

TRABAJO DE FIN DE GRADO

EFFECTO DE LOS GRANDES DESPLAZAMIENTOS EN EL ANÁLISIS TENSIONAL DE UNIONES ADHESIVAS A SOLAPE

Presentado para la obtención del título de Ingeniera de Materiales por la Universidad de Sevilla

Autor

Carmen López Martín

Estudiante de Ingeniería de Materiales

Tutor

Alberto Barroso Caro

Dr. Ingeniero Industrial

Grupo de Elasticidad y Resistencia de Materiales
Facultad de Física
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2023

RESUMEN

El presente proyecto está enfocado en evaluar el efecto de los Grandes Desplazamientos en el estudio de uniones adhesivas metálicas a solape simple y doble.

Para ello se desarrollaron varios modelos de uniones adhesivas en el programa de modelización de elementos finitos (ANSYS Parametric Design Language) APDL y se analizaron bajo las hipótesis de Pequeños Desplazamientos y Grandes Desplazamientos. Una vez resueltos los modelos, se han estudiado detalladamente las tensiones tangenciales, tensiones de pelado y desplazamientos transversales obtenidos por el software.

Tras este análisis, se reprodujo experimentalmente un ensayo de la unión adhesiva en la configuración de solape simple mediante la aplicación de una carga de tracción, de acuerdo con la norma ASTM D1002, para correlacionar los resultados con los obtenidos mediante análisis numérico en ANSYS.

Durante la realización del ensayo, se ha empleado un escáner 3D (EINSCAN PRO HD) para obtener una nube de puntos correspondiente a la configuración deformada de la probeta y, poder correlacionar los desplazamientos transversales obtenidos numéricamente por el software y los obtenidos experimentalmente.

Finalmente, los resultados indicaron que las uniones adhesivas de solape simple muestran un comportamiento no lineal, siendo por tanto necesario usar el modelo en Grandes Desplazamientos [GD] para una correcta modelización. Por otro lado, se comprobó cómo al cambiar el tipo de unión, a una unión a solape doble, muestra un comportamiento bastante lineal, no siendo necesario la complejidad del uso de los GD para su correcta modelización.

Los resultados han demostrado que, una mejora en la distribución de la carga a lo largo de la unión con la configuración de solape doble produce una disminución en la excentricidad de la carga que disminuye a su vez el giro de la unión y, por tanto, los desplazamientos y las tensiones.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a Alberto Barroso Caro, por brindarme la oportunidad de trabajar con él, por su infinita paciencia, ayuda y consejos.

Agradecer a mis padres y mi hermana, que siempre me han apoyado en todo y han confiado en mí. Por enseñarme a no rendirme nunca y a luchar por lo que quiero.

A mi tita Carmen por este año tan difícil, sin duda, no lo hubiese logrado sin ella.

A David, por su comprensión, apoyo, paciencia y ayuda desde el primer día.

A mi familia y amigas, por creer en mí, por hacerme ser la persona que soy y acompañarme durante todo este camino.

A Jorge, por su apoyo, por sacar tiempo para mí de donde no tenía y fomentar mi interés por la investigación.

Y, por último, a la nueva familia que he formado estos cuatro años en la carrera, por hacerme reír, acompañarme, creer en mí y acogerme.

Carmen López Martín

Sevilla, mayo de 2023.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Motivación	1
1.2. Problema de estudio	2
1.3. Uniones adhesivas	3
1.4. Modelos de análisis	4
2. MODELO NUMÉRICO	8
2.1. Comando en ANSYS	8
2.1.1. Código para unión a solape simple.....	8
2.1.2. Código para unión a solape doble	16
2.1.3. Código para unión a solape simple de la probeta real	16
3. RESULTADOS NUMÉRICOS Y DISCUSIÓN.....	18
3.1. Análisis de convergencia en unión a solape simple mediante Grandes Desplazamientos 18	
3.2. Comparación de Grandes y Pequeños Desplazamientos en unión a solape simple	21
3.3. Comparación de Grandes y Pequeños Desplazamientos en unión a solape doble	25
4. TRABAJO EXPERIMENTAL	29
4.1. Materiales empleados	29
4.2. Ensayo realizado	31
5. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y DISCUSIÓN	35
5.1. Análisis de resultados Experimentales	35
6. CONCLUSIONES.....	39
BIBLIOGRAFÍA.....	40

1.1. Motivación

Los adhesivos han sido utilizados ampliamente en diversas aplicaciones a lo largo de la historia y en la actualidad, la tecnología de la adhesión se encuentra en una fase de crecimiento exponencial como método de unión de materiales estructurales. Asimismo, la necesidad de desarrollar nuevos materiales y reducir el peso, especialmente en el sector transporte, ha impulsado la incorporación de las uniones adhesivas en aplicaciones donde se utilizaban sistemas de unión como la soldadura o las uniones mecánicas. En consecuencia, las uniones adhesivas ofrecen rendimientos similares y, en ocasiones, superiores a los proporcionados por estos métodos de unión [1].

En la industria aeronáutica y automotriz, el uso de uniones adhesivas permite reducir la cantidad de componentes necesarios para la unión de materiales estructurales, tales como tornillos, remaches y abrazaderas, lo que se traduce en diseños más ligeros y una disminución en los costos de manipulación y almacenamiento [1].

No obstante, las uniones adhesivas presentan una desventaja que limita su aplicación, la cual se refiere a su resistencia a largo plazo. La rotura por fatiga es la principal causa de fallo en los materiales, y representa aproximadamente el 85% de las fallas de los materiales estructurales en servicio. Este proceso de falla se asocia con la acumulación de daño en la interfaz adhesiva, lo que puede llevar a una pérdida de adherencia y eventualmente a la fractura de la unión [2].

El presente trabajo surge con el propósito de aumentar los conocimientos existentes sobre el comportamiento de las uniones adhesivas metálicas a solape sometidas a un ensayo de tracción.

1.2. Problema de estudio

El problema que se trata de resolver se puede representar en la Fig. 1 en la cual se muestra una unión a solape simple empotrada a la izquierda y con un desplazamiento prescrito a la derecha, impidiendo el desplazamiento vertical y el giro.

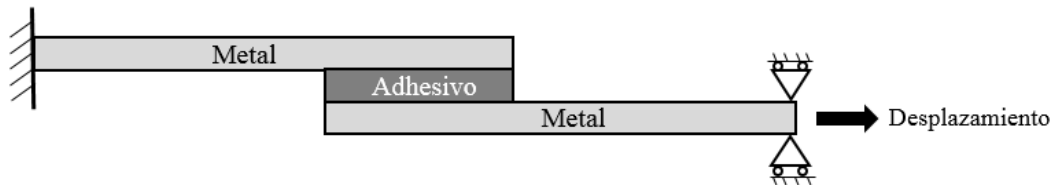


Fig. 1- Esquema de unión a solape simple bajo estudio.

Conocidos los materiales de adherentes y adhesivo, parámetros geométricos, propiedades mecánicas y condiciones de contorno, se busca determinar cómo afectan los GD a su análisis tensional, siendo de interés ya que, la excentricidad de la carga presente en este tipo de uniones genera un momento flector que resulta en un giro en la zona de solape. Además, es de utilidad compararlo con resultados obtenidos en Pequeños Desplazamientos [PD] y comprobar cuál de las dos situaciones se asemeja al estado real mediante un ensayo experimental.

Además de la unión a solape simple, se va a realizar el mismo análisis numérico para una unión adhesiva a solape doble como se muestra en la Fig. 2, para así comparar cómo afectan los GD al cambiar el tipo de unión, ya que esta unión, por la presencia del plano de simetría, no gira.

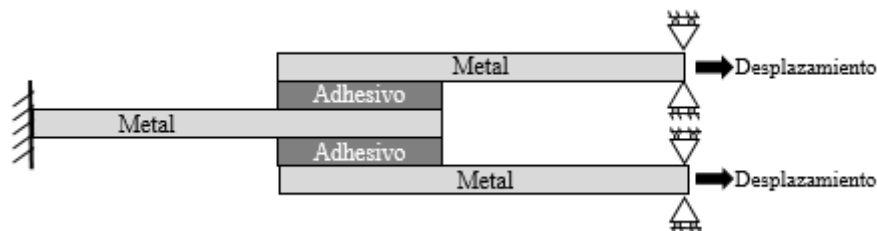


Fig. 2- Esquema de unión a solape doble bajo estudio.

Este Trabajo de Fin de Grado (TFG) se centrará en los pasos a seguir para desarrollar los modelos mediante un software de Elementos Finitos (FEM) llamado ANSYS APDL. Además, constará del estudio del efecto de los GD en el análisis tensional de las uniones

adhesivas a solape simple y doble. Y, por último, se realizará un ensayo experimental, donde se somete una unión a solape simple a cargas de tracción, para poder determinar si este tipo de uniones siguen un comportamiento lineal o no lineal al compararlo con los resultados obtenidos por el software.

1.3. Uniones adhesivas

Un adhesivo es una sustancia capaz de unir las superficies en contacto de dos sólidos. Las uniones adhesivas son ampliamente utilizadas en el sector aeronáutico e ingenieril por lo que el análisis y diseño de estas son un punto clave en la concepción de una estructura y el cálculo de su capacidad portante.

Las uniones adhesivas presentan las siguientes ventajas con respecto a otros métodos de unión:

- Existe la posibilidad de realizar uniones de materiales distintos sin requerir medidas precautorias adicionales. Esto se debe a que el adhesivo mismo desempeña la función de membrana.
- Mejora de la vida a fatiga por una distribución de tensiones uniforme.
- Diseños más ligeros que uniones mecánicas (remaches o bulones), dado que el peso requerido es mucho menor.
- Superficies externas suaves sin necesidad de avellanado como en las uniones mecánicas.

Desde una perspectiva estructural, las uniones adhesivas son más efectivas en disposiciones a solape donde el adhesivo se somete a esfuerzos cortantes. Sin embargo, no es recomendable su uso en uniones a tope, en la cual el adhesivo trabaja principalmente a tracción.

En una unión adhesiva a tope, donde el adhesivo trabaja mayoritariamente a tracción, la aparición de la grieta es perpendicular a la dirección de tracción. En una unión a solape, con el adhesivo trabajando a cortadura, se generan grietas por tracción a 45° que progresan en modo I hasta los adherentes, donde deben cambiar su trayectoria trabajando en modo II (Fig. 3).

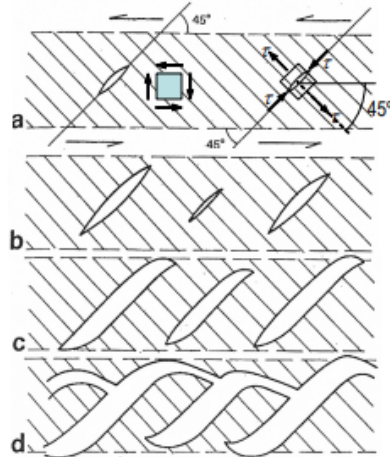


Fig. 3- Fallo a cortadura en el adhesivo [3].

Tomando en cuenta estas consideraciones, las configuraciones más usuales de uniones adhesivas se pueden observar en la Fig. 4.

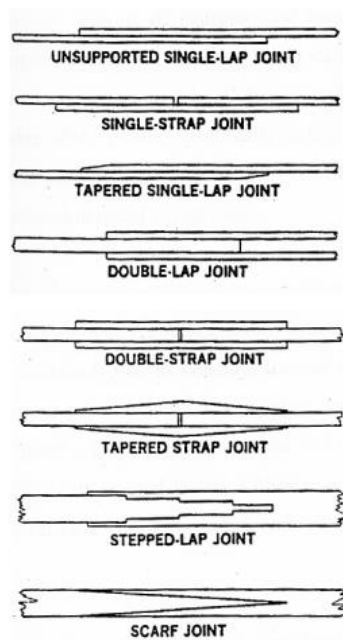


Fig. 4- Tipología de uniones adhesivas [3].

El presente trabajo se centrará en las uniones a solape simple y a solape doble.

1.4. Modelos de análisis

Volkersen (1938) propuso el primer modelo teórico utilizado para determinar el estado de tensión en uniones a solape (Fig. 5(a)). Su análisis se enfocó en uniones a solape simple, y solo tomó en cuenta la deformación causada a tracción en los adherentes y la

deformación a cortadura en el adhesivo. Posteriormente, Bruyne (1944) adaptó el modelo de Volkersen para ser aplicado en uniones a solape doble (Fig. 5(b)).

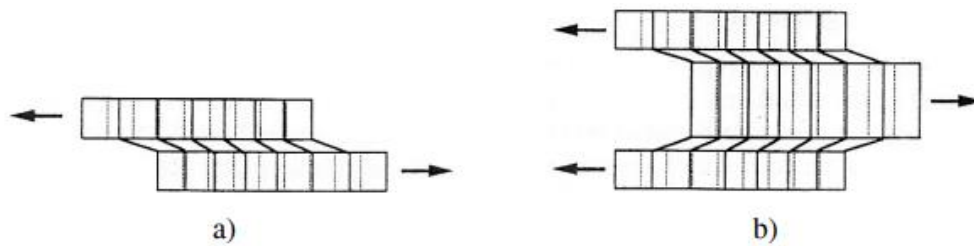


Fig. 5- (a) Modelo de Volkersen y (b) Modelo de Bruyne [3].

El modelo de Volkersen presenta una deficiencia en lo que respecta a las uniones a solape simple, ya que no contempla el efecto de la excentricidad de la carga en la zona de solape. Esta excentricidad (Fig. 6) produce un momento flector que resulta en un giro de la zona de solape, lo que genera tensiones normales en el adhesivo en la dirección del espesor. A estas tensiones se les conoce como tensiones de pelado.

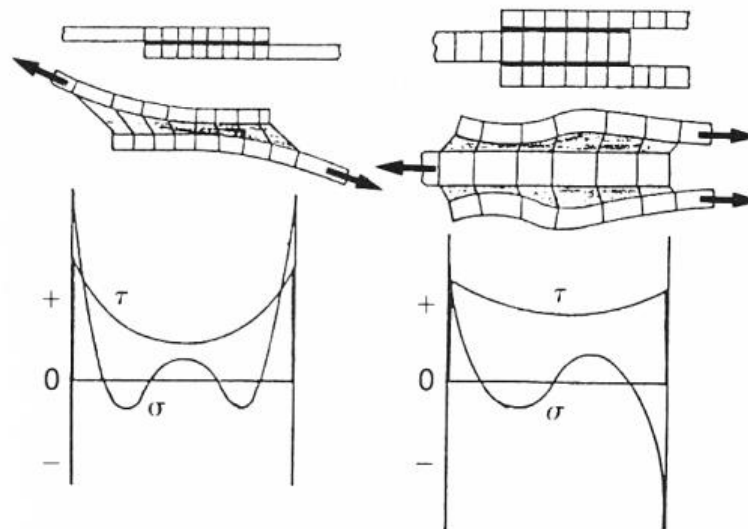


Fig. 6- Efecto de la excentricidad en las uniones a solape [3].

Goland y Reissner (1944) abordaron con detenimiento la relevancia de la flexión en las uniones adhesivas. En su modelo, incluyeron la habilidad de flexión de los adherentes y consideraron las tensiones de pelado en la capa del adhesivo como se observa en la Fig. 7.

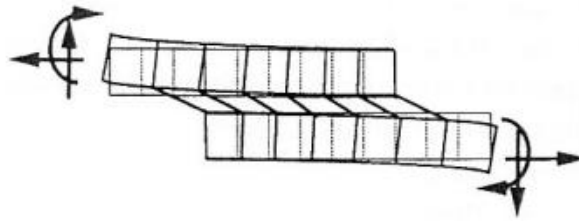


Fig. 7- Modelo de Goland y Reissner [3].

Hart-Smith (1973 y 1974) logró un avance significativo en la mejora de los modelos anteriores, representando un salto cualitativo en su desarrollo. Las mejoras implementadas en comparación con los modelos mencionados se pueden resumir de la siguiente manera:

- Se ha incorporado el análisis de materiales compuestos en el estudio, y se han realizado varios análisis paramétricos que consideran la distribución de las fibras unidireccionales alineadas con la carga dentro del laminado. Los análisis se han personalizado para diversos tipos de laminados comunes de fibra de carbono, diferentes tipos de adhesivos y fibras de alto módulo o alta resistencia.
- Se han incorporado en los análisis los efectos de la temperatura y las diferencias en los coeficientes de dilatación térmica de los adherentes.
- En cuanto a los materiales, Hart-Smith ha incluido en los análisis la capacidad de comportamiento no lineal en el adhesivo, asumiendo una ley de comportamiento elasto-plástico.
- En la unión a solape simple, se han corregido las expresiones del momento de flexión generado por la rotación de la zona de solape, causada por la excentricidad de la carga.

En cuanto a la corrección del momento flector originado por la excentricidad de la carga, el modelo de Goland y Reissner predice valores del momento mayores que el de Hart-Smith (Fig.8) por lo que, aunque sí tuvieron en cuenta los Grandes Desplazamientos, eliminaron el efecto del adhesivo en la determinación del momento flector, que sí tuvo en cuenta en el modelo de Hart-Smith.

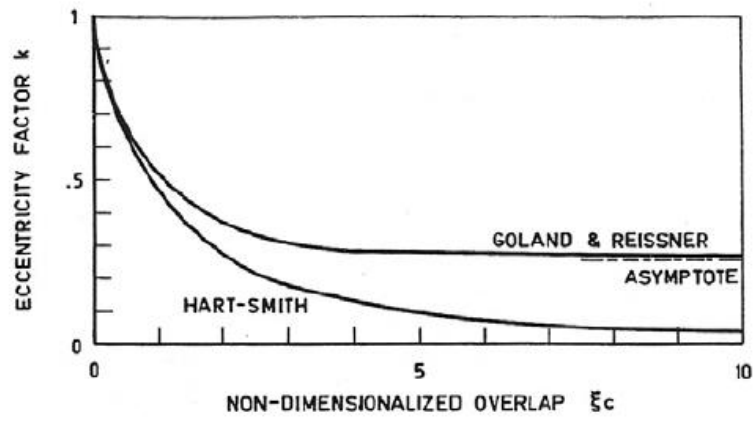


Fig. 8- Diferencia entre los momentos de flexión de los modelos de GyR y H-S [3].

2.1. Comando en ANSYS

La parte fundamental de este proyecto consiste en la simulación, mediante Elementos Finitos, de uniones adhesivas a solape en el software APDL (ANSYS Parametric Design Language). Durante este desarrollo se ha usado el software APDL por la posibilidad de trabajar con comandos de texto evitando el uso de interfaz gráfica. El comando usado se detallará paso a paso sobre el mismo.

Para elaborar el problema de estudio ha sido necesario el aprendizaje del software APDL desde cero, usando el diccionario de comandos propio del software y conociendo el funcionamiento de cada uno de ellos.

2.1.1. Código para unión a solape simple

- Pre-proceso

El proceso de simulación debe empezar por la parametrización de las dimensiones de la estructura, siendo un paso clave para llevar a cabo una optimización de tiempo y recursos y una resolución eficiente. Las dimensiones de la unión a solape simple se pueden identificar en la Fig. 9.

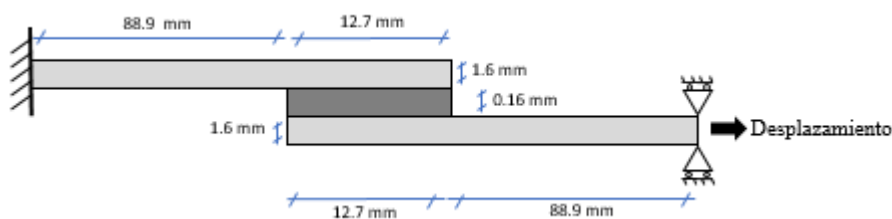


Fig. 9- Dimensiones de unión a solape simple.

Para parametrizar el código, se han definido las siguientes variables:

- EADH: Espesor del adhesivo
- EAD: Espesor del adherente
- LS: Longitud de solape
- LADFZS: Longitud del adherente fuera de la zona de solape

!-----

!Parametrizar las dimensiones

!Defino las variables

EADH=0.16

EAD=1.6

LS=12.7

LADFZS=88.9

!Adherente 1 (Izquierdo)

AD1_X1=0

AD1_X2= LADFZS

AD1_Y1=0

AD1_Y2= EAD

!Adherente 2 (Izquierdo)

AD2_X1= AD1_X2

AD2_X2= AD1_X2+ LS

AD2_Y1= AD1_Y1

AD2_Y2= AD1_Y2

!Adhesivo

ADH_X1=AD2_X1

ADH_X2=AD2_X2

ADH_Y1=- EADH

ADH_Y2= AD1_Y1

!Adherente 3 (Derecho)

AD3_X1= AD2_X1

AD3_X2= AD2_X2

AD3_Y1= ADH_Y1- AD1_Y2

AD3_Y2= ADH_Y1

!Adherente 4 (Derecho)

AD4_X1= AD2_X2

AD4_X2= AD2_X2+AD1_X2

AD4_Y1= AD3_Y1

AD4_Y2= AD3_Y2

Una vez parametrizado el modelo, se construye la unión creando rectángulos mediante una geometría en 2D (Fig. 10). En este caso, se crean cinco rectángulos para simular la unión:

- Rectángulo 1: Pertenece a la zona fuera de la longitud de solape del adherente superior.
- Rectángulo 2: Pertenece a la zona de longitud de solape del adherente superior.
- Rectángulo 3: Pertenece al adhesivo.
- Rectángulo 4: Pertenece a la zona fuera de la longitud de solape del adherente inferior.
- Rectángulo 5: Pertenece a la zona de longitud de solape del adherente inferior.

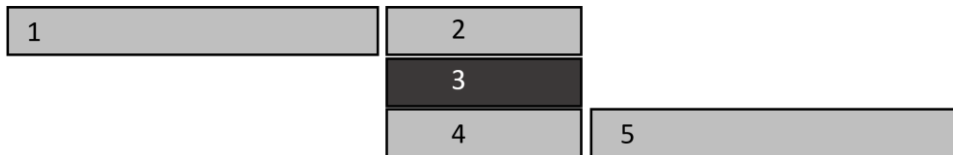


Fig. 10- Geometría simulada en ANSYS.

La razón de separar la geometría de la unión en cinco es para diferenciar las zonas que pertenecen a la longitud de solape y la que está fuera de la zona de solape, para que así el mallado sea más fácil y se tenga un mayor control.

Una vez hecha la geometría es importante incluir el comando AGLUE, este genera nuevas áreas “pegando” las áreas de entrada abarcando la misma geometría que las áreas originales. Este comando da como resultado la fusión de los nodos en los límites del área común simulando una unión adhesiva. Si este comando no se incluye, la estructura no se comportaría como una sola pieza, si no como varias geometrías por separado.

```
!-----
!Geometría
/PREP7
RECTNG,AD1_X1,AD1_X2,AD1_Y1,AD1_Y2,
RECTNG,AD2_X1,AD2_X2,AD2_Y1,AD2_Y2,
RECTNG,ADH_X1,ADH_X2,ADH_Y1,ADH_Y2,
RECTNG,AD3_X1,AD3_X2,AD3_Y1,AD3_Y2,
RECTNG,AD4_X1,AD4_X2,AD4_Y1,AD4_Y2,
```

```
!Unir los nodos del adherente-adhesivo para que se comporte como una
unión
AGLUE,ALL
```

A continuación, se trata de definir los materiales a usar, sus propiedades mecánicas y el tipo de elemento. El material usado para los adherentes es el Aluminio con un módulo de Young de 68.67 GPa y un módulo de Poisson de 0.33. Para el adhesivo, el material usado se trata de una resina con un módulo de Young de 3 GPa y módulo de Poisson de 0.35. En este caso, el elemento a usar se trata de PLANE 182, este tipo de elemento se usa para modelar estructuras sólidas en 2D.

```
!-----
!Propiedades de los adherentes metálicos
MP,EX,1,68670
MP,PRXY,1,0.33

!Propiedades del adhesivo
MP,EX,2,3000
MP,PRXY,2,0.35

!Tipo de elemento
ET,1,PLANE182
```

El siguiente paso es significativo para los resultados del análisis. Se trata de la generación de la malla.

Previamente al mallado, se ha realizado un análisis de convergencia. Este se lleva a cabo para obtener una solución precisa con una malla que sea lo suficientemente refinada, pero que no demande una cantidad excesiva de recursos de procesamiento. En el apartado 3.1 se explica detalladamente el procedimiento del estudio de convergencia y mallado de la unión.

```
!-----
!Análisis de convergencia
!N=0.03
!tam=0.08 (2 elementos en el espesor)
tam=0.04
!tam= 0.0266667 (6 elementos en el espesor)
```

```

!tam=0.02 (8 elementos en el espesor)

!-----
!Mallado
!Mallado del adhesivo
ESIZE,tam
MAT,2
AMESH,8

!Mallado del adherente superior (sobre la longitud de solape)
ESIZE,tam*2
MAT,1
AMESH,6

!Mallado del adherente inferior (sobre la longitud de solape)
ESIZE,tam*2
MAT,1
AMESH,7

!Mallado gradual (crece exponencialmente)
!Mallado del adherente superior (fuera de la zona de solape)
LESIZE,3,,N*2,100
LESIZE,1,,, N*2,100
MAT,1
AMESH,1

!Mallado del adherente inferior (fuera de la longitud de solape)
LESIZE,27,,, N*2,100
LESIZE,28,,, N*2,100
MAT,1
AMESH,9

```

- **Proceso**

A continuación, se aplican las condiciones de contorno en los extremos de la unión a solape simple. Se trata de un empotramiento en el extremo izquierdo del adherente superior y un desplazamiento longitudinal en el extremo derecho del adherente inferior impidiendo el desplazamiento vertical y el giro, tal y como se muestra en la Fig. 1. El desplazamiento aplicado en este caso es de 2.5 mm.


```

!-----
!Condiciones de contorno
!Empotramiento a la izquierda del adherente 1 y desplazamiento
longitudinal preescrito en la derecha del adherente 2
DL,4, ,ALL,0
DL,18, ,UY,0
DL,18, ,UX,2.5

```

Como se va a resolver el problema en GD y PD, hay que realizar una distinción en la escritura del código. Para resolver en GD es necesario aplicar las siguientes condiciones de no linealidad geométrica, las cuales hay que eliminar al resolver en Pequeños Desplazamientos.

```

!-----
!Aplicación de la No linealidad. Grandes Desplazamientos
!Obviar esta parte del código al resolver en Pequeños Desplazamientos
ANTYPE,0
NLGEOM,1
DELTIM,1,0.01,1
OUTRES,ERASE
OUTRES,ALL,-1
TIME,10

```

Obtención de la solución una vez que son conocidos todos los valores del problema.

```

!-----
!Solve
/REPLOT,RESIZE
FINISH
/SOL
/STATUS,SOLU
SOLVE

```

- Post-proceso

El post-proceso es la etapa referida al análisis y evaluación de los resultados obtenidos. La importancia de este apartado es aplicar el juicio de la ingeniería para determinar si los resultados son razonables.

Para visualizar los resultados en la zona donde nos interesa, es necesario crear una ruta y establecer los parámetros necesarios. Para obtener los desplazamientos transversales [U_Y] se ha creado un camino que recorre la línea superior del adherente superior. Y para conocer las tensiones de pelado [σ_Y] y a cortadura [σ_{XY}], se ha creado la ruta en la línea media del adhesivo para evitar incluir zonas con singularidad de tensiones. En este caso, se ha utilizado la interfaz del software, ya que resulta más fácil la selección manual de los nodos necesarios para crear la ruta.

!-----

!Crear camino en la mitad del adhesivo y obtención de σ_{XY} y σ_Y

Main Menu>General Postproc>Path Operations>Define Path>By Nodes

Una vez se siguen los siguientes pasos, se selecciona el nodo inicial y final de la ruta (Fig. 11), en este caso, como se ha mencionado anteriormente, es necesario seleccionar los nodos de la mitad del adhesivo.

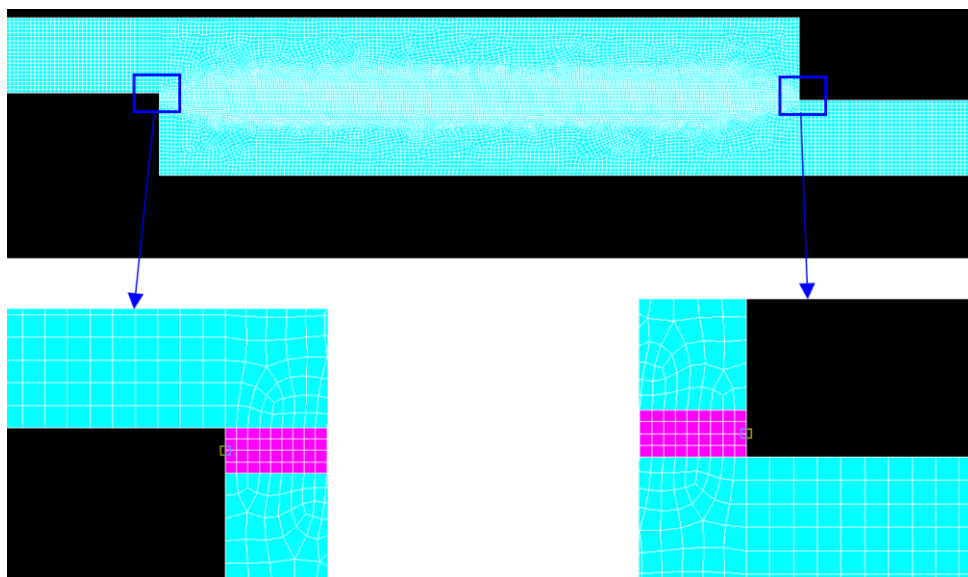


Fig. 11- Detalles de los nodos inicial y final de la ruta en la mitad del adhesivo.

Ya creada la ruta, se definen las variables a obtener, para ello es necesario seguir los siguientes pasos del menú:

Main Menu>General Postproc>Path Operations>Map onto Path

Al seleccionar estos comandos del menú, aparece una ventana donde se pueden seleccionar las variables. Se seleccionan las tensiones a cortadura [σ_{XY}] y las tensiones de pelado [σ_Y]. Y por último, se ordena la representación de los resultados en una lista de la siguiente manera:

Main Menu>General Postproc>List Results>Path Items

Para la obtención de los desplazamientos transversales [U_Y] se sigue el mismo comando que el anterior seleccionando los nodos inicial y final de la línea superior del adherente superior, y en la ventana donde se seleccionan las variables a determinar, se escoge U_Y .

Por último, es necesario la obtención de la fuerza de reacción longitudinal en el adherente superior en las dos distribuciones, para GD y PD, explicada la razón en el apartado 3.2. Para ello se ha elaborado el siguiente código:

```
NSEL, S, LOC, X, 0  
PRRSOL, FX
```

El comando NSEL selecciona un subconjunto de nodos, en este caso, selecciona los nodos para los cuales la coordenada X vale cero, es decir, los nodos de la línea vertical donde se encuentra el empotramiento. Y el comando PRRSOL imprime la solución de reacción del nodo restringido, en este caso, devuelve la fuerza de reacción longitudinal en los nodos donde la coordenada X vale cero.

2.1.2. Código para unión a solape doble

Una opción de simular la unión a solape doble sin tener que cambiar la geometría del código anterior es incluyendo un empotramiento de bolas en el adherente superior, tal y como se muestra en la Fig. 12.

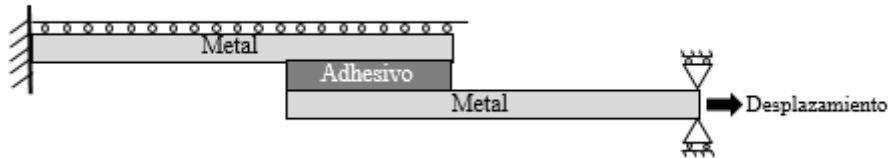


Fig. 12- Esquema simplificado de unión a solape doble.

Por lo que el código de la unión a solape doble es igual al de solape simple cambiando las condiciones de contorno de la siguiente manera:

```
!-----  
!Condiciones de contorno  
!Simular un empotramiento de bolas en el adherente superior  
DL,3, ,UY,0  
DL,22, ,UY,0  
!Aplicar las mismas condiciones que en unión a solape simple  
DL,4, ,ALL,0  
DL,18, ,UY,0  
DL,18, ,UX,2.5
```

2.1.3. Código para unión a solape simple de la probeta real

El código para simular la unión real es el mismo que el del apartado 2.1.1 cambiando las dimensiones de la probeta, la condición de desplazamiento en el extremo derecho y la obtención de U_Y en el Post-proceso.

Se cambiaron las dimensiones ya que las probetas fabricadas para el ensayo eran más cortas y para poder compararlas con el análisis mediante FEM, ha sido necesario adaptar el modelo numérico al ensayo real. Como el modelo se ha parametrizado, sólo se ha cambiado el valor de uno de los parámetros, siendo este la longitud libre.

Las dimensiones representadas en la Fig. 13 son las usadas en ANSYS, eliminando la zona de agarre.

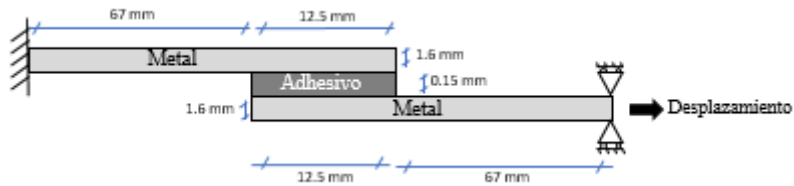


Fig. 13- Dimensiones de unión a solape simple de la probeta real.

En este caso, el desplazamiento prescrito a la derecha es de 1.5 mm.

```

!-----
!Parametrizar las dimensiones
!Defino las variables
EADH=0.15
EAD=1.6
LS=12.5
LADFZS=67
!-----
!Condiciones de contorno
!Empotramiento a la izquierda del adherente 1 y desplazamiento
longitudinal prescrito en la derecha del adherente 2
DL,4, ,ALL,0
DL,18, ,UY,0
DL,18, ,UX,1.5

```

Para poder obtener los desplazamientos transversales de la unión completa, es necesario crear dos rutas, una desde el inicio hasta el final de la línea superior del adherente superior y otra en la línea superior del adherente inferior desde el final de la zona de solape hasta el final del adherente, como se representa en la Fig. 14.

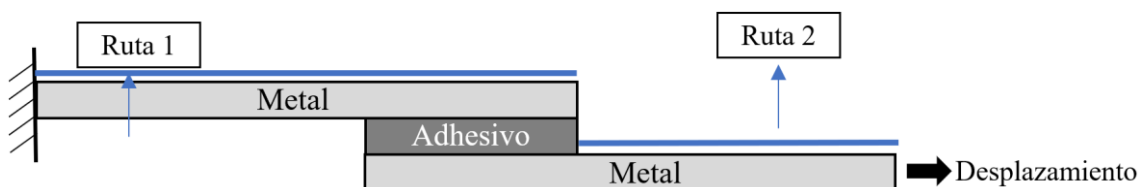


Fig. 14- Rutas para obtener los desplazamientos transversales.

3. RESULTADOS NUMÉRICOS Y DISCUSIÓN

3.1. Análisis de convergencia en unión a solape simple mediante Grandes Desplazamientos

Se entiende por convergencia de un método numérico como el estudio en el que se valora la solución obtenida en función del tamaño decreciente de la malla, con el objetivo de que el estudio no se vea afectado por el tamaño de la malla [4].

Para ello, es necesario hacer un buen uso de las herramientas de mallado y evitar problemas de peso computacional.

Se requieren los siguientes pasos básicos para el estudio de la convergencia:

- Crear una malla con un número de elementos mínimo, que sea razonable, y analizar el modelo.
- Se vuelve a crear otra malla con una distribución de elementos más densa y se analiza el modelo.
- Se continúa incrementando la densidad de la malla y se comparan los distintos datos obtenidos hasta que los resultados converjan de manera satisfactoria bajo un material definido.

Para realizar este análisis se va a mallar la estructura con un tamaño controlado por dos variables: "tam" y "N".

- En el adhesivo el tamaño del elemento es "tam" y va tal cual: 0.08 para 2 elementos en el espesor / 0.04 para 4 elementos en el espesor / 0.027 para 6 elementos en el espesor.
- En las dos áreas de los adherentes (por encima y por debajo de la longitud de solape) el valor del tamaño es "2 x tam"
- En las áreas fuera de la zona de solape, el tamaño de los elementos aumenta progresivamente a medida que nos alejamos de la longitud de solape, pero el factor del que dependa el número de elementos en esas áreas debe variar en la misma proporción. Por ejemplo, si se pone un tamaño creciente a medida que te alejas y pones "N" elementos en las líneas horizontales, cuando pases de 0.08 a 0.04 debes poner "2xN" elementos y cuando tengas 0.027, debes poner "3xN"

elementos. Para el problema a resolver se ha escogido un valor inicial de $N=0.03$.

El problema de realizar un mallado gradual es que el número de elementos crece exponencialmente por lo que el número de elementos en total superaría el límite de la versión de estudiantes y no dejaría resolver el problema.

Los resultados se van a medir en la línea media del adhesivo, obteniendo los valores de las tensiones a cortadura $[\sigma_{xy}]$ y las tensiones de pelado $[\sigma_y]$ a lo largo de la longitud de solape $[S]$.

Para un tamaño de $tam=0.08$ (2 elementos en el espesor) y $N=0.03$, se obtienen 14643 elementos en total.

Para un tamaño de $tam=0.04$ (4 elementos en el espesor, Fig. 15) y N^*2 , se obtienen 58396 elementos.

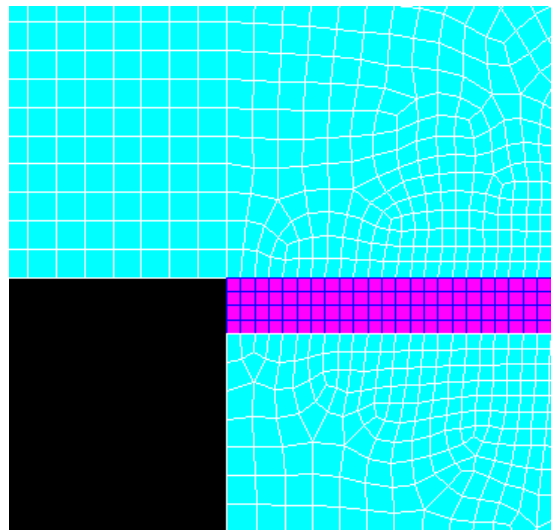


Fig. 15- Visualización del número de elementos en el adhesivo para $tam=0.04$.

Para un tamaño de $tam= 0.027$ (8 elementos en el espesor) y N^*3 , se obtienen 132697 elementos y para $tam=0.02$ se obtienen 236858 elementos, por lo que para estos dos últimos valores de “tam”, el número de elementos supera la versión de estudiantes y no se podría resolver.

En este caso, se ha realizado el estudio en el Centro Avanzado de Tecnologías Aeroespaciales (CATEC) por lo que se ha usado el software ANSYS versión 19.2, R1 (2019), permitiendo realizar el análisis para un número superior de elementos.

En las Fig. 16 y Fig. 17 se pueden visualizar los valores obtenidos mediante el estudio de convergencia.

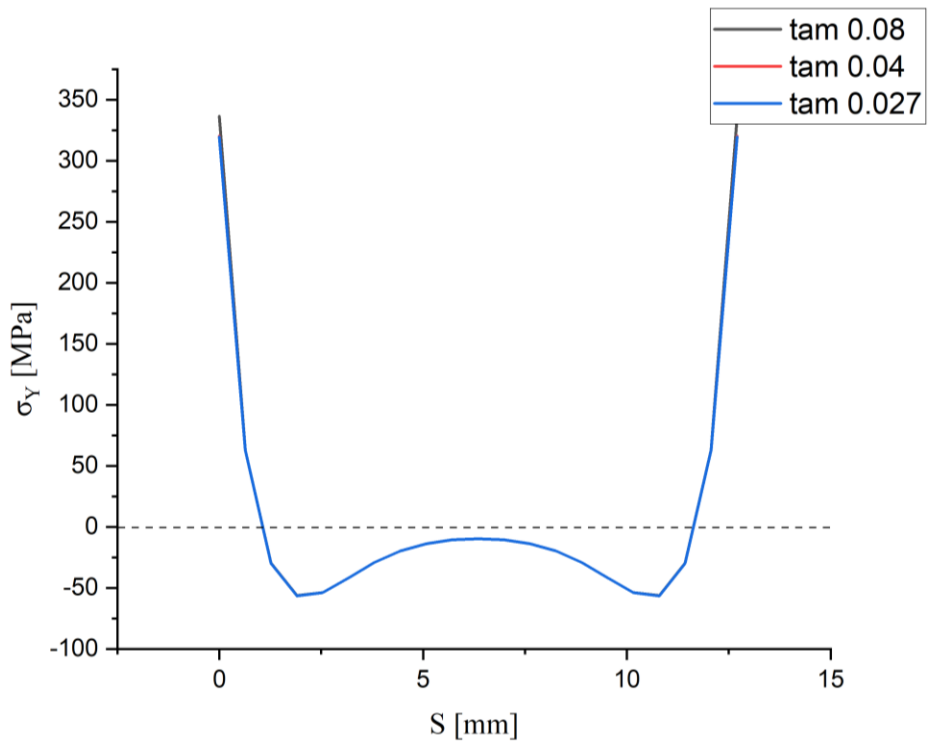


Fig. 16- Análisis de convergencia representando las tensiones de pelado [σ_Y] frente a la longitud de solape [S].

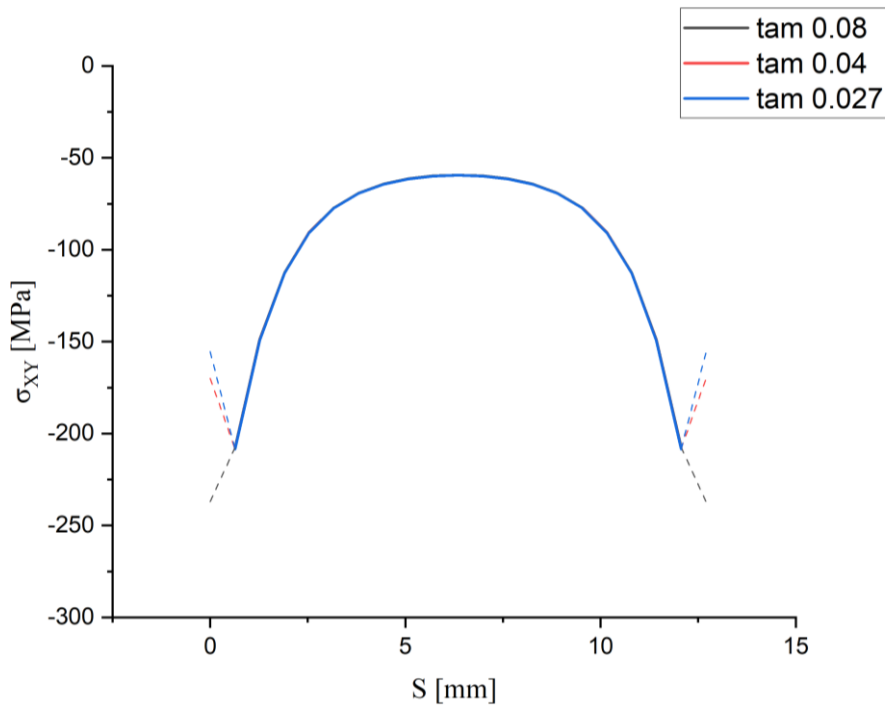


Fig. 17- Análisis de convergencia representando las tensiones a cortadura [σ_{XY}] frente a la longitud de solape [S].

Cabe mencionar que, este análisis se ha realizado para la situación de GD por ser el “protagonista” de este Trabajo de Fin de Grado, aun así, podría realizarse para la situación de PD, ya que tomar el equilibrio en la configuración deformada o indeformada hace que las cargas y los momentos cambien de posición y de valor, pero convergiendo de igual manera. El análisis de convergencia no se centra en el valor numérico, si no en si la malla usada es la adecuada y los datos convergen satisfactoriamente.

En la Fig. 16 donde se muestran las tensiones de pelado $[\sigma_Y]$ se observa como el comportamiento es idéntico para los distintos tamaños de "tam".

Se observa con claridad en el análisis de las tensiones a cortadura $[\sigma_{XY}]$ en la Fig. 17 como al cambiar el tamaño de malla, evitando las cercanías a las esquinas, el comportamiento es idéntico, por lo que, en teoría bastaría con el tamaño de malla mayor. Los picos que aparecen en los extremos, representados en la gráfica como líneas discontinuas, están condicionados por la presencia de singularidades en las esquinas de la longitud de solape.

En cualquier caso, convendría quedarse con el tamaño intermedio, "tam=0.04", pues recoge mejor lo que va pasando "cerca" de las singularidades.

3.2. Comparación de Grandes y Pequeños Desplazamientos en unión a solape simple

- En primer lugar, las tensiones $[\sigma_Y]$ y $[\sigma_{XY}]$ las vamos a comparar siempre en la línea media del adhesivo, ahí es donde interesan.
- Los desplazamientos $[U_Y]$, que son los significativos, se pueden comparar en la línea superior de uno de los adherentes, al haber simetría de rotación, la U_Y del otro adherente será igual, pero de signo contrario.

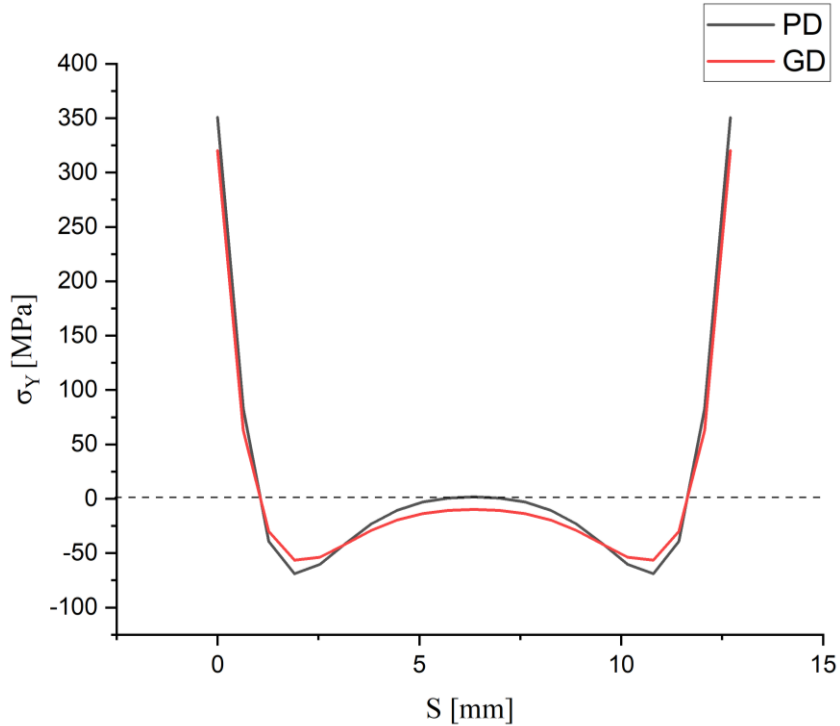


Fig. 18- Comparación de tensiones de pelado [σ_Y] mediante GD y PD en la línea media del adhesivo.

La suma (la integral) de las tensiones de pelado a lo largo de la longitud de solape tiene que ser igual que la carga vertical aplicada en el extremo derecho.

Como la carga vertical aplicada es cero, las dos distribuciones de tensiones de pelado tienen resultante nula, y por ser iguales las cargas (cero), las distribuciones son parecidas punto a punto.

En cuanto al comportamiento de las tensiones de pelado, se observa en la Fig.18 como las tensiones son mayores en los bordes de la unión que en el centro. Es interesante mencionar que como la resultante vertical es cero, si la solución tiene valores mayores en el centro de la unión, debe tener valores menores cerca de los extremos, compensando así las cargas y obteniendo una resultante nula.

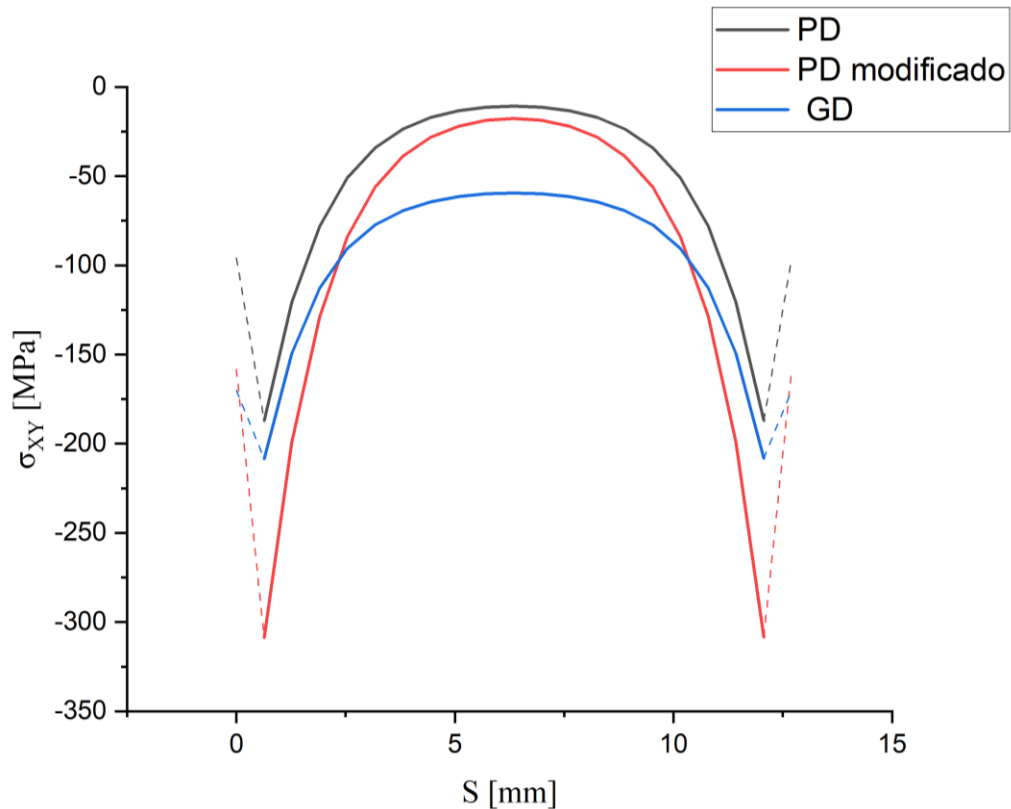


Fig. 19- Comparación de tensiones a cortadura [σ_{XY}] mediante GD y PD en la línea media del adhesivo.

En cuanto a las tensiones tangenciales, en principio, no son comparables los resultados en Grandes y Pequeños Desplazamientos, debido al siguiente motivo:

La suma (la integral) de las tensiones tangenciales a lo largo de la longitud de solape tiene que ser igual que la carga horizontal aplicada en el extremo.

Cuando dos placas comienzan a ensayarse a tracción, si una de ellas se mantiene más recta, es decir, con poca curvatura/flexión, la estructura es globalmente más rígida. Por tanto, para que las dos placas se desplacen lo mismo, la estructura globalmente más rígida necesita la aplicación de más carga para conseguir el mismo desplazamiento que la más flexible. Por lo que, en cuanto a las distribuciones tangenciales obtenidas, las integrales en GD y PD no son iguales, dando lugar a que la resolución en grandes o pequeños desplazamientos altera la rigidez global del problema [5].

Como carga horizontal no se ha incluido en el modelo un valor de fuerza, sino un valor impuesto de desplazamiento de 2.5 mm, dado que eso representa mejor lo que ocurre durante un ensayo (un desplazamiento impuesto en la máquina).

Para que podamos comparar ambas distribuciones, es necesario aplicar una fuerza horizontal [F_X] mayor en la situación de Grandes Desplazamientos, ya que la estructura se comporta más rígida globalmente que en Pequeños Desplazamientos.

Para poder aplicar un valor de F_X que devuelva el mismo desplazamiento en las dos situaciones es necesario obtener la F_X resultante en el extremo del empotramiento, generada al imponerse un valor de desplazamiento, tanto para GD como para PD.

Una vez se tiene la fuerza de reacción horizontal total para la coordenada $X=0$ en las dos distribuciones, siendo $F_X = -66.49$ N en PD y $F_X = -109.72$ en GD, se dividen los valores obteniendo un factor de 1.65, este factor multiplica los valores de tensión tangencial en PD obteniendo una nueva curva que sí se puede comparar con las tensiones tangenciales en GD.

De modo que, para conseguir el mismo desplazamiento de 2.5 mm, en GD implica un 1.65 más carga que en PD.

Es importante tener en cuenta que el factor se aplica a PD porque la solución en GD no es lineal. Una vez aplicado el factor a la solución de Pequeños Desplazamientos, se pueden comparar las dos distribuciones observándose que las tensiones σ_{XY} en el centro de la longitud de solape son mayores en la situación de PD (modificada), y que, en los extremos, la situación de GD presenta un mayor valor de las tensiones tangenciales.

En cuanto al comportamiento de las curvas representadas en la Fig. 19, se muestra como las tensiones de cizallamiento en valor absoluto en los bordes de la unión, sin tener en cuenta las esquinas, son mayores que en el centro.

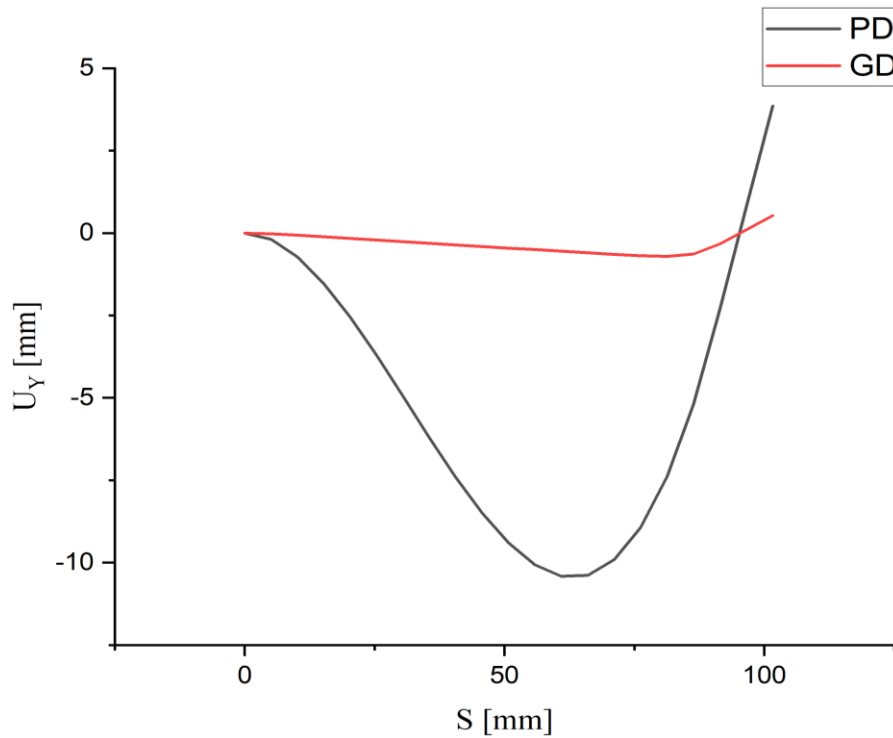


Fig. 20- Comparación de desplazamientos transversales [UY] mediante GD y PD en la línea superior del adherente superior.

En cuanto a los desplazamientos U_Y , hay una gran diferencia en los resultados obtenidos por GD y PD (Fig. 20), siendo mucho mayores los desplazamientos de la unión adhesiva en la hipótesis de PD. Para comprobar si la situación real se ajusta mejor a una distribución u otra, se va a realizar una medición experimental comentada en el apartado 4 y 5.

3.3. Comparación de Grandes y Pequeños Desplazamientos en unión a solape doble

Se muestran los resultados obtenidos mediante el cálculo en ANSYS de las tensiones y desplazamientos en Grandes y Pequeños Desplazamientos de la unión a solape doble.

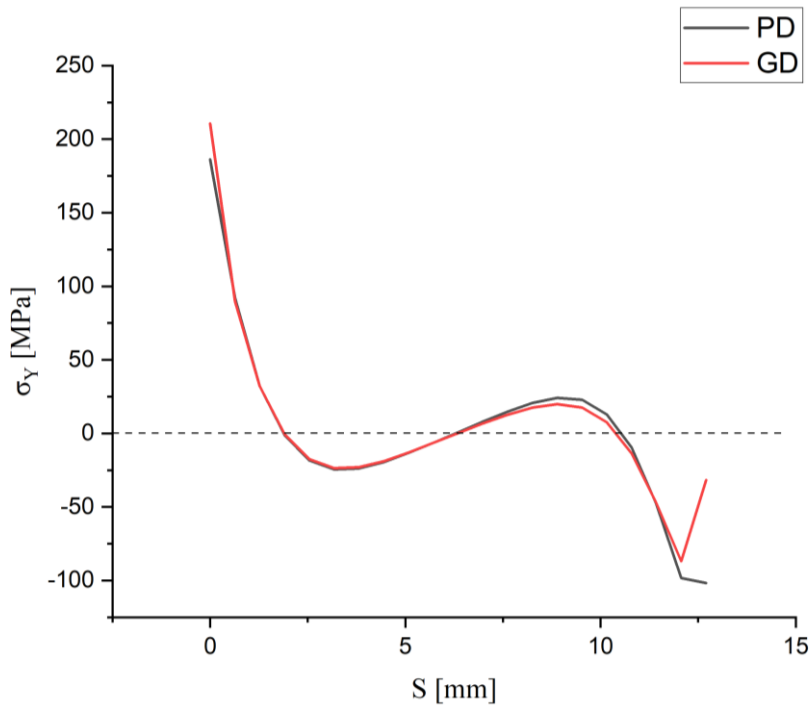


Fig. 21- Comparación de tensiones de pelado [σ_Y] en las situaciones de GD y PD en la línea media del adhesivo.

Para las tensiones de pelado en la unión a solape doble, las dos distribuciones (Fig. 21) son parecidas punto a punto, excepto en el extremo de la longitud de solape, zona que no se tiene en cuenta ya que está condicionada por las singularidades en los extremos [6].

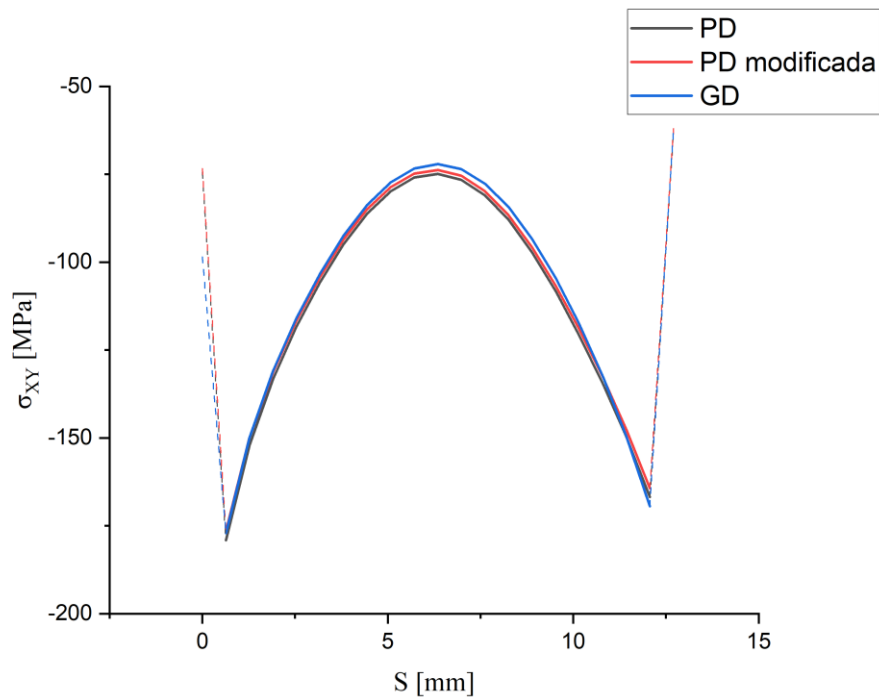


Fig. 22- Comparación de tensiones a cortadura [σ_{XY}] en las situaciones de GD y PD en la línea media del adhesivo.

Para el cálculo y representación de las tensiones a cortadura en la unión a solape doble (Fig. 22) se ha realizado el mismo procedimiento que en la unión a solape simple, donde es necesario calcular la fuerza resultante $[F_x]$ y aplicar el factor obtenido por las dos distribuciones. La F_x obtenida en PD es de -115.25 N y la F_x obtenida en GD es de -113.59 N, resultando un factor de 0.98.

Una vez tenemos la curva de PD modificada, la podemos comparar con la curva de GD, observando que las tensiones son parecidas punto a punto, al contrario que en la unión a solape simple donde las tensiones a cortadura $[\sigma_{xy}]$ son diferentes.

Esto se debe a que las uniones a solape simple generan una flexión significativa de los adherentes que magnifican los esfuerzos [7]. En las uniones a solape doble, la carga se distribuye de manera simétrica por la estructura por lo que se inhibe el giro en la zona de solape, es decir, la flexión de los adherentes disminuye, y, por tanto, los esfuerzos que dependen de la flexión también. Esto implica que en la unión a solape doble no predominan los Grandes Desplazamientos.

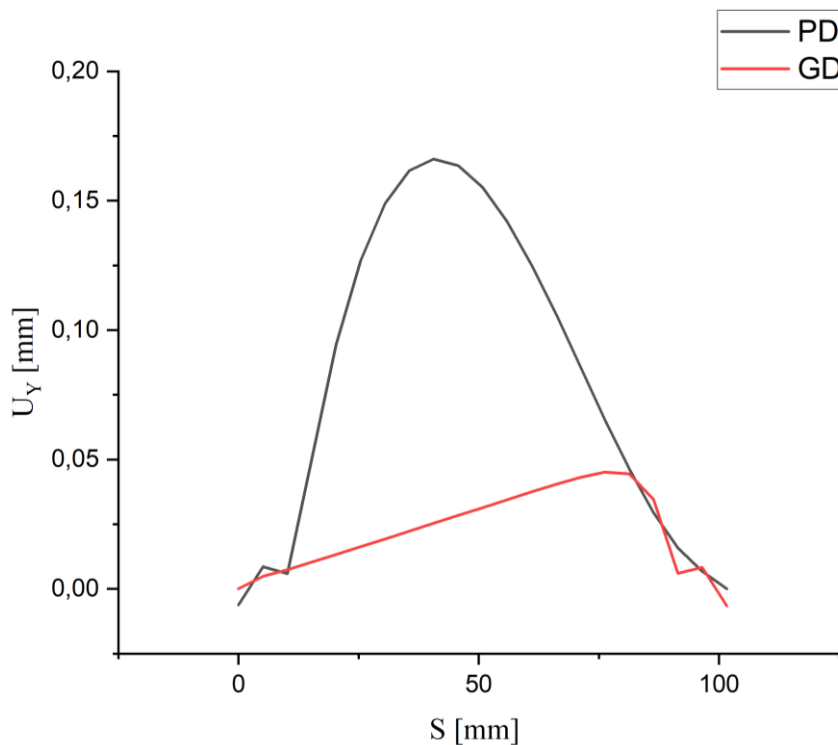


Fig. 23- Comparación de desplazamientos transversales $[U_Y]$ en la simulación en GD y PD en la línea superior del adherente superior.

Para los desplazamientos transversales $[U_Y]$ en la unión a solape doble (Fig. 23), se obtiene una diferencia significativa en los valores obtenidos, siendo casi 5 veces mayor

en PD. Aun así, los desplazamientos transversales obtenidos en la unión a solape doble son mucho menores que en la unión a solape simple, debido a la simetría de la carga, que provoca la ausencia de giro de la probeta.

4. TRABAJO EXPERIMENTAL

En el presente apartado se va a detallar el ensayo experimental realizado, describiendo los materiales empleados, la máquina de ensayo, el escáner usado y el procedimiento seguido.

4.1. Materiales empleados

Los materiales seleccionados para las probetas ensayadas se tratan de:

- Aluminio (L3140) para los dos adherentes con un espesor de 1.6 mm. Las propiedades del aluminio, que ya se mencionaron anteriormente, son: $E=68.67$ GPa y $\nu=0.33$.
- Y para el adhesivo el material seleccionado se trata de FM-73M.06 de CYTEC de un espesor de 0.15 mm. Las propiedades termomecánicas, son: $E=3$ GPa y $\nu=0.35$.

Para la fabricación de las probetas de aluminio, se realiza un proceso de anodizado de la superficie de los paneles sólo por las caras que se van a unir. El anodizado permite crear una película de óxido en la superficie de mucho más espesor y mejores características de protección, aunque este no es el fin concreto en este caso, sino conseguir una capa porosa para obtener una mayor adherencia del adhesivo (Fig.24).

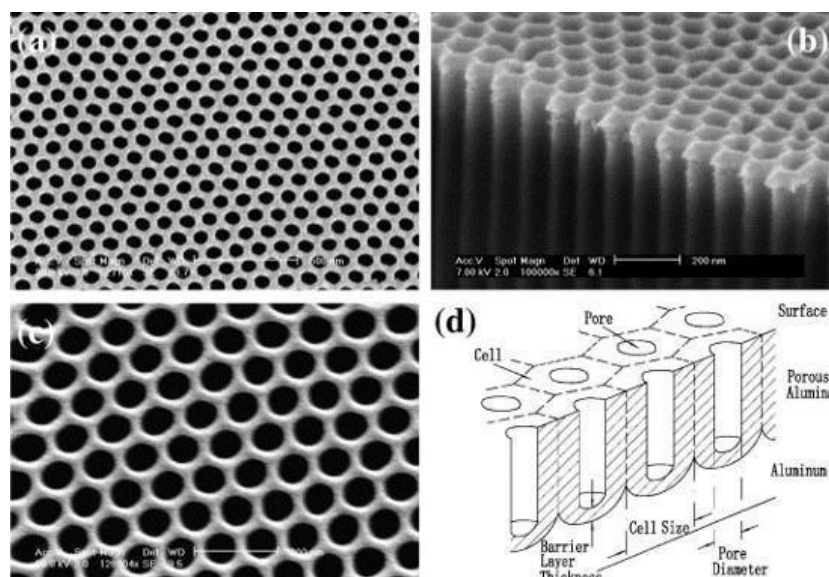


Fig. 24- (a) Vista superior y, (b) vista transversal de alúmina porosa. (c) Alúmina de menor grosor y pared. (d) Esquema de la alúmina porosa [8].

Una vez realizado el tratamiento superficial a las planchas de aluminio, se aplica el adhesivo tipo film y se unieron las planchas de aluminio. Cuando la unión encolada, correctamente ejecutada, está preparada, se introduce en una prensa de platos calientes (Fig. 25) para curar el adhesivo.



Fig. 25- Prensa de platos calientes utilizada para el curado del adhesivo [9].

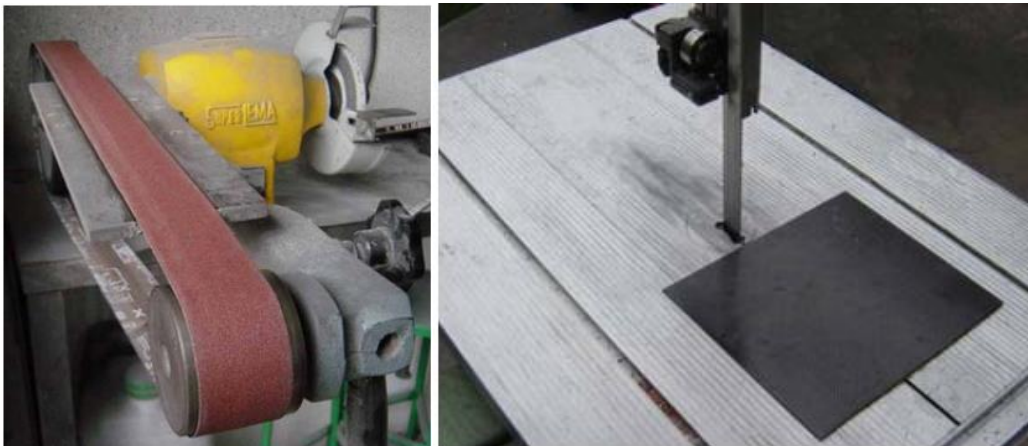


Fig. 26- Corte y pulido de la unión adhesiva para obtener las probetas a ensayar [9].

Por último, de la prensa se saca la unión y se realiza el corte y lijado de las probetas (Fig. 26) con las dimensiones establecidas por la norma ASTM D1002. Cabe mencionar que, ya se disponían de las probetas a ensayar de trabajos anteriores por lo que no fue necesaria una nueva fabricación.

4.2. Ensayo realizado

La probeta fabricada se va a ensayar a tracción sin llegar a la rotura, originando un estado de cortadura y pelado en la zona de solape, hasta un desplazamiento longitudinal en el extremo de 1.5 mm. La idea es registrar mediante un escáner el desplazamiento transversal [U_Y] que sufre la probeta tras el ensayo, una vez está la probeta deformada. Añadir que, con este equipo tenemos la posibilidad de realizar una medición de campo completo 3D de toda la probeta, aunque finalmente sólo interesa la U_Y en la línea media del adhesivo.

Se ha utilizado una máquina universal de ensayos INSTRON 4482 situada en la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ETSI). El ensayo se ha llevado a cabo de acuerdo con la norma ASTM D1002, y se registraron condiciones de temperatura y humedad de 22 °C en temperatura y 50 % en humedad relativa. Antes de colocar la probeta en la máquina se midió el ancho y longitud de solape de las probetas, además del espesor de los adherentes usando un pie de rey calibrado.



Fig. 27- Máquina universal de ensayos usada y probeta a ensayar.

Una vez colocada la probeta en la máquina, alineada con la dirección de tracción, se midió la longitud entre el final de la zona de solape y el principio de la mordaza. Añadir que ha sido necesario introducir dos placas junto a los extremos de la probeta para evitar

que se produzca un momento al cerrarse las mordazas, tal y como se observa en la Fig. 27. Las dimensiones de la probeta, eliminando la zona de agarre, se muestran en la Fig. 13.

Una vez se cierran las mordazas, sin provocar un aumento de las tensiones por un apriete excesivo, se puede dar comienzo al ensayo.

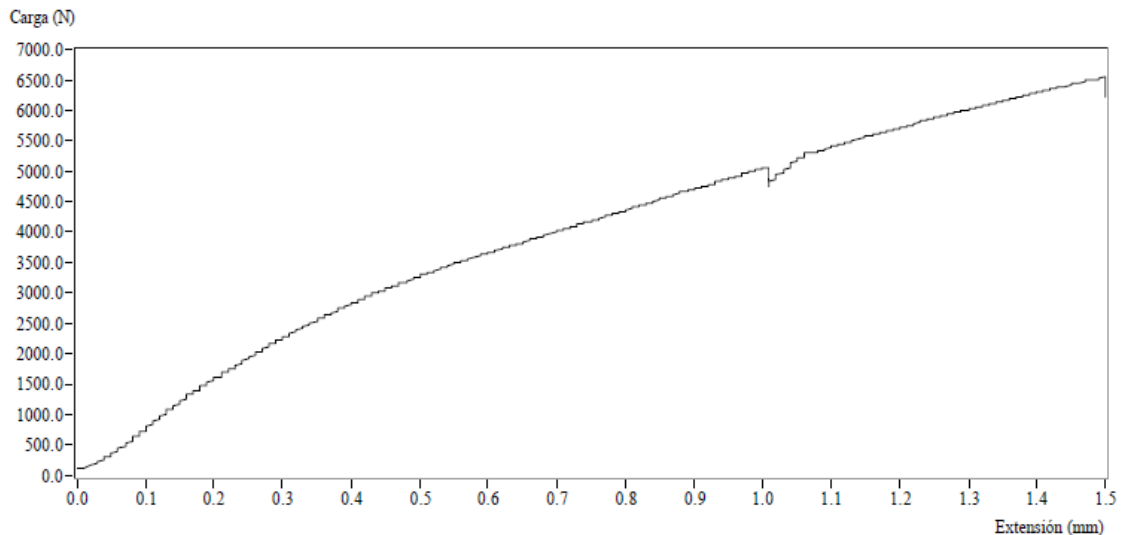


Fig. 28- Gráfico carga-extensión del ensayo a tracción.

En la Fig. 28 se muestra el gráfico carga-extensión del ensayo a tracción realizado, donde se muestra la carga última y el desplazamiento longitudinal máximo impuesto de 1.5 mm. La caída de carga que se observa en torno a 5000 N se trata de una parada del ensayo para poder escanear la probeta tras un desplazamiento de 1 mm. Una vez escaneada, se reanudó el ensayo hasta un desplazamiento de 1.5 mm.

Tras terminar el ensayo, con la probeta deformada colocada en la máquina, se realiza el escaneo al aire de la misma para poder obtener los desplazamientos transversales (Fig. 29). El escáner empleado se trata del EINSCAN PRO HD (Fig. 30), consiste en un escáner 3D de mano de luz blanca estructurada. Ofrece la oportunidad de escaneo con referencias geométricas o a través de marcadores y presenta una resolución de 0.01 mm.

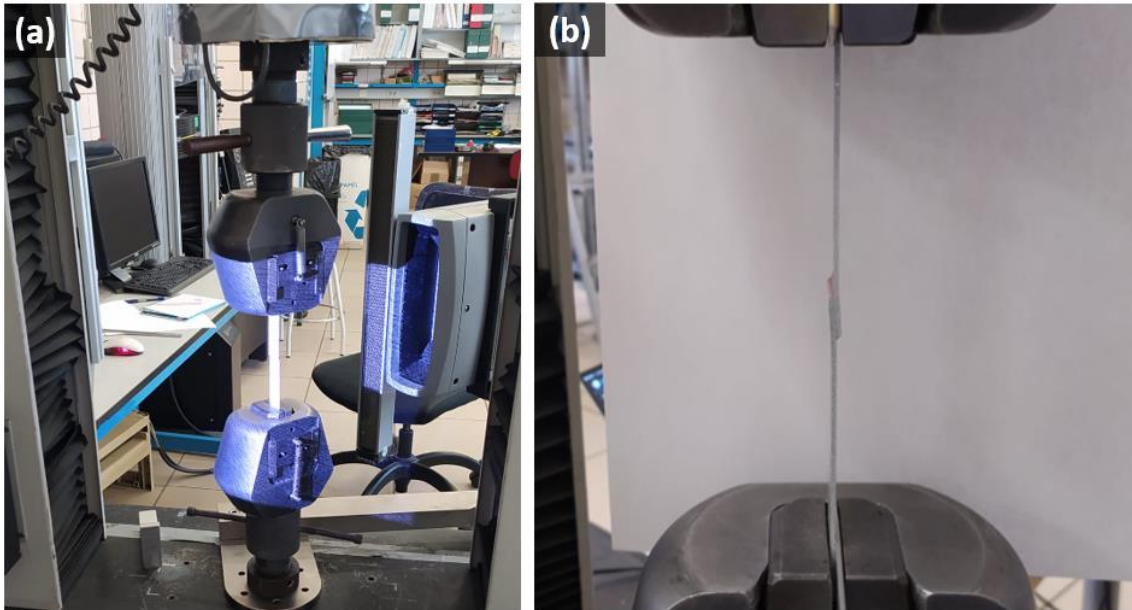


Fig. 29- (a) Escaneo de la probeta deformada y (b) Probeta deformada tras el ensayo a tracción.

Para el uso del escáner ha sido necesario aprender el funcionamiento del mismo, conocer el software propio y su interfaz gráfica para el procesamiento de datos.



Fig. 30- Escáner EINSCAN PRO HD.

Previamente al escaneo de la probeta, ha sido necesaria la calibración del mismo mediante un patrón de puntos, a distintas orientaciones y variando la distancia del escáner al patrón como se observa en la Fig. 31.

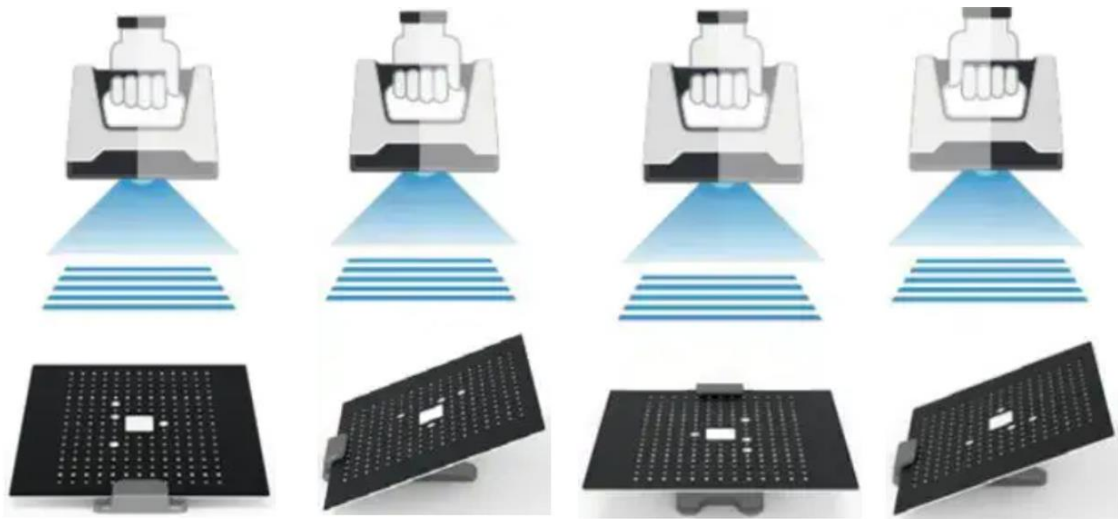


Fig. 31- Calibración del escáner EINSKAN PRO HD.

Es importante tener en cuenta que para el uso del escáner es necesario el pintado de las probetas antes de realizar el ensayo, para que haya un mayor contraste y sea capaz de detectar toda la superficie de la unión correctamente (Fig. 32). La pintura usada se trata de pintura en spray Pintyplus Evolution acrílica de color blanco capaz de adherirse perfectamente a cualquier tipo de soporte.

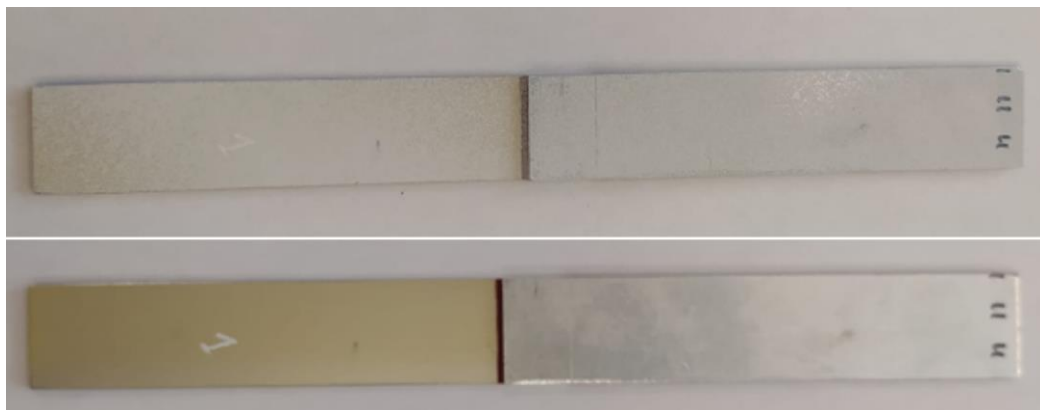


Fig. 32- Probeta antes y después del pintado.

5. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y DISCUSIÓN

5.1. Análisis de resultados Experimentales

En el siguiente apartado se van a tratar los datos de desplazamiento transversal $[U_Y]$ de la unión a solape simple obtenidos en el ensayo de tracción. Se quiere obtener si el comportamiento real de una unión se asemeja más a la simulación de GD o PD. Para ello es necesario modificar los modelos en ANSYS (Fig. 33) para que recojan las dimensiones reales del ensayo como se puede ver en el apartado 2.1.3.

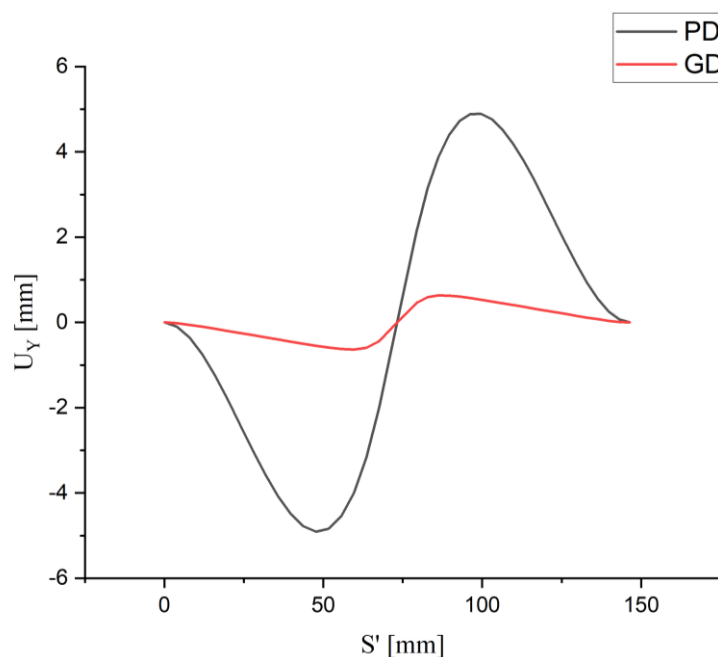


Fig. 33- Desplazamientos transversales $[U_Y]$ obtenidos en ANSYS de la geometría real de la probeta simulada en Grandes y Pequeños Desplazamientos.

Para obtener los desplazamientos transversales $[U_Y]$ del ensayo, es necesario tratar los datos obtenidos por el escáner, ya que estos datos tienen un sistema de referencia aleatorio dado que se ha realizado un escaneo manual al aire. Para considerar un sistema de referencia fijo y acorde, se han modificado los datos en un Excel girando la probeta (la nube de puntos) hasta conseguir tener una representación gráfica de la misma donde se pueda ver con claridad los desplazamientos U_Y .

En la siguiente gráfica, Fig. 34 (a), se observa la nube de puntos en el plano $X'-Y'$ obtenida directamente del software del escáner. Primero es necesario eliminar los puntos que no pertenecen a la probeta, incluida la nube de puntos correspondientes a las

mordazas, obteniendo una gráfica como se puede ver en la Fig. 34 (b), donde sólo aparece la nube de puntos de la probeta en el plano $X'-Y'$.

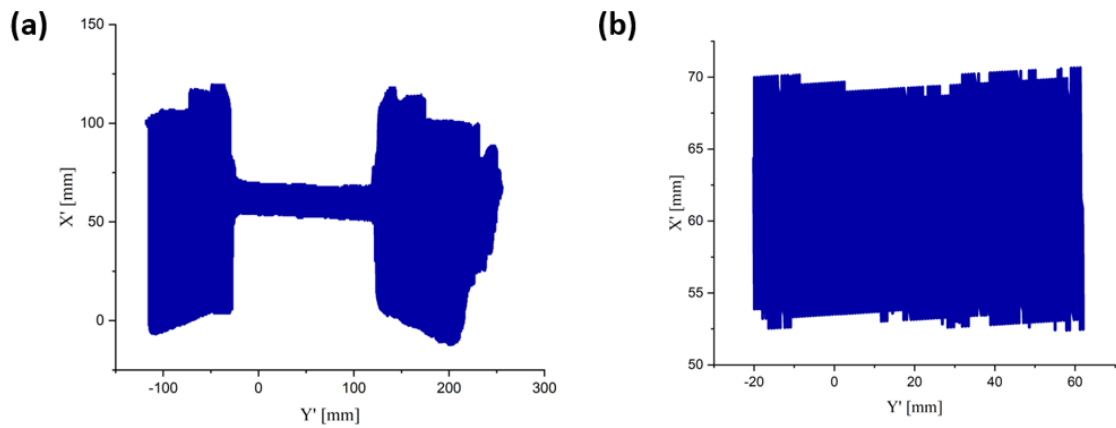


Fig. 34- (a) Nube de puntos obtenida por el escáner en el plano $X'-Y'$ y (b) Nube de puntos pertenecientes a la probeta en el plano $X'-Y'$.

Una vez se representa la nube de puntos de la probeta en los planos $X'-Y'$, $Y'-Z'$ y $Z'-X'$ se realiza un giro en cada eje para obtener la probeta de forma horizontal y recta obteniendo la nube de puntos en un sistema de referencia concreto, $X-Y-Z$. Los giros realizados se tratan de -43.3° alrededor de X' , 2.5° alrededor de Y' y -1° alrededor de Z' .

Al interesar sólo los desplazamientos U_Y , se va a escoger el plano $Z-X$ para terminar de obtener los desplazamientos. Cuando está la probeta perfectamente orientada, del plano $Z-X$ sólo se escoge una nube de puntos que recoja la línea media de la unión y se representa en una gráfica, se puede observar en la Fig. 35 (b). En este caso la nube de puntos se ha escogido en un intervalo del eje Z de 425.5 a 426.5.

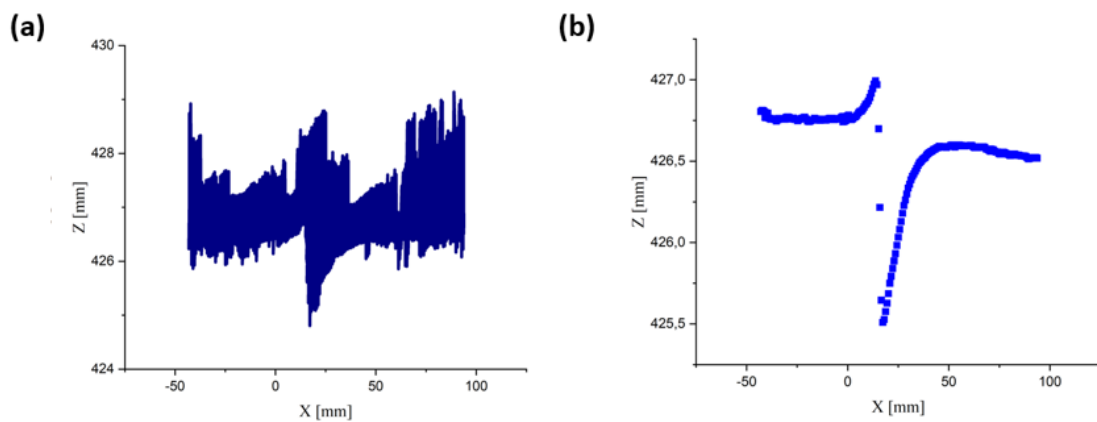


Fig. 35- (a) Nube de puntos de la probeta en el plano $Z-X$ (b) Nube de puntos de la línea media de la probeta en el plano $Z-X$.

Se eliminan los puntos intermedios y a la curva de la derecha de la Fig. 35 (b) se le suma un valor de 1.6 (espesor del adherente) representado en la Fig. 36, la curva azul. Además, se le aplica de un giro de -0.57° para poder obtener los desplazamientos y no la posición, como se observa en la Fig. 36 en la curva roja.

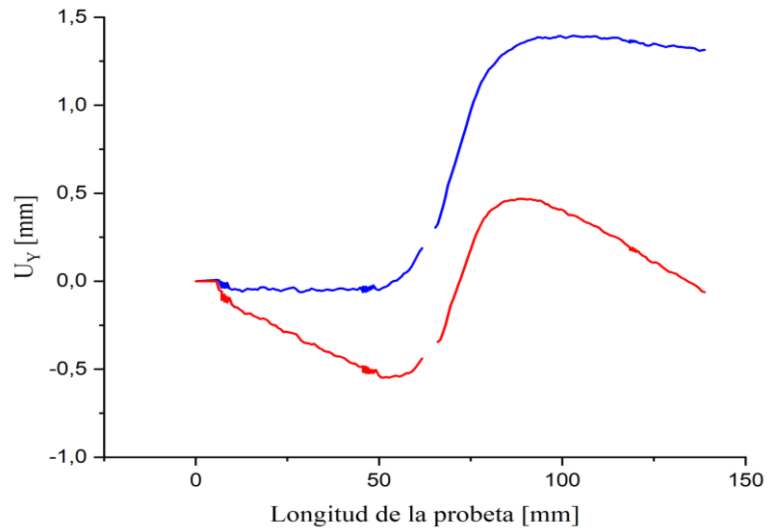


Fig. 36- Desplazamientos transversales U_Y de la probeta real.

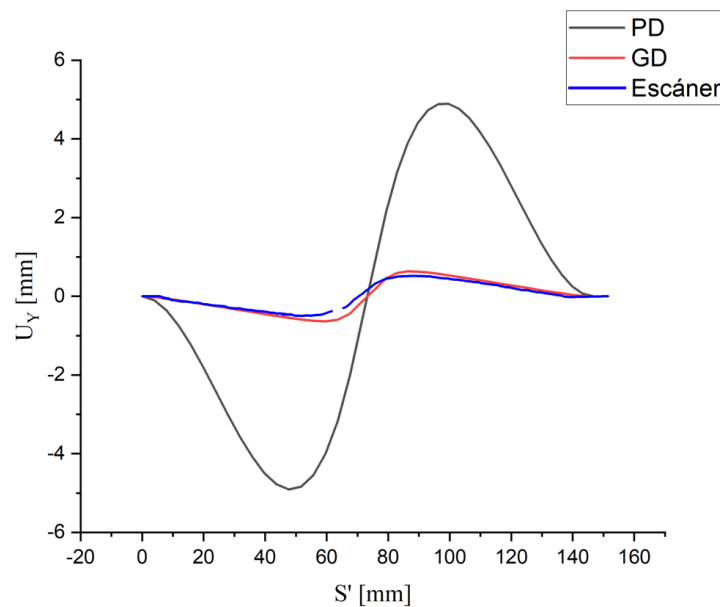


Fig. 37- Desplazamientos transversales $[U_Y]$ obtenidos en ANSYS y del ensayo a tracción de la probeta real.

Por último, se representan en una gráfica las tres curvas obtenidas (Fig. 37) y se puede observar como la probeta real tiene un comportamiento similar a la distribución en Grandes Desplazamientos llegando a la conclusión que las uniones a solape simple tienen un comportamiento no lineal ante un ensayo de tracción, por lo que para su diseño y cálculo es importante tener en cuenta los Grandes Desplazamientos.

El ensayo de cizalladura por tracción es uno de los más utilizados debido a la sencilla geometría del ensayo. El reto que presenta este ensayo es la compleja condición de carga que se experimentan en la interfaz adhesivo-adherente.

El análisis de elementos finitos confirma los modelos analíticos, mostrando que las tensiones de pelado y las tensiones a cortadura son mayores en los bordes de la longitud de solape, sin tener en cuenta las esquinas, que en el centro de la unión.

En cuanto a los GD y PD de la unión a solape simple, se observa diferencia entre ambas distribuciones debido a que en el análisis de PD no se tiene en cuenta la actualización de la geometría.

Otra complicación de las uniones adhesivas a solape simple es la excentricidad en la trayectoria de la carga, provocando tensiones de pelado. Estas tensiones de pelado en GD y PD son parecidas punto a punto.

En cuanto a los desplazamientos transversales de la unión a solape simple se observa una gran diferencia de valores obtenidos en la distribución de GD y PD, para ello se realiza el ensayo experimental donde se muestra como la unión a solape simple tiene un comportamiento no lineal [GD] que es importante tener en cuenta para el diseño de estas.

Para superar los inconvenientes de los ensayos de cizalladura por tracción de las uniones a solape simple, se ha utilizado las uniones a solape doble donde la distribución de la carga por la unión es simétrica y el momento de flexión se minimiza, disminuyendo así la excentricidad de la carga y, por tanto, las tensiones de pelado.

Además, las tensiones a cortadura de la unión a solape doble en las distribuciones de GD y PD son parecidas punto a punto y los desplazamientos transversales en las dos distribuciones son lineales. Esto da lugar a que, al cambiar el tipo de unión, ya no sigue un comportamiento no lineal y para su diseño se sigue la hipótesis de PD.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] García, R. (2013). *Diseño y comportamiento de uniones estructurales mecánicas y adhesivas. Condiciones superficiales y operacionales*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid.
- [2] Herrera, I (2003). *Fracasos en la adhesión*. Av. Odontostomatol 2005; 21-2: 63-69.
- [3] Barroso, A. (2007). *Caracterización de Estados Singulares de Tensión en Esquinas Multimateriales. Aplicación a Uniones Adhesivas con Materiales Compuestos*. Universidad de Sevilla.
- [4] Baltasar, N. (2016). *Análisis mediante Elementos Finitos de Uniones Adhesivas en Materiales Metálicos y Compuestos*. Universidad Politécnica de Valencia.
- [5] Tsai, Y and Morton, J. (1993). *An Evaluation of Analytical and Numerical Solutions to the Single-Lap Joint*. Virginia Polytechnic Institute and State University.
- [6] Hart-Smith. (1973). *Adhesive-Boned Single-Lap Joints*. Langley Research Centes Hampton, Virginia.
- [7] Oplinger, W. (1994). *Efects of Adherend Deflections in Single Lap Joints*. Federal Aviation Administration Technical Center, Atlantic City International Airport.
- [8] Coello, L. (2006). *Diseño y optimización de una línea de anodizado crómico para piezas de aluminio en la industria aeronáutica*. Universidad de Cádiz.
- [9] Rascón, B.J. (2021). *La ingeniería del aluminio y su relación con la industria de la construcción Parte Lv: Historia del aluminio- acabados del aluminio*.