

TOMO II

ÍNDICE

Prólogo.....	9
Introducción.....	13

UNIDAD DIDÁCTICA III **UNIONES RÍGIDAS Y ELÁSTICAS 21**

TEMA 9. UNIONES27

Capítulo 20. Uniones soldadas.....31

20.1. Introducción.....	31
20.2. Estado tensional en juntas a tope.....	33
20.3. Estado tensional en juntas en ángulo.....	34
20.4. Resistencia de uniones soldadas.....	42

Capítulo 21. Uniones pegadas47

21.1. Características de las uniones pegadas.....	47
21.2. Cálculo de uniones pegadas.....	49
21.3. Resistencia de uniones pegadas.....	51
21.4. Cargas de fatiga.....	53

Capítulo 22. Uniones atornilladas.....57

22.1. Características y designación de las roscas.....	57
22.2. Tornillos, tuercas y arandelas.....	60
22.3. Rigidez del perno y de los elementos sujetos. Constante de la unión.....	61

22.4. Uniones atornilladas. Precarga	68
22.5. Carga estática.....	72
22.6. Carga de fatiga.....	74
22.7. Carga de torsión. Remaches	79
Anexo 22.a. Dimensiones de elementos roscados	87
Anexo 22.b. Valores de resistencia para pernos de acero	89
Capítulo 23. Otras uniones	91
23.1. Uniones por presión.....	91
23.2. Ajustes forzados por contracción	92
23.3. Tornillos fijadores	96
23.4. Chavetas y pasadores.....	97
Recapitulación tema 9.....	103
TEMA 10. RESORTES ELÁSTICOS.....	109
Capítulo 24. Resortes helicoidales de tracción y compresión.....	113
24.1. Estado tensional en resortes helicoidales	113
24.2. Rigidez.....	115
24.3. Resortes de tracción o extensión	117
24.4. Resortes de compresión. Estabilidad.....	121
24.5. Frecuencias críticas	124
24.6. Cálculo resistente.....	129
Capítulo 25. Otros resortes.....	135
25.1. Resortes helicoidales de torsión	135
25.2. Resortes de hojas: ballestas	142
25.3. Resortes Belleville.....	145
Recapitulación tema 10.....	149
UNIDAD DIDÁCTICA IV	
TRANSMISIONES POR ENGRANAJES	155
TEMA 11. ENGRANAJES CILÍNDRICOS.....	161
Capítulo 26. Tallado de ruedas dentadas de perfil de evolvente	167
26.1. Engranajes de perfil de evolvente	167
26.2. Propiedades de la evolvente de circunferencia.....	168
26.3. Geometría de la herramienta	171
26.4. Generación de superficies	172
26.5. Generación en el plano. Perfil de evolvente.....	174

26.6. Generación del perfil en la base del diente. Interferencia de tallado.....	181
26.7. Dimensiones del diente generado. Normalización.....	185
Anexo 26.a. Dimensiones normalizadas de engranajes	195
Capítulo 27. Engrane de ruedas de perfil de evolvente	197
27.1. Engrane de dientes de perfil de evolvente.....	197
27.2. Ángulo de presión de operación.....	199
27.3. Grado de recubrimiento.....	204
27.4. Holgura radial y de paso.....	205
27.5. Longitud de contacto	208
Capítulo 28. Cálculo a presión superficial de engranajes cilíndricos.....	221
28.1. Fallos en engranajes	221
28.2. Tensión de contacto. Tensión de contacto nominal	223
28.3. Corrección de la tensión. Tensión de contacto de cálculo	227
28.4. Resistencia y tensión admisible.....	238
28.5. Capacidad de carga, seguridad y duración	244
28.6. Revisión y actualización de la norma.....	254
Capítulo 29. Cálculo a flexión de engranajes cilíndricos.....	257
29.1. Fallo por rotura en la base	257
29.2. Tensión en la base nominal	258
29.3. Tensión en la base de cálculo	264
29.4. Tensión admisible.....	266
29.5. Capacidad de carga, seguridad y duración	270
29.6. Revisión de la norma.....	278
Anexo 29.a. Geometría del engranaje recto virtual.....	281
Anexo 29.b. Determinación de la sección crítica del diente por rotura en la base	283
Rescapitulación tema 11.....	287
TEMA 12. ENGRANAJES CÓNICOS	301
Capítulo 30. Generalidades sobre el cálculo de engranajes cónicos.....	307
30.1. Introducción.....	307
30.2. Geometría del engranaje cilíndrico equivalente.....	308
Capítulo 31. Cálculo a presión superficial de engranajes cónicos.....	315
34.1. Introducción.....	315
34.2. Tensión de contacto nominal.....	316
34.3. Tensión de contacto de cálculo	318
34.4. Tensión de contacto admisible	320
34.5. Capacidad de carga, seguridad y duración	320

Capítulo 32. Cálculo a flexión de engranajes cónicos	325
32.1. Introducción.....	325
32.2. Tensión en la base nominal	326
32.3. Tensión en la base de cálculo	327
32.4. Tensión admisible.....	328
32.5. Capacidad de carga, seguridad y duración	329
Recapitulación tema 12.....	335
TEMA 13. LUBRICACIÓN Y RENDIMIENTO DE ENGRANAJES	345
Capítulo 33. Lubricación de engranajes	349
33.1. Funciones de la lubricación.....	349
33.2. Modelo de lubricación elastohidrodinámica	351
33.3. Desgaste.....	354
33.4. Coeficiente de fricción	355
Capítulo 34. Rendimiento de engranajes	361
34.1. Pérdidas de potencia en engranajes	361
34.2. Modelo de rendimiento. Pérdidas debidas a la fricción por deslizamiento.....	364
34.3. Modelo simplificado de rendimiento para engranajes rectos.....	366
Recapitulación tema 13.....	375
UNIDAD DIDÁCTICA V	
OTRAS TRANSMISIONES	379
TEMA 14. TRANSMISIONES POR CORREA	385
Capítulo 35. Correas planas y redondas	389
35.1. Transmisiones por poleas y correas.....	389
35.2. Correas planas y redondas.....	391
35.3. Cálculo de correas planas y redondas.....	392
35.4. Tensión admisible.....	396
Anexo 35.a. Materiales para correas	401
Capítulo 36. Bandas trapezoidales y dentadas	403
36.1. Características de las correas trapezoidales y dentadas.....	403
36.2. Longitud de banda y distancia entre ejes.....	404
36.3. Dimensiones de las bandas trapezoidales.....	405
36.4. Cálculo y selección de bandas trapezoidales.....	407
36.5. Bandas sincronizadoras	414

Anexo 36.a. Diámetros de poleas trapezoidales.....	417
Anexo 36.b. Factores de corrección de potencia de correas trapezoidales	419
Recapitulación tema 14.....	421
TEMA 15. OTRAS TRANSMISIONES FLEXIBLES.....	427
Capítulo 37. Cadenas de rodillos	431
37.1. Generalidades	431
37.2. Relación de transmisión	435
37.3. Cálculo de transmisiones por cadena	436
Capítulo 38. Cables de transmisión	443
38.1. Conformación y designación de cables.....	443
38.2. Cálculo de cables de transmisión	445
Recapitulación tema 15.....	455
TEMA 16. OTRAS TRANSMISIONES.....	459
Capítulo 39. Tornillos de transmisión de potencia.....	463
39.1. Características y aplicaciones de los tornillos de transmisión.....	463
39.2. Fuerza y par torsor.....	464
39.3. Rendimiento mecánico.....	467
39.4. Resistencia.....	467
Capítulo 40. Ruedas de fricción	471
40.1. Generalidades	471
40.2. Cálculo de ruedas de fricción	471
Recapitulación tema 16.....	475
APÉNDICES	479
I. Factores de conversión de unidades (sistemas internacional y anglosajón).....	481
II. Propiedades elásticas de algunos materiales.....	483
III. Glosario de términos	485

CAPÍTULO 20

UNIONES SOLDADAS

En este capítulo se describen las disposiciones constructivas y los criterios de cálculo de los tipos de juntas soldadas que más comúnmente se presentan en el diseño de máquinas. No se mencionan, por tanto, las distintas técnicas de soldadura ni los criterios de selección de las mismas, cuyo estudio es objeto de otra materia. Sí se consideran, en cambio, los diferentes tipos de carga a que pueden estar sometidas y los métodos de cálculo de las tensiones críticas que se presentan en cada caso.

20.1. INTRODUCCIÓN

Se llama soldadura a la unión rígida y estanca de dos piezas metálicas, por lo general del mismo material o de materiales de parecida composición, de manera que asegure la continuidad las piezas unidas, y concretamente la uniformidad en la transmisión del esfuerzo. Por lo general se utilizan para la formación de estructuras empleadas en la construcción y en la obra civil, si bien encuentran aplicación también en bancadas, carcasas y palancas de accionamiento de las máquinas. Aunque existen numerosas disposiciones constructivas, métodos, materiales de aportación, etc., en este capítulo se va a tratar únicamente de las uniones soldadas más frecuentemente utilizadas en el diseño de máquinas, y en concreto en lo que hace referencia a su cálculo resistente.

De entre los más de cuarenta sistemas de soldadura que existen, el más importante es el sistema de soldadura por fusión. Consiste en el aporte de calor a las piezas a unir hasta alcanzar la fusión, que tras el enfriamiento y la solidificación, quedan unidas. Con frecuencia este proceso de fusión se lleva a cabo con la aportación de otro metal, llamado metal de aportación o de enlace, que facilite la formación del cordón. En tal caso, se habrá de tener en cuenta la posible variación de la resistencia de la mezcla fundida y solidificada respecto de la resistencia de los materiales iniciales, aunque la mayor parte de los materiales de aportación utilizados garantizan resistencias superiores a las de los aceros para estructuras (aumento en la resistencia que, no obstante, nunca se tiene en cuenta en los cálculos).

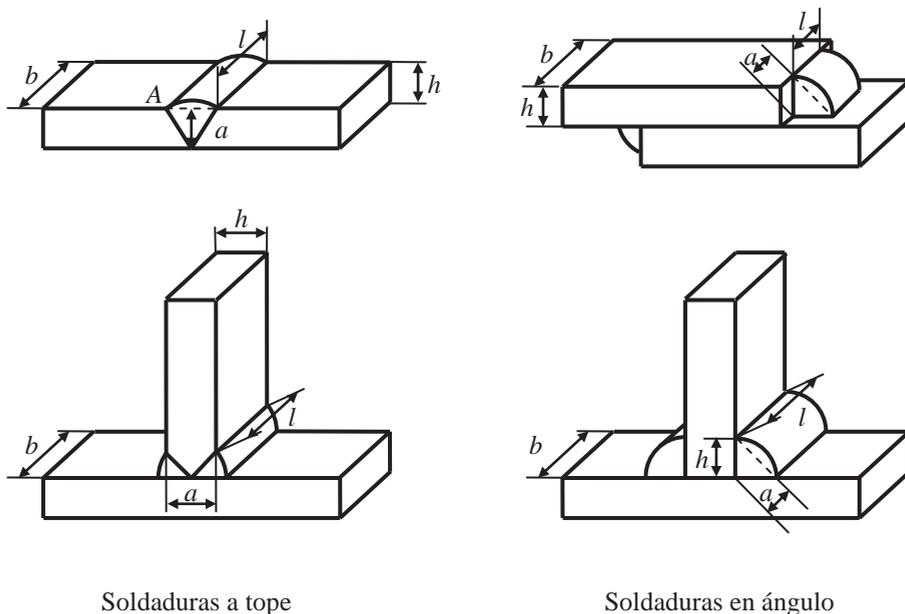


Figura 20.1. Uniones soldadas a tope y en ángulo.

Según su disposición constructiva, las juntas soldadas pueden ser de muchos tipos, pero en elementos de máquinas las más comunes son las juntas a tope y las juntas en ángulo. En la Figura 20.1 se presentan algunos ejemplos de ambos tipos de uniones. En las juntas a tope el cordón de soldadura está situado en la superficie común, en contacto, de las piezas unidas, y por tanto en el borde de al menos una de ellas. De hecho, es muy habitual efectuar en esos bordes algún tipo de rebaje que facilite la introducción del material de aportación. En las uniones en ángulo las superficies en contacto de ambas piezas no quedan unidas entre sí, sino que el cordón de soldadura queda fijado a las superficies adyacentes a ellas.

Para las juntas a tope se considerará siempre una sección resistente igual a la del extremo de la pieza en la que se sitúa el cordón, en los casos de la Figura 20.1 una sección rectangular de lados h y b , longitudes que se identifican también con la garganta a y la longitud l del cordón de soldadura, respectivamente. Es cierto que el sobre espesor del cordón respecto de la garganta –también llamado refuerzo– puede proporcionar una resistencia adicional a la junta; sin embargo, su contribución es muy pequeña en el caso de que la junta trabaje a tracción o compresión, y aunque mayor en el caso de flexión también produciría una mayor concentración de esfuerzos en el punto A, por lo que la supuesta mejora no es tal. De hecho, en el caso de cargas de fatiga, puede suceder que este efecto de concentración de esfuerzos sea mayor que el del aumento de la sección, por lo que en ocasiones es aconsejable eliminar por completo el refuerzo, aplanando la junta. También es cierto que la longitud del cordón l puede ser menor que el ancho de las placas b , en cuyo caso, naturalmente, la sección resis-

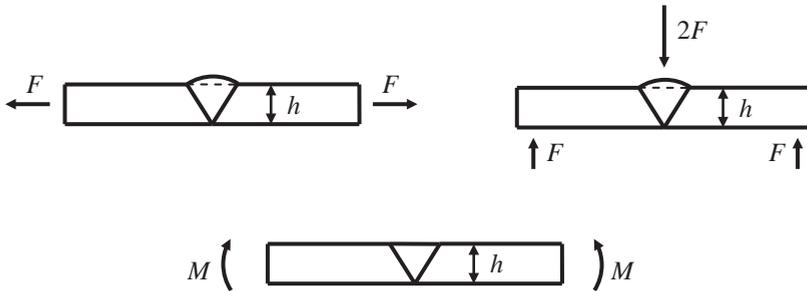


Figura 20.2. Solicitaciones en juntas a tope.

tente no es $h \cdot b$ sino $h \cdot l$, si bien es una disposición constructiva muy poco habitual en juntas a tope.

En las juntas en ángulo, también llamadas juntas de filete, la sección resistente es la definida por el plano bisector del diedro formado por los dos planos perpendiculares a los que se adhiere el cordón de soldadura, de manera que, en este caso, la garganta del cordón a será:

$$a = h \cos 45 = \frac{h}{\sqrt{2}} = 0,707h$$

mientras que la longitud del cordón l , en este caso de junta en ángulo, puede ser o no igual al ancho de las placas b .

20.2. ESTADO TENSIONAL EN JUNTAS A TOPE

En las uniones a tope, el cordón de soldadura está situado en la sección de la unión, formando parte de ésta. Además, como ya se ha indicado, no se han de tener en cuenta aumentos de la sección por efecto del refuerzo –que se vería absorbido por la concentración de esfuerzos que se produce–, ni por la posible mejora de la resistencia por el material de aportación, que deberá compensar eventuales discontinuidades y poros en la formación del cordón. Por consiguiente, a efectos de cálculo resistente, una junta a tope es equivalente a una sola pieza con la misma geometría que las dos piezas unidas, sin ningún tipo de unión. Y como es natural, los cálculos de las tensiones se habrán de hacer de acuerdo con esa geometría. En el caso de las uniones a tope de la Figura 20.1, la superior sería equivalente a una placa plana de ancho b y espesor h , y la inferior a un perfil en T con igual espesor y anchura.

A modo de ejemplo, en la unión a tope de la Figura 20.2 la sección resistente es un rectángulo de lados h y l , donde l es la longitud del cordón, coincidente en este caso con el ancho de las piezas. De acuerdo con ello, en el caso de carga axial, la tensión en la junta será:

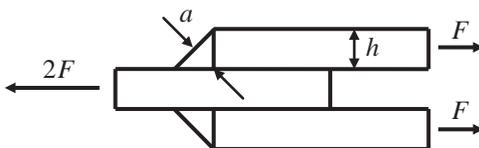


Figura 20.3. Junta en ángulo con cordones transversales.

$$\sigma_n = \frac{F}{hl}$$

Análogamente, en el caso de esfuerzo cortante,

$$\tau = \frac{F}{hl}$$

y, finalmente, en el caso de momento flector,

$$\sigma_x = \frac{6M}{h^2l}$$

Obsérvese que, en el caso de carga de flexión, el refuerzo se ha eliminado para evitar la concentración de esfuerzos.

20.3. ESTADO TENSIONAL EN JUNTAS EN ÁNGULO

En las juntas en ángulo los cálculos se han de referir siempre a la sección definida por el plano bisector del cordón, que forma un ángulo de 45° con las caras de las piezas soldadas. Eso significa que, por lo general, cualquier carga externa sobre las piezas unidas producirá en esta sección una combinación de tensiones normales y cortantes, que pueden dar lugar a un estado tensional más o menos complicado. Sin embargo, para el cálculo de este tipo de unión no es necesario un análisis tan preciso del estado tensional, sino que se introducen una serie de simplificaciones, cuyos errores se absorben con la adopción de márgenes de seguridad, y que varían con el tipo de sollicitación y la disposición de los cordones.

a. Esfuerzo normal y cortante

La Figura 20.3 muestra una unión soldada con un cordón en disposición transversal, es decir, perpendicular a la carga. Si se corta por la sección de garganta y se impone la condición de equilibrio de la placa superior, se tiene:

$$\sigma = \frac{F}{\Omega} = \frac{F}{hl \cos 45}$$

y, por tanto, las tensiones normal y cortante en los puntos de la sección serán:

$$\sigma_n = \sigma \cos 45 = \frac{F}{hl}$$

$$\tau = \sigma \sen 45 = \frac{F}{hl}$$

El estado tensional en dichos puntos es un estado plano caracterizado por el tensor de tensiones:

$$[T] = \begin{bmatrix} \sigma_n & \tau \\ \tau & 0 \end{bmatrix}$$

por lo que el valor de la tensión cortante máxima –igual al radio del círculo de Mohr– se puede comprobar fácilmente que es:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F}{2hl}\right)^2 + \left(\frac{F}{hl}\right)^2} = \frac{\sqrt{5}}{2} \frac{F}{hl} = 1.118 \frac{F}{hl}$$

Este valor de la tensión de cortadura máxima está basado en la hipótesis de que el reparto de tensiones en la sección es uniforme, lo que resulta aceptable para la tensión normal pero no tanto para la tensión cortante (obsérvese, por ejemplo, que en el punto exterior de la sección la tensión cortante ha de ser nula, de acuerdo con el teorema de reciprocidad de tensiones tangenciales). Y si la tensión no es uniforme, es evidente que la máxima es mayor que el valor medio que se acaba de calcular. Por eso, para el diseño se suele tomar un valor de τ_{\max} igual al que resultaría de suponer que toda la tensión σ sobre la sección produce esfuerzo cortante, y no sólo la componente de la misma contenida en el plano, $\sigma \sen 45$. De acuerdo con ello, se tomará para el cálculo:

$$\tau_{\max} = \sigma = \frac{F}{hl \cos 45} = \sqrt{2} \frac{F}{hl} = 1,414 \frac{F}{hl}$$

lo que equivale a suponer una distribución uniforme sobre el área de la sección, con un margen de seguridad de:

$$n = \frac{1,414}{1,118} = 1,26$$

que se considera razonable. Naturalmente, aunque el valor que se toma para τ_{\max} es el de σ , su dirección es la de τ , o sea, paralela a la cota de a en la Figura 20.3.

Un procedimiento similar se sigue en el caso de cordones longitudinales, como los de la Figura 20.4. También ahora se toma una tensión cortante igual a la resultante de distribuir uniformemente en la sección de garganta toda la fuerza (no solo la componente contenida en el plano) y en la dirección de ésta, admitiendo que el factor de seguridad de 1,26 que se acaba de calcular es suficiente para absorber el error debido a la falta de uniformidad en la distribución de τ . El cálculo se haría con las mismas ecuaciones; si bien, en el caso de la Figura 20.4, como se tienen dos cordones de soldadura, la tensión cortante máxima sería:

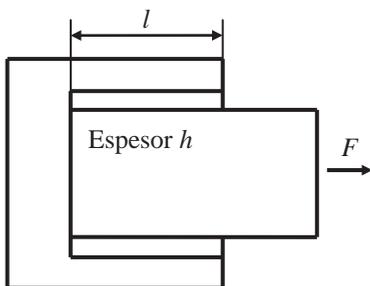


Figura 20.4. Junta en ángulo con cordones longitudinales.

$$\tau_{\max} = \frac{\sqrt{2}}{2} \frac{F}{hl} = 0,707 \frac{F}{hl}$$

b. Torsión

A diferencia de los casos anteriores, el esfuerzo cortante que produce en la sección de garganta una sollicitación de torsión no se puede suponer uniforme a lo largo de la misma. Para estudiar cómo es realmente esa distribución, se estudiará inicialmente el caso discreto. Supóngase una unión formada por n puntos de soldadura, todos iguales. El momento torsor externo M_T inducirá un esfuerzo cortante T_i en cada uno de ellos, de tal manera que, si r_i es la distancia del punto de soldadura i al centro de gravedad de todos G , se ha de cumplir:

$$\sum_{i=1}^n T_i r_i = M_T$$

dado que T_i ha de ser perpendicular a r_i para que su valor, y en consecuencia el valor de la energía de deformación, sean mínimos. Por otro lado, si se supone que todos los puntos de soldadura son iguales, el potencial interno debido a cada esfuerzo cortante T_i será proporcional al cuadrado de su valor T_i^2 , y por tanto el potencial interno total será:

$$U_s = \sum_{i=1}^n k T_i^2$$

El reparto de los esfuerzos cortantes habrá de ser tal que haga mínimo el potencial de deformación U_s , sujeto a la restricción de que el par exterior ha de ser igual a la suma de los pares de cada uno respecto del centro de gravedad. Para resolver el problema matemático se puede utilizar el método de los multiplicadores de Lagrange, para lo que se parte de la función:

$$H = U_s + \lambda \left(\sum_{i=1}^n T_i r_i - M_T \right) = \sum_{i=1}^n k T_i^2 + \lambda \left(\sum_{i=1}^n T_i r_i - M_T \right)$$

y se aplican las condiciones de estacionariedad, que obligan a que sean nulas sus derivadas respecto a cada esfuerzo cortante T_i y respecto al parámetro λ :

$$\left[\frac{\partial H}{\partial T_i} = 2kT_i + \lambda r_i = 0 \right]_{i=1 \dots n}$$

$$\frac{\partial H}{\partial \lambda} = \sum_{i=1}^n T_i r_i - M_T = 0$$

Multiplicando cada una de las n primeras ecuaciones por su correspondiente r_i y sumándolas todas, se tiene:

$$\left[2kT_i r_i = -\lambda r_i^2 \right]_{i=1 \dots n}$$

$$\sum_{i=1}^n T_i r_i = -\sum_{i=1}^n \frac{\lambda}{2k} r_i^2 = -\frac{\lambda}{2k} \sum_{i=1}^n r_i^2$$

Como el término de la izquierda es igual a M_T , resulta:

$$M_T = -\frac{\lambda}{2k} \sum_{i=1}^n r_i^2 \Rightarrow \lambda = -\frac{2kM_T}{\sum_{i=1}^n r_i^2}$$

y, sustituyendo ahora el valor de λ en cada una de las n primeras ecuaciones, se obtiene:

$$T_i = \frac{M_T r_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2}$$

El caso de un cordón de soldadura se puede asemejar al de infinitos puntos de soldadura de área diferencial, de manera que si en la ecuación anterior se divide por $d\Omega$ ambos miembros de la igualdad, y se sustituye el sumatorio –que quedaría extendido a infinitos sumandos de valor diferencial– por la correspondiente integral, resulta:

$$\tau_M = \frac{dT}{d\Omega} = \frac{M_T r}{\int_{\Omega} r^2 d\Omega} = \frac{M_T}{J_G} r$$

donde J_G es el momento de inercia central de la sección de garganta respecto de su centro de gravedad. Naturalmente, si la unión la forman varios cordones, el momento de inercia se habrá de calcular respecto del centro de gravedad de todos ellos, para lo que se habrá de aplicar el teorema de Steiner:

$$J_O = I_x + I_y = \int_{-l/2}^{l/2} y^2 a \, dy + \int_{-a/2}^{a/2} x^2 l \, dx = \frac{1}{12} (al^3 + la^3)$$

$$J_G = J_O + r_o^2 \Omega = \frac{1}{12} (al^3 + la^3) + r_o^2 al$$

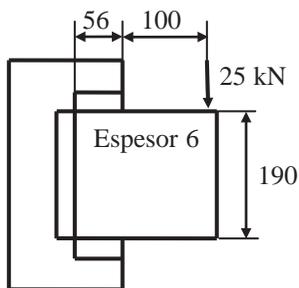


Figura 20.5. Junta sometida a torsión.

donde r_G es la distancia del centro de gravedad G al centro de gravedad del cordón, y a y l las dimensiones de la sección de garganta.

Asimismo, es de destacar que la ecuación de τ_M obtenida proporciona el valor de la tensión de cortadura en cada punto debida al momento torsor. Si, como será habitual, el momento torsor se debe a una carga que produce, además, esfuerzo cortante sobre la unión, la tensión de cortadura total será la suma vectorial de la tensión por torsión y la tensión por cortadura, que como se acaba de ver, se supone repartida uniformemente en la sección de garganta.

EJEMPLO 20.1

La unión soldada de tres cordones de la Figura 20.5, cuyas dimensiones están todas en mm, se somete a una fuerza en el extremo de 25 kN. Calcular la tensión de cortadura máxima en la unión.

SOLUCIÓN

Se aprecia que la unión está sometida a un esfuerzo cortante y a un momento torsor, por lo que la tensión cortante en cada punto será la suma vectorial de las tensiones producidas en ese punto por la fuerza cortante y por el momento torsor. La tensión debida a la fuerza cortante será uniforme en toda la sección resistente de la unión, de manera que:

$$\tau_F = \frac{F}{(l_V + 2l_H)a} = \frac{F}{(l_V + 2l_H)h \cos 45} = \frac{25.000}{(190 + 2 \cdot 56)6} \sqrt{2} = 19,512 \text{ MPa}$$

en sentido vertical, hacia abajo.

Para calcular la tensión debida al momento torsor es necesario, primero, calcular la posición del centro de gravedad de los cordones de soldadura. En la Figura 20.6 se han representado los tres cordones, con sus respectivos centros de gravedad O_i , así como el centro de gravedad del conjunto de los tres G . El eje y coincide con el cordón de soldadura vertical,

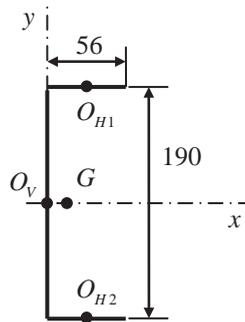


Figura 20.6. Centro de gravedad de la unión.

mientras que el eje x pasa por el punto medio del mismo. Por simetría, el punto G estará contenido en el eje x , de manera que:

$$y_G = 0$$

mientras que la coordenada x habrá de verificar:

$$x_G \sum_i \Omega_i = \sum_i x_i \Omega_i$$

$$x_G = \frac{\sum_i x_i l_i a}{\sum_i l_i a} = \frac{\sum_i x_i l_i}{\sum_i l_i} = \frac{2 \frac{56}{2} 56 + 0 \cdot 190}{2 \cdot 56 + 190} = 10,384 \text{ mm}$$

El momento torsor será:

$$M_T = F \cdot (56 + 100 - x_G) = 25 \cdot (56 + 100 - 10,384) = 3640,400 \text{ N} \cdot \text{m}$$

y el momento de inercia central:

$$J_G = 2 \left(J_{O_H} + \Omega_H \overline{O_H G}^2 \right) + \left(J_{O_V} + \Omega_V \overline{O_V G}^2 \right)$$

$$= 2 \left(\frac{1}{12} (a l_H^3 + a^3 l_H) + a l_H \left[\left(\frac{l_V}{2} \right)^2 + \left(\frac{l_H}{2} - x_G \right)^2 \right] \right) + \left(\frac{1}{12} (a l_V^3 + a^3 l_V) + a l_V x_G^2 \right)$$

$$= 2 \left(\frac{1}{12} \left(\frac{6}{\sqrt{2}} 56^3 + \left(\frac{6}{\sqrt{2}} \right)^3 56 \right) + \frac{6}{\sqrt{2}} 56 \left[\left(\frac{190}{2} \right)^2 + \left(\frac{56}{2} - 10,384 \right)^2 \right] \right)$$

$$+ \left(\frac{1}{12} \left(\frac{6}{\sqrt{2}} 190^3 + \left(\frac{6}{\sqrt{2}} \right)^3 190 \right) + \frac{6}{\sqrt{2}} 190 \cdot 10,384^2 \right)$$

$$= 7.073.963,175 \text{ mm}^4$$

Puesto que la tensión cortante debida al momento torsor en cada punto τ_M es proporcional a la distancia del punto al centro de gravedad, esta tensión alcanzará su valor máximo en el punto más alejado de G , que siempre será el extremo de alguno de los cordones. En este ejemplo, los puntos más alejados son los extremos derechos de los cordones horizontales. Sin embargo, como dicha tensión ha de sumarse vectorialmente con la tensión debida al esfuerzo de cortadura τ_F , puede darse el caso de que el punto más desfavorable no sea el de τ_M máxima, por lo que, en general, será necesario calcular las tensiones en todos los extremos de todos los cordones.

En este ejemplo, sin embargo, se puede encontrar el punto de máxima tensión tangencial sin necesidad de cálculos. En efecto, puesto que el momento torsor sobre G tiene sentido horario y las tensiones τ_M son perpendiculares al vector que une G con el punto sobre el que actúan, las componentes verticales de τ_M en los extremos derechos de los cordones estarán dirigidas hacia abajo, y por tanto en el mismo sentido que τ_F , mientras que en los extremos izquierdos los sentidos son opuestos. En consecuencia, la tensión de cortadura máxima se localizará en los extremos derechos de los cordones horizontales, y su valor será:

$$r = \sqrt{\left(\frac{l_V}{2}\right)^2 + (l_H - x_G)^2} = \sqrt{\left(\frac{190}{2}\right)^2 + (56 - 10,384)^2} = 105,384 \text{ mm}$$

$$\tau_M = \frac{M_T}{J_G} r = \frac{3640,4 \cdot 10^3}{7.073.963,175} 105,384 = 54,233 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{\left(\tau_M \frac{l_V}{2r}\right)^2 + \left(\tau_M \frac{l_H - x_G}{r} + \tau_F\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(54,233 \frac{190}{2 \cdot 105,384}\right)^2 + \left(54,233 \frac{56 - 10,384}{105,384} + 19,512\right)^2} = 65,100 \text{ MPa}$$

c. Flexión

Un momento flector produce en las secciones del sólido en el que actúa una distribución de tensiones normales que se rige por la ley de Navier. En el caso de una unión soldada, esa tensión normal forma un ángulo de 45° con la sección de garganta del cordón, por lo que sus componentes normal y tangencial serán iguales. Sin embargo, como en el caso anterior, la tensión de cortadura máxima para el cálculo se tomará igual a la tensión de Navier, lo que, como se dedujo más arriba, supone trabajar con margen de seguridad de 1,26 en previsión de discontinuidades en la formación del cordón o falta de uniformidad en la distribución de tensiones. Y como en el caso anterior, la dirección de esta tensión cortante será la del lado menor del rectángulo de la sección de garganta.

Otra simplificación frecuente es la de despreciar el momento de inercia de la sección de garganta respecto de su eje mayor frente al otro término, Ωr^2 , del teorema de Steiner. En

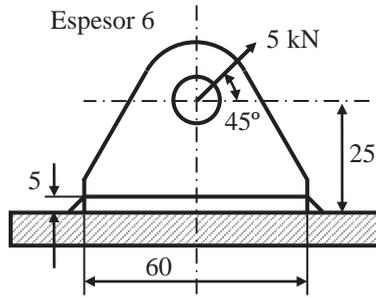


Figura 20.7. Junta sometida a flexión.

efecto, el error que se comete es, por lo general, muy pequeño, y proporciona un margen de seguridad adicional, pues al suponer un momento de inercia menor se está trabajando con una tensión mayor.

EJEMPLO 20.2

La pieza de la Figura 20.7 se encuentra unida a una plancha horizontal mediante cuatro cordones de soldadura alrededor de todo el perímetro de su base. Por el orificio superior un eje le transmite una carga de 5 kN que forma un ángulo de 45° con el plano horizontal. Calcular la tensión de cortadura máxima en la junta.

SOLUCIÓN

Los valores de las componentes horizontal y vertical de la fuerza y del momento flector son:

$$F_H = F_V = 5000 \cos 45 = 3535,534 \text{ N}$$

$$M_F = F_H \cdot 25 = 88.388,348 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

mientras que el área total de garganta y el momento de inercia valen:

$$\Omega = a(2l_1 + 2l_2) = \frac{5}{\sqrt{2}}(2 \cdot 60 + 2 \cdot 6) = 466,690 \text{ mm}^2$$

$$I = 2I_1 + 2I_2 = 2 \frac{1}{12} a l_1^3 + 2 a l_2 \left(\frac{l_1}{2} \right)^2 = \frac{1}{6} \frac{5}{\sqrt{2}} 60^3 + 2 \frac{5}{\sqrt{2}} 6 \left(\frac{60}{2} \right)^2 = 165.462,987 \text{ mm}^4$$

Nótese que para los cordones cortos se ha despreciado el momento de inercia respecto de su eje de simetría, como se indicó anteriormente.

Sobre la sección de la unión actúan tres solicitaciones: el momento flector, que produce