

# DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE PLUMINES PARA CARRETILLAS MANIPULADORAS

## DESIGN AND OPTIMIZATION OF CRANE JIBS FOR FORKLIFT TRUCKS

Ramón Miralbés Buil  
Doctor Ingeniero Industrial  
Grupo VEHIVIAL

Luis Castejón Herrer  
Doctor Ingeniero Industrial  
Universidad de Zaragoza

### RESUMEN

El objeto de este artículo, es presentar una metodología de cálculo mediante el M.E.F. de plumines para manipuladoras telescópicas, analizándolos tanto en términos de rigidez como de resistencia, para cualquier tipo de plumín: telescópico, en celosía, de cajón cerrado, etc.

Para ello se han simulado los diversos casos de carga y condiciones de contorno a los que puede estar sometida dicha herramienta, tanto de uso habitual como de uso extremo, teniendo en cuenta tanto la normativa existente, como la experiencia previa sobre el tema y sobre las maniobras a las que puede estar sometida la estructura.

También ha sido necesario definir la metodología para la simulación de los elementos no estructurales, las zonas en contacto, los materiales, etc.

En lo referente a la normativa, a sido necesario realizar una adaptación de la normativa UNE-58536, ya que la normativa aplicable, la norma UNE 1726, resultaba poco restrictiva. Además ha sido necesario estimar algunas velocidades de translación y de rotación para poder aplicar dicha norma.

Además, se han simulado y analizado las uniones por soldadura de los diversos elementos y se ha realizado un análisis comparativo de los resultados extensiométricos y los obteni-

dos numéricamente para unos casos de carga habituales con el objeto de validar la metodología de cálculo y los resultados obtenidos.

**Palabras clave:** plumín, F.E.M., rigidez, resistencia, carretilla, grúa, extensometría, telescópico, rigidez, resistencia, normativa.

### ABSTRACT

*The purpose of this paper is to present a new calculation methodology via F.E.M. applied to crane jibs. This analysis was carried out in terms of strength and stiffness, and for any kind of crane jib: telescopic crane, lattice crane, closed beam crane, etc.*

*Different loads and boundary conditions the structure might be subjected to were simulated. Loads were obtained from normal and extreme crane operation, likewise taking into account current regulations and previous experience.*

*It was also necessary to define methodology to simulate non-structural elements, contacts, materials, etc.*

*Regarding regulations, regulation UNE-58536 had to be adapted since the specific regulation affecting said crane jibs (UNE 1726), was not restrictive enough. Moreover, some translational and rotational speeds had to be estimated for regulation application.*

*In addition, the welding of some parts was simulated and analysed. Comparative analysis was performed on the experimental and numerical results for some load cases. Once this correlation has been obtained the methodology of calculation and the numerical results are validated.*

**Key words:** jib, F.E.M., strength, crane, forklift truck, extensometry, telescopic, stiffness, , normative.

### 1. INTRODUCCIÓN

Los plumines son unas herramientas accesorias que se colocan acopladas a otro tipo de máquinas, bien sea a grúas o a carretillas manipuladoras, principalmente para aumentar su alcance máximo o para acoplar todo tipo de accesorios: cablestrantes, ganchos, portapalets, etc.

Debido a que existe más conocimiento sobre el estudio de estos plumines acoplados a grúas, habrá que centrarse en aquellos aplicados a manipuladoras telescópicas; además, se está produciendo una gran difusión y utilización de las manipuladoras telescópicas para el movimiento de cargas y el trabajo en las obras debido a su alta versatilidad, alcance, maniobrabilidad, etc., por lo que actualmente la demanda de estos accesorios ha crecido notablemente.

En la actualidad, existen dos tipologías diferentes de plumines, por un lado los plumines de tipo cajón cerrado y los de tipo estructura tubular o en celosía, aunque estos últimos presentan una relación peso/precio peor y capacidad de carga menores, pero su alcance suele ser mayor.

Por otro lado, ha aparecido una nueva tipología de plumín, que es el

denominado plumín telescópico y, suele estar formado por dos cuerpos de tipo cajón cerrado uno dentro de otro, que se pueden mover entre sí gracias a un cilindro hidráulico, cuya principal ventaja es su gran alcance y la posibilidad de utilizarlo en varias posiciones de trabajo.

Antes de proceder al cálculo es necesario observar la normativa existente para este tipo de accesorios o para maquinaria similar.

## 2. NORMATIVA APLICABLE

Respecto a este tipo de plumines, no existe una normativa propia, sino que, es necesario utilizar la normativa relativa a las manipuladoras telescópicas y, en concreto la norma UNE-1726: "Carretillas autopropulsadas de capacidad hasta 10.000 Kg. y tractores industriales con un esfuerzo de tracción al gancho de hasta 20.000 N inclusive", en la que se detalla todas las medidas de seguridad y estructurales que debe de soportar una carretilla autopropulsada y sus accesorios.

Respecto al apartado que es de interés en este artículo (ap. 6.2), lo que indica la norma es:

"Los componentes estructurales de la carretilla y sus accesorios, deben soportar una carga estática de  $1.33Q_1$  y  $1.33Q_2$  durante quince minutos.

-  $Q_1$  es la carga nominal a la altura de elevación normalizada y a la distancia normalizada del centro de carga, de acuerdo con lo indicado en la placa de capacidades.

-  $Q_2$  es la capacidad real a la altura máxima de elevación de acuerdo con lo indicado en la placa de capacidades.

Como consecuencia del ensayo, no debe ser visible ningún daño ni deformación permanente"

Al observar esta normativa, se puede apreciar que es una normativa poco restrictiva y que, es necesario adoptar para un correcto dimensionamiento de nuestra estructura la normativa UNE-58536: "Reglas para el cálculo de las estructuras de las grúas móviles de uso general" aplicado a grúas móviles montadas sobre neumáticos

## 3. APLICACIÓN DE LA NORMATIVA UNE-58536 EXISTENTE A UN CASO PARTICULAR

La normativa UNE-58536, presenta una serie de hipótesis de carga (Tabla 1 de la norma) y que se calcu-

Carga Máxima	Menos de 10 T	De 10 a 15 T	De 15 a 20 T	De 20 a 30 T	De 30 a 40 T	Más de 40 T	
Velocidad de Traslación (m/s)	2,78	2,36	1,94	1,39	1,25	0,97	
Velocidad de Rotación (rad/s)	0,37	0,31	0,25	0,25	0,21	0,21	
Velocidad máxima en punta de rotación para un alcance de 16 metros	5,91	5,02	4,02	4,02	3,35	3,35	
Carga Máxima	Hasta 2,5 T	De 2,5 a 4 T	De 4 a 6 T	De 6 a 10 T	De 10 a 15 T	De 15 a 25 T	Más de 25 T
Velocidad de Alcance (m/s)	0,62	0,45	0,31	0,23	0,15	0,10	0,08

Tabla 1: Velocidades máximas admisibles en una grúa

lan como combinación de una serie de cargas a las que se les aplica un coeficiente de mayoración (Tabla 5 de la norma):

### Cargas principales:

- Peso Propio del plumín (G)
- Carga de Servicio (F): peso de la carga útil levantada más el peso de los accesorios ( $F_0$ ; bloque de poleas, gancho, cable, poleas de redireccionamiento, ...).
- Efectos dinámicos producidos por la elevación y el descenso de la carga en servicio ( $\phi$ ): reconsideran al aplicar el factor a la carga en servicio.

Este factor se calcula mediante la fórmula:

$$\phi = 1.1 + 0.13 \cdot V_n (m/s) \text{ con } V_n < 1.5 \text{ m/s} \quad (1)$$

$\phi = 1.3$  para el resto de los casos

Con  $V_n$  la velocidad de elevación máxima de cada elemento (cable, carga, ...)

- Fuerzas debidas a los efectos de la inercia de los movimientos de la grúa: translación (T), giro (S) y alcance (L). Estas fuerzas se aplicaran por separado tanto al peso propio como a la carga de servicio y se explicará mas adelante.

### Cargas adicionales

- Cargas debidas al viento en su posición más desfavorable, tanto en servicio ( $W_i$ ), de la norma 53-113, como fuera ( $W_o$ ), deli-

mitado por el fabricante. Serán posteriormente explicadas.

### Cargas especiales:

- Carga de ensayo estático de la norma UNE 58-501 en el apartado 11.6: Es una norma de vuelco en la que la estructura soporta

una carga de 1.25 veces la carga nominal.

Con ello utilizando el método de "coeficientes de seguridad parciales y tensiones límites", las hipótesis de carga que nos aparecen son las siguientes, utilizando los coeficientes de mayoración de la tabla 5 de la norma:

### Condiciones normales de carga

- Caso 1: Carga normal sin viento

$$1.2 \cdot G + 1.35 \cdot \phi \cdot F + 1.5 \cdot T / S / L \quad (2)$$

Es decir que habrá que calcularlo en rotación, en translación y en aumento del alcance, por separado.

- Caso 2: Carga normal con viento

$$1.09 \cdot G + 1.2 \cdot \phi \cdot F + 1.35 \cdot T / S / L + 1.2 \cdot W_i \quad (3)$$

### Condiciones especiales de carga:

- Caso 3: Fuera de servicio con viento

$$1.09 \cdot G + 1.2 \cdot F_0 + 1.35 \cdot T / S / L + 1.9 \cdot W_o \quad (4)$$

- Caso 4: En montaje con viento: este caso particular no se va a dar nunca en nuestra estructura.

- Caso 5: Carga de ensayo estático

$$1.09 \cdot G + 1.09 \cdot F_0 + 1.09 \cdot 1.25 \cdot (F - F_0) \quad (5)$$

Al observar estos casos de carga, se observa como son más desfavorables que el caso de carga establecido por la normativa UNE-1726 y que contienen a éstos.

Por otro lado, para el cálculo, es necesario establecer unos criterios de resistencia de la estructura, que, según la norma, establecen que:

- Tensión límite combinada (empleando el criterio de Von Mises):

$$\sigma_{V.M.,max} \leq \frac{\text{Limite\_Fluencia}}{1.11} \quad (6)$$

- Cálculo a pandeo

$$\sigma_{compresión,max} < 0.9 \cdot \frac{\text{Limite\_pandeo}}{1.11} \quad (7)$$

- Cálculo de la tensión límite de cortadura

$$\tau_{max} < \frac{\text{Limite\_pandeo}}{1.92} \quad (8)$$

Con todo ello, ya se puede proceder al cálculo de estos elementos empleando las diversas metodologías de cálculo estructural y de resistencia de materiales.

#### 4. FUERZAS DEBIDAS A LOS EFECTOS DE LA INERCIA DE LOS MOVIMIENTOS DE LA GRÚA

El cálculo de las fuerzas debidas a la inercia de la grúa, es más difícil de calcular y, dependen de cada vehículo, de los frenos que lleve montado, del sistema hidráulico, etc.<sup>[1]</sup>

Es por ello que, para una correcta cuantificación de las mismas sería necesario un ensayo con acelerómetros, pero ya que ello no es siempre posible, se intentará adaptar la fórmula empleada para los factores dinámicos, a partir de las velocidades máximas recomendadas en la normativa de grúas UNE-58-507-77 que establece la tabla 1 de velocidades.

Tras ello, observando cada movimiento por separado, aunque cada aceleración debe aplicarse en la dirección correspondiente (ver figura 1):

- **Translación:** es la debida a la translación de la grúa, en nuestro caso de la carretilla y, en especial durante el proceso de frenado, donde se producirá la deceleración máxima. El cálculo se realizará introduciendo una aceleración en dirección longitudinal

al plumín, en las dos direcciones. Para conocer esta aceleración, sería conveniente saber el tiempo mínimo de deceleración, el cual se desconoce, aunque se estimará aproximadamente por un segundo. De esa forma, la máxima deceleración sería aproximadamente de 2.8 m/s<sup>2</sup> que es un valor razonable.

- **Rotación:** es la que se produce en carretillas giratorias, cuando esta tiende a girar y su valor máximo ocurrirá con el máximo alcance de la máquina con el plumín. En este caso surgen dos tipos de aceleraciones tangenciales, por un lado la debida a la fuerza centrífuga y por otro lado la que podría surgir por la aceleración o deceleración necesaria para alcanzar la velocidad de rotación o para parar, siendo este último caso el que presenta una mayor deceleración. De esta forma:

$$a_{centrif} = \frac{v_{tra}^2}{r} \quad (9)$$

y que para el caso más desfavorable podría ser de 2.2 m/s<sup>2</sup>, aunque variaría según la distancia de cada zona.

$$a_{acel\_fren,max} = \frac{v_{rot,max}}{t_{frenada}} - a_{centrif} = \frac{\Omega_{rot} \cdot r_{alc,max}}{t_{frenada}} - \Omega_{rot}^2 \cdot r_{alc,max}$$

$$a_{acel\_rot,max} = \frac{v_{rot,max}}{t_{frenada}} \quad (10)$$

y con un tiempo de frenada de 2 segundos, se obtiene que, la máxima deceleración en la rotación es de 3 m/s<sup>2</sup>

- **Alcance:** es la debida al movimiento del brazo telescópico al desplegarse o al plegarse, pero presenta unas velocidades muy pequeñas, por

lo que, las deceleraciones o aceleraciones serán ridículas en comparación al resto y a la gravedad.

#### 5. CARGAS DE VIENTO

El cálculo de estas cargas, como se mencionó anteriormente se calcula según la norma UNE 53-113 que establece que la fuerza que actúa sobre la cara incidente frente al viento en condiciones normales de funcionamiento ( $w_i$ ) es:

$$P_{viento,ele} = P \cdot C_{f,elemento} \quad (11)$$

, siendo:

-  $P_{viento}$ : la presión del viento por unidad que, en nuestro caso se utilizará 125 N/m<sup>2</sup> (tabla 1 de la UNE 53-113)

-  $C_{f,elemento}$  depende de la forma del elemento sobre el que incida el aire y, en nuestro caso se referirá en todas las zonas de exposición para plúmines de cajón cerrado a la forma del cajón (tabla 2 de la norma UNE 53-113). En el caso de celosías se empleará 1.7 salvo que sea de perfil tubular (tabla 2 de la norma UNE 53-113).

Para introducir dicha carga, se colocará en dirección transversal al plumín en toda la sección incidente.

En relación a las fuerzas debidas a viento en tempestad ( $w_o$ ), estos plúmines no suelen estar diseñados para trabajar en estas situaciones ya que ante este tipo de efectos climáticos no va a estar el plumín montado, pero, por si fuera necesario, se calcularía utilizando un valor de P de 800 N/m<sup>2</sup> para alturas menores a 20 m o de 1100 N/m<sup>2</sup> para alturas entre 20 y 100 m.

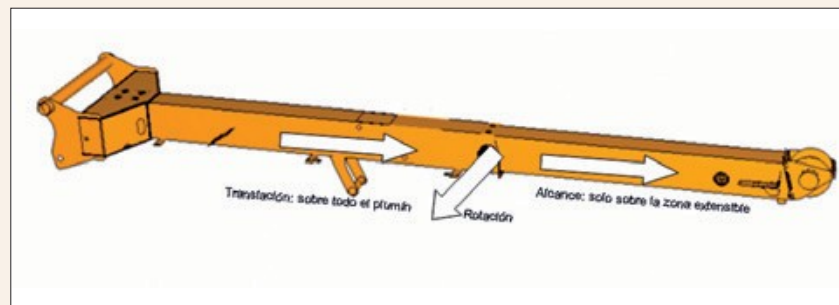


Figura 1: Modelo de elementos finitos de un plumín telescópico



Tensión límite combinada	Tensión límite a tracción			Tensión límite a compresión		Tensión límite de cortadura	
	Soldadura a Tope con Preparación	Soldadura a Tope sin preparación	Cordón de Soldadura	Soldadura a Tope	Cordón de Soldadura	Soldadura a Tope	Cordón de Soldadura
1,11	1,11	1,25	1,57	1,11	1,39	1,57	1,92

Tabla 2: Coeficientes de seguridad en las soldaduras

## 6. CÁLCULO DE SOLDADURAS

La norma UNE-58356, permite el cálculo adicional de las soldaduras del plumín, por lo que es conveniente estudiarlas. Así pues, el cálculo se realiza de forma similar al resto de los casos, pero lo único que varía es el coeficiente de seguridad que se aplica a esta zona y que hay que verificarlas con respecto a cuatro criterios (ver tabla 2):

- Tensión límite combinada (Empleando el criterio de Von Mises)
- Cálculo respecto de la componente de tracción
- Cálculo de la componente de compresión
- Cálculo respecto de la componente de cortadura

## 7. APLICACIÓN DEL M.E.F. A UN CASO PARTICULAR

El método de los elementos finitos (M.E.F.), presenta grandes ventajas para el cálculo y dimensionamiento de estos elementos, permitiendo de una forma fácil y sencilla, la modificación de los espesores y materiales, además de la obtención de mapas de tensiones y de desplazamientos<sup>[2,3,4]</sup>. Debido a la simplicidad que presenta el cálculo de estructuras en celosía o de cajón cerrado fijo, se expondrá la metodología empleada para el cálculo de un plumín telescópico, cuyos principios se podrán aplicar al resto de los plumines de forma sencilla y directa. (ver Fig. 2). Para este caso particular se ha empleado el programa comercial ABAQUS para realizar la simulación mediante elementos finitos.

### 7.1. MODELADO DEL MATERIAL

Para modelizar el material utilizado, se ha partido de la curva tensión-deformación de cada material y, su-

poniendo que estamos siempre en la zona elástica, los únicos valores que necesitamos son los límites elásticos y el módulo de Young.



Figura 2: Modelo de elementos finitos de un plumín telescópico

### 7.2 MODELADO DE LAS SOLDADURAS

El método de los elementos finitos permite el perfecto modelado de las soldaduras (ver figuras 3 y 4). Así pues, si se observa con detenimiento una soldadura, se puede ver que, debido al proceso de soldadura aparecen unas zonas afectadas térmicamente en los alrededores del cordón de soldadura. Estas zonas se denominarán como ZAT's y la zona que queda bajo el cordón de soldadura como ZBS. Al realizar en dichas zonas un ensayo de dureza, se pueden obtener

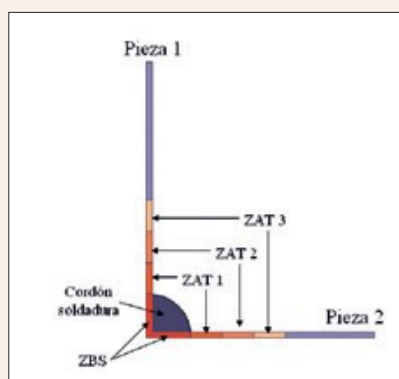


Fig. 3: Zona de soldadura a tope

las propiedades de dichas zonas tras el proceso de soldadura, aunque, por lo general presentaran un límite elástico mayor pero un comportamiento a fatiga peor (salvo para aceros de alto límite elástico). Es por ello que, al tener un mayor límite elástico, emplearlos para estas zonas el límite elástico normal para dicho material.

Por ello para simular las soldaduras, si no es necesario realizar un análisis de fatiga de la soldadura, solo sería necesario modelar el cordón

de soldadura mediante elementos volumétricos.

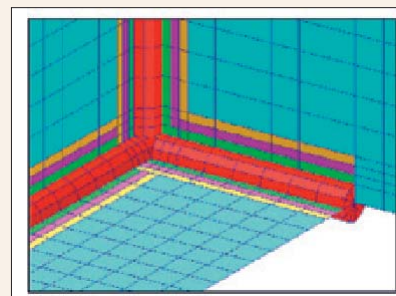


Fig. 4: Soldadura en una esquina incluyendo ZBS y ZATs

Por otro lado, la realización y la modelización de las soldaduras, depende de la forma de éstas. En el caso de una soldadura a tope, la modelización se realizaría como se aprecia en la figura 6, uniendo las diversas piezas en las esquinas y en la soldadura.

Sin embargo, en las soldaduras a solape, el proceso de simulación no es tan sencillo, ya que, las uniones se producen en las zonas de unión, pero

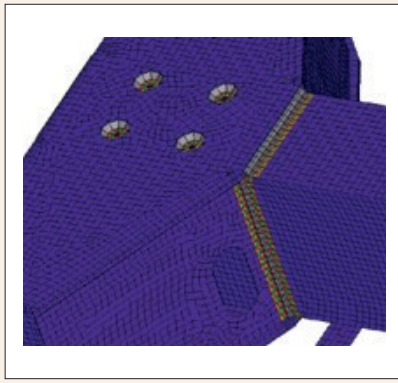


Fig. 5: Zona de soldadura a solape

en el interior no se sabe a ciencia cierta como se comportan ambos materiales y como distribuyen los esfuerzos entre ellos. Es por ello que, para este tipo de unión es necesario establecer una forma diferente de simulación, aunque, para soldaduras pequeñas a solape se puede considerar que en el interior están unidas de forma solidaria ambas piezas.

En nuestro caso particular apareció una zona de soldadura a solape en la que no era posible realizar esta simplificación, que es la unión entre el cajón y el acople con la carretilla.

Como se ve en la figura 4, en la zona superior aparecía una soldadura a solape con unos botones de soldadura en el centro. Por ello, fue necesario modelar la zona superior con elementos volumétricos, para simular perfectamente los cordones de soldadura.

En esta zona se unieron las diversas zonas mediante los cordones de soldadura y, en el resto de las zonas a solape se introdujo un contacto con fricción entre las diversas piezas a unir.

Con todo ello se puede dimensionar y calcular todas las soldaduras con el método de los elementos finitos.

### 7.3. MODELADO DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Los plumines telescópicos, contienen en su interior un cilindro hidráulico que permite extender o retraer el plumín.

Este elemento, en su posición de reposo, tanto extendido como enco-

gido, únicamente transmite esfuerzos axiales entre ambas partes del plumín, por lo que, para modelarlo, se sustituye por una barra rígida, debido a su gran rigidez en comparación con el plumín, que únicamente pueda transmitir esfuerzos axiales.

Por otro lado, este elemento, a lo largo de su proceso de extensión, transmite unas fuerzas entre las diversas zonas que permite el desplazamiento relativo del cajón delantero. Estas fuerzas son difíciles de modelar, ya que dependen del sistema hidráulico, pero, si que se pueden modelar las aceleraciones que sufre el cajón delantero que, como mucho tendrán un valor similar a la aceleración que se producía al aumentar el alcance en la carretilla y que, se consideraban despreciable frente a otras aceleraciones como son las de translación, por lo que no es necesario tener en cuenta este efecto.

### 7.4. SIMULACIÓN DE LOS ELEMENTOS NO ESTRUCTURALES

Los plumines suelen llevar asociados ciertos elementos no estructurales que suelen tener asociada una determinada masa: latiguillos, válvulas selectoras, el propio peso del cilindro hidráulico con el aceite, etc.

Estas masas aparecen a veces incluso descentradas respecto al eje del

### 7.5. SIMULACIÓN DE LAS ZAPATAS DE FRICCIÓN

Para permitir el desplazamiento relativo de ambos cajones en los plumines telescópicos y para permitir la transmisión de esfuerzos entre ellos, se emplean las denominadas pastillas de fricción. Estos elementos van fijados a uno de los dos cuerpos e impiden que se produzca una fricción entre los cuerpos excesiva que pueda llegar a dañar el plumín.

Es por ello que es necesario incluir estas piezas para un perfecto dimensionamiento del plumín y para que los esfuerzos que aparecen en la estructura se transmitan de la forma adecuada, permitiendo un modelado veraz tanto en términos de tensión como de desplazamiento, al permitir un giro relativo entre ambos cuerpos.

Por ello, lo que se hace es colocar estos elementos unidos al cuerpo correspondiente, modelándolos como elementos volumétricos y ajustando las tolerancias a las establecidas en el proceso de fabricación. Con respecto al otro cuerpo, se establecen unos contactos con fricción y con ello se consigue modelar el comportamiento de una forma eficaz.

### 7.6. CASOS DE CARGA

Los casos de carga serán los establecidos en el apartado 4, y, para

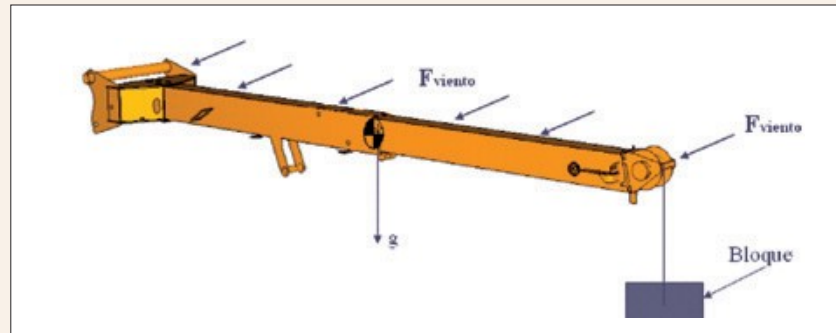


Fig. 6: Caso de carga 2 para el plumín telescópico

plumín, lo que genera una torsión que debe ser incluida. Es por ello que, para modelarlo se colocan en las zonas de unión de estos elementos con el plumín unas fuerzas y momentos equivalentes.

este caso particular para la situación más desfavorable del plumín, que se producirá cuando esté totalmente extendido, ya que, entonces los esfuerzos en los diversos componentes serán máximos. (ver figura 6)

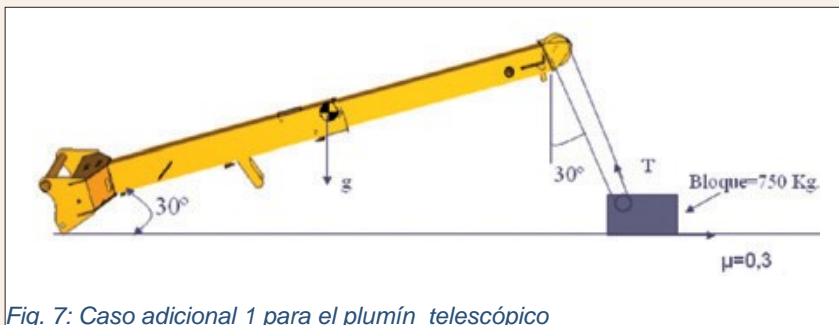


Fig. 7: Caso adicional 1 para el plumín telescópico

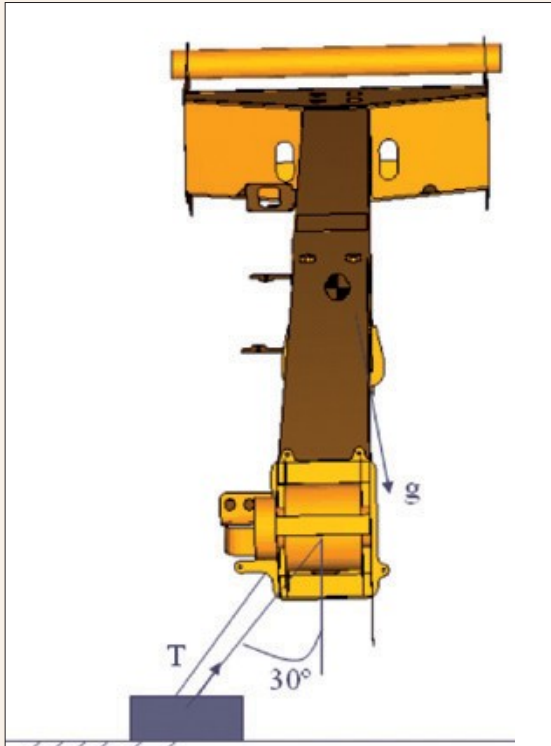


Fig. 8: Caso adicional 2 para el plumín telescópico

pero, se ha incluido como cálculo adicional de seguridad frente a este tipo de maniobras de arrastre, al igual que el siguiente caso de carga.

Para realizar este cálculo, se modificarían las direcciones de la gravedad en el modelo de elementos finitos y las fuerzas aplicadas y, respecto a la carga de servicio ( $F$ ) se sustituiría por el valor de  $T$  y se variaría su dirección de aplicación. El valor de  $T$  se obtendría de la siguiente expresión:

$$T = \frac{F \cdot \mu}{\cos(\alpha)} \quad (12)$$

siendo  $\mu$  el coeficiente de fricción del bloque con el terreno que se considerará de 0.3 y  $\alpha$  el ángulo que forma el plumín con la horizontal.

Para nuestro caso particular de plumín, debido a su forma de utilización, se han incluido tres casos adicionales de carga que sería conveniente analizar. Estos casos son:

- **Caso adicional 1:** plumín con la hipótesis de carga del caso 1, con un ángulo de inclinación de 30° y arrastrando la máxima capacidad de carga (ver figura 7).

Este caso de carga no debería producirse a lo largo de la vida del plumín, al no estar inicialmente diseñado para funcionar de esta forma,

pero, se ha incluido como cálculo adicional de seguridad frente a este tipo de maniobras de arrastre, al igual que el siguiente caso de carga.

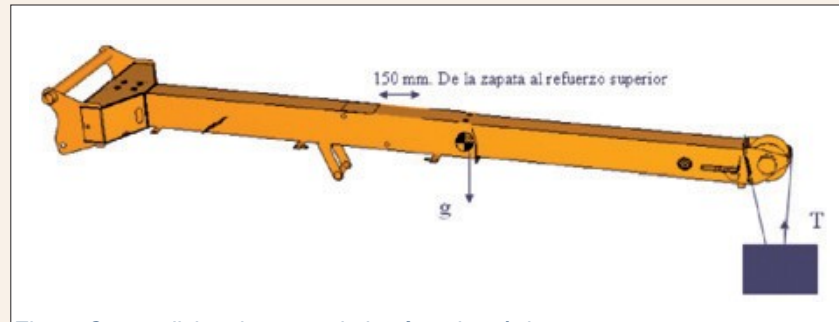


Fig. 9: Caso adicional 3 para el plumín telescópico

- **Caso adicional 2:** plumín con la hipótesis de carga del caso 1 y arrastrando la máxima carga lateralmente con un ángulo de arrastre de la carga de 30° (ver fig. 8).

Este caso se calcula de forma similar al caso de carga 1, pero únicamente se varía el ángulo de aplicación de  $F$  y se valor que se sustituye por el valor de la tensión ( $T$ ) que se obtiene de forma análoga al anterior caso de carga.

- **Caso adicional 3:** Caso de Carga 1 en medio recorrido (ver fig. 9.).

Los plumines telescópicos están diseñados para trabajar únicamente en dos posiciones: totalmente recogido y totalmente extendido, pero como en casos anteriores, se ha incluido este tipo de caso de carga como medida de seguridad.

Hay que destacar que estos plumines en las zonas de contacto para la posición de máximo recorrido, suelen contar con unos rigidizadores locales, ya sean barbas o sobresesores locales por soldadura de otros elementos. Es por ello que, es posible que en un estado intermedio de desplazamiento de los cajones, estos elementos no actúen, pudiendo producirse concentraciones locales de tensiones que sería necesario cuantificar. Por ello, en este caso de carga, se define una posición intermedia de un cuerpo respecto al otro, pero más próxima a la posición de máximo desplazamiento entre cuerpos; mas concretamente a una distancia en la que las pastillas superiores estén a una distancia aproximada del borde de su rigidizador correspondiente de, una vez sus dimensiones máximas.



### 7.7. RESULTADOS OBTENIDOS MEDIANTE EL M.E.F. (VER ORGANIGRAMA 1)

Se han analizado los diagramas de tensiones y de desplazamientos para el plumín telescópico que se ha calculado (ver figuras 10 y 11).

Tras el proceso de diseño y optimización se ha llegado a un plumín telescópico optimizado que cumple frente a los criterios de rigidez y resistencia especificados por la normativa y por la empresa, con un peso final de 434.7 Kg. frente a uno inicial de 498.2 Kg. lo que supone un ahorro en peso y el material del 12%.

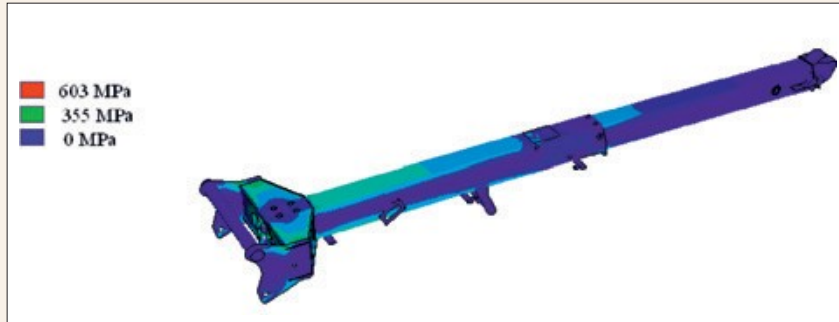


Fig. 10: Tensión de Von Mises para el caso de carga adicional 1

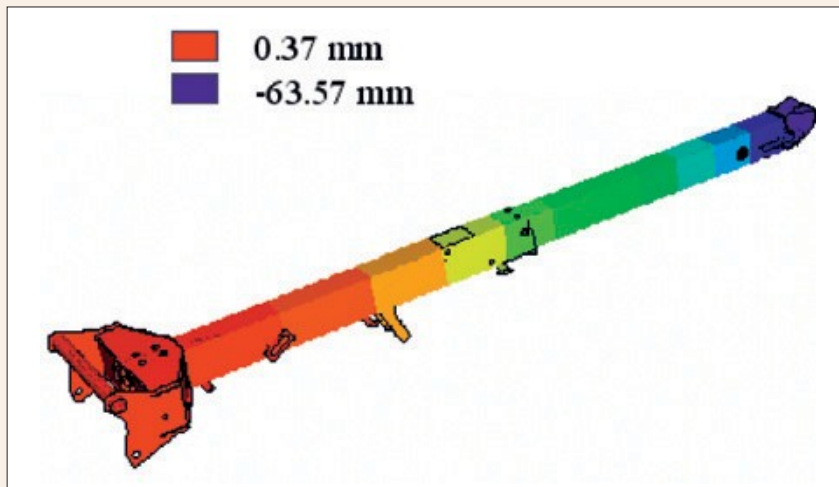


Fig. 11: Desplazamiento vertical para el caso adicional 3

Para realizar la optimización se emplean los límites establecidos en las ecuaciones 6 a 8 para cada una de las diversas piezas que conforman el conjunto. Así pues, en cada una de las piezas se examina tanto la tensión de Von Mises, la tensión de cortadura

y la de pandeo de las piezas. Después con cada una de las tensiones obtenidas se obtiene el coeficiente de seguridad de cada una de las piezas utilizando la siguiente fórmula:

$$C.Seg = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{\max(\sigma_{F.M.\text{Max}}, \tau_{\text{max}}, \sigma_{\text{comp.max}})}$$

Si C.Seg. es mayor que el establecido por el diseñador (en nuestro caso particular de 2) se puede plantear la reducción de los espesores de la pieza hasta acercarnos a espesores próximos o emplear materiales con

peores propiedades. En caso de que sea inferior se procederá de forma contraria aumentando espesores o mejorando la calidad del material utilizado. Esto se realizará con las piezas que se considere necesario, teniendo en cuenta tanto los materiales dispo-



Fig. 12: Galgas extensiométricas 1(izq.) y 2(der.)

nibles por la empresa como los espesores de chapa. Una vez hecho esto se procederá a realizar de nuevo el cálculo y se analizará para observar el comportamiento de las piezas modificadas y ver si cumple los criterios establecidos, pudiéndose proceder sucesivamente hasta llegar a una configuración óptima de espesores.

De esta forma iterativamente se puede llegar a una solución optimizada en espesores que cumpla la normativa y que tenga en menor peso posible. Es posible emplear también programas de optimización como OPTIMUS que realicen esta labor automáticamente.

### 8. ANALISIS EXTENSIMÉTRICO

Para verificar el comportamiento del conjunto mecánico, validar la metodología de cálculo numérico y comprobar el grado de error de esta técnica numérica con respecto a la realidad, se ha realizado un análisis extensiométrico del conjunto mecánico, en el cual mediante tres galgas extensiométricas (ver figura 12) unidireccionales se han obtenido las deformaciones en tres puntos del plumín seleccionados con anterioridad, atendiendo a criterios tanto de accesibilidad, representatividad, predominio de las tensiones en una dirección principal, etc.

Para realizar la correlación numérico-experimental se ha realizado el caso de carga 5 del punto 3. El resto de los casos de carga son difíciles de realizar experimentalmente de forma correcta debido principalmente a las cargas de viento. Hay que destacar que con este caso de carga se puede validar la metodología utilizada y los resultados numéricos, por lo que no es necesario realizar ensayos con otros casos de carga.

### GALGA 1

Resultado Experimental= $450 \mu_{def}=0.21 * 450 \text{ Mpa}=94.5$

Resultado Teórico= $\mu_{def}=0.21 * 433 \text{ Mpa}=91$

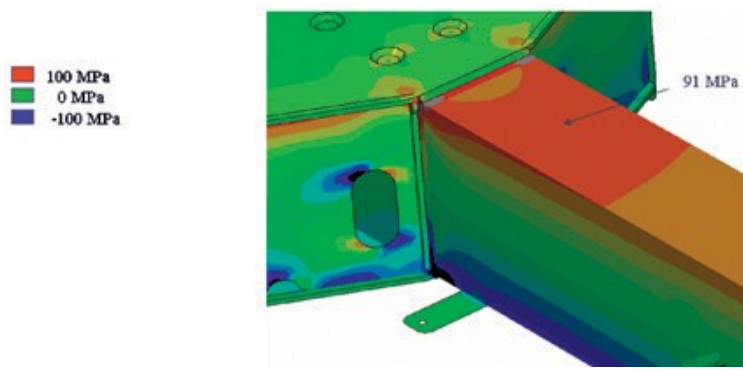


Fig. 13: Comparativa de resultados en la galga 1

### GALGA 2

Resultado Experimental= $430 \mu_{def}=0.21 * 430 \text{ Mpa}=-90.3 \text{ MPa}$

Resultado Teórico= $\mu_{def}=0.21 * 415 \text{ Mpa}=-87 \text{ MPa}$

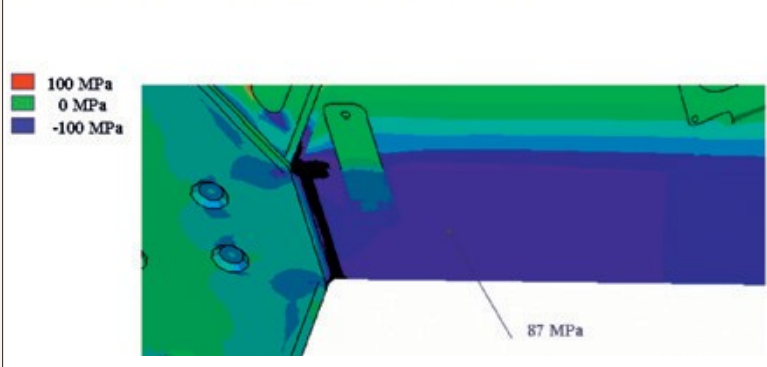


Fig. 14: Comparativa de resultados en la galga 2

### GALGA 3

Resultado Experimental= $150 \mu_{def}=0.21 * 150 \text{ Mpa}=31.5$

Resultado Teórico= $\mu_{def}=0.21 * 120 \text{ Mpa}=28$

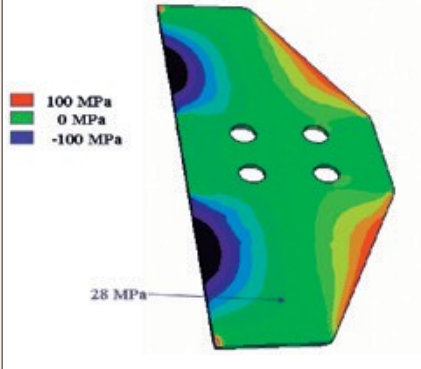


Fig. 15: Comparativa de resultados en la galga 3

Como se observa en la grafica 1, las galgas 1 y 3 trabajan a tracción mientras que la galga 2 trabaja a compresión.

Como se puede apreciar en las figuras 12 a 14, los resultados experimentales y numéricos presentan un alto grado de correlación, con un error como máximo del 12% en la galga 3 que es la que presenta una tensión menor, y por tanto en el que el error es mas acusado en porcentaje.

## 9. CONCLUSIONES

Las principales conclusiones que se obtienen es que se ha desarrollado una metodología para el diseño, cálculo y optimización de plumines para carretillas manipuladoras, en el que, se ha adoptado la normativa UNE-58536 de grúas móviles, ya que la norma UNE-1726 es poco restrictiva, definiendo tanto los casos de carga, las condiciones de contorno, las cargas, los materiales, la forma de introducir las soldaduras, etc.

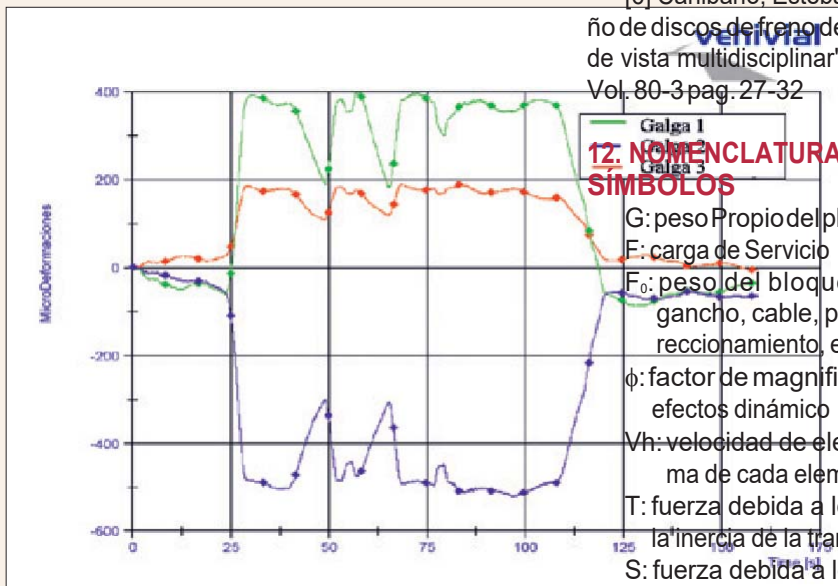
Además se han establecido algunos casos de carga adicionales no contemplados en la norma y que tienen un gran interés para un correcto dimensionamiento del conjunto mecánico, principalmente frente a algunas maniobras que, aunque están desaconsejadas o prohibidas, pueden ocurrir a lo largo de la utilización del plumín.

También se ha establecido una metodología de cálculo mediante técnicas numéricas, en particular utilizando el método de los elementos finitos (M.E.F.), que permite modelar perfectamente todos los elementos y soldaduras del conjunto mecánico y simular todos los casos de carga, pudiendo visualizar en cada punto tanto las tensiones, las deformaciones, los desplazamientos, etc.

Por otro lado se ha realizado una comprobación de los resultados numéricos mediante el método experimental de extensimetría, obteniendo un grado de correlación alto y un error bajo (inferior al 12%) que permite validar los resultados numéricos y la metodología de elementos finitos utilizada.



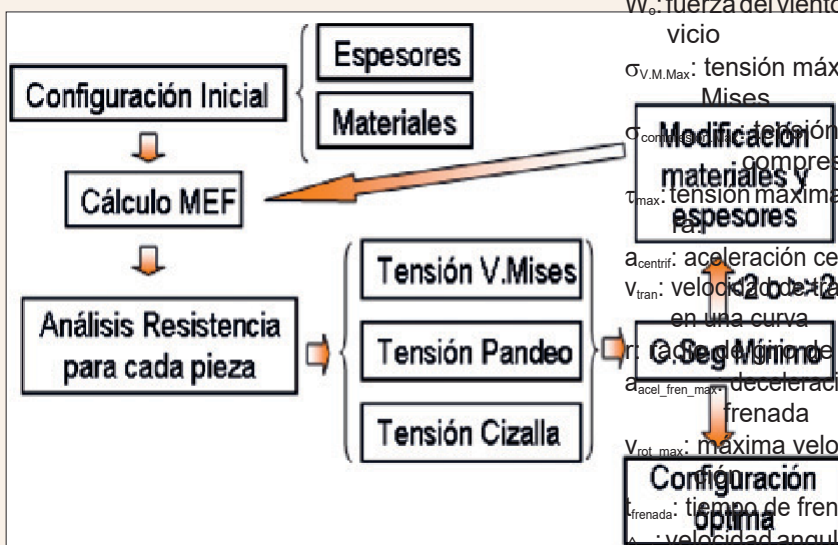
[6] Cañibano, Esteban et al. "Diseño de discos de freno desde un punto de vista multidisciplinar". DYNA 2005. Vol. 80-3 pag. 27-32



Gráfica 1: Grafica de deformaciones frente al tiempo para el ensayo extensiométrico en curva de las galgas

## 12. NOMENCLATURA DE SÍMBOLOS

- G: peso Propiodelplumín
- F: carga de Servicio
- $F_0$ : peso del bloque de poleas, gancho, cable, poleas de redireccionamiento, etc.
- $\phi$ : factor de magnificación de los efectos dinámico
- $V_h$ : velocidad de elevación máxima de cada elemento (en m/s)
- T: fuerza debida a los efectos de la inercia de la translación
- S: fuerza debida a los efectos de la inercia del giro
- L: fuerza debida a los efectos de la inercia del alcance
- W: fuerza del viento en servicio
- $W_0$ : fuerza del viento fuera de servicio
- $\sigma_{V.M.Max}$ : tensión máxima de Von Mises
- $\sigma_{comp}$ : tensión máxima a compresión
- $\tau_{max}$ : tensión máxima de cizalladura
- $a_{centrif}$ : aceleración centrífuga
- $V_{tran}$ : velocidad de translación lineal en una curva
- $r$ : radio de la curva
- $a_{acel\_fren\_max}$ : deceleración máxima de frenada
- $V_{rot\_max}$ : máxima velocidad de rotación
- $t_{frenada}$ : tiempo de frenada
- $\omega_{rot}$ : velocidad angular de rotación
- $r_{alic,max}$ : radio máximo de alcance de la maquina
- $a_{acel\_rot\_max}$ : aceleración máxima debida a la rotación
- $P_{viento,ele}$ : presión del viento por unidad
- $C_{f,elemento}$ : coeficiente de forma de cada elemento con respecto a la incidencia del viento
- $\mu$ : coeficiente de fricción de la carga con el terreno
- T: fuerza de sustitución en el caso adicional 1.
- $\alpha$ : ángulo del cable con respecto al suelo.



Organigrama

## 10. AGRADECIMIENTOS

Expresar nuestro agradecimiento a la empresa **Calmain SL**. por los datos suministrados y por su experiencia.

## 11. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Sun, G. F. kleeberger, M. "Dynamic responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drivesystem". En "Mechanism And Machine Theory". 4º edicion. Oxford: Ed. Edelweisser. 2003. Vol. 38, nº12, pp. 1489-1508.
- [2] Ortiz Berrocal L.; "Resistencia

- de materiales". 3º Edicion. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales: Madrid, 1980, pp. 112-187.
- [3] Timoshenko, S.P.; "Theory of elastic stability". 2ª Edición. New York: Mc Graw- Hill, 1961. pp 150-170.
- [4] Zienkiewicz O.C. y Taylor R.L., "El Método de los Elementos Finitos. Vol. 1, las bases". 8º Edición. Dover, Ed. Dover 2006. pp. 134-179.
- [5] Martinez, Victor. "Diseño de eje puente para tranvías de piso bajo". DYNA abril 2005. Vol 80-3. pag 43-46.