

Rendimiento de Uniones Clavija de Tipo Perno Encolado usando Elementos Finitos

José G. Fueyo, Manuel Domínguez, José A. Cabezas

Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Salamanca,
Avda. de Requejo N°33, Zamora 49022-España (e-mail: fueyo@usal.es)

Recibido Nov. 04, 2010; Aceptado Dic. 01, 2010; Versión Final recibida Ene. 22, 2011

Resumen

Se presenta un estudio sobre las tecnologías de unión en nudos de estructuras de madera, centrándose sobre todo en aquellas de tipo perno encolado. Se buscó comparar el rendimiento de estas uniones con las de tipo clavija sin encolar y se compararon los resultados obtenidos por tres métodos: i) aplicando las ecuaciones analíticas contempladas en las normas oficiales y la literatura; ii) realizando estudios mediante el método de los elementos finitos; iii) y realizando ensayos de laboratorio de estos mismos diseños propuestos. Para realizar el estudio por el método de los elementos finitos, se prepararon varios modelos paramétricos que permitieron englobar todas las variaciones posibles de las variables que afectan a la unión. Los resultados permitieron determinar como la modificación de las variables estudiadas afectan al rendimiento en cada caso.

Palabras clave: uniones, estructuras de madera, pernos encolados, elementos finitos

Performance of Dowel-Type Joints of the Glued in Rod Type using Finite Elements

A study on wood-steel joints used in timber structures with emphasis on the, glued in rod type, is presented. The performance of these joints with and without adhesive where compared and the results from these studies were analyzed in three different ways; i) using the analytical equations applied in the official standards and in the literature; ii) using the finite element method technique; and iii) making empiric tests of the same proposed designs used in the two previous methodologies. To use the finite element method, different parametric models were prepared, which could include all the possible variations of the variables which affect the joint performance. The results allowed determining how the modification of the variables studied affects the performance in each case.

Keywords: joints, timbe structures, glued in rods, finite elements

INTRODUCCIÓN

La madera, como material de construcción, presenta ventajas medioambientales y estéticas frente a otros materiales como el acero y el hormigón. En especial, las primeras, cada vez son más importantes dado el proceso de cambio climático a que el mundo se está enfrentando en las últimas décadas. El proceso de producción de la madera se considera como un sumidero de CO₂, principal causante de dicho fenómeno. Frente a éstas ventajas se presentan también algunos inconvenientes, en especial los que se refieren a su comportamiento mecánico, entre los que destacamos algunos tales como la ortotropía, la fluencia o las variaciones dimensionales ante variaciones de humedad del medio en que se encuentra. Estas características deben ser tenidas en cuenta en los procedimientos de dimensionado y comprobación desarrollados en las distintas normas de los diferentes países (USDA, 1998). Como en cualquier otro tipo de estructura, en las estructuras de madera, uno de los puntos más importantes son las uniones. Las estructuras de madera están formadas por piezas conectadas entre sí y las uniones de estas piezas pueden constituir puntos débiles que es necesario estudiar con todo detalle. Las uniones se encargan de transmitir las solicitaciones entre los miembros que forman la estructura, de tal forma que el conjunto permanezca estable. El coste de las uniones es en general elevado, siendo frecuente que el conjunto de los elementos de conexión y sus operaciones anexas constituyan entre el 20% y 25% del coste total de la estructura.

Los métodos mecánicos usados para unir elementos estructurales de madera han ido evolucionando, desde los primitivos clavos, hasta sistemas más avanzados, como los conectores de anillo o placa. Los diversos avances realizados en esta materia tenían como finalidad proporcionar uniones capaces de resistir mayores esfuerzos con la mínima cantidad de materiales, y también conseguir nudos más rígidos, ya que habitualmente las uniones de madera se consideraban de tipo articulado, debido a su baja capacidad para transmitir momentos (Larsen y Jensen, 2000). Según la relación de esfuerzos entre las piezas deberá elegirse el sistema más adecuado, cuidando que las dimensiones de los elementos de transmisión estén en una proporción adecuada a la sección de los elementos de madera y el nivel de tensiones (Batchelar y Mcintosh, 1988). En muchos casos, especialmente en los sistemas de columna y viga, estas uniones quedan a la vista afeando la solución constructiva. Este es otro punto de vista a tener en cuenta a la hora de proponer y dimensionar los diseños.

Uno de los tipos de uniones más extendido, sino el que más, son las uniones de tipo clavija, dentro de las cuales se incluyen aquellas que utilizan clavos, grapas, tornillos, pernos y bulones. Cualquiera de estos tipos de clavija se encargan de transmitir los esfuerzos entre las distintas piezas de madera a través de quedar sometidos a esfuerzos de cortante (Hilson, 1995; Davis y Claisse, 2000). En el caso de los pernos, para mejorar el rendimiento de este tipo de enlace, en los últimos años, algunos técnicos han propuesto soluciones adoptadas de otros campos (Guan y Rodd, 2001; Rodd y Leijten, 2003). En concreto, en mueblería, y por supuesto a otra escala de esfuerzos, se presenta la misma necesidad de enlaces. La solución propuesta en este campo ha sido el empleo de pernos ocultos fijados a las piezas a unir mediante la utilización de colas. En las estructuras parece posible emplear la misma metodología. La intención de este trabajo es estudiar la viabilidad de esta nueva técnica para elementos estructurales de madera ensamblada (Bainbridge, 2002) los cuales queda claro que están sometidos a mayores cargas que las del mobiliario tradicional. Para efectuar los estudios planteados, se prepararon varios modelos de elementos finitos mediante el programa comercial ABAQUS (2008). Los modelos se diseñaron de forma paramétrica, de manera que fuera posible modificar las dimensiones, tanto de las piezas de madera como de las del perno, y proceder rápidamente a hacer un nuevo cálculo, determinando el efecto del cambio realizado (Chen et al., 2003).

METODOLOGÍA

En los siguientes subapartados que abordan las variables de materiales, geométricas, de carga y de condiciones de contorno, se indican los valores tomados para el caso de partida. Queda claro que la elección de otros valores iniciales modificaría los resultados obtenidos. No obstante, las tendencias determinadas ya son de por sí significativas de lo que puede ocurrir para otros valores

diferentes de este caso particular, y en cualquier caso quedarán diseñados los procedimientos de cálculo que se podrán aplicar a otras combinaciones y rangos de variables.

Materiales

La madera empleada para este estudio fue de la clase S10 según normativa DIN 4074-1, la cual es equivalente a la clase C24, de acuerdo a la normativa europea (EN 338, 2003). Se trata de una madera aserrada de las clases coníferas, denominada *Picea abies*, picea común, picea de Noruega o picea europea. Es una conífera de la familia de las pináceas que no pertenece realmente al género *Abies*, los abetos, por lo que en ocasiones se le llama también "abeto" falso o incluso "abeto" rojo. El número de ensayos realizado fue de tres por cada dimensión con un total de 45 ensayos. Los diversos coeficientes adoptados que definen el comportamiento mecánico de la madera en régimen elástico son los siguientes: módulos elásticos longitudinales $E_L = 11000 \text{ N/mm}^2$, $E_R = 370 \text{ N/mm}^2$, $E_T = 370 \text{ N/mm}^2$, módulos elásticos transversales $G_{LR} = 690 \text{ N/mm}^2$, $G_{LT} = 690 \text{ N/mm}^2$, $G_{RT} = 83,6 \text{ N/mm}^2$, y coeficientes de Poisson $\nu_{LR} = 0,41$, $\nu_{LT} = 0,41$ y $\nu_{RT} = 0,51$. Estos valores se obtienen en parte de ensayos realizados sobre este tipo de madera, como por ejemplo el módulo elástico longitudinal en dirección de la fibra o el coeficiente de Poisson longitudinal transversal, y el resto a partir de relaciones entre unas y otras constantes del material propuestas en la bibliografía (Argüelles, 2004). Estas relaciones pueden variar de unos autores a otros pero en general se mantienen dentro de unos rangos similares.

En cuanto al material correspondiente a los pernos, se ha considerado un acero de comportamiento elástico isótropo lineal, caracterizado por el módulo elástico $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ y coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$. Su resistencia y límite elástico dependen de la calidad utilizada. En el estudio se ha supuesto que las barras roscadas son de clase DIN 976 calidad 4.8 zincada según la Instrucción de acero estructural (EAE, 2010) de manera que su límite elástico y de rotura tomados son respectivamente $f_y = 240 \text{ N/mm}^2$ y $f_u = 400 \text{ N/mm}^2$.

Geometría, cargas y condiciones de contorno.

La figura 1 muestra los valores de las variables geométricas que tiene la pieza propuesta a estudiar, las condiciones de carga, así como las de contorno. El diseño propuesto modeliza el encuentro entre dos elementos lineales de una estructura que forman un empalme. Para poder realizar la unión una de las dos piezas esta compuesta a su vez por otras dos. El diámetro del perno para el caso inicial se va a tomar de 20 mm, valor que está sobre el límite inferior de 6mm indicado por el Eurocódigo 5 (EN 1995-1-1, 2004). Cuando se considere el caso de perno pegado, el diámetro del agujero coincidirá con el del propio perno. En cambio cuando se considere el caso de contacto, el diámetro del agujero será 1mm mayor.

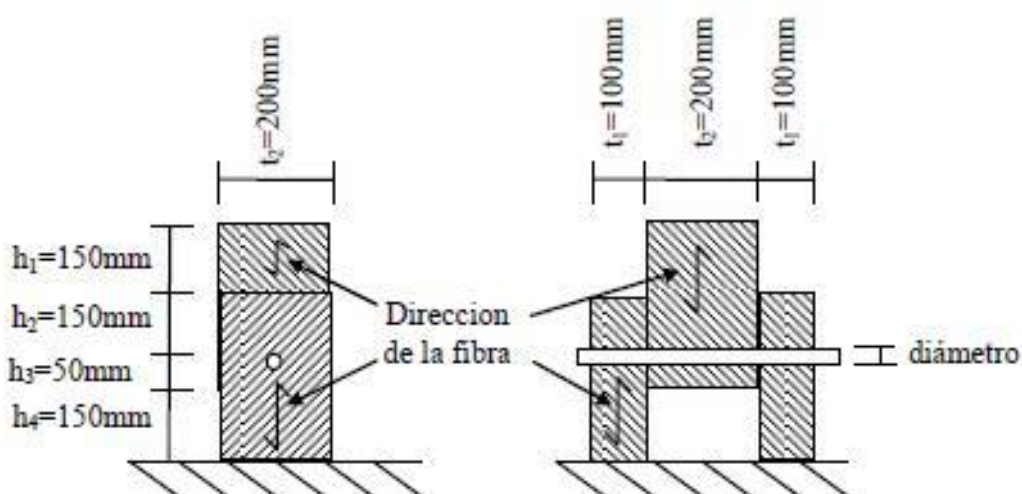


Fig. 1: Diseño del nudo seleccionado para el estudio.

Modelo de elementos finitos

La figura 2 muestra el modelo y su malla. Se tomaron elementos tridimensionales hexagonales con denominación "C3D8R" de la biblioteca de elementos del programa de cálculo (ABAQUS, 2008), definiendo para los mismos un comportamiento mecánico del tipo ortótropo elástoplástico (Holmberg et al., 1999), con las constantes mecánicas indicadas antes en el apartado de materiales. Se aplicaron condiciones de simetría estudiándose gracias a ello únicamente la cuarta parte del modelo total.

Respecto al tamaño de la malla, hay que tener en cuenta que, cuanto más fina sea, dará lugar a mejores resultados, pero implicará un mayor tiempo de cálculo. Este punto supone una limitación, dado el gran número de veces que hay que repetir los cálculos, ya que se trata de modelos de comportamiento no lineal, tanto debido a tratarse a un caso de contacto como al tipo de comportamiento elástoplástico adoptado para acero y madera. Esto implica que para aproximarse hasta el resultado final de tensiones y deformaciones hay que hacerlo de forma incremental. Por ello, el primer paso fue realizar un mallado que va variando de una menor densidad en las zonas de comportamiento mecánico menos complejo e interesante que son aquellas alejadas del contacto perno-madera, a mayor densidad que son dichas zonas de contacto. Una vez realizado este mallado de diferente densidad se procedió a buscar aquel tamaño de malla general que permitiera obtener unos buenos resultados sin penalizar en exceso los tiempos de cálculo. Para ello se llevó a cabo un estudio de convergencia, llegándose a determinar que una malla con elementos de 10 mm de lado permitía obtener unos resultados suficientemente buenos. El mallado del perno fue un poco más fino, puesto que en este caso, al ser su volumen muy inferior al de la madera, no implica un gran número de elementos y por tanto apenas penalizan la velocidad de cálculo.

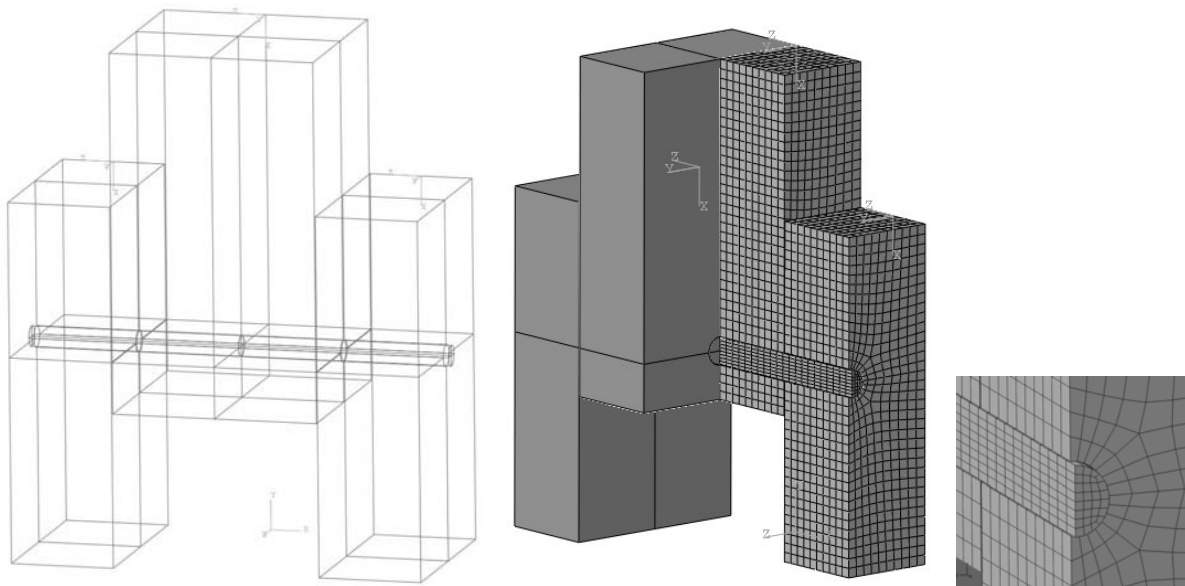


Fig. 2: Modelo de elementos finitos con sus partes, parte simétrica mallada y detalle de la malla en la zona de frontera perno-madera.

Si bien al mallar la pieza de acero no hay problema, ya que se trata de un material isótropo, en cambio al mallar las piezas de madera, un punto importante a tener en cuenta es la correcta definición de los sistemas coordenados que definen las direcciones principales del comportamiento mecánico ortótropo. Por ello, además de un sistema global, se definieron, en cada una de las piezas de madera, sendos sistemas locales, con el eje 1 según la dirección longitudinal de las piezas que coincide con la de las fibras. En la figura 2 pueden observarse estos sistemas coordenados tanto para la madera central como para la lateral. Tal y como se definió el problema en este caso, ambos sistemas coinciden, pero en otros casos la dirección de la fibra longitudinal puede no coincidir en los diferentes elementos de madera.

Uno de los puntos más importantes a definir en la modelización mediante elementos finitos, fue concretar correctamente las superficies que deben de establecer el contacto entre las diferentes partes de madera o del perno o bien la unión encolada cuanto éste sea el caso. Este es uno de los aspectos más complicados a la hora de que el programa pueda realizar un cálculo adecuado, especialmente en este caso, donde existen dos tipos de materiales con módulos de elasticidad muy diferentes, uno isótropo y otro anisótropo y donde existen grandes deformaciones cuando se alcanza el valor del límite elástico en cualquiera de los dos materiales. En concreto, para el caso de contacto, la metodología consiste en establecer la zona del contacto entre las superficies exteriores del perno que se definen como “master surfaces” y las superficies del agujero en la madera que se definen como “slave surfaces”. Mediante la aplicación del comando “Contact” entre estos dos grupos de superficies el programa se encarga de comprobar que los nodos de unas no se introduzcan en las de las otras. Cuando un nodo de la superficie master intenta penetrar la superficie formada por los nodos de las superficies slave, el programa lo impide y a cambio comienza la transmisión de esfuerzo entre dicho nodo de la superficie master y los inmediatamente más cercanos de la slave.

Se realizó además un estudio de los posibles modelos de mecanismos de inicio y propagación de daño que vienen implementados en ABAQUS para ver si era posible aplicarlos al caso. Estos modelos en muchos de los casos son combinables con los de comportamiento mecánico elastoplástico tipo Von Mises o Hill (Xu et al., 2009). En realidad, cuando a la madera se la somete a esfuerzo normal de tracción perpendicular a la fibra longitudinal, su comportamiento se aproxima más a uno de tipo elástico-frágil (Williams et al., 2000) que a uno de tipo elastoplástico, siendo además este tipo de esfuerzo uno de los más críticos y peligrosos que pueden aparecer en el material. En cambio bajo esfuerzo normal de compresión en dirección perpendicular a la fibra, y aún más en el resto de direcciones, el comportamiento es de tipo elastoplástico. ABAQUS tiene implementados modelos que pueden aproximar el tipo de comportamiento elástico-frágil, como por ejemplo el denominado, “criterio de daño de la máxima tensión nominal o de su valor cuadrático” o “criterio de daño de la máxima deformación nominal o de su valor cuadrático”. El problema de estos modelos es que no pueden implementarse de manera que se tenga en cuenta la diferente respuesta del material bajo las diferentes direcciones del esfuerzo respecto a la fibra. En resumen, a pesar de la mejora que supondría para la modelización del material la aplicación combinada de modelos elastoplásticos con uno de inicio y propagación de daño que reflejara la debilidad del material bajo esfuerzo de tracción perpendicular a la fibra, fue imposible encontrar uno que pudiera aproximar de manera adecuada la respuesta a fallo de un material tan complejo como la madera, ya que los modelos de daño que incorpora el programa no son aplicables en el caso de materiales anisótropos

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A continuación se presentan los resultados de los estudios realizados en este trabajo de investigación. En los mismos se realizaron cálculos sobre diversos modelos los cuales se diferenciaban unos de otros en el diámetro del perno encolado, en los espesores de las piezas de madera y en la utilización de colas o no entre la madera y el perno. La tabla 1 muestra los ensayos realizados mediante elementos finitos, cada uno de los cuales se repitió para el caso de perno encolado y no encolado.

Tabla 1. Ensayos de elementos finitos realizados en el estudio.

NºEnsayo	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
d(mm)	10	15	20	25	30	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
t2(mm)	200	200	200	200	200	150	175	200	225	250	200	200	200	200	200
t1(mm)	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	50	75	100	125	150

La figura 3 muestra los resultados de dos modelos, uno con diámetro de perno de 10 mm y otro de 30 mm, según se hayan encolado o no, de manera que sea posible observar las diferentes respuestas del sistema.

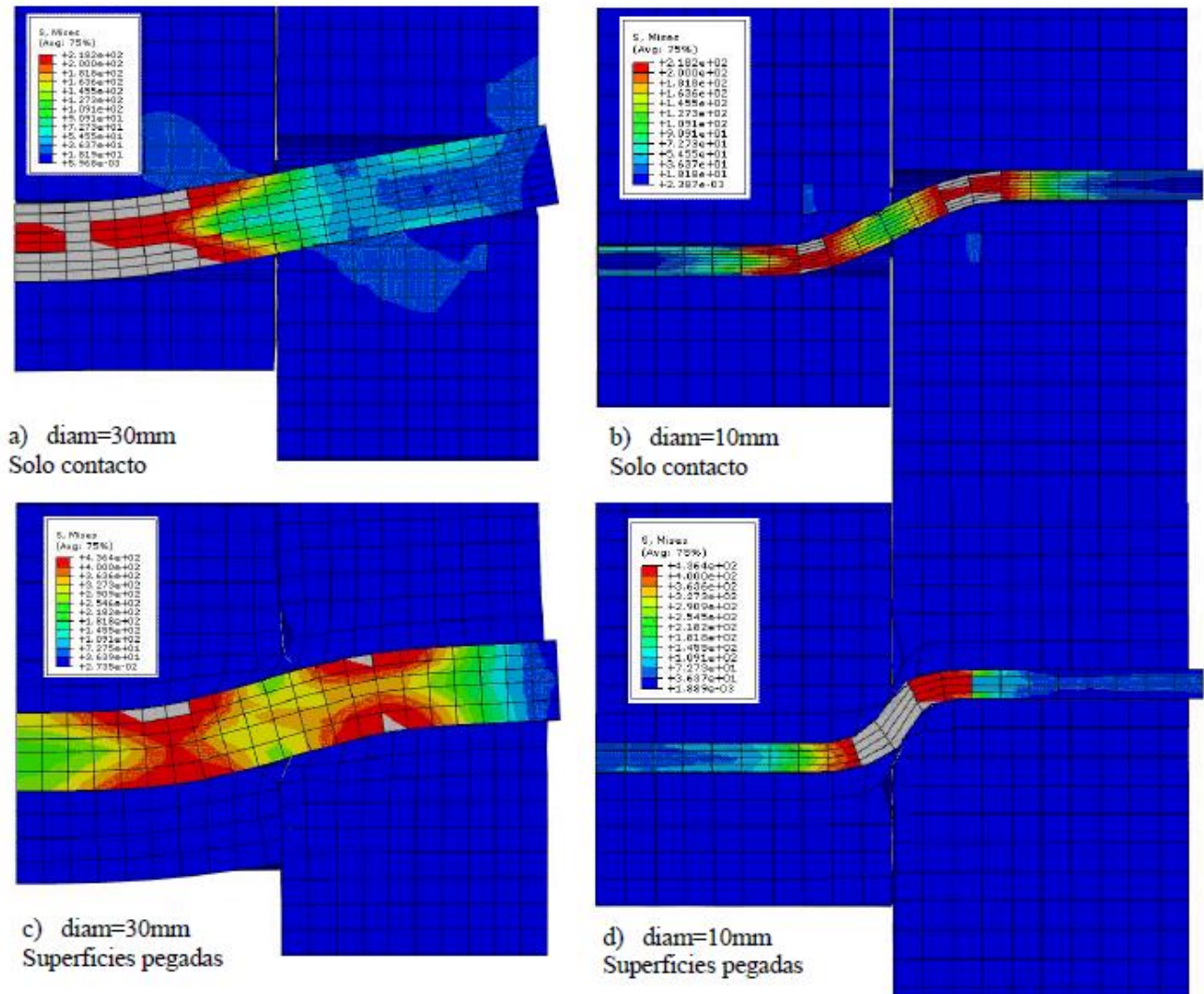


Fig. 3: Tensiones de Von Mises (N/mm^2) para un desplazamiento vertical hacia abajo de 25 mm de la superficie superior de la pieza central para los modelos de diámetro de perno de 10 mm y de 30 mm según se hayan encolado o no.

Las condiciones de contorno son las de empotramiento en la superficie inferior de la madera lateral y la de carga es un desplazamiento vertical hacia abajo de 25 mm de la superficie superior de la madera central. La razón de aplicar un desplazamiento en vez de una carga o tensión es que permite que el proceso iterativo de cálculo del problema sea más estable que aplicando una carga dados los problemas de tolerancias que imponen los problemas en los que se aplican cargas directamente. Además, para poder comparar los resultados con casos reales, se ha preparado alguna serie de probetas con las mismas dimensiones, tipo de madera y condiciones de contorno que las que se utilizaron aplicando el método de los elementos finitos. Las probetas ensayadas pueden verse en la figura 4. Se observa en dicha figura, a la izquierda la probeta colocada sobre la máquina de ensayo y a la derecha las probetas tras haber sido ensayadas y cortadas a la mitad para comprobar las deformaciones provocadas sobre la madera y el perno.

Ya de estos primeros resultados iniciales pueden sacarse diversas conclusiones. La primera es que, con respecto a los modos de fallo propuestos por Johansen (1949), se observa como efectivamente la variación del diámetro del perno modifica la forma en la que se produce el agotamiento de la unión. Para el caso de perno de gran diámetro el mecanismo es el de una única rótula central y amplias zonas de plastificación de la madera en las esquinas tal y como puede observarse en la figura 3a. En cambio para el caso de perno de diámetro pequeño, figura 3b, se

produce el mecanismo de cuatro rótulas (las dos de la figura más las dos que se producirían en la parte de la unión eliminada al aplicar simetría en el modelo de elementos finitos). En este segundo caso como el perno ocupa menor volumen, penetra más fácilmente en la madera, produciendo en ésta deformaciones más fuertes pero más localizadas.

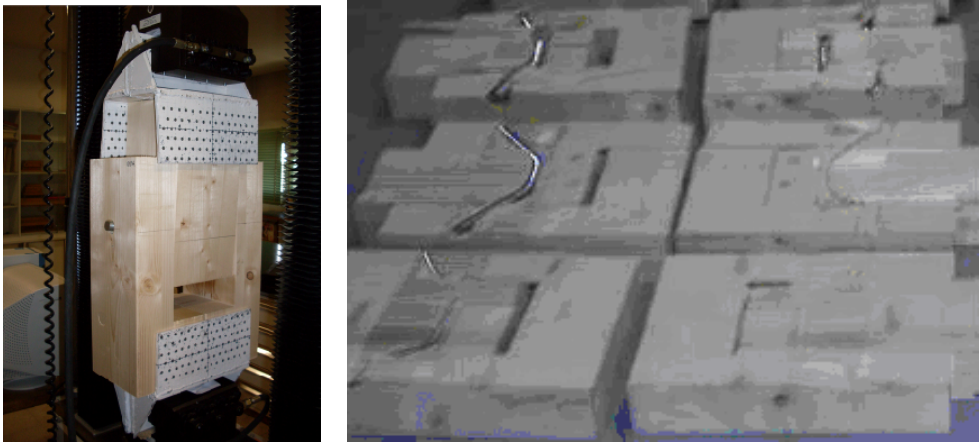


Fig. 4: Probeta colocada sobre la máquina de ensayo en compresión simple, y probetas cortadas a la mitad tras haber sido ensayadas.

Se observa además que debido a la gran anchura de la pieza frontal de la madera, en vez de producirse el mecanismo propuesto por Johansen de tres rótulas, el que se produce es de cuatro. Las figuras 3c y 3d son paralelas a las 3a y 3b pero con los pernos encolados. Por su parte, la figura 5 muestra los mecanismos de fallo propuestos por Johansen junto con las fórmulas que permiten determinar las cargas que los provocan. En la Fig.5 los símbolos son:

$f_{h,i,k}$: resistencia de la madera del elemento i .

$\beta = f_{h,2,k} / f_{h,1,k}$: ratio entre las resistencias de la madera de la pieza externa y la interna.

R_k : capacidad de carga por plano de cortadura y perno. En el caso de este estudio con dos planos de cortadura y 1 perno la capacidad de carga total será $2 \cdot R_k$.

t_i : espesor del elemento i de madera.

d : diámetro del perno.

$M_{y,k}$: momento plástico del perno.

k_{cal} : factor que tiene en cuenta las fuerzas axiales que aparecen en la clavija (1.0 para pernos).

Si comparamos los casos de contacto simple entre las piezas, con los de superficies encoladas, se observa que en el segundo caso, para los mismos niveles de desplazamiento, se alcanzan valores de tensiones mucho más altos en el perno, hasta el punto que llegan a duplicarse. A cambio, tal y como puede observarse en la figura 6, el hecho de pegar las superficies implica que la capacidad resistiva de la unión se multiplique hasta 6 y 7 veces.

Comparando los resultados obtenidos de los ensayos experimentales con los correspondientes al método de los elementos finitos, tanto para el caso encolado como para el de simple contacto, se observa en la figura 6 que los resultados experimentales muestran valores intermedios entre los dos casos de elementos finitos. Ello es debido a que bajo el incremento de las cargas aplicadas, parte de las zonas encoladas comienzan a fallar, o bien el propio pegamento o bien la madera que directamente queda unido a éste, de modo que a partir de cierto nivel de carga la capa de pegamento deja de ser capaz de transmitir, alcanzando el sistema un punto medio entre el caso encolado y el de simple contacto.

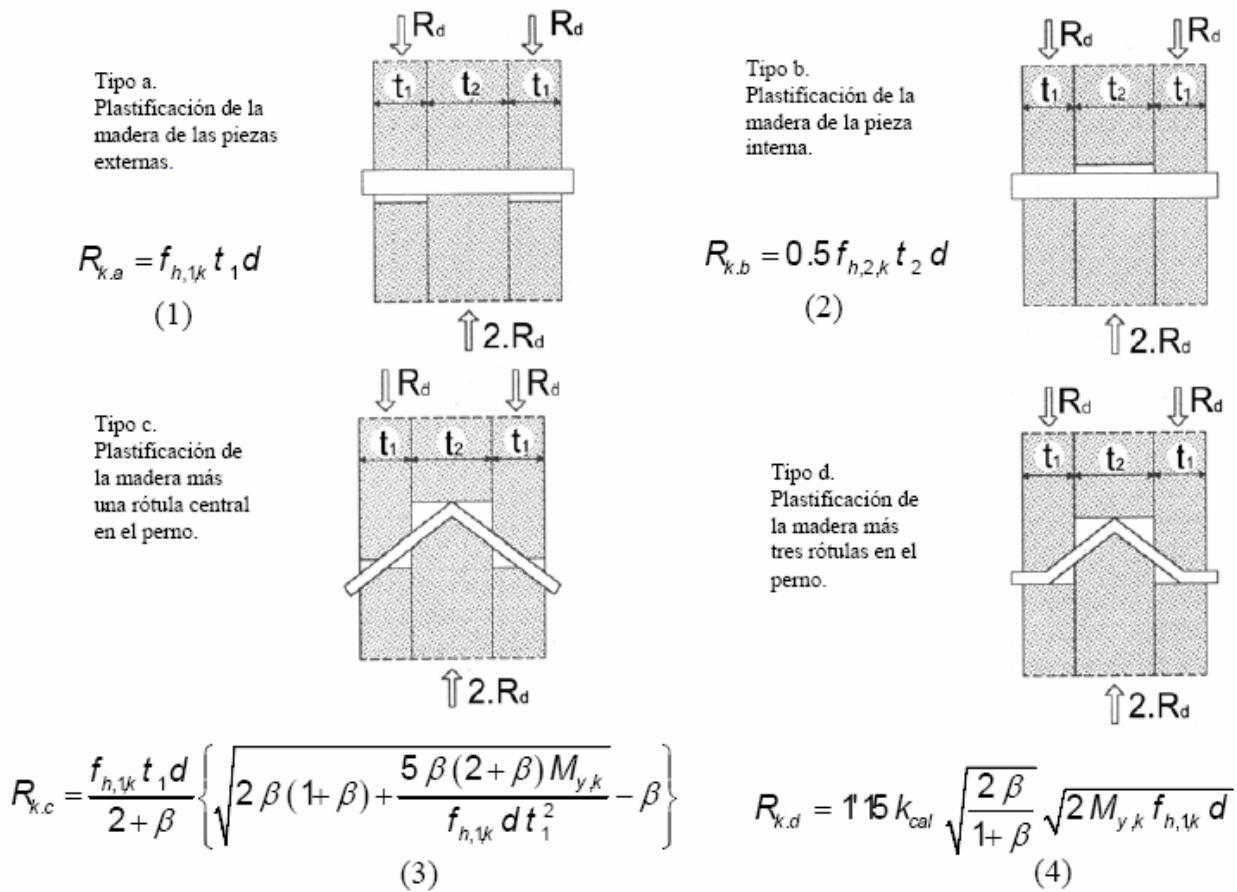


Fig. 5: Tipos de fallo de la unión propuestos por Johansen junto a las ecuaciones de las cargas que los provocan.

Si determinamos el valor de la capacidad resistiva de la unión, a partir de las fórmulas propuestas por Johansen, modificadas según las expresiones que aparecen en el Eurocódigo 5, tenemos que para el perno de 10 mm de diámetro la capacidad de carga es de 25,83 kN para los tipos de fallo “a” y “b” mientras que vale 9,08 kN para el modo de fallo “c” y 4,97 kN para el modo de fallo “d”. Vemos por tanto que el modo de fallo de menor valor de carga es el “d” que implica la aparición de 3 rótulas plásticas en el perno que era lo que se había determinado mediante los ensayos de elementos finitos, salvo que en éstos se había observado que debido al gran ancho de la pieza central de madera el número de rótulas se elevaba a cuatro. El valor calculado con las fórmulas de Johansen resulta conservador comparándolo con cualquiera de los otros resultados. El que más se aproxima es el correspondiente al método de los elementos finitos para caso de contacto que como puede observarse en la figura 6 tiene un pico de resistencia que alcanza los 8 kN para después disminuir su capacidad de carga hasta los 6 kN, en cualquier caso siempre un valor superior a los 5 kN que nos da la ecuación de Johansen.

Realizando los mismos cálculos para el perno de diámetro 30 mm, tenemos que los valores de capacidad de carga según Johansen para la unión son de 60,27 kN para los tipos de fallo “a” y “b” mientras que vale 27,68 kN para el modo de fallo “c” y 31,65 kN para el modo de fallo “d”. Por lo tanto en este caso tenemos un modo de fallo “c” que era el correspondiente a una única rótula central en el perno. Este es el caso de fallo que se observa en los resultados de elementos finitos, tal y como puede comprobarse en la figura 3a para el caso de perno con simple contacto. Comparando estos valores con los de la gráfica 6 vemos que de nuevo el valor obtenido mediante las ecuaciones de Johansen vuelve a ser conservativo. Para el caso de elementos finitos e interacción del tipo solo contacto, la curva de capacidad de carga tiene un pico máximo de casi 50 kN que disminuye posteriormente hasta los 40 kN.

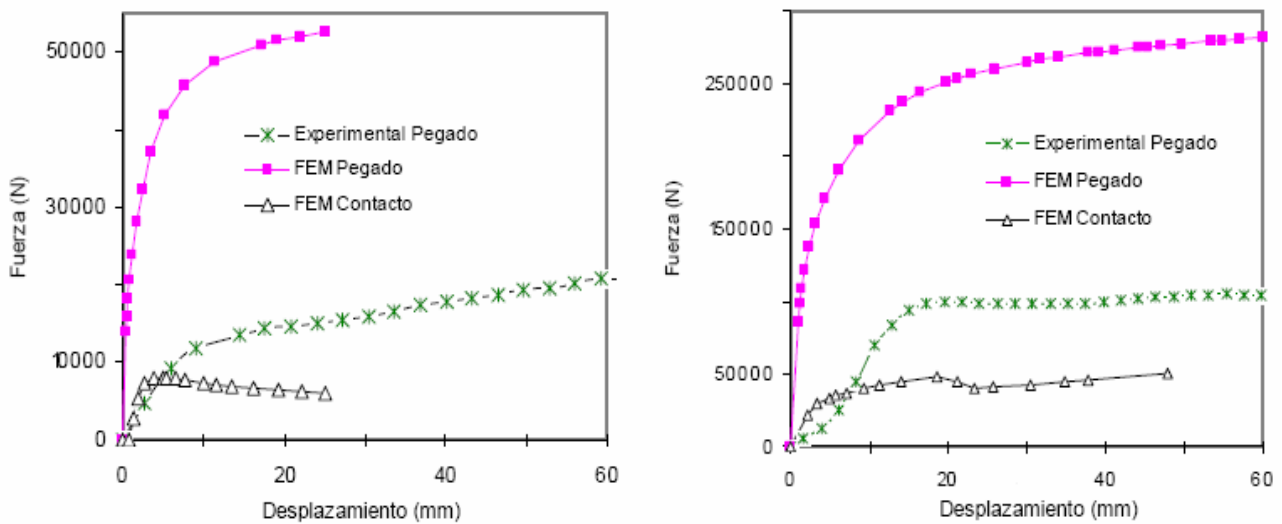


Fig. 6: Fuerza aplicada vs desplazamiento para los modelos de diámetro de perno de 10 mm (izquierda) y de 30 mm (derecha) según se hallan encolado o no.

Influencia del diámetro del perno en la capacidad de carga de la unión.

Como ya reflejan las ecuaciones para el cálculo de este tipo de uniones, una de las variables más importantes a la hora de determinar la capacidad de carga de las mismas es la dimensión del diámetro del perno. En consecuencia se propuso un estudio para ver el efecto de la variación de esta variable. Se realizó para ello una tanda de cálculos mediante el método de los elementos finitos partiendo de un diámetro inicial de 10 mm que se fue incrementando de 5 en 5 mm hasta llegar al valor final de 30 mm. Los resultados se muestran en la figura 7.

En la gráfica se observa como la capacidad de carga obtenida empleando las fórmulas de Johansen, modificadas según las expresiones que aparecen en el Eurocódigo 5, son bastante aproximadas a las obtenidas aplicando el método de los elementos finitos, suponiendo que la interacción entre perno y madera era de tipo contacto. En cambio la capacidad de carga se dispara cuando se supone que las superficies de estas dos partes están perfectamente encoladas en todo momento. Como ya se indicó anteriormente, este supuesto es totalmente irreal, ya que según se va aplicando carga se produce la rotura o bien en la intercara del pegamento o bien en la madera próxima a él, perdiendo gran parte de la capacidad de carga y aproximándose los resultados a la de los otros dos casos.

Influencia de los espesores t_1 y t_2 en la capacidad de carga de la unión.

Otras dos de las variables principales que definen en primera instancia la capacidad resistiva de la unión, aparte del diámetro del perno y de la calidad de la madera y del acero, son los dos espesores de la madera: el central y el lateral. Para ver su influencia se realizaron de nuevo varios cálculos mediante elementos finitos variando estos parámetros entre las magnitudes de 50 y 150 mm para el espesor lateral t_1 y entre 150 y 250 mm para el espesor central t_2 . Mientras se variaba el valor de uno de estos parámetros, se mantenían constantes los otros. Los valores de partida para las tres variables geométricas fueron diámetro 20 mm, espesor de la madera central t_2 200 mm y espesor de la madera lateral t_1 100 mm. Los resultados se muestran en las gráficas 8. De nuevo, como en el caso de variación del diámetro, se observa que los valores de Johansen en los rangos estudiados son algo más conservadores que los correspondientes al caso de FEM-contacto que es el que le corresponde.

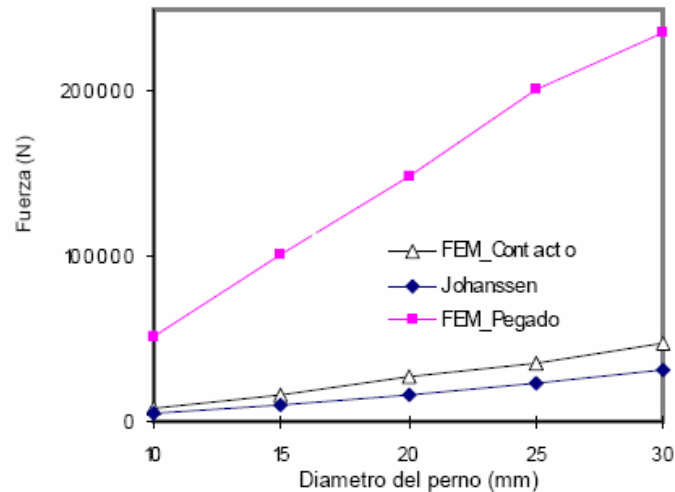


Fig. 7: Capacidad de carga transmitida por la unión en función del diámetro del perno.

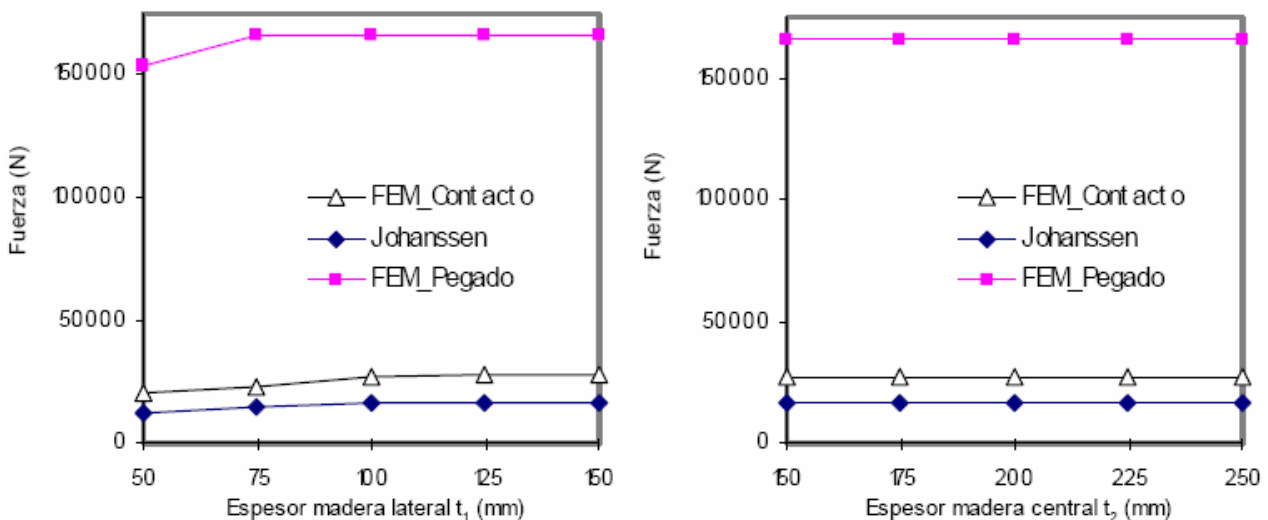


Fig. 8: Capacidad de carga transmitida por la unión en función de los espesores t_1 y t_2 .

Para el caso de variación de t_1 , según Johanssen, a partir de un espesor de 100 mm, el mecanismo de fallo predominante es el "d", en cuya expresión no interviene dicha variable, y por tanto aunque se aumente su magnitud no se obtienen incrementos de capacidad de carga de la unión ya que son otras las variables determinantes de la capacidad de carga. La misma conclusión puede obtenerse viendo la tendencia de la curva correspondiente al estudio FEM de contacto. En esta curva se observa que el predominio del mecanismo de fallo "d", zona plana de la curva, aparece para anchos algo mayores que los obtenidos en el caso de utilizar las ecuaciones de Johanssen, alrededor de los 125 mm. Por su parte en el caso de perno encolado los valores obtenidos son entre 6 y 7 veces los correspondientes al caso de contacto y el predominio del mecanismo "d" donde la curva se hace plana, y por tanto independiente del valor de t_1 , es a partir de los 75 mm de espesor.

Finalmente, para el caso de estudiar el efecto de la variación de t_2 , observamos como las curvas son absolutamente planas para todos los casos, predominando el mecanismo de fallo "d", que es independiente de la magnitud de esta variable. Debe dejarse claro que el predominio de este mecanismo de fallo se debe a los valores iniciales que se han tomado para el estudio. Para otros diferentes, el mecanismo de fallo podría ser distinto e incluso variar dentro de pequeños rangos de modificación de las variables en juego.

CONCLUSIONES

Del análisis de las fuerzas, tensiones y deformaciones, realizado sobre la unión tipo clavija propuesta en el estudio se han obtenido las conclusiones que se enumeran a continuación.

En primer lugar hay que destacar el gran incremento de la capacidad de carga de la unión que supone el empleo del perno encolado con respecto a si se emplea un perno bajo simple contacto. Sin embargo, como ya se indicó a lo largo del texto, el modelo de perno pegado resulta irreal, puesto que siempre, bajo las tensiones que aparecen en los resultados del modelo, se superarían los límites de rotura del pegamento o bien de la madera que queda unida a él. De este modo el caso se acercaría más al correspondiente al caso de contacto y la diferencia de capacidades resistivas entre uno y otro modelo se reduciría en gran medida.

Los valores de la capacidad de carga que dan las ecuaciones de Johansen resultan conservadoras con respecto al caso de contacto, y en consecuencia aún más con respecto al caso de perno encolado. Además, para diámetros pequeños, donde el mecanismo de fallo determinante debería ser el de tres rótulas, se observa que en realidad éste mecanismo es de cuatro debido a la gran magnitud de ancho que se ha elegido para la pieza central de la madera.

Con respecto a los efectos del incremento del diámetro, se observa que a mayor valor de éste, mayor es la capacidad de carga de la unión, no pareciendo tener límite este incremento dentro de los rangos de valores cercanos al estudiado. No ocurre lo mismo al variar los espesores de la madera. Para el caso de la madera de los laterales se alcanza enseguida un valor límite a partir del cual el mecanismo de rotura predominante es el "d" para el cual no influye el valor del espesor de la madera lateral. Para el caso de la madera central, directamente las variaciones de su espesor no afectan a su capacidad resistiva. No obstante debe quedar claro que el bajo efecto de la variación de los espesores se da para el caso particular de los valores de partida elegidos. Para otras magnitudes de éstos, los efectos si que pueden ser significativos. De aquí la necesidad de un estudio adecuado de estos parámetros en el diseño de este tipo de uniones.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado gracias al proyecto subvencionado por la convocatoria de ayudas a proyectos de investigación de la junta de Castilla y León código SA066A08.

REFERENCIAS

ABAQUS User's Manual, versión 6.6., Hibbitt, Karlsson & Sorensen Inc., Pawtucket, USA (2008).

Argüelles, R., F. Arriaga, y J.J. Martínez, Estructuras de Madera. Diseño y Cálculo, Asociación de Investigación Técnica de las Industrias de la Madera y Corcho (AITIM), Madrid, España (2003).

Bainbridge, R., C. Mettem, K. Harvey, M. Ansell, Bonded-in rod connections for timber structures-development of design methods and test observations, *International Journal of Adhesion & Adhesives* 22: 47–59 (2002).

Batchelar ML & McIntosh KA., Structural joints in glulam; Proceedings of the 5th World conference in Timber Engineering, Montreux, 17–20 August: 1: 289–296 (1988).

Chen C.J., Lee T.L., Jeng D.S., Finite element modelling for the mechanical behaviour of dowel-type timber joints, *Computers and Structures* 81, pp 2731–2738 (2003).

Davis T. J., Claisse P.A., Bolted joints in glulam and structural timber composites, *Construction and Building Materials* 14, pp 407-417 (2000).

DIN 4074-1, Sortierung von Holz nach der Tragfähigkeit - Teil 1: Nadelschnittholz. Deutsches Institut für Normung, Berlin (2008).

DIN 976-1. Gewindebolzen – Teil 1: Metrisches Gewinde Deutsches Institut für Normung, Berlin(2002).

Guan Z.W., Rodd P.D., Hollow steel dowels - a new application in semi-rigid timber connections, Engineering Structures 23, 110-119 (2001).

EAE, Instrucción de acero estructural, Comisión Interministerial Permanente de Estructuras de Acero, Madrid, España (2010).

EN 1995-1-1 Eurocode 5, Design of Timber Structures. Part 1-1. General Rules. General rules and rules for buildings, European Committee for Standardization, Bruselas, Belgica (2004).

EN 338:2003, Structural Timber. Strength Classes. European Committee for Standardization, Bruselas, Bélgica (2003).

Hilson, B.O., Joints with dowel-type fasteners. Theory. Timber Engineering, STEP 1. Centrum Hout. Holanda (1995).

Holmberg, S., Persson K., Petersson, H., Nonlinear mechanical behaviour and analysis of wood and Fibre materials, Computers and Structures 72, 459-480 (1999).

Johansen, K.W., Theory of timber connections. International Association of Bridge and Structural Engineering. Publication N°9: 249-262. Bern (1949).

Larsen, H.J. y J.L. Jensen, Influence of Semi-rigidity of Joints on the Behaviour of Timber Structures, Prog. Struct. Engng. Mater.: 2, 267-277 (2000).

Rodd P.D. y Leijten A.J.M., High-performance dowel-type joints for timber structures Prog. Struct. Engng Mater.5, 77–89 (2003).

USDA, Wood Handbook - Wood as an Engineering Material, USDA Forest Service, Forest Products Laboratory, Madison, WI (1998).

Williams J.M., Fridley K.J., Cofer W.F., Falk R.H., Failure modelling of sawn lumber with a fastener hole, Finite Elements in Analysis and Design 36, 83-98 (2000).

Xu B.H., Taazount M., Bouchaïr A., Racher P., Numerical 3D finite element modelling and experimental tests for dowel-type timber joints, Construction and Building Materials 23, 3043–3052 (2009).