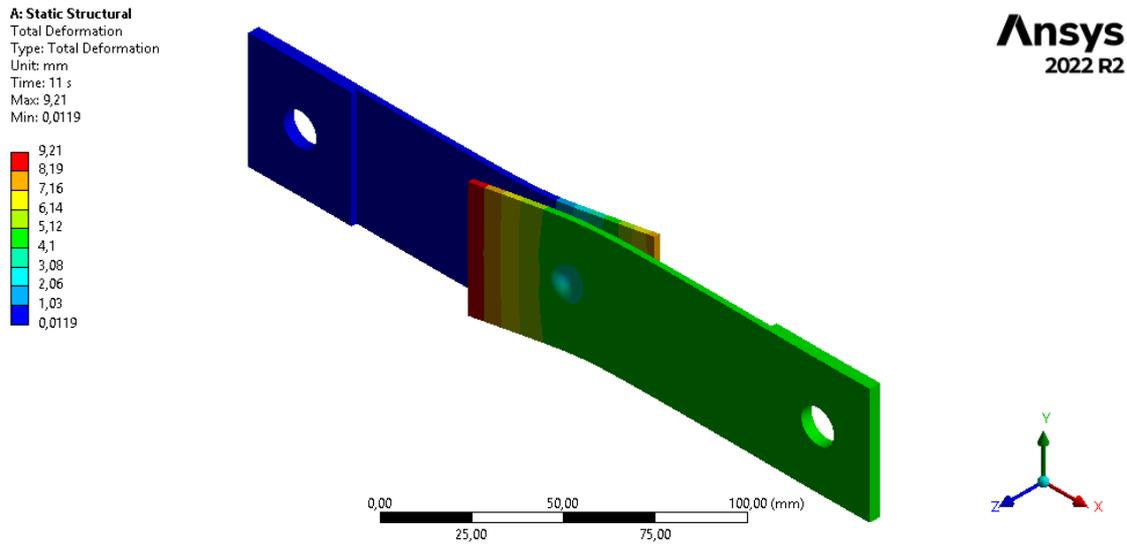


Figura 3.53. Vista isométrica de los desplazamientos del Modelo B

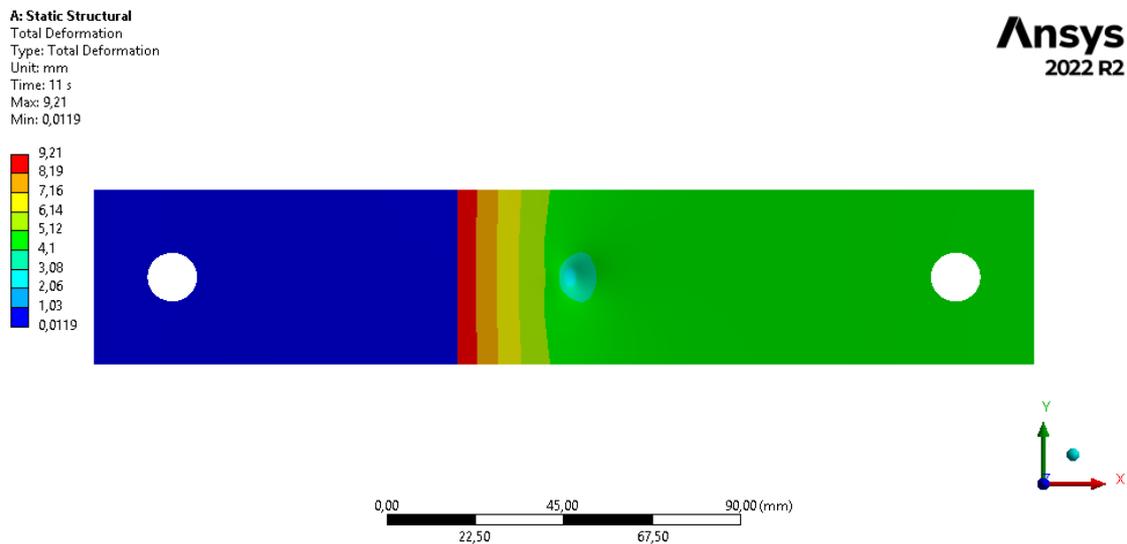


Figura 3.54. Vista frontal de los desplazamientos del Modelo B

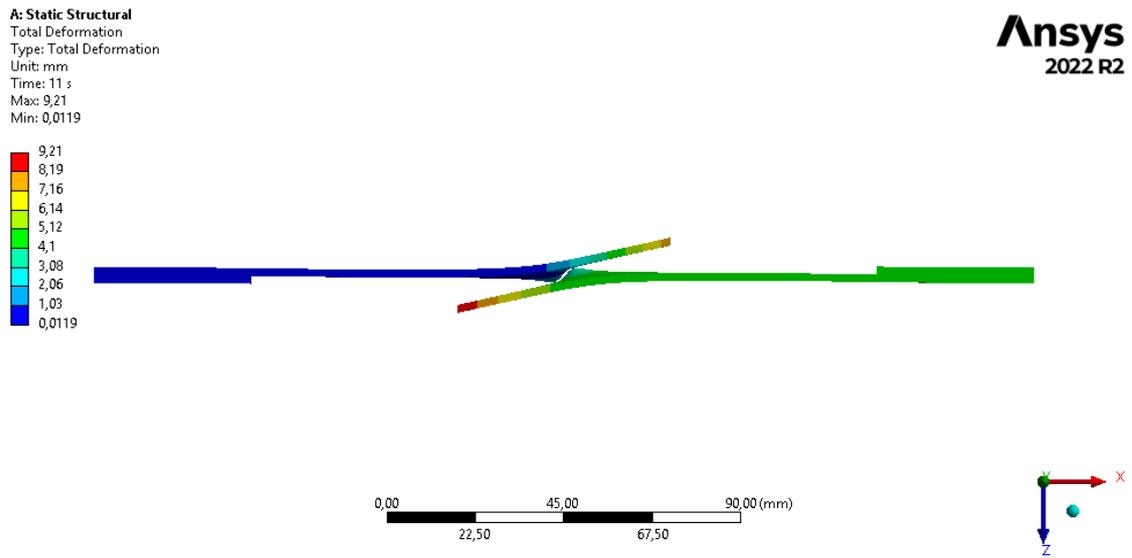


Figura 3.55. Vista de perfil de los desplazamientos del Modelo B

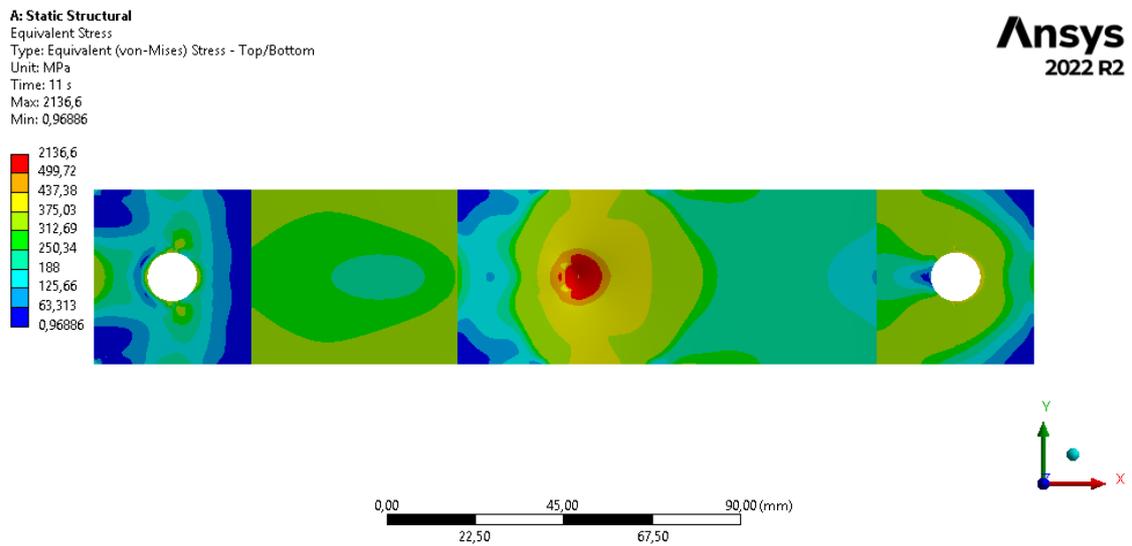


Figura 3.56. Vista frontal de las tensiones equivalentes de von Mises del Modelo B

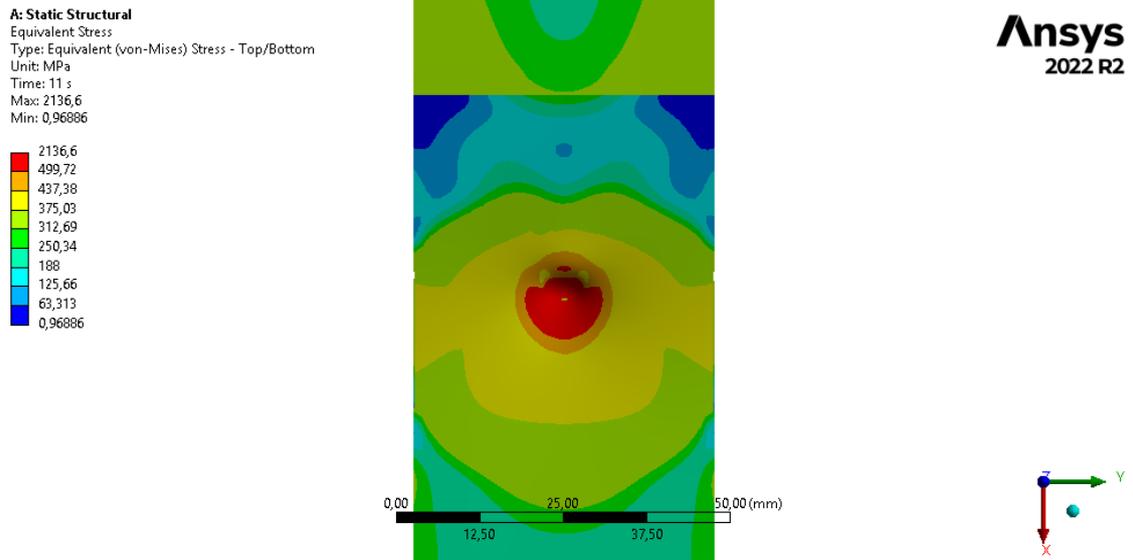


Figura 3.57. Vista detalle de las tensiones equivalentes de von Mises en la zona del punto de soldadura del Modelo B

2.2.3. MODELO C: SUPERFICIE CIRCULAR DE MAYOR ESPESOR

En este modelo, el punto de soldadura se simula mediante un elemento *BEAM188* que une los centros de dos círculos de elementos *SHELL181* de diámetro igual al diámetro del punto de soldadura, como se muestra en la Figura 3.58. Estos centros coinciden con los puntos soldados. Cabe destacar que cada uno de los nodos extremos del elemento *BEAM188* debe fusionarse con el nodo compartido por varios elementos *SHELL181* al que va unido, para lo que se deben añadir los comandos *APDL* que se recogen en el Anexo III. Estos comandos se introducen en la parte del código correspondiente al entorno de preprocesamiento y se ejecutan únicamente en el primer paso de carga.

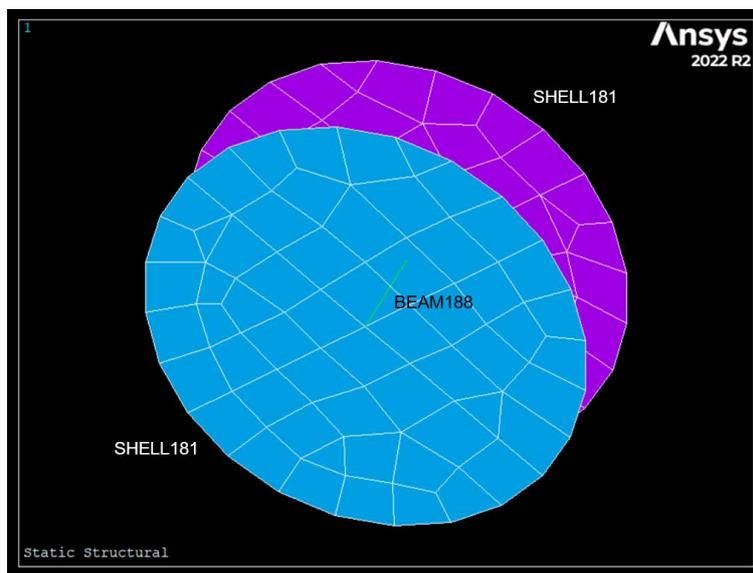


Figura 3.58. Elementos creados para modelar el punto de soldadura en el Modelo C

A las superficies de los dos círculos de elementos *SHELL181*, que forman parte de las superficies de las chapas, se les asigna un espesor igual al doble del espesor de las chapas, es decir, 4 mm. Con ello, se trata de recrear el aumento de rigidez que se produce en la zona soldada sin la necesidad de modificar el material en esa zona, cuyas propiedades son desconocidas. En la Figura 3.59 y la Figura 3.60 se puede ver la malla de este modelo, de 1 mm de tamaño de elemento, en la que se aprecia el mayor espesor del círculo del punto de soldadura.

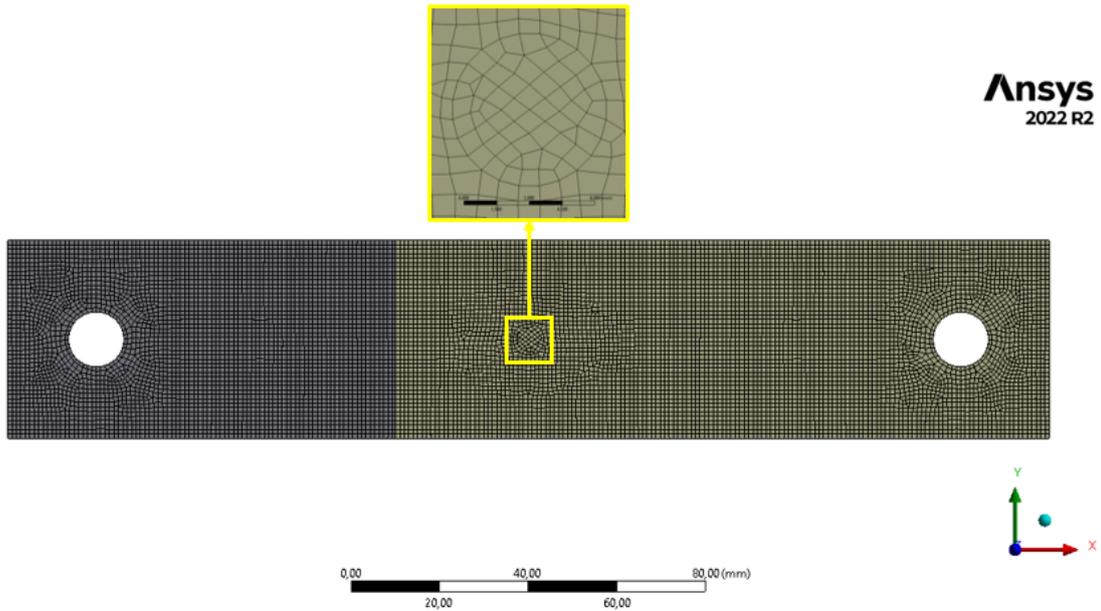


Figura 3.59. Vista frontal de la malla del Modelo C

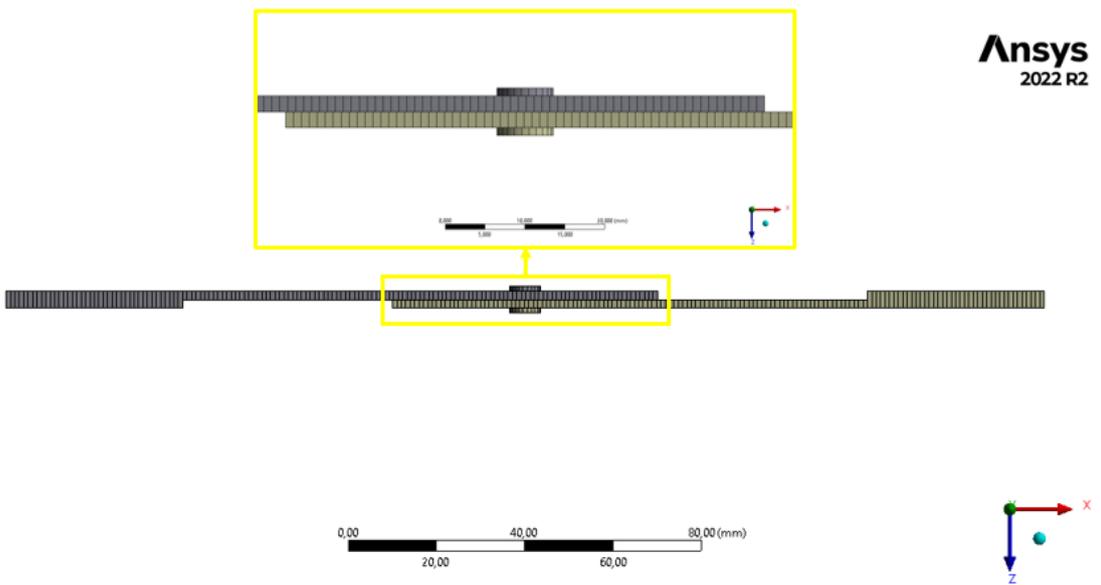


Figura 3.60. Vista de perfil de la malla del Modelo C

La curva fuerza-desplazamiento obtenida se recoge en la Figura 3.61 acompañada de las curvas fuerza-desplazamiento obtenidas en los ensayos experimentales.

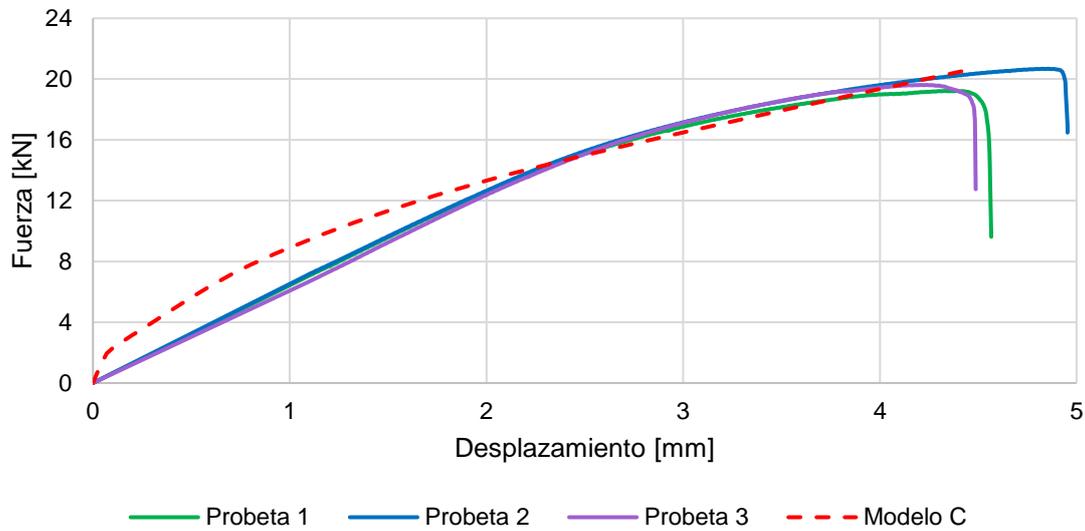


Figura 3.61. Curvas fuerza-desplazamiento del Modelo B y de los ensayos experimentales

De esta manera, el Modelo C proporciona una capacidad portante de 20,699 kN, dando lugar a un error del 4,36 % respecto del promedio de la fuerza máxima de las probetas ensayadas experimentalmente. El análisis se repite con un tamaño de elemento de 0,5 mm, resultando una capacidad portante de 20,680 kN, casi idéntica a la obtenida con un tamaño de elemento de 1 mm, lo que garantiza la independencia de malla.

Los desplazamientos y las tensiones equivalentes de von Mises resultantes del modelo se muestran en la Figura 3.62, la Figura 3.63, la Figura 3.64, la Figura 3.65 y la Figura 3.66.

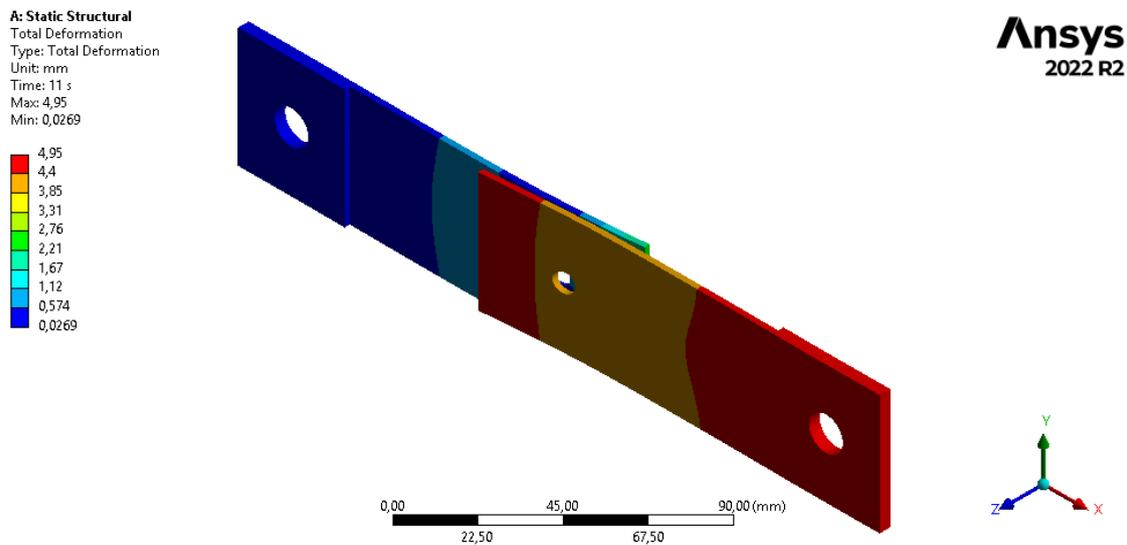


Figura 3.62. Vista isométrica de los desplazamientos del Modelo C

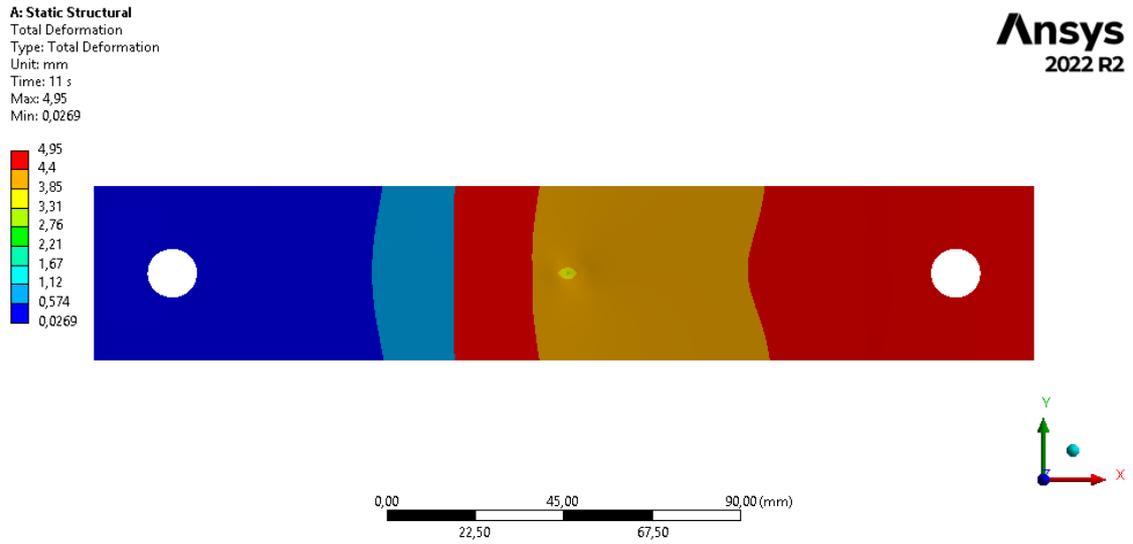


Figura 3.63. Vista frontal de los desplazamientos del Modelo C

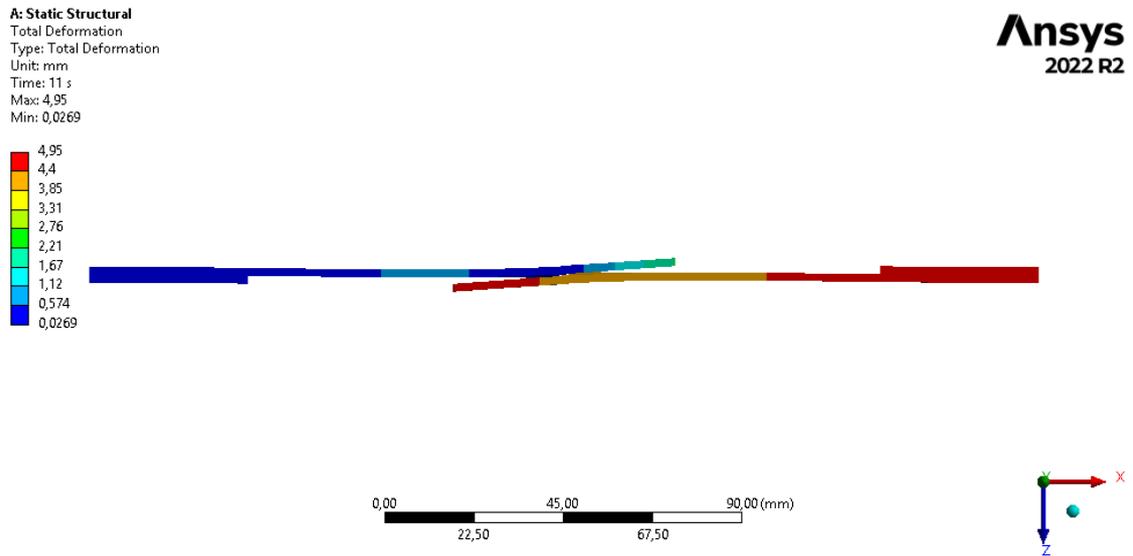


Figura 3.64. Vista de perfil de los desplazamientos del Modelo C

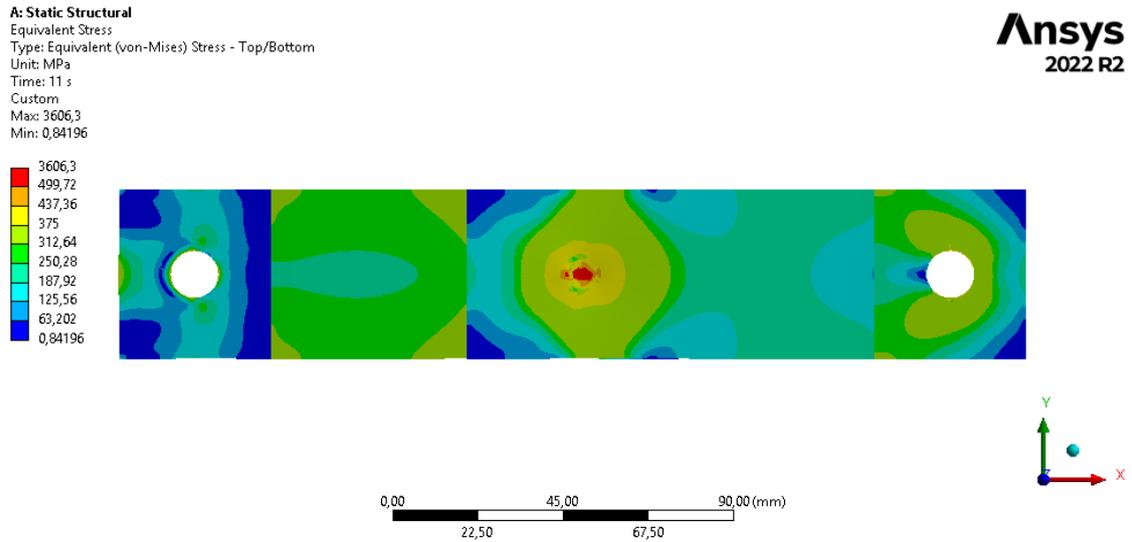


Figura 3.65. Vista frontal de las tensiones equivalentes de von Mises del Modelo C

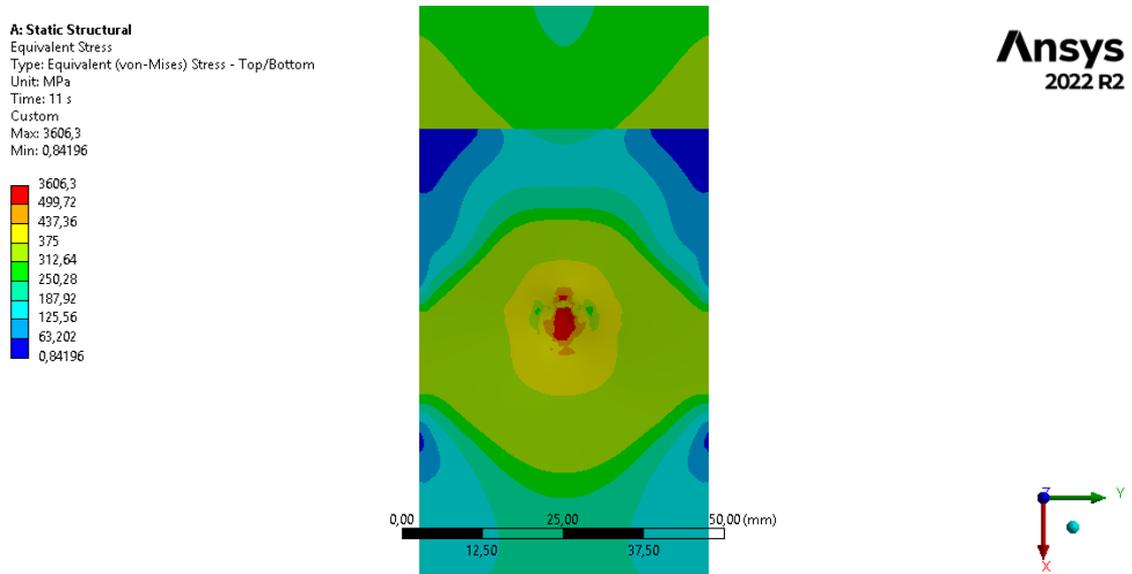


Figura 3.66. Vista detalle de las tensiones equivalentes de von Mises en la zona del punto de soldadura del Modelo C

CAPÍTULO 4. DISCUSIÓN

Una vez desarrollados los modelos, se compara el preprocesado de estos y los resultados obtenidos para analizar sus fortalezas y debilidades y, con base en ellas, seleccionar el modelo óptimo.

En lo que respecta al preprocesado de los modelos, para simular el punto de soldadura en el Modelo A basta con crear en la geometría los puntos a unir en las caras correspondientes y establecer el tipo de contacto *Spot Weld* entre ellos, realizándose todas estas operaciones de forma rápida en *ANSYS Workbench* y recurriéndose a comandos *APDL* solo en el caso de que quiera modificar las propiedades de los elementos que se crean al introducir el contacto o se desee obtener los esfuerzos a los que está sometido el punto de soldadura. Se trata, por tanto, de un modelo con gran facilidad y rapidez de preprocesado. Sin embargo, para representar el punto de soldadura en el Modelo B, se precisa introducir comandos *APDL*, lo cual, a pesar de ser realmente rápido, exige el conocimiento de este lenguaje de programación, lo que puede dificultar el preprocesado en caso de no dominar este lenguaje. Por otro lado, el Modelo C, exige un tiempo mayor de preprocesado que los modelos anteriores, pues para simular el punto de soldadura deben crearse dos superficies circulares de diámetro igual al diámetro del punto de soldadura, una en cada cara soldada, cuyos centros deben unirse por un elemento de tipo viga. A estas superficies debe asignársele un espesor igual al doble del espesor de las chapas. Además, este modelo requiere el empleo de comandos *APDL*. Todo ello hace que el preprocesado de este modelo sea significativamente más complejo y lento que el de los anteriores.

En relación con los resultados obtenidos, en primer lugar, se muestran en la Figura 4.1 las curvas fuerza-desplazamiento de los modelos y de las probetas ensayadas experimentalmente.

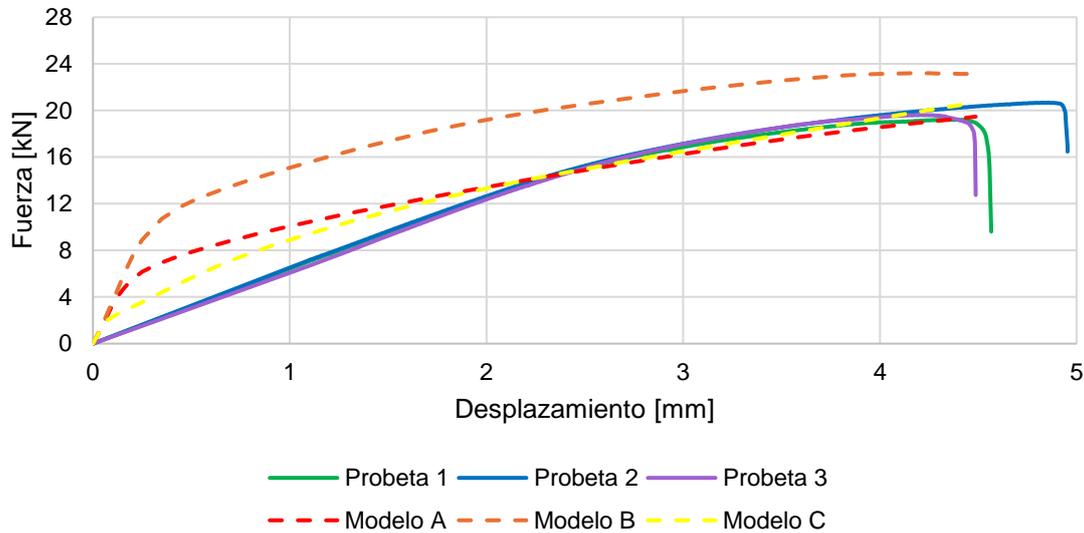


Figura 4.1. Curvas fuerza-desplazamiento de los modelos desarrollados y de los ensayos experimentales

En la anterior figura se puede ver que, si bien es cierto que ninguno de los modelos reproduce de forma adecuada la zona elástica de la curva fuerza-desplazamiento, el Modelo C es el que mejor se ajusta a esta curva en su conjunto. Esto puede deberse a que, aunque en todos los modelos se rigidizó la zona del punto de soldadura empleando distintas técnicas, en ninguno de ellos se emplearon las propiedades finales reales del material en el *nugget* y en la zona afectada térmicamente, por ser desconocidas. Así, a pesar de haber incorporado a los modelos el incremento de rigidez que origina la presencia del punto de soldadura, esto no es suficiente para obtener una curva fuerza-desplazamiento con un buen ajuste en toda su extensión a la obtenida experimentalmente, siendo necesario conocer las propiedades modificadas del material en las zonas antes mencionadas. No obstante, con las estrategias de modelado empleadas sí se logra obtener una capacidad portante semejante a la de los ensayos experimentales, como se muestra en la Figura 4.2, en la que también se representa el valor de cálculo de la resistencia a cortante establecido por la norma UNE-EN 1993-1-3:2012. Las capacidades portantes obtenidas con los modelos desarrollados se tabulan en la Tabla 4.1, junto con los errores respecto del promedio de la fuerza máxima de las probetas ensayadas experimentalmente.

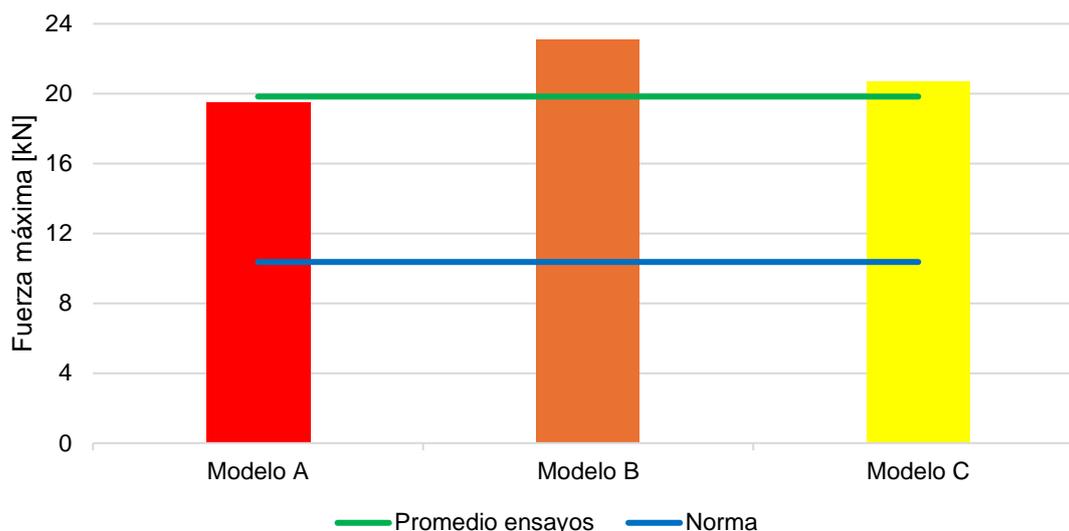


Figura 4.2. Capacidades portantes de los modelos desarrollados, promedio de la fuerza máxima de los ensayos experimentales y valor de cálculo establecido por la norma aplicable

Tabla 4.1. Capacidades portantes y errores de los modelos desarrollados

Modelo	Capacidad portante [kN]	Error
A	19,467	1,85 %
B	23,113	16,54 %
C	20,699	4,36 %

Con ello, se observa que tanto el Modelo A como el Modelo C presentan capacidades portantes muy próximas a las obtenidas experimentalmente, con errores por debajo del 5 % en ambos casos, ajustándose ligeramente más la del Modelo A. Sin embargo, la capacidad portante del Modelo B es considerablemente superior a las obtenidas con los ensayos experimentales. Cabe destacar que la capacidad portante de todas las probetas ensayadas es muy superior a la establecida por la norma, que es 10,367 kN. Esto puede ser debido a la diferencia identificada entre los valores de resistencia última del material de las chapas establecida por la norma, 330 MPa, y la obtenida experimentalmente, 499,717 MPa. Además, los electrodos empleados en la soldadura son nuevos, por lo que no presentan desgaste, dando lugar a soldaduras de mayor calidad. Para tener en cuenta este y otros factores que reducen la resistencia el punto de soldadura, la norma recomienda aplicar un coeficiente de seguridad de 1,25, lo cual también reduce el valor de la resistencia a cortante y lo mantiene en valores significativamente inferiores a los obtenidos experimentalmente.

En cuanto a los desplazamientos, resulta de interés comparar el desplazamiento máximo en Z que experimentan las chapas, que se recoge en la Figura 4.3.

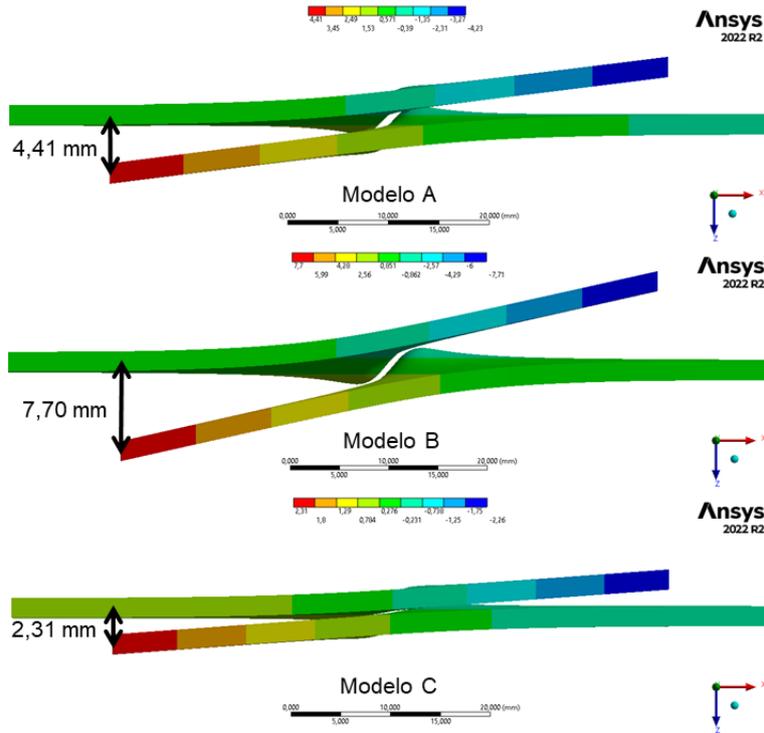


Figura 4.3. Deformaciones direccionales en el eje Z en la zona del punto de soldadura de los modelos desarrollados. Es fácilmente observable que las chapas del Modelo B presentan un desplazamiento significativamente mayor que las del Modelo A (un 74,60 % superior) y estas, a su vez, que las del Modelo C (un 90,91 % superior). De esta manera, en lo que a desplazamientos en Z se refiere, los resultados obtenidos con los modelos desarrollados distan mucho entre sí, por lo que se recurre a la fotografía que se presenta en la Figura 4.4 para evaluar la adecuación de estos resultados a la realidad.

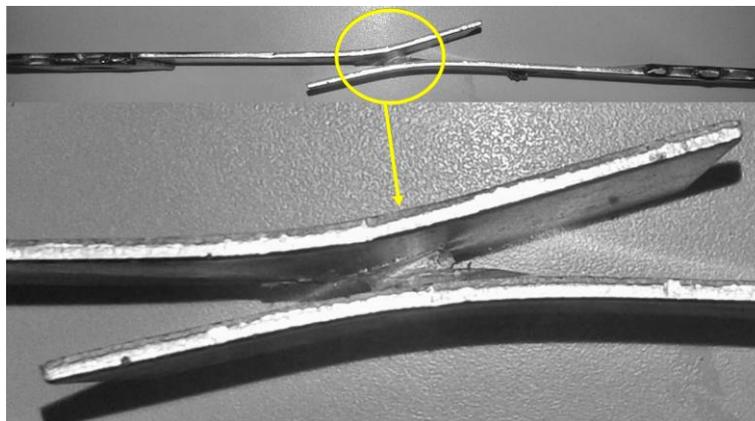


Figura 4.4. Deformación real de una de las probetas ensayadas al finalizar el ensayo

Con este fin, se compara la fotografía anterior con los desplazamientos en Z obtenidos de los modelos, como se muestra en la Figura 4.5, cuyas leyendas de colores coinciden con las de la Figura 4.3.

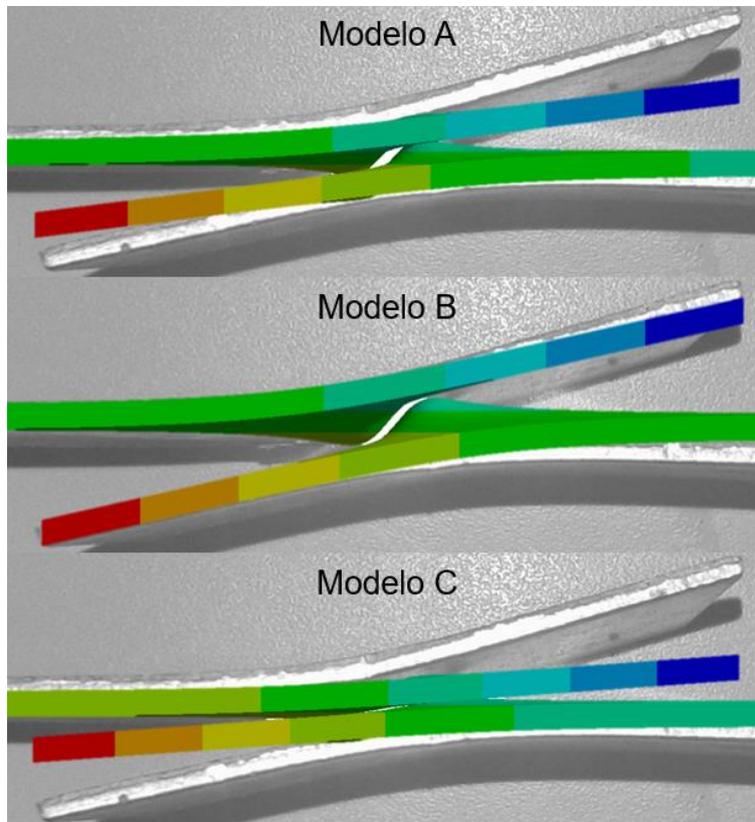


Figura 4.5. Comparación entre la deformación real de una de las probetas ensayadas al finalizar el ensayo y la de los modelos desarrollados en la zona del punto de soldadura

Si bien es cierto que esta comparación no proporciona datos cuantitativos, permite una evaluación cualitativa de la capacidad de los modelos para representar los desplazamientos reales. Con ella, puede apreciarse que el Modelo B reproduce de forma muy fiel los desplazamientos en Z reales, mientras que el Modelo C está muy alejado de simularlos con fiabilidad. Los resultados del Modelo A, por su parte, representan un punto intermedio entre los otros dos modelos.

Respecto a las tensiones equivalentes de von Mises, las correspondientes a la zona del punto de soldadura de los modelos se muestran en la Figura 4.6.

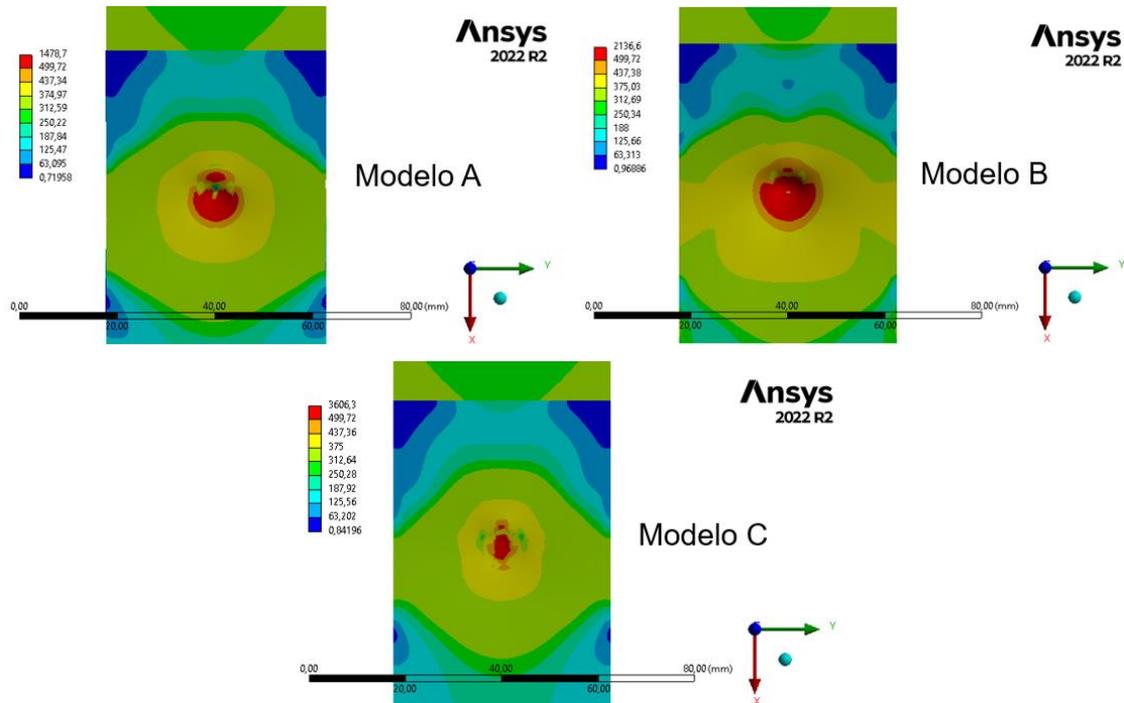


Figura 4.6. Tensiones equivalentes de von Mises en la zona del punto de soldadura de los modelos desarrollados

Se puede ver que la distribución de tensiones alrededor del punto de soldadura en los tres modelos es similar, con valores que van desde 250 MPa hasta 499,717 MPa, que es la tensión de rotura del material de las chapas, sin tener en cuenta los cambios en sus propiedades debidos al proceso de soldadura. Las zonas de color rojo son zonas de rotura, cuyos valores de tensión son meramente numéricos.

Finalmente, se compara el coste computacional de los modelos desarrollados, para lo que se tabulan el número de nodos, el de elementos y el tiempo de resolución de estos en la Tabla 4.2. Este tiempo de resolución fue obtenido con un procesador Intel(R) Xeon(R) Gold 6230 CPU @ 2.10GHz con 256 GB de memoria RAM, empleando 8 núcleos para la resolución del análisis.

Tabla 4.2. Número de nodos, número de elementos y tiempo de resolución de los modelos desarrollados

Modelo	Nodos	Elementos	Tiempo de resolución
A	13641	32823	7' 35"
B	19111	50268	32' 56"
C	13679	32886	7' 13"

Así, se puede ver que el coste computacional del Modelo A y del Modelo C es similar, lo cual es coherente porque ambos simulan el punto de soldadura con elementos *BEAM188* y *SHELL181*, una técnica sencilla y numéricamente muy eficiente en cuanto a número de nodos y elementos requeridos. El coste computacional del Modelo B es muy superior al de los dos modelos anteriores (un 334,29% mayor que el del Modelo A y un 356,35 % mayor que el del Modelo C). Esto es razonable ya que el Modelo B utiliza elementos *CONTA174* y *TARGE170* para modelar el punto de soldadura. En el caso de esta estrategia, el número de nodos y elementos aumenta significativamente, además de dificultarse la resolución del problema al introducir cálculos de contacto.

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

En este trabajo se abordan tres estrategias de modelización diferentes que permiten la simulación de puntos de soldadura en chapas delgadas de acero. La validación experimental del comportamiento a tracción del material de las chapas, S250GD+Z, permite incorporar en estos cálculos numéricos un modelo de material real y validado, reduciendo el error relativo a la consideración normativa. Las tres estrategias desarrolladas se comparan en términos de precisión con respecto a los resultados experimentales obtenidos en ensayos de tracción de chapas delgadas soldadas, coste computacional y aplicabilidad a estructuras a gran escala.

En cuanto a la precisión, el criterio más importante a analizar es el potencial que tienen los modelos desarrollados para predecir la capacidad portante. El Modelo A y el Modelo C presentan muy buenos resultados, con errores por debajo del 5 % en ambos casos, siendo ligeramente menor el error del primero de ellos. Sin embargo, el Modelo B no logra predecir adecuadamente la capacidad portante, presentando un error sustancialmente superior. Esto es motivo suficiente para descartarlo, pues no presenta resultados satisfactorios en el criterio de mayor importancia. Otro criterio relacionado con la precisión de los modelos es su capacidad para representar la curva fuerza-desplazamiento, en el que ninguno de los modelos se ajusta adecuadamente en la zona elástica de esta. No obstante, el Modelo C es el que mejor se ajusta a esta curva en su

conjunto, seguido del Modelo A y del Modelo B. El último aspecto analizado vinculado a la precisión es el potencial de los modelos para representar los desplazamientos en Z reales. En este aspecto, el Modelo B los reproduce de forma muy fiel, mientras que el Modelo C resulta estar muy alejado de replicarlos correctamente, presentando el Modelo A un punto intermedio entre estos dos. Con todo ello, en lo que a precisión se refiere, tanto el Modelo A como el Modelo C cumplen con el criterio más importante establecido, consiguiendo este último un mejor ajuste de la curva fuerza-desplazamiento, pero fallando considerablemente en la representación de los desplazamientos en Z.

Con respecto al coste computacional, el del Modelo B resulta muy superior al del Modelo A y el Modelo C, que son similares, por lo que el Modelo B queda descartado por dos motivos: su baja precisión y su alto coste computacional.

En relación con la aplicabilidad a estructuras a gran escala, el Modelo A es el que menor tiempo de preprocesado presenta, seguido del Modelo B, cuyo preprocesado es ligeramente más lento, y del Modelo C, que tiene un tiempo de preprocesado considerablemente mayor, razón por la cual se descarta. Es importante recordar que, si estos modelos van a ser utilizados para el cálculo de estructuras a gran escala, como podrían ser las pasarelas de embarque, sería necesario la inclusión de un gran número de puntos de soldadura, lo cual imposibilitaría la aplicación del Modelo C, pues su implementación a gran escala sería muy tediosa.

Con todo ello, el modelo seleccionado es el Modelo A, pues logra una precisión razonable en la predicción de la capacidad portante, acompañado de un bajo coste computacional y un bajo tiempo de preprocesado que facilita su implementación en estructuras a gran escala.

Cabe recordar que en todas las simulaciones se emplea como modelo de material el Modelo M1, de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico, pues el aumento de precisión que otorga el Modelo M2, de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico, no justifica el incremento de coste computacional que conlleva. Esto es debido a que la curva tensión-deformación del material de las chapas presenta una zona plástica bastante lineal, por lo que un único segmento lineal es capaz de simular correctamente el comportamiento plástico. Para materiales cuya zona plástica tenga una curvatura más pronunciada, puede ser necesario recurrir a varios segmentos lineales, en cuyo caso no sería suficiente el

empleo de un modelo de tipo Endurecimiento Bilineal Isotrópico, sino que habría que utilizar uno de tipo Endurecimiento Multilineal Isotrópico.

La norma UNE-EN 1993-1-3:2012 establece una resistencia a cortante que es significativamente menor que la obtenida en los ensayos experimentales, lo que refleja un enfoque muy conservador. En la fórmula de la norma influyen dos parámetros: el diámetro del punto de soldadura y la resistencia última a tracción del material de las chapas. Si se utilizara la resistencia última obtenida experimentalmente para el acero S250GD+Z, denominada anteriormente tensión de rotura, en lugar de la proporcionada por la norma, el valor de cálculo de la resistencia a cortante aumentaría a 15,699 kN. No obstante, seguiría obteniéndose un valor inferior al resultado experimental. Si bien es cierto que esta diferencia puede atribuirse a varios factores, uno de los más relevantes es que las soldaduras en los ensayos se realizan con electrodos nuevos, que no presentan desgaste, lo que resulta en soldaduras de mayor calidad y, por ende, mayor capacidad portante. La norma proporciona un valor global de resistencia que debe considerar una amplia gama de condiciones de trabajo, incluyendo el uso de electrodos que presentan desgaste o una menor eficiencia del proceso de soldadura. Esto introduce una variabilidad que la norma compensa adoptando un enfoque conservador para garantizar la seguridad en todas las circunstancias aceptables. Cabe destacar que si se elimina el coeficiente de seguridad de 1,25 que la norma recomienda aplicar, el valor de cálculo de la resistencia a cortante asciende a 19,624 kN, muy similar al promedio de la fuerza máxima obtenido experimentalmente.

Los modelos numéricos desarrollados tienen una crucial limitación en cuanto a la identificación de la rotura. En los tres casos, los modelos se interrumpen al alcanzar el promedio del desplazamiento máximo obtenido experimentalmente. Esta restricción impide la extrapolación de los modelos a chapas de diferente material y espesor, obligando a realizar una validación experimental en cada una de las nuevas casuísticas para determinar el desplazamiento máximo soportado. Una línea futura de investigación consiste en aplicar la técnica de modelización que emplea el nacimiento y muerte de elementos (*Element Birth and Death*) que permitiría desactivar, en cada paso de carga, aquellos elementos finitos que superen la tensión de rotura del material, de manera que dejen de contribuir a la capacidad portante del conjunto. De este modo, llegaría un momento en el que el número de nodos que conectan las chapas soldadas ya no sería suficiente y el modelo no encontraría solución, implicando el fallo total.

Tras el análisis de los resultados de los modelos desarrollados, es notorio que ninguno de ellos logra reproducir adecuadamente la zona elástica de la curva fuerza-desplazamiento. Esto puede atribuirse a los cambios en las propiedades del material resultantes del proceso de soldadura, que se manifiestan tanto en el *nugget* como en la zona afectada térmicamente (HAZ). Para obtener una mejor representación de esta curva, es necesario disponer de las propiedades reales del material en esas zonas después de la soldadura. Además, la falta de estas propiedades finales reales dificulta la implementación de la técnica previamente comentada de nacimiento y muerte de elementos, pues se desconoce la tensión de rotura real del material tras el proceso de soldadura. De esta manera, una línea futura de investigación es la determinación de las propiedades del material después de la soldadura tanto en el *nugget* como en la HAZ y su implementación en modelos numéricos avanzados, cuya geometría pasaría de tener asignado un único material a tener tres distintos. Una forma de determinar los nuevos valores del límite elástico y la tensión de rotura en estas dos zonas sería la realización de ensayos de dureza, que, si bien es cierto que no proporcionan valores directos de estas propiedades, existen correlaciones empíricas que permiten estimarlos.

ANSYS Workbench es una herramienta extremadamente potente en el ámbito de la modelización numérica mediante el método de los elementos finitos, su interfaz intuitiva la hace accesible para una amplia variedad de usuarios, incluso los menos especializados. No obstante, esta facilidad de uso puede ocasionar que los usuarios no comprendan completamente las operaciones que realizan, puesto que mucha de las estrategias utilizadas no se les muestran. Un ejemplo muy simple es la selección de los tipos de elementos con los que el programa malla la geometría y la configuración de estos elementos (sus *key options*). Estos parámetros son un aspecto básico para entender el comportamiento del modelo y el módulo *Workbench* automatiza el proceso haciendo una selección por defecto con base en la geometría y algunos otros aspectos que el usuario elige en su análisis. Aunque se pueden ver los tipos de elementos y su configuración en las líneas del *Solver Output*, simplemente es información de consulta, lo que implica que el usuario pueda realizar un análisis de elementos finitos sin conocer los tipos de elementos que está empleando ni sus características. Otro ejemplo relacionado con este trabajo es la creación del contacto de tipo *Spot-weld*, como el del Modelo A, que lleva consigo la generación de varios elementos adicionales que no aparecen en la malla mostrada por *ANSYS Workbench*. Así, aunque *ANSYS Workbench* ha democratizado el

cálculo por elementos finitos también ha disminuido el nivel de conocimiento requerido para su utilización. Aquí es donde entra en juego *ANSYS APDL*, proporcionando al usuario un control más detallado, permitiendo explorar todos los aspectos de los modelos y personalizarlos, pero con una interfaz mucho menos intuitiva que lleva consigo una mayor inversión de tiempo en la formación de las personas que realizan simulaciones numéricas y utilizan el programa. El empleo conjunto de *ANSYS Workbench* y *ANSYS APDL* en simulación numérica, como se ha llevado a cabo en este trabajo, tiene un gran potencial, pues permite aprovechar las fortalezas de ambos y mitigar sus debilidades. Así, el primero facilita y agiliza el desarrollo de modelos y el segundo ayuda a entender todos los detalles de estos y otorga un mayor control sobre el problema numérico que se está realizando.

En todo caso, incluso teniendo la certeza de tener bajo control todos los aspectos del modelo desarrollado, es fundamental mantener un espíritu crítico respecto a los resultados generados por el programa de elementos finitos y, de ser necesario, validar el modelo experimentalmente. De lo contrario, los resultados pueden no reflejar fielmente el comportamiento real del sistema y su aceptación es arriesgada. No se debe olvidar que el método de los elementos finitos es un método matemático de cálculo que permite el estudio de problemas complejos y nunca se debe utilizar como herramientas de diseño o modelado realista sin una validación analítica o experimental previa.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] H.-P. Günther *et al.*, “Welded Connections of High-Strength Steels For The Building Industry,” *Welding in the World*, vol. 56, no. 5, pp. 86–106, 2012, doi: 10.1007/BF03321353.
- [2] X. Liu, Y. Wei, H. Wu, and T. Zhang, “Factor analysis of deformation in resistance spot welding of complex steel sheets based on reverse engineering technology and direct finite element analysis,” *J Manuf Process*, vol. 57, pp. 72–90, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2020.06.028>.
- [3] K. Zhou and P. Yao, “Overview of recent advances of process analysis and quality control in resistance spot welding,” *Mech Syst Signal Process*, vol. 124, pp. 170–198, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2019.01.041>.
- [4] E. Tolga Duran and M. Demiral, “Comparing and validating the numerical modeling of spot-welded fatigue failure using FEM and XFEM methods for HCF,” *Eng Fail Anal*, vol. 158, p. 108049, 2024, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2024.108049>.
- [5] V. Ungureanu, I. Both, M. Burca, B. Radu, C. Neagu, and D. Dubina, “Experimental and numerical investigations on built-up cold-formed steel beams using resistance spot welding,” *Thin-Walled Structures*, vol. 161, p. 107456, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2021.107456>.
- [6] H. Li and C. A. Duarte, “A two-scale generalized finite element method for parallel simulations of spot welds in large structures,” *Comput Methods Appl Mech Eng*, vol. 337, pp. 28–65, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cma.2018.03.030>.
- [7] A. Singh Bharaj, A. kewati, S. Shukla, S. Gedam, R. Kukde, and S. Verulkar, “Study of resistant spot welding and its effect on the metallurgical and mechanical properties _ a review,” *Mater Today Proc*, 2023, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.04.650>.
- [8] S. Xu and X. Deng, “An evaluation of simplified finite element models for spot-welded joints,” *Finite Elements in Analysis and Design*, vol. 40, no. 9, pp. 1175–1194, 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.finel.2003.08.006>.

-
- [9] S.-H. Lin, J. Pan, T. Tyan, and P. Prasad, “A general failure criterion for spot welds under combined loading conditions,” *Int J Solids Struct*, vol. 40, no. 21, pp. 5539–5564, 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0020-7683\(03\)00341-X](https://doi.org/10.1016/S0020-7683(03)00341-X).
- [10] T. Huin, S. Dancette, D. Fabrègue, and T. Dupuy, “Investigation of the Failure of Advanced High Strength Steels Heterogeneous Spot Welds,” *Metals (Basel)*, vol. 6, p. 111, May 2016, doi: [10.3390/met6050111](https://doi.org/10.3390/met6050111).
- [11] J. H. Song and H. Huh, “Failure characterization of spot welds under combined axial–shear loading conditions,” *Int J Mech Sci*, vol. 53, no. 7, pp. 513–525, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2011.04.008>.
- [12] K. L. Nielsen and V. Tvergaard, “Ductile shear failure or plug failure of spot welds modelled by modified Gurson model,” *Eng Fract Mech*, vol. 77, no. 7, pp. 1031–1047, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2010.02.031>.
- [13] A. Murias Bermejo, “Optimización de métodos de cálculo en estructuras laminares tridimensionales de chapa delgada,” Jul. 2015, Accessed: Jul. 01, 2024. [Online]. Available: <http://hdl.handle.net/10651/34518>
- [14] S. Kalpakjian and S. R. Schmid, *Manufactura, ingeniería y tecnología*, 5th ed. Pearson Educación, 2008.
- [15] M. P. Groover, *Fundamentos de manufactura moderna*, 3rd ed. McGraw-Hill, 2007.
- [16] H. Zhang, X. Qiu, F. Xing, J. Bai, and J. Chen, “Failure analysis of dissimilar thickness resistance spot welded joints in dual-phase steels during tensile shear test,” *Mater Des*, vol. 55, pp. 366–372, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.09.040>.
- [17] M. Pouranvari and S. P. H. Marashi, “On the failure of low carbon steel resistance spot welds in quasi-static tensile–shear loading,” *Mater Des*, vol. 31, no. 8, pp. 3647–3652, 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.02.044>.
- [18] M. Pouranvari, “Susceptibility to interfacial failure mode in similar and dissimilar resistance spot welds of DP600 dual phase steel and low carbon steel during cross-tension and tensile-shear loading conditions,” *Materials Science and Engineering: A*, vol. 546, pp. 129–138, 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2012.03.040>.

- [19] M. Pouranvari and P. Marashi, "Failure mode transition in AHSS resistance spot welds. Part I. Controlling factors," *Materials Science and Engineering A-structural Materials Properties Microstructure and Processing - MATER SCI ENG A-STRUCT MATER*, vol. 528, pp. 8337–8343, Nov. 2011, doi: 10.1016/j.msea.2011.08.017.
- [20] M. Goodarzi, S. P. H. Marashi, and M. Pouranvari, "Dependence of overload performance on weld attributes for resistance spot welded galvanized low carbon steel," *J Mater Process Technol*, vol. 209, no. 9, pp. 4379–4384, 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2008.11.017>.
- [21] M. Pouranvari, S. P. H. Marashi, and D. S. Safanama, "Failure mode transition in AHSS resistance spot welds. Part II: Experimental investigation and model validation," *Materials Science and Engineering: A*, vol. 528, no. 29, pp. 8344–8352, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2011.08.016>.
- [22] M. Pouranvari and P. Marashi, "Failure Behavior of Resistance Spot Welded Low Carbon Steel in Tensile-Shear and Coach-Peel Tests: A Comparative Study," *Metallurgija-Journal of Metallurgy*, vol. 15, Jan. 2009.
- [23] Y.-J. Xia *et al.*, "Online measurement of weld penetration in robotic resistance spot welding using electrode displacement signals," *Measurement*, vol. 168, p. 108397, 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2020.108397>.
- [24] V. R. Skal's'kyi and I. M. Lyasota, "Estimation of the heat-affected zone for the electron-beam welding of plates," *Materials Science*, vol. 46, no. 1, pp. 115–123, 2010, doi: 10.1007/s11003-010-9271-7.
- [25] M. Pouranvari, P. Marashi, and S. Mousavizadeh, "Failure mode transition and mechanical properties of similar and dissimilar resistance spot welds of DP600 and low carbon steels," *Science and Technology of Welding & Joining*, vol. 15, pp. 625–631, Oct. 2010, doi: 10.1179/136217110X12813393169534.
- [26] M. Pouranvari, S. Sobhani, and F. Goodarzi, "Resistance spot welding of MS1200 martensitic advanced high strength steel: Microstructure-properties relationship," *J Manuf Process*, vol. 31, pp. 867–874, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jmapro.2018.01.009>.

-
- [27] M. Pouranvari and S. P. H. Marashi, “Failure mode transition in AHSS resistance spot welds. Part I. Controlling factors,” *Materials Science and Engineering: A*, vol. 528, no. 29, pp. 8337–8343, 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2011.08.017>.
- [28] O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, *The Finite Element Method*, 5th ed. Butterworth-Heinemann, 2000.
- [29] S. Moaveni, *Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS*, 1st ed. Prentice-Hall, 1999.
- [30] E. Madenci and I. Guven, *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*, 2nd ed. Springer, 2015.
- [31] *ANSYS Mechanical APDL Structural Analysis Guide*, 2024 R1. ANSYS, 2024.
- [32] T. Belytschko, W. K. Liu, B. Moran, and K. I. Elkhodary, *Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures*, 2nd ed. John Wiley & Sons, 2014.
- [33] *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*, 2024 R1. ANSYS, 2024.
- [34] *ANSYS Mechanical User’s Guide*, 2024 R1. ANSYS, 2024.
- [35] J. Chakrabarty, *Theory of Plasticity*, 3rd ed. Butterworth-Heinemann, 2006. doi: 978-0-7506-6638-2.
- [36] *Curso de análisis de estructuras no-lineales*. INGECIBER, 2001.
- [37] E. A. de Souza Neto, D. Perić, and D. R. J. Owen, *Computational Methods for Plasticity*, 1st ed. John Wiley & Sons, 2008.
- [38] *ANSYS Mechanical APDL Contact Technology Guide*, 2024 R1. ANSYS, 2024.
- [39] A. Romero Ordóñez, P. Galvín Barrera, and M. Solís Muñiz, *Apuntes para el Análisis de Estructuras*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla, 2020.
- [40] A. C. Ugural and S. K. Fenster, *Advanced Mechanics of Materials and Applied Elasticity*, 6th ed. Pearson Education, 2020.
- [41] *ANSYS Mechanical APDL Element Reference*, 2024 R1. ANSYS, 2024.
- [42] E. Ventsel and T. Krauthammer, *Thin Plates and Shells: Theory, Analysis, and Applications*, 1st ed. CRC Press, 2001.

Bibliografía

- [43] S. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, *Theory of Plates and Shells*, 2nd ed. McGraw-Hill Book Company, 1959.
- [44] A. C. Ugural, *Plates and Shells: Theory and Analysis*, 4th ed. CRC Press, 2017.
- [45] I. Aguirre Saiz, “Medida de la deformación empleando la metodología óptica Digital Image Correlation (DIC),” 2022.

ANEXOS

ANEXO I. COMANDOS *APDL* DEL MODELO A

!Este código permite asignar al elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados unas propiedades distintas a las de los elementos BEAM188 que rigidizan la zona soldada
!Las unidades se corresponden con el sistema métrico (mm, kg, N, s, mV, mA)

!Se abre el entorno de preprocesamiento

`/PREP7`

!Se seleccionan todas las entidades

`ALLSEL,ALL`

!Se selecciona el elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados por coordenadas

`NSEL,S,LOC,X,117.4,117.6`

`NSEL,R,LOC,Y,22.4,22.6`

`ESLN,S,1`

!Se elimina el elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados

`EDELE,ALL`

!Se seleccionan todas las entidades

`ALLSEL,ALL`

!Se define un nuevo tipo de elemento al que se le asigna el número 20 y el tipo de elemento BEAM188

`ET,20,BEAM188`

!Se define una nueva sección a la que se le asigna el número 20, el tipo BEAM, el subtipo CSOLID y un radio de 3,536 mm

`SECTYPE,20,BEAM,CSOLID`

`SECDATA,3.536`

!Se crean 2 nodos que se corresponden con el par de puntos soldados

`N,50000,117.5,22.5,0`

`N,50001,117.5,22.5,2`

!Se selecciona el tipo (20), la sección (20) y el material (1) que asignar al nuevo elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados

`TYPE,20`

`SECNUM,20`

`MAT,1`

!Se crea el nuevo elemento BEAM188 entre los dos nodos correspondientes a los puntos soldados

`E,50000,50001`

!Se seleccionan todas las entidades

`ALLSEL,ALL`

!Se fusionan los 2 nodos que se corresponden con el par de puntos soldados con los ya existentes

NUMMRG,NODE

!Se modifica la sección de los elementos BEAM188 que rigidizan la zona soldada, asignándole un radio de 3,5355 mm

SECTYPE,9,BEAM,CSOLID

SECDATA,3.536

!Se seleccionan todas las entidades

ALLSEL,ALL

!Se abre el entorno de resolución

/SOLU

!Se especifica que se escriban en el archivo de resultados todos los ítems de solución, para poder consultar los esfuerzos en el elemento BEAM188 que une el par de puntos soldados

OUTRES,ESOL,ALL

!Se seleccionan todas las entidades

ALLSEL,ALL

ANEXO II. COMANDOS *APDL* DEL MODELO B

!Este código permite insertar el comando SWGEN que simula un punto de soldadura
!Las unidades se corresponden con el sistema métrico (mm, kg, N, s, mV, mA)

!Se abre el entorno de preprocesamiento

`/PREP7`

!Se seleccionan todas las entidades

`ALLSEL,ALL`

!Se define un nuevo tipo de elemento al que se le asigna el número 20 y el tipo de elemento BEAM188

`ET,20,BEAM188`

!Se define una nueva sección a la que se le asigna el número 20, el tipo BEAM, el subtipo CSOLID y un radio de 3,536 mm

`SECTYPE,20,BEAM,CSOLID`

`SECDATA,3.536`

!Se selecciona el tipo (20), la sección (20) y el material (1) que asignar al elemento BEAM188 que se va a crear con el comando SWGEN

`TYPE,20`

`MAT,1`

`SECNUM,20`

!Se asigna la etiqueta "top_spotweld_node" al número 20000 y se crea un nodo que coincide con el punto de soldadura de la chapa superior por coordenadas asignándole esta etiqueta

`*SET,top_spotweld_node,20000`

`N,top_spotweld_node,117.5,22.5,0`

!Se asigna la etiqueta "bottom_spotweld_node" al número 20001 y se crea un nodo que coincide con el punto de soldadura de la chapa inferior por coordenadas asignándole esta etiqueta

`*SET,bottom_spotweld_node,20001`

`N,bottom_spotweld_node,117.5,22.5,2`

!Se aplica el comando SWGEN, asignando a la soldadura generada el nombre "spotweld" y un radio de 3,536 mm. Las superficies unidas son las dos chapas (cuyas Named Selections son "top_sheet" y "bottom_sheet") y los nodos del punto de soldadura son los creados anteriormente

`SWGEN,spotweld,3.536,bottom_sheet,top_sheet,bottom_spotweld_node,top_spotweld_node,3.536`

ANEXO III. COMANDOS *APDL* DEL MODELO C

!Este código permite fusionar cada nodo extremo del elemento BEAM188 con el nodo común de los elementos SHELL181 al que va unido

!Las unidades se corresponden con el sistema métrico (mm, kg, N, s, mV, mA)

!Se abre el entorno de preprocesamiento

`/PREP7`

!Se seleccionan todas las entidades

`ALLSEL,ALL`

!Se fusionan todos los nodos coincidentes, que en este caso son los nodos extremos del elemento BEAM188, cada uno de los cuales se fusiona con el nodo común de los elementos SHELL181 al que va unido

`NUMMRG,NODE`