

95
2 E.



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Ingeniería

CONEXIONES ATORNILLADAS EN ESTRUCTURAS
DE ACERO.

T E S I S

Que para obtener el Título de
INGENIERO CIVIL

p r e s e n t a

RUBEN MANUEL MARQUEZ FLORES

Ciudad Universitaria, México, 1987.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CONTENIDO

| | | pag. |
|--------------------|---|-----------|
| Capítulo 1 | INTRODUCCION | 1 |
| 1.1 | Descripción | 2 |
| 1.2 | Tornillos ASTM A-307 | 2 |
| 1.3 | Uso de los tornillos A- 307 | 3 |
| 1.4 | Tornillos de alta resistencia | 4 |
| 1.5 | Colocación | 8 |
| Capítulo 2. | CONSIDERACIONES DE DISEÑO | 14 |
| 2.1 | Esfuerzos nominales y permisibles en las juntas atornilladas | 14 |
| 2.1.1 | Longitud de las juntas | 27 |
| 2.1.2 | Distribución de los agujeros | 29 |
| 2.1.3 | Efectos de los agujeros | 30 |
| 2.1.4 | Longitud de agarre de los tornillos | 32 |
| 2.1.5 | Comportamiento de las juntas | 33 |
| 2.1.6 | Fatiga | 37 |
| 2.1.7 | Reutilización de los tornillos | 38 |
| 2.2 | Conexiones en estructuras | 38 |
| 2.2.1 | Conexiones simples | 39 |
| 2.2.2 | Conexiones semirrígidas | 44 |
| 2.2.3 | Conexiones rígidas | 45 |

| | | |
|----------------------|--|------------|
| Capítulo 3 | DISEÑO DE CONEXIONES ATORNILLADAS | 48 |
| 3.1 | Tornillos sometidos a carga excéntrica. | 48 |
| 3.1.1 | Diseño de conexiones excéntricas según el A.I.S.C . | 54 |
| 3.2 | Conexiones sujetas a cortante. | 64 |
| 3.2.1 | Angulos de asiento. | 64 |
| 3.2.2 | Conexiones de alma. | 72 |
| 3.3 | Flexión en elementos de unión. | 78 |
| 3.4 | Tornillos sometidos a corte y tensión | 96 |
| 3.5 | Conexiones a momento y cortante. | 100 |
| 3.5.1 | Conexiones rígidas a base de ángulos. | 102 |
| 3.5.2 | Conexiones rígidas usando placas para transmitir momento flexionante. | 111 |
| 3.5.3 | Conexiones resistentes a momento con placas de extremo. | 123 |
| 3.6 | Empalme de vigas y columnas. | 130 |
| 3.6.1 | Empalmes en elementos a tensión. | 130 |
| 3.6.1.1 | Angulos auxiliares. | 144 |
| 3.6.2 | Empalmes en vigas. | 146 |
| 3.6.3 | Empalmes en columnas. | 155 |
| Capítulo 4. | Conclusiones. | 163 |
| 4.1 | Confiabilidad de las hipótesis simplificatorias. | 165 |
| Bibliografía. | | 176 |

CAPITULO 1

INTRODUCCION

El proceso de diseño de una estructura requiere encontrar el medio de unión entre los diversos elementos que forman la estructura, a fin de dar la continuidad necesaria. Y son las conexiones las que proporcionan nudos rígidos o articulados en una estructura metálica.

Las conexiones en una estructura van a unir principalmente vigas y columnas, estas conexiones pueden ser rígidas para transmitir fuerza cortante y momento flexionante, o pueden ser simples, sin transferencia de momentos.

Las conexiones se realizan a base de elementos sencillos para que resulten económicas y sencillas de fabricar. Los remaches, los tornillos y la soldadura son los medios de unión de elemento a elemento.

Actualmente las conexiones remachadas tienden a desaparecer, por la capacitación que requieren para su instalación y el uso de equipo especial. Las conexiones a base de soldadura y de tornillos, son más usadas. Ambos medios de unión pueden usarse según las condiciones de montaje atendiendo a la rapidez en el mismo, a las dimensiones de la conexión, a la disponibilidad del equipo adecuado, etc.

En el caso de la conexión atornillada deben revisarse numerosos factores para asegurar un buen diseño de una conexión. El presente trabajo trata de estos detalles para el diseño de conexiones atornilladas según las especificaciones del AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (A.I.S.C.).

1.1 DESCRIPCION

Actualmente es común el uso de tornillos de alta resistencia en conexiones para estructuras de acero. Los tornillos son los medios para unir los diferentes elementos de la estructura para transmitir la carga de un elemento a otro y al suelo; a veces las conexiones reciben efectos de cargas dinámicas.

En las conexiones estructurales normalmente sólo interviene tornillos de alta resistencia, pero en ciertos casos algunas conexiones pueden realizarse con tornillos comunes que la American Society of Testing and Materials (A.S.T.M.) denomina A-307. Estos tornillos aunque no son de alta resistencia, se mencionan por tener ventajas en ciertos casos.

Los tornillos de alta resistencia basan su capacidad en el hecho de que pueden ser sometidos a una gran fuerza de tensión lo que hace unir firmemente los elementos que llegan a una conexión y permite transmitir y recibir cargas importantes.

El uso de conexiones atornilladas se aplican desde 1951 en que se publican las primeras especificaciones, mismas que han ido cambiando a través de las nuevas investigaciones realizadas para el comportamiento de juntas. En este trabajo se tratan las últimas especificaciones (de 1985) aprobadas por el Council Structural Connections of the Engineering Foundation.

1.2 TORNILLOS ASTM A 307

Los tornillos ASTM A 307 son también llamados tornillos comunes o de máquina, su uso en estructuras de acero es limitado, ya que se aplican para cargas estáticas o en elementos en que los efectos dinámicos sean despreciables.

Los tornillos ASTM A 307 son fabricados al bajo carbono, de acuerdo a las especificaciones ASTM.

EN MEXICO SE FABRICAN DOS TIPO DE TORNILLOS A-307 :

GRADO A: PARA USO GENERAL (Para maquinaria, ensamble de maquinaria)

GRADO B: USO ESTRUCTURAL (Para estructuras de acero y para maquinaria)

Los tornillos de Grado A se encuentran en el mercado - de 1/4 a 1 1/2" de diámetro.

Los tornillos de grado B se encuentran con diámetros de 1/4 a 1"; para mayores diámetros, los tornillos requieren de especificaciones sobre el dimensionamiento dadas por el cliente.

Para el uso de los tornillos A307 la ASTM recomiendan - un tipo de tuerca para cada grado de tornillo.

| GRADO | TAMAÑO | GRADO | TUERCA | TIPO |
|-------|---------------------|-------|--------|------------------|
| A | 1/4 a 1 1/2" | A | | Hexagonal |
| A | mayor de 1 1/2 a 4" | A | | Pesada hexagonal |
| B | 1/4 a 4" | A | | Pesada Hexagonal |

Los tornillos A307, así como las tuercas A307, se identifican por no llevar nomenclatura especial, a lo mucho alguna marca del fabricante.

1.3. USOS DE LOS TORNILLOS A-307

Los tornillos A 307 no se recomiendan cuando se esperan cambios de signo en los esfuerzos de las piezas que conectan o cuando sean de esperarse cargas dinámicas.

El AISC fija una serie de casos concretos en los que no deben usarse tornillos A 307:

No se usaran tornillos A 307 para uniones entre tramos de columna en estructuras esbeltas:

- A) Que tengan una altura de más de 60 m
- B) Que tengan una altura entre 30 y 60 m. cuando la base es menor del 40% de la altura.
- C) Que tengan una altura entre 30 y 60 m. cuando la base mide - menos del 25% de la altura.

No se usarán en estructuras que deban soportar travesaños.

No se usarán en donde haya máquina o alguna carga viva que produzca impacto o reversión de esfuerzos.

La mejor aplicación de los tornillos A 307 es cuando se aplican en elementos con carga estática o en elementos secundarios como largueros de techo; para tuberías unidas por bridas; barandales y pequeñas estructuras. Otra aplicación muy común de estos tornillos es la de usarlo para montaje de estructuras; ya que sostienen los elementos de la estructura por conexión atornillada para que en la unión sean soldadas (ya que realmente es así el diseño). Una vez que se suelda la junta, los tornillos -- pueden quitarse, pero se dejan para dar una buena presentación a la estructura.

1.4 TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA

En la actualidad es común el uso de los tornillos de alta resistencia en las conexiones para edificios, puentes, torres y toda estructura que es diseñada para cargas de viento, de sismo, de impacto, carga viva y muerta. Su gran resistencia a la tensión une firmemente los elementos que llegan a la conexión y sin peligro de que la tuerca se afloje.

Los tornillos de alta resistencia son clasificados por la ASTM en los tipos A325 y A 490 y cada uno tiene propiedades particulares; el más común es el tornillo designado por la ASTM

como A-325 y son los primeros tornillos que se usan para estructuras de acero; un tornillo con propiedades semejantes es el A-449 y es empleado con menos frecuencia que el A325. Para proporcionar una mayor resistencia se requirieron tornillos de una resistencia mayor que el A325; por lo que se introdujo el tornillo A 490.

CARACTERISTICAS DE LOS TORNILLOS ASTM A 325

Las últimas especificaciones reconocen tres tipos de tornillos A.S.T.M. A-325.

TORNILLOS TIPO 1:

Son tornillos al medio carbón y son de uso común, para identificarse, se marcan con tres líneas radiales a 120°.

TORNILLOS TIPO 2

Son tornillos de acero martensítico, de bajo contenido de carbón; se distinguen de los demás porque en su cabeza tienen tres líneas radiales a 60°.

TORNILLOS TIPO 3

Son tornillos con mayor resistencia a la corrosión atmosférica; se usan en aceros con características similares: se distinguen de los demás por tener en su cabeza la leyenda: A-325 subrayada mientras que en tuercas correspondientes al tipo 3, sólo se marca el número tres.

El tornillo ASTM A-325 se fabrica de acero al medio carbón y obtiene su resistencia del tratamiento térmico templado y revenido; el contenido de Carbono y manganeso es la variable más significativa en los tornillos ASTM A-325.

Los tornillos A-325 los podemos encontrar en las siguientes dimensiones como productos de línea:

TABLA 1.1

| DIAMETROS DE TORNILLOS ASTM A-325 | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|----|-----|----|-----|----|-------|-----|-------|-----|
| MM. | 13 | 16 | 19 | 22 | 25 | 29 | 32 | 36 | 38 |
| PULG. | ½ | 5/8 | ¾ | 7/8 | 1" | 1 1/8 | 1 ¼ | 1 3/8 | 1 ½ |

| A-325 LONGITUDES COMERCIALES PARA DIAMETROS DE ARRIBA | | | | | | | | | | | | | |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| MM. | 51 | 57 | 64 | 70 | 76 | 83 | 89 | 95 | 102 | 108 | 114 | 121 | 127 |
| PULG. | 2 | 2 ½ | 2 ½ | 2 ¾ | 3 | 3 ¼ | 3 ½ | 3 ¾ | 4 | 4 ¼ | 4 ½ | 4 ¾ | 5 |
| MM.133 | 140 | 146 | 152 | 159 | 165 | 171 | 178 | 184 | 191 | 197 | | | |
| PULG. | 5 ½ | 5 ½ | 5 ¾ | 6 | 6 ¼ | 6 ½ | 6 ¾ | 7 | 7 ¼ | 7 ½ | 7 ¾ | | |

La tuerca que se usa para este tipo de tornillería es la designada por la ASTM como "2H"

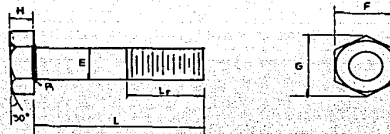
CARACTERISTICAS DE LOS TORNILLOS ASTM A-490

El tornillo A 490 obtiene su resistencia por aleación; es poco empleado, a comparación con los tornillos A-325; existen tres tipos de tornillos para uso estructural:

TIPO 1: Es el tornillo común, se encuentran como producto de línea de ½ a 1 ½ pulg. para identificarlo, en su cabeza se marca la leyenda A-490.

TIPO 2: Es el perno de acero martensítico y se distingue por tener 6 líneas radiales a 30° con la leyenda A-490.

TIPO 3: Es el tornillo resistente a la corrosión y al intempe-



| DIA- METRO NOM. | E | | | F | | | G | | H | | | R | | Lr | |
|-----------------------|----------------------------|--------|--------|--------------------------------|--------|--------|--------------------|-------|--------|--------|-------|-------|--------|----------------------|-----|
| | DIAMETRO ENTRE CARAS | | | DISTANCIA ENTRE ESQUINAS | | | DISTANCIA ENTRE | | ALTURA | | | RADIO | | LONG. DE ROSCA | |
| MM | MAX | MIN | NOM | MAX | MIN | MAX | MIN | NOM | MAX | MIN | MAX | MIN | MAX | MIN | NOM |
| 12.70 | 13.081 | 12.243 | 22.22 | 22.225 | 21.590 | 25.654 | 24.613 | 7.938 | 8.204 | 7.671 | 0.787 | 0.229 | 25.4 | | |
| 15.81 | 16.307 | 15.367 | 26.988 | 26.975 | 26.187 | 31.166 | 29.84 | 9.922 | 10.236 | 9.601 | 1.575 | 0.533 | 31.75 | | |
| 19.05 | 19.507 | 18.517 | 31.750 | 31.750 | 30.785 | 36.652 | 35.13 | 11.91 | 12.268 | 11.557 | 1.575 | 0.533 | 35.052 | | |
| 22.22 | 22.733 | 21.641 | 36.513 | 36.525 | 35.408 | 42.164 | 40.36 | 13.89 | 14.300 | 13.487 | 1.575 | 0.787 | 38.100 | | |
| 35.40 | 25.959 | 24.790 | 41.275 | 41.275 | 40.005 | 47.650 | 45.62 | 15.48 | 15.926 | 15.011 | 2.362 | 1.575 | 44.450 | | |
| 28.57 | 29.185 | 27.885 | 46.038 | 46.025 | 44.602 | 53.162 | 50.85 | 17.46 | 18.237 | 16.713 | 2.362 | 1.575 | 50.800 | | |
| 31.75 | 32.436 | 31.064 | 50.80 | 50.80 | 49.225 | 58.649 | 56.11 | 19.84 | 20.650 | 19.025 | 2.362 | 1.575 | 50.800 | | |
| 34.92 | 35.662 | 43.163 | 55.575 | 55.675 | 53.833 | 64.160 | 61.37 | 21.43 | 22.301 | 20.574 | 2.362 | 1.575 | 57.150 | | |
| 38.10 | 38.887 | 37.338 | 60.325 | 60.325 | 58.420 | 69.647 | 66.60 | 23.81 | 24.74 | 22.911 | 2.362 | 1.575 | 57.150 | | |

TABLA 1.2 DIMENSIONES GENERALES PARA TORNILLOS
ESTRUCTURAL A-325 Y A-490 MM.

rismo, para distinguirlo, en su cabeza se graba la leyenda -- A-490 subrayada.

El tornillo más común es el tornillo tipo 1, los cuales no se recomiendan para ambientes corrosivos.

Debido a que estos tornillos son fabricados con un acero aleado, para algunos fabricantes resulta costoso o antieconómicos si el cliente pide una cantidad menor a la cantidad de tornillos que el fabricante obtendría con el tonelaje mínimo proporcionado de materia prima.












Debido a que con los tornillos A490 se usa una mayor fuerza de empalme, es necesario instalar rondanas endurecidas que cumplan con los requerimientos del ASTM A-325, tanto bajo la tuerca como bajo la cabeza del tornillo cuando los pernos A-490 se utilicen en aceros que tengan un $F_y < 2810 \text{ kg/m}^2$.

1.5 COLOCACION

Los tornillos de alta resistencia se colocan en agujeros con un diámetro igual al del tornillo más $1/16''$ si el agujero es taladrado para que el tornillo no entre con dificultad debido a rebabas y efectos térmicos; si el agujero es punzonado el agujero tendrá un diámetro igual al del tornillo más $1/8''$ para absorber rebabas, efectos térmicos y la conicidad producida -- que acompaña al punzonado.

Para el estudio de la colocación, se considera como principal factor el apriete de la tuerca, que someterá el perno a una tensión, que será la fuerza predominante del perno; ésta tensión une firmemente a los elementos de la conexión; Por otro lado, si la tuerca sólo se aprieta lo suficiente para que no se afloje, podría haber un contacto no tan fuerte como en el primer caso, y el perno recibe una fuerza cortante predominante cuando las juntas son sometidas a carga. Esta es la dife

TABLA 1.3

| TIPO | A-325 | A-325 | | A-490 | |
|------|--|--|--|--|---|
| | TORNILLO | TUERCA | | TORNILLO | TUERCA |
| 1 | (1)  | (2)  GRADO DE MARCA DH 2 DR 2H | |  | (2)  DH ó 2H |
| 2 |  3 LINEAS RADIALES A 60° | MISMO QUE TIPO 1 | |  6 LINEAS RADIALES A 30° | MISMO QUE TIPO 1 |
| 3 | (3)  |  | (3)  | (3)  MARCA SUBRAYADA |  |

1.- 3 LINEAS RADIALES A 120° OPCIONALES

2.- TIPO 3

3.- PUEDE LLEVAR ALGUNA MARCA INDICANDO RESISTENCIA A LA CORROSION

MARCAS ACEPTADAS PARA IDENTIFICAR TORNILLOS Y

TUERCAS ALTA RESISTENCIA

rencia de apretar o no una tuerca; por otro lado, si se aprieta demasiado al perno, puede fallar por tensión.

Lo anterior describe dos tipos de juntas para conexiones atornilladas: las conexiones a fricción y las conexiones a --- cortante.

CONEXIONES A FRICCIÓN:

La fuerza de apriete que produce el tornillo en la junta, ocasiona una fuerza de fricción que se opone a una fuerza que - somete a tensión a las placas unidas (ver figura 1.1) la fuerza a que son sometidas las placas es solamente resistida por la -- fuerza de fricción ocasionada por la fuerza normal ejercida por el perno y la rugosidad del material de la placa.

JUNTAS POR APLASTAMIENTO.

Si la fuerza ejercida en los extremos de las placas sigue aumentando, de manera que sea mayor que la fuerza de fricción - que se opone al deslizamiento, entonces habrá un desplazamiento (podemos considerar el desplazamiento del 1/16 sobrante del agujero de las placas), entonces la carga no será resistida por la fuerza de fricción, sino por el perno y esta fuerza llega al -- perno como cortante y aplastamiento. Puede ocurrir aplastamiento en el perno o en la placa (Fig. 1.2)

En las juntas de fricción los tornillos no trabajan a esfuerzo cortante. Las conexiones de fricción se especifican necesarias en todos aquellos casos en que se esperan inversiones de esfuerzos y en los que en condiciones de trabajo, el deslizamiento es indeseable, como en contraventeos y arrioestramientos.

En la junta por aplastamiento, el tornillo o perno, trabaja a esfuerzo cortante y por aplastamiento. Si la rosca del tornillo queda excluida del plano de corte, se adquiere un mejor -

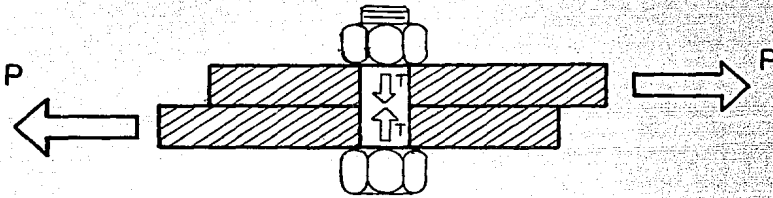


FIG 1.1

LA FUERZA DE FRICCIÓN : F
 ABSORBE TODA LA CARGA : P
 $F = MT$
 M = COEFICIENTE DE FRICCIÓN
 ENTRE LAS SUPERFICIES
 $P < F$

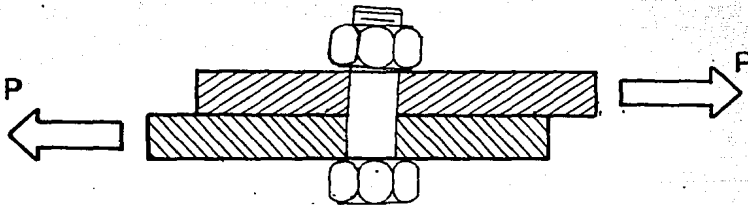


FIG 1.2

LA FUERZA P ES SOPORTADA POR LA
 RESISTENCIA AL APLASTAMIENTO DEL
 PERNIL LA FRICCIÓN ES MINIMA CON RES-
 PECTO A P
 EL TORNILLO TRABAJA A ESFUERZO COR-
 TANTE Y DE APLASTAMIENTO.

aprovechamiento de la junta, ya que su resistencia es mayor.

Considerando el tipo de junta, las especificaciones recientes de 1985 para juntas atornilladas recomiendan: Dar un apriete a la tuerca para dar una tensión mínima especificada al perno, esta fuerza es aproximadamente al 70% de la resistencia a tensión del tornillo, y se denomina CARGA DE PRUEBA y es normalmente menor al límite de proporcionalidad del tornillo.

Se han recomendado varios métodos para asegurar la tensión requerida, pero los que mejor han resultado son los siguientes, aprobados por el Consejo de juntas estructurales de AISC:

Para juntas de cortante y aplastamiento, En este caso los tornillos no requieren estar sometidos a un apriete completo como para llegar a la carga de prueba, sino que sólo se apretará a la condición de contacto; la condición de contacto se define como la requerida para cuando los elementos a juntar queden perfectamente en contacto, y se logra con el esfuerzo máximo de un hombre usando una llave de tuercas común.

Para juntas a fricción:

Método de la vuelta tuerca.- La tuerca se aprieta inicialmente hasta un ajuste sin holguras, a partir de este punto se gira media vuelta adicional.

En este método, el apriete inicial se logra en la práctica con el esfuerzo máximo de un hombre y llave de tuercas, y la media vuelta, se logra con la fuerza del hombre, pero extendiendo con alguna herramienta el brazo de palanca de la llave de tuercas.

Actualmente, dada la amplia gama de dimensiones en tornillos y su alta resistencia, logran que se pueda confiar en el

uso de tornillos como medios para realizar una conexión capaz de transmitir las acciones que concurren a la conexión.

En cualquier caso los elementos de la conexión quedan sujetos a esfuerzos, que deben ser determinados para asegurar un buen funcionamiento de cada elemento de la conexión.

CAPITULO 2

CONSIDERACIONES DE DISEÑO

2.1. Esfuerzos nominales y permisibles en las juntas ator- nilladas.

Para que una conexión sea segura, su diseño debe basarse en el tipo de esfuerzos a que ha de trabajar la junta.

Una junta estará generalmente formada por dos elementos que han de ser fuertemente unidos por un conector, que en nuestro caso serán de tornillos de alta resistencia.

Para observar los esfuerzos a que se someten las diferentes partes de una junta, pongamos por caso una junta traslapada y sometida a una carga axial P , como lo muestra la figura 1.1.

Como se ha visto, la junta puede trabajar por fricción o por aplastamiento, según el apriete que el tornillo tenga. En el primer caso, al hacer el diagrama de cuerpo libre podemos observar las fuerzas más importantes a que es sometida la junta.

En figura 2.2 podemos observar que por la acción de -- apriete, el perno está sujeto a tensión; ésta tensión es la -- carga de prueba del tornillo. La fuerza C es la reacción de la tensión T y es una fuerza a compresión que mantiene unidas a las placas y es de la misma magnitud que T .

Para el caso de una conexión a fricción, el desplazamiento relativo de las placas que podría ocasionar P , es cero, y el perno no está sometido a ninguna otra carga que la de prueba.

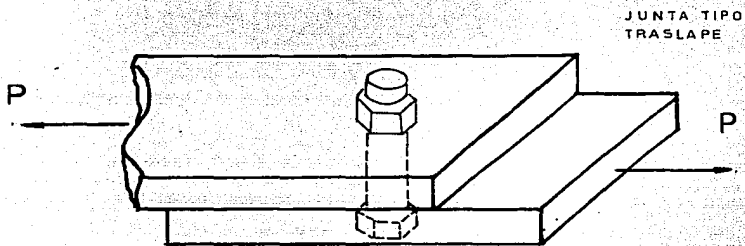


FIG 2.1

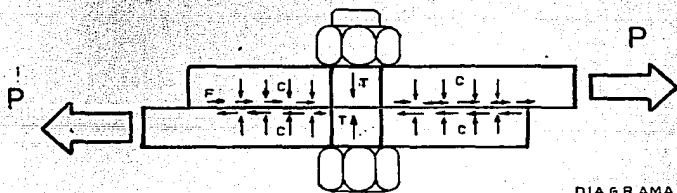


DIAGRAMA DE
CUERPO LIBRE
DE UNA JUNTA
TIPO FRICCIÓN

FIG 2.2

La fuerza que se opone al desplazamiento de las placas de conexión es la de fricción, que es debida a la rugosidad que hay entre las placas y a la fuerza normal que comprime a las placas.

La carga que se necesita para que las placas se deslicen es:

$$P = \mu T \quad \text{Ec. 2.1}$$

DONDE:

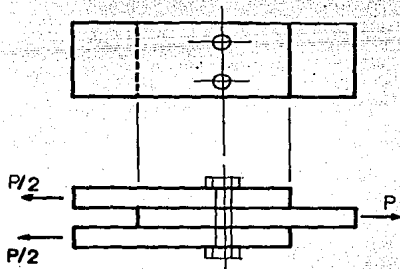
μ Es el coeficiente de fricción, un valor aproximado es 0.35

T Es la carga de prueba a que está sometido el tornillo.

La resistencia a fricción depende del número de las superficies de contacto y del número de pernos, la carga necesaria para que exista desplazamiento entre las juntas con un número de tornillos N_b y con un número de superficies de deslizamiento N_s es:

$$P = \mu T N_b N_s \quad \text{Ec. 2.2}$$

Para una junta sometida a doble cortante con dos pernos como se muestra en la siguiente figura se tendría



$N_s = 2$
 $N_b = 2$ TORNILLOS ASTM A325

ϕ TORNILLOS = 1 PUL.

$T = 23.13$ TON

$P = (0.35)(2313)(2)(2)$

$P = 32$ TON

FIG 2.3

El AISC en las especificaciones para juntas atornilladas ha determinado con una serie de pruebas realizadas, la obtención de la carga de deslizamiento, sin intervención directa de la fuerza F y el coeficiente de deslizamiento μ . Sino que clasifica el tipo de superficie y según sea esta superficie, asigna una fuerza de fricción que es función del tipo de tornillo.

La carga de deslizamiento es:

$$P_s = F_s A_b N_b N_s$$

Ec. 2.3

F_s = carga permisible por unidad de área del perno

A_b = Área nominal del perno

N_b = Número de tornillos en la junta

N_s = Número de superficies de contacto

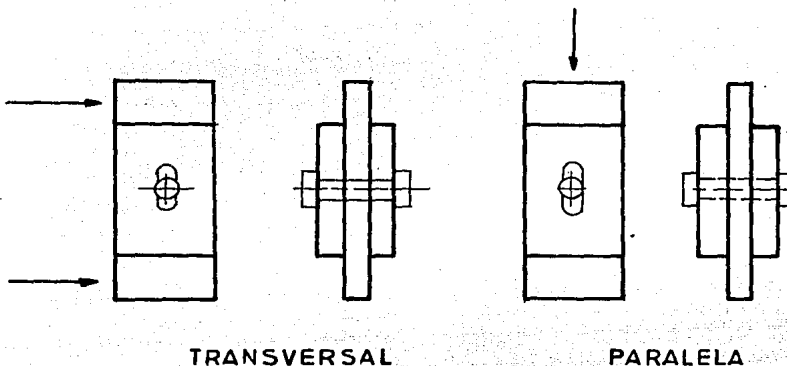
La carga sobre la junta no debe exceder el valor de P_s . Con la fórmula anterior, se busca el tipo de superficie que se está utilizando para la junta, las superficies se clasifican en A, B ó C y se describen en la siguiente tabla (Tabla 2.1)

TABLA 2.1
CARGA POR DESLIZAMIENTO POR UNIDAD DE AREA DE TORNILLO
Kg/cm²

| SUPERFICIE DE CONTACTO | TIPO DE AGUJERO Y DIRECCION DE LA CARGA APLICADA | | | | | | | |
|---|--|---------------|--------------------|--------|------------------------------|--------|---------------|-------|
| | PARA CUALQUIER DIRECCION | | | | TRANSVERSAL (A) PARALELA (B) | | | |
| | STANDAR | | SOBREDIMENSIONADAS | | OVALADA LARGA | | OVALADA LARGA | |
| A 325 | A 490 | OVALADA A 325 | CORTA A 490 | A 325 | A 490 | A 325 | A 490 | |
| TIPO A (COEF. DE FRICCION 0.73) Superficie limpia de óxido y granallada con revestimiento clase A* | 1195.3 | 1376.5 | 1054.7 | 1265.6 | 843.7 | 1034.6 | 703.1 | 914.0 |
| TIPO B (coef. de fricción 0.50) Superficie granallada y superficies granalladas con revestimiento tipo B ^{MA} | 1968 | 2390 | 1687 | 2039 | 1406 | 1587 | 1195 | 1406 |
| TIPO C (Coef. Fricción 0.40) Superficies galvanizadas acabado rugoso | 1546 | 1898 | 1336 | 1617 | 1125 | 1336 | 984 | 1125 |

* ACABADO CLASE A: Son los revestimientos que ocasionan un coeficiente de fricción medio de 0.33

^{MA} REVESTIMIENTO CLASE B: Es aquel que ocasiona un coeficiente medio de fricción de 0.50



Así, para el caso anterior, puede aproximarse el coeficiente de fricción sabiendo el tipo de superficie, calculando la fuerza admisible.

$$\text{Sup. tipo A: } P_s = 1195 \text{ kg/cm}^2 \times 5 \text{ cm}^2 \times 2 \times 2 = 24 \text{ ton.}$$

$$\text{Sup. tipo B: } P_s = 1986 \text{ kg/cm}^2 \times 5 \text{ cm}^2 \times 2 \times 2 = 39 \text{ ton.}$$

$$\text{Sup. tipo C: } P_s = 1546 \text{ kg/cm}^2 \times 5 \text{ cm}^2 \times 2 \times 2 = 31 \text{ ton.}$$

Comparando con el resultado del ejemplo anterior en que resultó una fuerza para el deslizamiento igual a 32 ton. para un tipo de superficie C es prácticamente igual.

El criterio anterior considera que los tornillos están apretados a su carga de prueba; las cargas de prueba para los tornillos A325 y A490 se muestran en la siguiente tabla, para lograr esta tensión, los tornillos se apretarán según los métodos mencionados en el capítulo anterior.

TABLA 2.2
 TENSION PARA TORNILLOS EN JUNTAS A
 FRICCIÓN Y JUNTAS SUJETAS A TENSION
 DIRECTA

| DIAMETRO NOMINAL DEL TORNILLO | | TENSION MINIMA EN TON. | |
|----------------------------------|-----|------------------------|-------|
| | | A 325 | A 490 |
| PUL. | MM. | | |
| 1/2 | 13 | 5.44 | 6.8 |
| 5/8 | 16 | 8.61 | 10.9 |
| 3/4 | 19 | 12.70 | 15.9 |
| 7/8 | 22 | 17.70 | 22.2 |
| 1 | 25 | 23.13 | 29.0 |
| 1 1/8 | 29 | 25.4 | 36.3 |
| 1 1/4 | 32 | 32.2 | 46.3 |
| 1 3/8 | 35 | 38.6 | 54.9 |
| 1 1/2 | 38 | 46.7 | 67.13 |

Actualmente se cuentan con sofisticados sistemas mecánicos de apriete, capaces de estimar la tensión a la que se está sometiendo el tornillo, pero el costo y tiempo que emplean estos aparatos en la práctica los hace inconvenientes. Cualquiera que sea el sistema de apriete, siempre se ajustarán los tornillos desde la parte más rígida del miembro hacia el borde libre.

Las especificaciones aceptan los métodos mecánicos siempre y cuando la tensión del tornillo quede en un rango de aproximación de $\pm 5\%$ de la carga de prueba.

Experimentos realizados muestran que en juntas a fricción sometidas a carga axial (como se ha visto) fallan en una sección fuera de la sección neta de la junta, por lo que la sección total de espalme debe diseñarse para la carga máxima esperada.

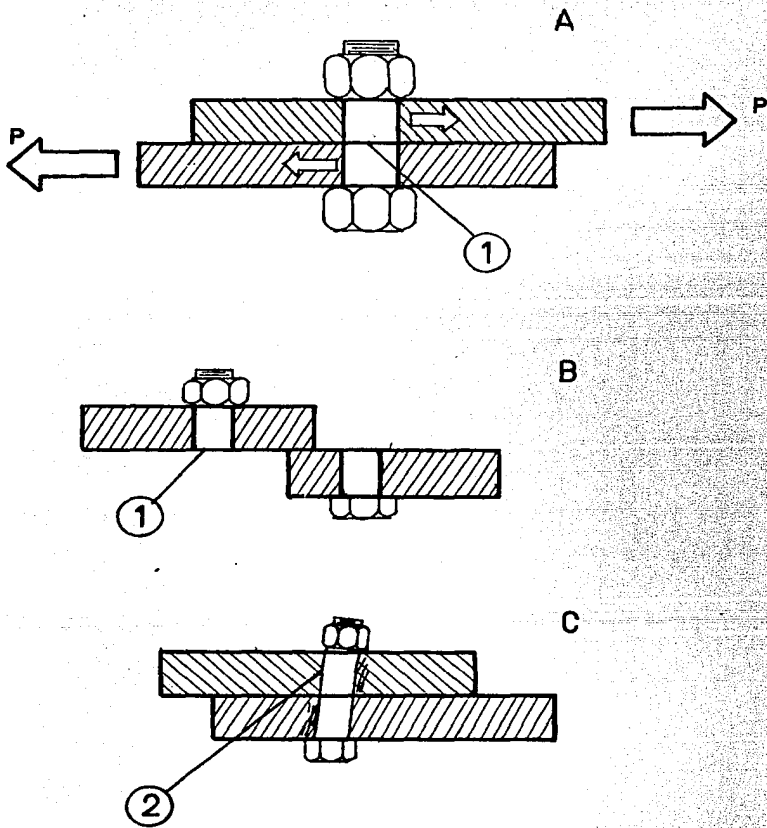


FIGURA 2.3

Cuando el tornillo no tiene la suficiente carga de tensión, la fuerza de fricción es menor, ocasionando un desplazamiento de las parte conectadas, que transmitirán la carga al perno por fuerza cortante y de aplastamiento (fig. 2.3)

La carga P de la figura 2.3 es transmitida de una a otra placa por medio del tornillo. Este tornillo queda sometido a esfuerzos cortantes en la superficie de su sección (superficie l. fig. 2.3) y la falla ocurre en este plano. La carga de corte admisible en este caso es:

$$F = A(fs) \quad \text{Ec. 2.4}$$

A = área nominal del perno.

fs = esfuerzo cortante permisible.

La fuerza externa al ser mayor que este valor hará fallar al tornillo. Si hay una distribución simétrica, cuyo centro de simetría está contenido en la línea de acción de la carga, y considerando que las placas de conexión son rígidas y los tornillos dúctiles, entonces cada tornillo del arreglo soporta una parte de la carga P igual a:

$$F = P/N$$

Ec. 2.5

Donde F es la carga soportada por cada perno, N es el número de tornillos en el arreglo.

El esfuerzo cortante permisible que especifica el AISC demuestra en la siguiente tabla:

TABLA 2.3
ESFUERZO CORTANTE PERMISIBLE

| TIPO DE TORNILLO | ESFUERZO CORTANTE EN CONE- XION DE APLASTAMIENTO Kg/cm ² |
|--|--|
| A 307 | 703 |
| A 325 Con rosca fuera del plano de corte | 2109 |
| A 325 Con rosca en el plano de corte | 1476.5 |
| A 449 Con rosca fuera del plano de corte | 0.22 Fu |
| A 449 Con rosca en el plano de corte | 0.17 Fu |
| A 490 Con rosca fuera del plano de corte | 2812 |
| A 490 Con rosca en el plano de corte | 1968 |

Fu es la resistencia a la tensión del material

Además de cortante, el tornillo sufre aplastamiento por la acción ejercida de la placa en la superficie del tornillo. La falla por aplastamiento es gradual y progresiva, mientras que una falla por corte es súbita (Fig. 2.3.c)

El esfuerzo medio de aplastamiento en la junta es:

$$f_{ap} = P/Ab \quad \text{Ec. 2.6}$$

P = carga en la junta

Ab = A rea proyectada de superficie cilíndrica.

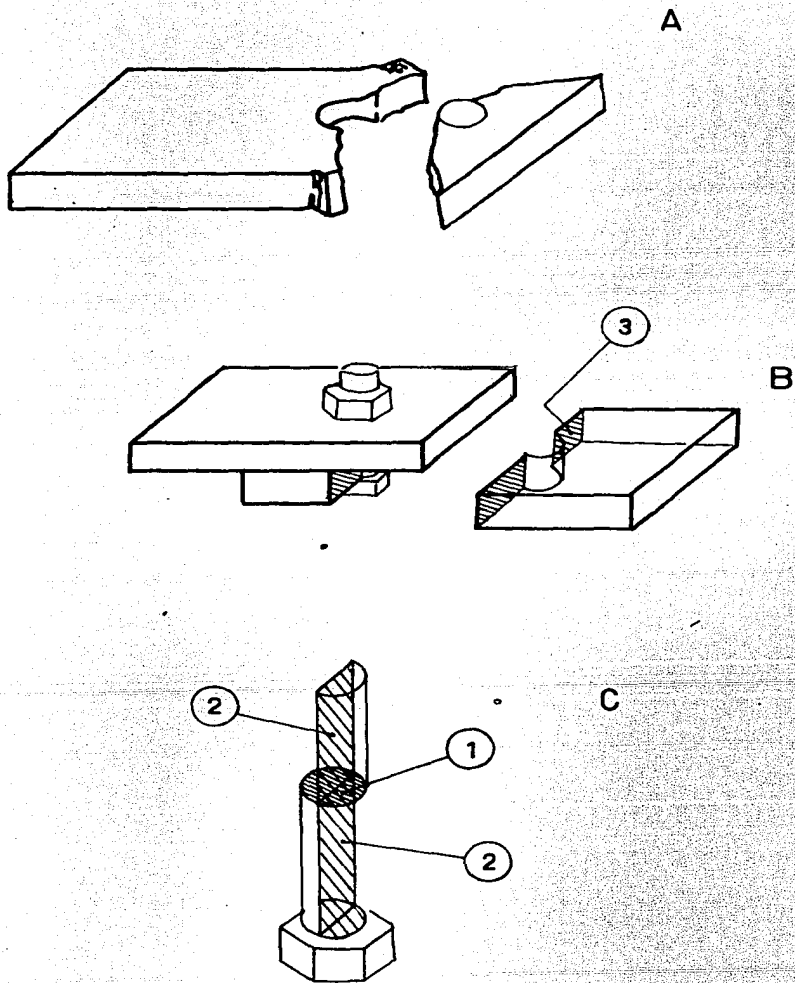


FIGURA 2.4

La superficie para consideración del esfuerzo de aplastamiento es el diámetro del perno por el espesor de material conectado; plano 2, en la figura 2.4.C

En una conexión conformada con varios conectores A_b es la suma del área proyectada de aplastamiento de los tornillos.

$$A_b = \sum d t$$

Para obtener la carga permisible por aplastamiento el AISC obtiene el esfuerzo de aplastamiento en función de la resistencia a tensión del material y para una condición específica de la junta como se aprecia en la siguiente tabla:

TABLA 2.4
ESFUERZOS PERMISIBLES PARA CONECTORES EN APLASTAMIENTO
 Kg/cm^2

| | |
|---|-----------|
| Esfuerzo de aplastamiento con arreglo de tornillo simple en la línea de fuerza con agujeros estandar o agujeros ovalado corto | 1.0 F_u |
| Esfuerzo de aplastamiento para arreglo con 2 o más tornillos en línea de acción de la carga en agujeros estandar y ovalados cortos. | 1.2 F_u |
| Esfuerzo de aplastamiento en agujeros ovalados largos | 1.0 F_u |

La fuerza P puede ocasionar en la junta traslapada un desgarre del material de la junta, como se muestra en la figura 2.4.A.

Esta falla se evita dando suficiente distancia al borde, igualando fuerzas cortantes y usando el esfuerzo cortante permisible para el material F_v para la placa de conexión.

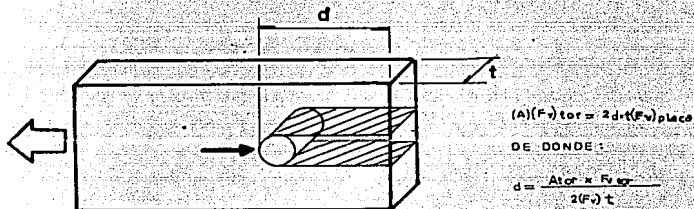


FIG. 2.5

Si el tornillo está sometido a doble cortante, el AISC recomienda que la distancia al borde sea $d' = 2d$. Para piezas punzonadas debe dejarse una distancia considerable para evitar daños por efecto del pandeo en el material. El AISC (sec 1-16.4) muestra estas distancias para diámetros de tornillos menores o iguales a $1\frac{1}{4}$ ".

BORDE CORTADO: De = 1.7 x diámetro agro. (redondeado al 1/8" cercano)

BORDE LAMINADO: De 1.4 x diámetro agro. (redondeado al 1/8" cercano)

Para diámetros de tornillo mayores de $1\frac{1}{4}$ " PUL.

BORDE CORTADO: De = 1.75 x diámetro del agro (redondear a 1/8")

BORDE LAMINADO: De 1.25 x diámetro del agro " "

La distancia mínima al borde que puede usarse en cualquier otro caso es 1 1/2 veces el diámetro nominal del perno.

La falla a tensión ocasionada en la sección neta en alguna de las juntas como se muestra en la figura 2.4B y si hay varios pernos la falla puede ocurrir en la trayectoria más crítica que será aquella en que la sección neta sea menor.

Para una junta con varios tornillos, deben ensayarse en diferentes trayectorias la sección neta y tomarse como sección crítica aquella cuya área sea mínima.

Para obtener el área neta comúnmente se toma la trayectoria de falla potencial a través de una cadena de agujeros, y se deduce el ancho de agujeros por cada agujero que se encuentre. A continuación, por cada cambio en la dirección de un agujero a otro, se añade la cantidad:

$$s^2/4g. \quad \text{Ec. 2.7}$$

s = paso

g = gramil

El ancho neto = ancho de junta - # Agujeros + (s²/4g por cambio de dirección)

Este ancho se multiplica por el espesor para obtener el área neta.

2.1.1 LONGITUD DE LAS JUNTAS

Una junta corta es deseable por el ahorro de material -- que significa, pero la junta larga, no necesariamente es una -- manera de mejorar la resistencia, debido a que los miembros de las juntas no son totalmente rígidos; Esto ocasiona que en una

Junta larga, el primer tornillo soporte más carga que los demás y tenga deformaciones mayores que los tornillos siguientes.

Los tornillos lejanos de los bordes de la junta tendrán una deformación menor o nula con respecto a los demás debido también a que reciben una carga menor.

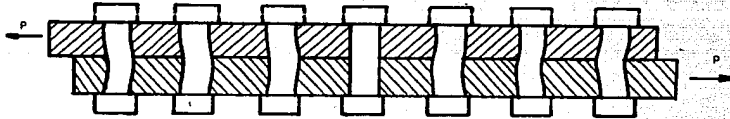


FIG. 2.6

La falla que puede presentarse es por desgarramiento a lo largo de toda la línea de pernos si el primer tornillo se deforma por aplastamiento o por corte hasta perder toda su capacidad, la carga pasará del primer tornillo al siguiente que tendrá el mismo comportamiento y la carga se transferirá al siguiente tornillo y así sucesivamente produciendo una falla progresiva y repentina.

Por otro lado, una junta corta es más conveniente para tener un mejor comportamiento. En la junta corta la carga soportada por cada tornillo es prácticamente igual. También los pernos se deforman en la misma magnitud. La falla ocurrirá --

cuando todos los tornillos hallan cedido.

Se ha investigado que una longitud de junta hasta 406 mm conserva su capacidad como conexión; Valores superiores al anterior se consideran como juntas largas.

En las juntas cortas es una práctica usual considerar -- que las placas son rígidas cuando se trata de analizar el comportamiento de los tornillos. Para una junta con placas rígidas la carga soportada por cada perno es P/n donde P es la carga suministrada a la conexión y N el número de tornillos o sujetadores. Aunque en una conexión los primeros pernos soportan la carga total hay poca diferencia con respecto a los demás tornillos en la distribución de la carga. Así, en la distribución de esfuerzos nominales se consideran uniformes a lo largo de la junta y no excedan a los esfuerzos permisibles.

2.1.2 DISTRIBUCION DE AGUJEROS

En las conexiones puede encontrarse varias formas de distribuir los agujeros, al obtener el área neta, también cambia con cada arreglo de agujeros; en ocasiones el área neta será mayor o menor; por ello se ha definido: Eficiencia Teórica de la junta como la carga permisible en la conexión, expresada en porcentaje de la carga permisible en el área total de la placa de conexión.

Cuando la carga permisible está gobernada a tensión, la eficiencia es:

$$E = \frac{\text{esfuerzo de tensión en área total}}{\text{esfuerzo de tensión en área neta}} \times 100$$

$$E = \frac{A_{NETA}}{A_{TOTAL}} \times 100$$

Se ha visto que una eficiencia más allá del 80% tiene - poco significado práctico ya que la resistencia queda aún le--jana del valor del esfuerzo en el área total. El AISC señala - que la sección neta tomada a través de un agujero no se deberá considerar en ningún caso, mayor al 85% de la sección total.

Es conveniente hacer una distribución de agujeros tal - que el centro de gravedad del arreglo esté contenido en la lí--nea de acción de la fuerza aplicada a la junta y hacer que to--dos los tornillos sean de las mismas características, para po--der suponer que todos los tornillos están igualmente cargados.

El espaciamiento de los agujeros depende también de:

1.- La distancia entre agujeros debe ser suficiente pa--ra que no ocurra desgarramiento por el corte de las placas.

2.- La distancia entre agujeros debe dejar suficiente - espacio para la cabeza, tuercas y rondanas de los tornillos y - para que sea accesible su instalación con la herramienta ade--cuada. Un espaciamiento mínimo recomendable por el AISC es - - $s = 2.67 \times \text{diámetro}$, de preferencia $3 \times \text{diámetro del agujero}$. Y un espaciamiento máximo igual a 12 veces el espesor de la -- parte más delgada de la unión.

2.1.3 Efectos de los agujeros.

Como se mencionó en la sección los agujeros disminuyen la sección neta que trabaja a tensión, en tales elementos. Pa--ra el caso de patines en vigas a flexión, que trabajan a ten--sión y que llevan agujeros, habrá también una disminución de - la sección neta, que ocasionará un momento de inercia y módulo de sección menores que el de la sección neta del perfil.

El AISC, sec. 1.10.1 permite despreciar el efecto de -- los agujeros, si éstos no quitan más del 15% del área total -- del patín; si los agujeros quitan más del 15% del área del patín, el exceso sobre este 15% se resta a las propiedades Netas.

El AISC, sec. 1.14.2.2 recomienda obtener para perfiles que lleven agujeros en los patines o en el alma, y si estos -- trabajan a tensión un área efectiva, para cubrir los efectos -- de concentraciones de esfuerzos:

$$A_e = C_t A_n$$

A_n = área neta

C_t = Coeficiente de reducción

El coeficiente de reducción varía según el tipo de perfil y de los agujeros que lleven; se ha estandarizado este coeficiente para 4 condiciones que son:

1.- Perfiles I estándar, I rectangular, con ancho de patín mayor que $0.67d$, donde d es el peralte, ó Tes estructurales cortadas de estos perfiles y conectadas sólo por el patín, y que tiene como mínimo 3 tornillos por línea en la dirección del esfuerzo $C_t = 0.90$

2.- Para los demás perfiles, incluyendo los armados y -- cuando menos 3 tornillos en una línea:
 $C_t = 0.85$

3.- Angulos de lados iguales o desiguales conectados por un lado a una placa:
 $C_t = 0.90$

4.- Cualesquiera miembros a tensión con dos agujeros en una línea:
 $C_t = 0.75$

2.1.4. LONGITUD DE AGARRE DE LOS TORNILLOS

Se tienen en el mercado diferentes diámetros nominales para los tornillos de alta resistencia y también se tienen diversas longitudes de tornillos. La longitud de agarre de una junta se determina por todo el espesor del material que se conecta, sin considerar rondanas, para esto se requiere planos de fabricación y montaje para determinar cantidad, tipo de miembros y espesores. Una vez determinada la longitud de agarre se obtendrá la longitud de tornillo requerida, para lo cual se le suma a su longitud de agarre la cantidad según el diámetro empleado, la cantidad adicional recomendada por las especificaciones AISC, tabla siguiente.

Por cada rondana plana endurecida, añadir 3.97 mm (5/32") y por cada rondana biselada añadir 7.94 (5/16").

Obteniendo así el largo del tornillo, se ajusta a la longitud comercial.

TABLA 2.5
LONGITUDES PARA AÑADIR AL AGARRE

| TAMAÑO DE DIAMETRO NOMINAL DEL TORNILLO | | CANTIDAD PARA SUMAR A LA LONGITUD DE AGARRE EN MM. |
|---|------|--|
| PULG. | MM. | |
| 1/2 | 12.7 | 17.5 |
| 5/8 | 16.9 | 22.2 |
| 3/4 | 19.0 | 25.4 |
| 7/8 | 22. | 28.6 |
| 1 | 25. | 31.8 |
| 1 1/8 | 29. | 38.1 |
| 1 1/4 | 32. | 41.3 |
| 1 3/8 | 35. | 44.5 |
| 1 1/2 | 38. | 47.6 |

2.1.5. COMPORTAMIENTO DE JUNTAS

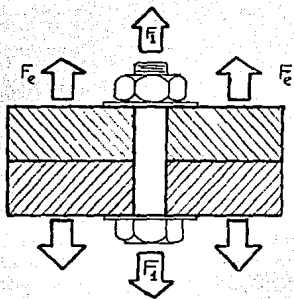
Ya se ha comentado que la junta sujeta a carga axial colineal a los tornillos ocasiona juntas a fricción o a aplastamiento; los esfuerzos de aplastamiento no son realmente uniformes, pero al considerar esfuerzos uniformes se está por el lado de la seguridad, ya que al llegar el esfuerzo de fluencia los esfuerzos son uniformes; así mismo ocurre con el esfuerzo cortante al considerarlo uniforme en la sección neta. La fluencia plástica además absorbe la concentración de esfuerzos, ya que el factor de concentración de esfuerzos es uno cuando hay plasticidad total.

La tensión que un tornillo tiene debido al apriete proporcionado por la tuerca, mantiene las partes conectadas en su posición y hace actuar a la junta como un resorte al aplicar una carga externa de tensión a la junta, las placas de conexión absorben más carga que el tornillo que está pretensado por la acción de apriete.

Para observar este comportamiento basémonos en la figura siguiente (fig. 2.7)

Se considera que las deformaciones importantes en la junta son debidas a tensión en el rango elástico, que implica una elongación elástica y una compresión elástica en las placas de conexión.

El tornillo al ser apretado cerca de su carga de prueba, se deforma elásticamente, su gráfica esfuerzo-deformación es una recta con una determinada pendiente, como se muestra en la figura 2.8.A. La línea OB. Al mismo tiempo, las placas se comprimen en el rango elástico, resistiendo la tensión del tornillo, la gráfica esfuerzo-deformación es otra recta con determinada pendiente que se muestra por la línea OJ en la figura 2.8.B.



CONEXION DE CARGA EXTERNA F_e
Y CARGA F_1 DE TENSION DEBIDA
AL ARRIETE

FIGURA 2.7

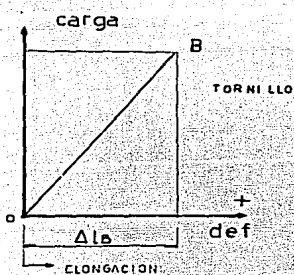


FIG. A

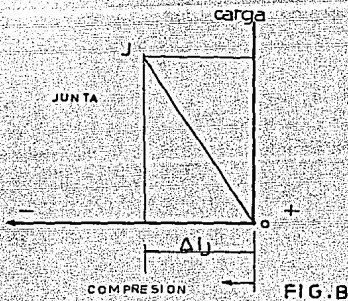


FIG. B

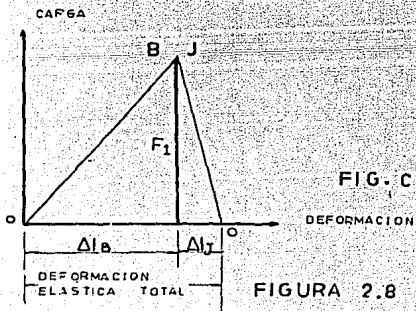


FIGURA 2.8

DIAGRAMA DE JUNTA OBTENIDA DE
LOS DIAGRAMAS CARGA - DEFORMACION
DEL TORNILLO Y LAS PLACAS DE CON-
TACTO

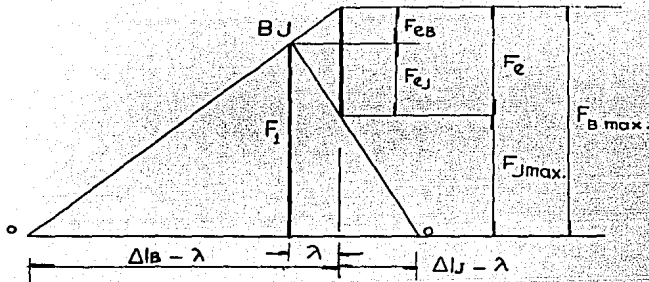


FIG-2.9

LA DEFORMACION DEL TORNILLO GUARDA SU LEY LINEAL ANTE UNA CARGA EXTERNA F_e (RECORDANDO QUE SE APRIETAN LOS TORNILLOS A UN 70% DE LA CARGA DE PRUEBA) AL TENER UNA ELONGACION ADICIONAL ABSORBE UNA PARTE DE LA CARGA, LA OTRA PARTE DE LA CARGA SE ABSORBE POR LA RECUPERACION DEL EMPALME.

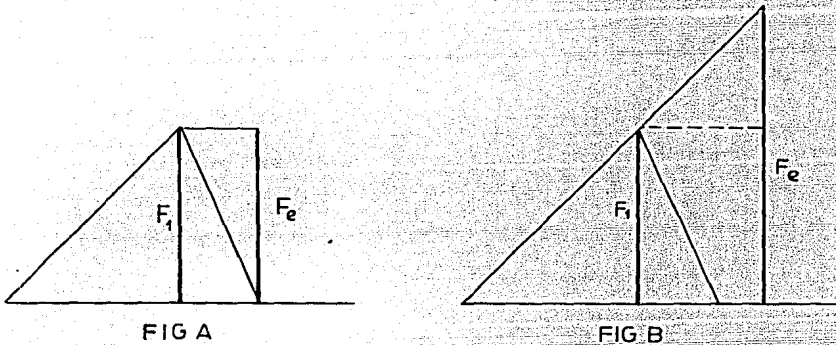


FIG A

FIG B

PARA ESTE CASO, LA JUNTA NO ESTA APRETADA COMPLETAMENTE Y LA FUERZA EXTERNA REESTABLECE COMPLETAMENTE LA COMPRESION DE LA JUNTA Y EL TORNILLO RECIBE UNA MAYOR PARTE DE LA CARGA, SI LA CARGA ES DE UNA MAGNITUD QUE PASE EL LIMITE ELASTICO, HAY RIESGO DE FALLA EN EL PERNO

Al juntar estos diagramas en uno solo resulta un diagrama donde se muestra la deformación total, llamado por la Society of Automotive Engineering (SAE): Diagrama de Junta (Fig. 2.8.C.)

Si sobre la junta se aplica una fuerza externa a tensión como se muestra en la figura 2.7, el perno sufre una deformación adicional positiva (elongación), mientras que las placas de conexión tendrán una recuperación por efecto de la fuerza externa. La fuerza externa puede hacer que las placas de conexión se recuperen parcial o totalmente.

La carga externa en el diagrama de junta se muestra en la figura 2.9, donde la recuperación de la compresión en las placas es parcial, parte de la carga es tomada por el tornillo, y la otra parte, la mayor, es tomada por la descompresión de la placa de conexión.

La deformación del perno es $\Delta l_p + \lambda$ y la compresión en la placa con respecto a la condición inicial es $\Delta l_j - \lambda$, la deformación total se ha conservado.

El diagrama de junta para el caso en que la fuerza externa es tomada totalmente por el empalme queda como se muestra en la figura siguiente (2.10.A), y ocurre para $F_e = F_l$. Para el caso de la figura 2.10.B, es el caso donde el tornillo no tiene el apriete suficiente, el cual toma mayor carga de tensión, mientras que la junta contribuye ligeramente. Si la carga externa aumenta y disminuye de magnitud ocasiona fatiga, la cual es muy perjudicial para una junta que no está adecuadamente apretada, mientras que si lo está, la junta tendrá buen comportamiento en condiciones de carga y descarga.

Como se ve, en los diseños a tensión para juntas atornilladas hay que considerar más el diseño de las placas de empalme.

me para evitar pardeos o deformaciones excesivas, que el tornillo que recibe más carga, estos empalmes son empleados para placas extremas de vigas y marcos donde se transmite un momento -- flexionante y en conexiones sometidas a tensión.

2.1.6. FATIGA

La fatiga en conexiones estructurales tiene importancia para estructuras expuestas a cargas pulsantes o repetitivas, como es el caso de cargas de grúas; máquinas; fuselajes de aviones, válvulas; tubería o presión e incluso se han estudiado las vibraciones que dan origen a fatiga en tornillos que componen mecanismos de los nuevos medios de propulsión aeronáuticos. En ingeniería mecánica, para conexiones sometidas a condiciones de fatiga es común el tornillo Allen de resistencia mayor al tornillo ASTM A-490.

La carga pulsante puede ocasionar inversiones de esfuerzo, pero la resistencia del material depende del número de veces que se inviertan los esfuerzos. El límite de fatiga se define como aquel rango de esfuerzos que causa la falla del material cuando se aplican 2×10^6 de ciclos de esfuerzo.

En estructuras civiles, la fatiga no se considera en el diseño convencional, ya que en general la inversión de esfuerzos no es considerable, además de que los ciclos son escasos. Por ejemplo para un período de 50 años, una edificación que esté sometida a 10 ciclos de carga/día, durante ese período, origina un número de ciclos igual a:

$$N = 10 (365) 50 = 182\ 500 \text{ ciclos}$$

Sin embargo, algunos autores (Bresler) reportan fallas o grietas por fatiga que se han provocado a lo largo de mucho tiempo y por un cambio en las condiciones de carga. En estos casos una inspección periódica de las estructuras civiles repre--

senta un factor de seguridad importante cuando las condiciones de carga en el diseño han cambiado.

Las condiciones de fatiga son de mayor importancia para estructuras con frecuentes cargas de impacto como grúas viajeras.

Para cargas de fatiga debido a tensión, sobre conexiones atornilladas, los esfuerzos no excederán de los siguientes valores, estos esfuerzos consideran además de la carga de tensión, cualquier otro efecto que contribuya con la tensión:

| NUMERO DE CICLOS | ESFUERZOS EN Kg/cm ² | |
|--------------------|---------------------------------|-------|
| | A 325 | A 490 |
| Menor de 20,000 | 3094 | 3797 |
| De 20,000 a 50,000 | 2812 | 3445 |
| Mayor de 500,000 | 2180 | 2672 |

2.1.7. REUTILIZACION DE LOS TORNILLOS

Cierto tipo de estructuras podrían desmontarse para volver a ser montadas en otro lugar, sus tornillos serían utilizados nuevamente si son tornillos A325 no galvanizados, presentando buenas condiciones de servicio y de ajuste. Las especificaciones de juntas señalan que los tornillos A 490 cualquiera que sea, y los tornillos A 325 galvanizados no podrán ser reutilizados; y un reapriete de un tornillo que por cualquier caso se haya aflojado, no se considera reutilizado.

2.2 CONEXIONES EN ESTRUCTURAS

Para el detalle en estructuras de acero, debe tenerse presente cómo se han de conectar los diversos elementos de la estructura para lograr una conexión simple, rígida o semirígida, según se haya considerado en el diseño.

2.2.1 CONEXIONES SIMPLES

Las conexiones simples son aquellas que permiten girar los extremos de vigas y no transmiten momentos flexionantes a los extremos de conexión. Esta conexión se emplea en todo tipo de elemento que requiere estar simplemente apoyado.

Una conexión simple de una viga a columna, puede hacerse con ángulos de asiento que pueden ir soldados o atornillados. El espesor del ángulo de asiento debe ser no mayor de $1/4''$ para que haya buena flexibilidad y permita el giro en los extremos. Nada en la conexión debe obstruir esta deformación. Si el espesor del ángulo es mayor, ocasiona una conexión semirígida.

El dimensionamiento de los ángulos de asiento, considera las fallas que se pueden presentar en el ángulo ϕ en la viga que sostiene; como pueden ser: El aplastamiento del alma de la viga apoyada, su pandeo ϕ la falla por flexión del ángulo, por tener un espesor escaso.

La reacción R (de la figura), ocasiona un esfuerzo de compresión que origina el aplastamiento del alma si el ángulo de asiento es muy estrecho, ϕ si la reacción R es de una magnitud demasiado grande para el espesor del alma.

Se supone que el esfuerzo de compresión se distribuye en el alma de la viga sobre un ancho que queda limitado por el extremo de la viga y una línea a 45° , trazada desde el extremo de la longitud de apoyo.

CONEXIONES SIMPLES

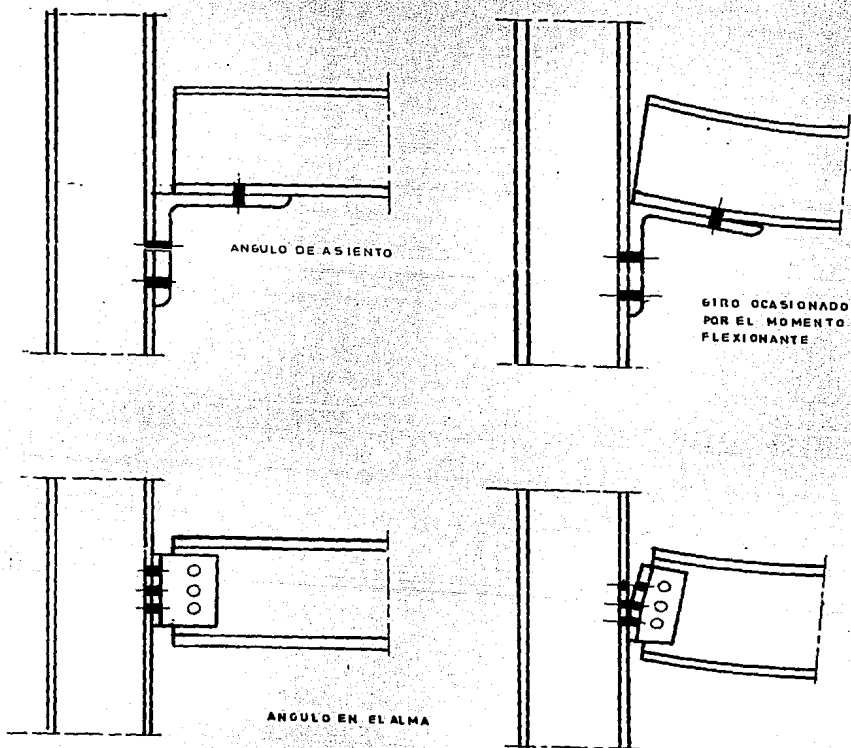


FIGURA 2.11

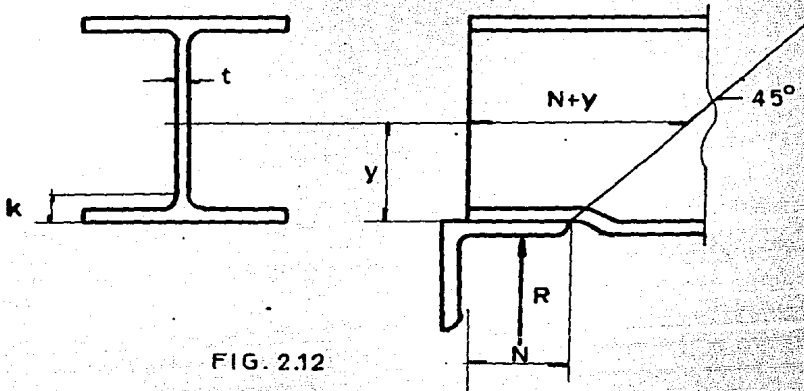


FIG. 2.12

Así, para una altura "y" medida desde la cara exterior del patín inferior de la viga, como se muestra en la figura anterior, el ancho es $N+y$, y el esfuerzo de compresión en esa altura es:

$$f_c = \frac{R}{\text{AREA}} = \frac{R}{(N+y) t}$$

donde: t es el espesor del alma.

El aplastamiento del alma ocurrirá donde el área sea mínima, que es para un valor de "y" medido desde la cara exterior del patín inferior al extremo del filete que forma la transición entre el alma y el patín, a este valor se denomina k y se encuentra tabulado en las propiedades de las secciones. El esfuerzo en esa altura es:

$$f_c = \frac{R}{(N + k) t_w} \quad \text{Ec. 2.8}$$

De donde se obtiene la longitud de apoyo requerida para evitar el aplastamiento del alma:

$$N = \frac{R}{f_c(t)} - K \quad \text{Ec. 2.9}$$

El esfuerzo de compresión permisible para este caso está especificado por el AISC en la sección 1-10.10.1, y es: $F_a = 0.75 F_y$, por lo tanto:

$$\frac{R}{(N + k) t} \leq 0.75 F_y \quad \text{Ec. 2.10}$$

La longitud del ángulo de asiento debe considerar la longitud de apoyo N y una distancia adicional de $1''$ desde el borde de la viga hasta la columna, para dar espacio para apretar los tornillos, y permitir un libre giro de la viga.

Para evitar la falla por flexión del ángulo, se selecciona el espesor considerando el siguiente comportamiento del ángulo: La reacción se ubica a una distancia del extremo de $N/2$; El ángulo de asiento al flexionarse, ocasiona que el centro de presión se desplace hacia el extremo de la viga (figura 2.13), mientras que el momento flexionante es mayor en el extremo del ángulo, la sección crítica se considera en las cercanías donde comienza la curvatura entre patín horizontal y el vertical del ángulo. Se han sugerido unas distancias entre 3 y 10 mm. desde la cara del patín vertical del ángulo a la sección crítica, para radios mayores de 11 mm. en ángulos, se toma el valor de 10 mm, mientras que para menores radios se reduce esta magnitud.

El momento flexionante es $M = P(x)$, y utilizando el momento de inercia del patín horizontal del ángulo: $I = b t^3/12$, se obtiene el módulo de sección:

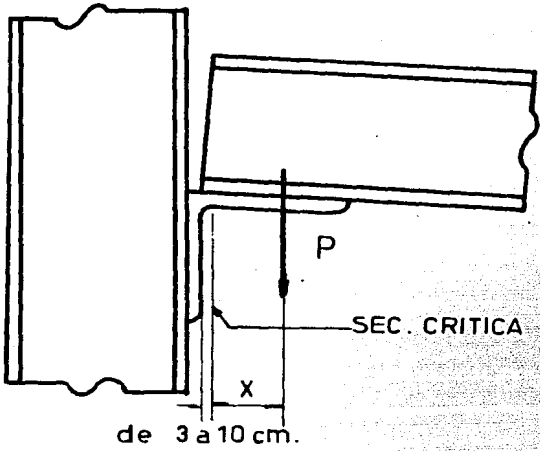


FIG. 2:13

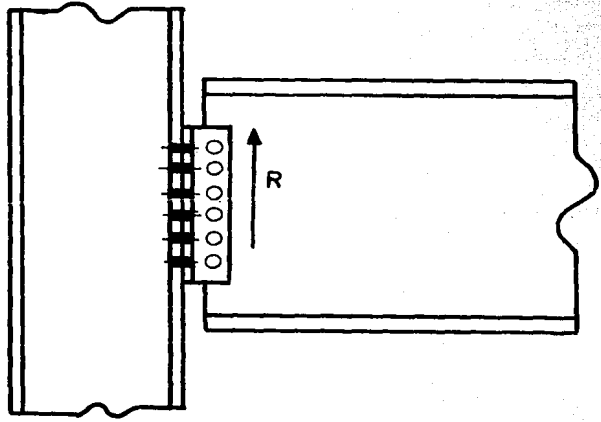


FIG 2.14

$$s = I/y = \frac{bt^3}{12(t/2)} = \frac{bt^2}{6} \quad \text{Ec. 2.11}$$

donde b y t son el ancho y el espesor respectivamente, que se proponen al iniciar el diseño del ángulo de asiento, y se revisará si el valor de t es aceptable.

El esfuerzo por flexión permisible es: $F_b = 0.75 F_y$;

$$\begin{aligned} F_b &= M/s \\ s &= M/F_b \\ \frac{bt^2}{6} &= M/F_b \end{aligned}$$

de donde: $t = \sqrt{6M/bF_b}$ Ec. 2.12

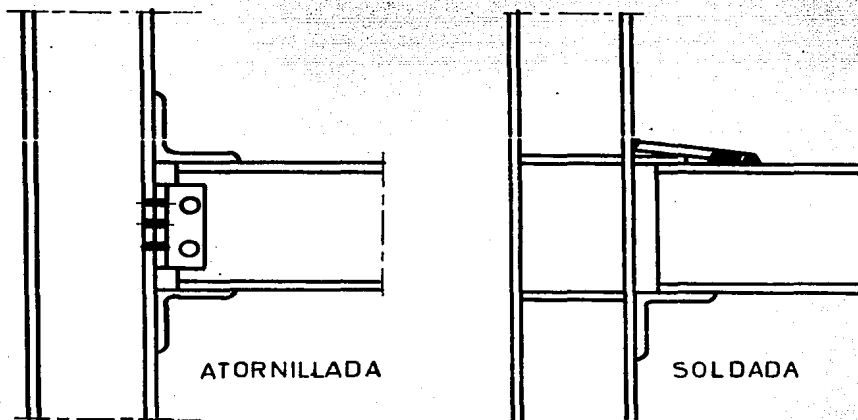
Las conexiones simples sólo soportan fuerza cortante y momentos muy pequeños; aunque son capaces de resistir momentos ligeros, esta capacidad se desprecia en el análisis de las conexiones simples. Para conexiones simples con ángulos en el alma de la viga, los tornillos quedan sometidos a fuerza cortante simple igual a la reacción. Con estos datos se puede obtener la distribución de tornillos con un determinado diámetro. Este caso se verá en el siguiente capítulo, junto con las conexiones normalizadas del AISC.

2.2.2 CONEXIONES SEMIRRIGIDAS

Las conexiones semirrigidas deben su uso a que pueden lograrse módulos de sección menores respecto a una conexión simple. Resulta así una sección económica y más ligera.

La conexión semirrigida transfiere parte de la capacidad total del momento desarrollado en los miembros conectados. Para el diseño de estas conexiones debe considerarse un porcentaje del momento de empotramiento total; este porcentaje se llama rigidez de la conexión.

La siguiente figura muestra dos tipos de conexiones semirrigidas comunes. Para una conexión semirrigida atornillada como se muestra en la figura 2.15, el ángulo del alma resiste la fuerza cortante, mientras que los ángulos de unión toman el momento flexionante su diseño se considera con detalle en el siguiente capítulo.



CONEXIONES SEMIRRIGIDAS

FIGURA 2.15

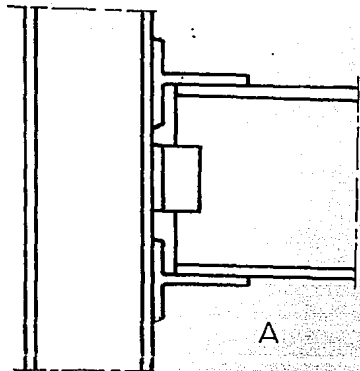
2.2.3 CONEXIONES RIGIDAS

Las conexiones rígidas desarrollan teóricamente la capacidad total del momento de los miembros conectados. Estas conexiones al transferir el momento a la columna, ocasiona --

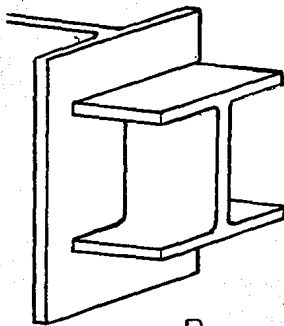
una continuidad total a la estructura.

La figura siguiente muestra las conexiones rígidas comunes.

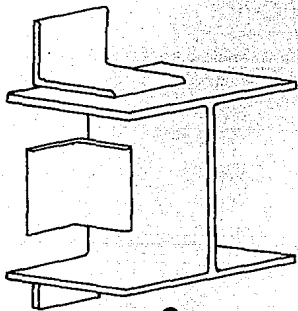
De la figura 2.16, las conexiones A y C requieren de ángulos y "T" de espesores mayores que en conexiones simples; comparando con la conexión soldada, resulta más pesada y lleva más material; la conexión soldada es preferible a la conexión A y C, si no se encuentra limitada por las condiciones de montaje. La figura D es una conexión rígida que utiliza una placa de emapleme soldada en el extremo de la viga; Es conectada por medio de tornillos y es una conexión que puede fabricarse en el taller y montarse en el campo, con sólo utilizar el equipo de apriete para tornillos.



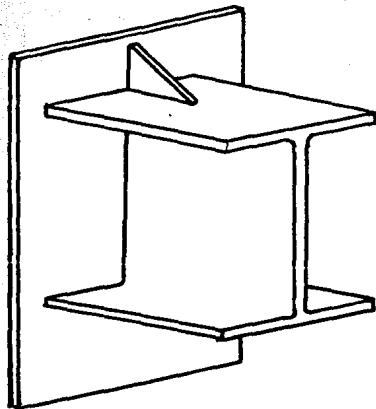
A



B



C



D

CONEXIONES RIGIDAS

FIGURA 2.16

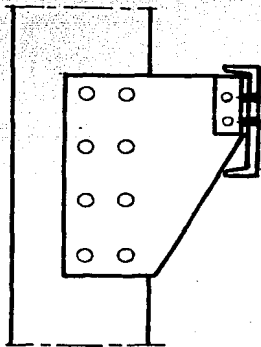
CAPITULO 3

DISEÑO DE CONEXIONES ATORNILLADAS

3.1 TORNILLOS SOMETIDOS A CARGA EXCENTRICA

Ciertas conexiones como ménsulas para travesaños, conexiones de vigas columnas, trabajan con cargas excéntricas no despreciables. No es así con otros elementos, en los cuales la excentricidad es despreciable.

En otros casos como en las armaduras, el eje de gravedad de los elementos que concurren a un nudo, deben interceptarse en el centro de gravedad del patrón de los tornillos, de tal manera que se evite cualquier excentricidad (o que ésta sea despreciable); cuando no es así, debe considerarse la excentricidad y tomarse en cuenta en el diseño para los tornillos.



MENSULA CON
CARGA EXCENTRICA

FIG 3.1

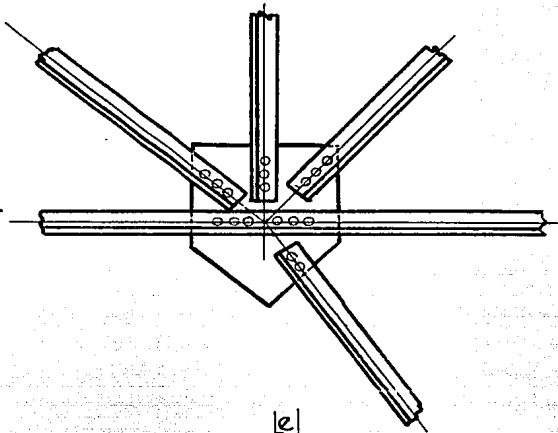


FIG 3.2 A

LOS EJES DE GRAVEDAD DE LOS MIEMBROS QUE CONCURREN EN UN NUDO, DEBEN INTERSECTARSE EN EL CENTRO DE GRAVEDAD DEL ARREGLO DE TORNILLOS

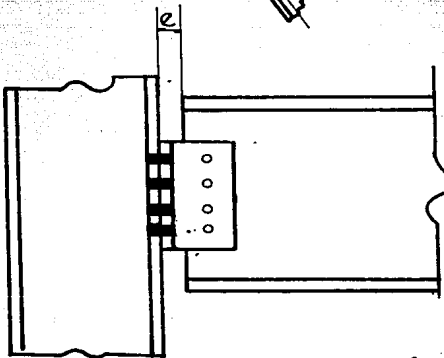


FIG 3.2 B

LA EXCENTRICIDAD DE CONEXIONES SIMPLES ES DESPRECIABLE.

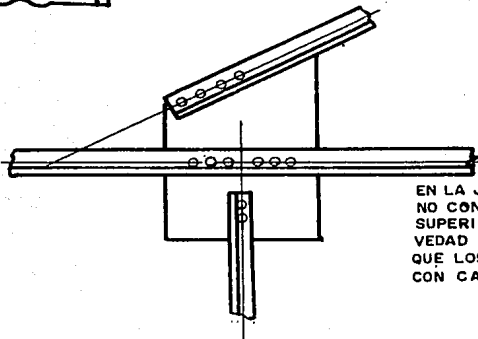


FIG. 3.2 C

EN LA JUNTA DE LA DERECHA AL NO CONCURREN EL ANGULO SUPERIOR CON EL EJE DE GRAVEDAD DEL PATRON, OCASIONA QUE LOS TORNILLOS TRABAJEN CON CARGA EXCENTRICA

En general, el método para estimar la carga de los tornillos resulta conservador, ya que se desprecia la fuerza por fricción que se opone al giro de la unión, se supone que la placa de conexión es rígida, mientras que los tornillos son elásticos. El desarrollo es el siguiente:

Cada tornillo soportará una carga cortante debido al momento $P(e)$ y la carga P

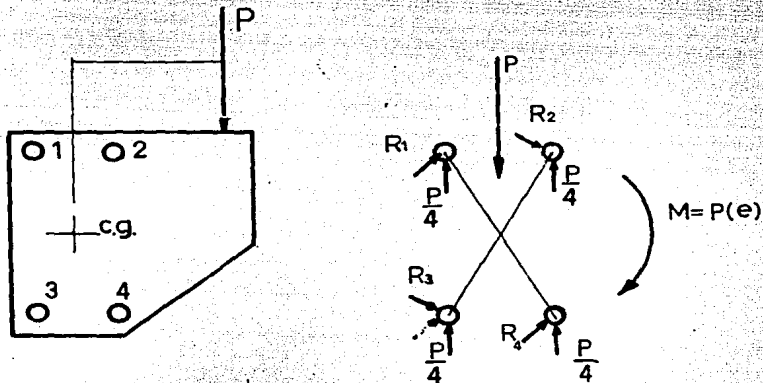


FIG. 3.3

Por equilibrio los tornillos deben resistir el momento M

$$M_r = R_i d_i = M \quad \text{Ec. 3.1}$$

La fuerza actuante sobre cada tornillo es directamente proporcional a la distancia del centro de gravedad del patrón de tornillos (cuanto más alejado esté el tornillo de este centro, -- más carga recibirá) podemos escribir:

$$\frac{R_1}{d_1} = \frac{R_2}{d_2} = \frac{R_3}{d_3} = \dots = \frac{R_n}{d_n} \quad \text{Ec. 3.2}$$

En términos de R_1 :

$$R_1 = R_1 \frac{d_1}{d_1} \quad R_2 = R_1 \frac{d_2}{d_1} \quad R_3 = R_1 \frac{d_3}{d_1} \quad \dots \quad R_n = R_1 \frac{d_n}{d_1} \quad \text{Ec. 3.3}$$

Sustituyendo (3.3) en (3.1)

$$M_r = P(e) = R_1 \frac{d_1^2}{d_1} + R_1 \frac{d_2^2}{d_1} + R_1 \frac{d_3^2}{d_1} + \dots + R_n \frac{d_n^2}{d_1} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Reuniendo términos y simplificando, se obtiene:

$$M_r = \frac{R_1}{d_1} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + \dots + d_n^2)$$

$$M_r = \frac{R_1}{d_1} \left(\sum d_i^2 \right)$$

Para R_1 :

$$R_1 = \frac{P e (d_1)}{\sum d_i^2}$$

Similarmemente:

$$R_2 = \frac{P e (d_2)}{\sum d_i^2} \quad ; \quad R_3 = \frac{P e (d_3)}{\sum d_i^2} \quad ; \quad \text{etc.} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Es conveniente descomponer las fuerzas R en sus componentes vertical y horizontal, para considerar la componente vertical y la fuerza que el tornillo resiste debido a la carga P . La figura siguiente nos muestra esta situación.

$$R_i = \sqrt{\left(\frac{P}{N} + R_v \right)^2 + R_H^2}$$

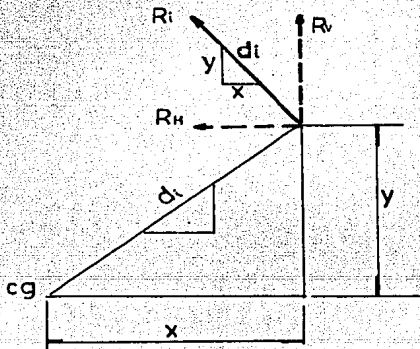


FIG 3.4

Refiriéndose a la figura anterior, puede obtenerse por proporción las componentes de R_i : R_H y R_V

$$\frac{R_i}{d_i} = \frac{R_H}{y} \quad \frac{R_i}{d_i} = \frac{R_V}{x}$$

Donde: $R_H = R_i \frac{y}{d_i}$

De la Ec. 3.5 $R_H = \frac{M d_i}{d_i^2} \cdot \frac{y}{d_i} = \frac{M \cdot (y)}{\sum d_i^2}$ Ec. (3.6)

Igualmente para R_V : $R_V = \frac{M(x)}{\sum d_i^2}$ Ec. 3.7 Donde $d_i = \sqrt{x^2 + y^2}$

La fuerza total cortante en un tornillo es:

$$R = \sqrt{(P/N + P_N)^2 + R_H^2} \quad \text{Ec. (3.7 A)}$$

Al aplicar las cargas excéntricas, las placas giran --- respecto al centro de gravedad del arreglo de los tornillos. La posición de los tornillos se desplaza una cierta cantidad, que disminuye mientras más cercanos están los tornillos del centro de rotación del plano en que se encuentran. El centro de rotación es el centro sobre el cual gira toda la placa que contiene a los tornillos; y por cambiar de posición cada vez que la carga o el arreglo de tornillos cambia de posición, se le llama a este centro; centro instantáneo de rotación.

Aquel tornillo que está más alejado del centro instantáneo de rotación, sufrirá mayor deformación que los demás, y estará sometido a un esfuerzo cortante mayor que cualquier otro - tornillo de esa misma conexión.

Dado que en el centro de rotación no hay ningún desplazamiento, no habrá esfuerzo cortante alguno por giro para el -- tornillo que se encuentre en ese centro. Por lo que debe cumplirse el equilibrio en ese punto entre la fuerza cortante debido a la carga cortante P_i que recibe ese tornillo, y la fuerza cortante debido al momento R_V .

$$P_i = -RV \quad \text{Ec. 3.8}$$

el mismo signo menos indica que es RV opuesto a P_i .

$P_i = P/N$ donde N es el número de tornillo en la conexión.

$$\frac{P}{N} = \frac{M \cdot r_o}{r_i} \quad \text{Ec. 3.9}$$

De donde:

$$r_o = \frac{P (d_i)}{P(e)N} \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$r_o = \frac{-P(d_i)}{e \cdot N} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Se ha considerado que el área de todos los tornillos de la conexión es la misma, de no ser así, se sustituye la ecuación (3.8):

$$P_i = \frac{P A_i}{\sum A_i} \quad \text{y} \quad RV = \frac{M(r_o) A_i}{\sum A_i r_i^2}$$

A_i = área nominal del tornillo i

$\sum A_i$ = Suma de las áreas de todos los tornillos

Quedando el centro instantáneo de rotación:

$$r_o = \frac{\sum A_i d_i^2}{e \sum A_i} \quad \text{Ec. 3.12}$$

El diseño se simplifica al encontrar el centro instantáneo de rotación y calcular el esfuerzo crítico para el tornillo más alejado de este centro.

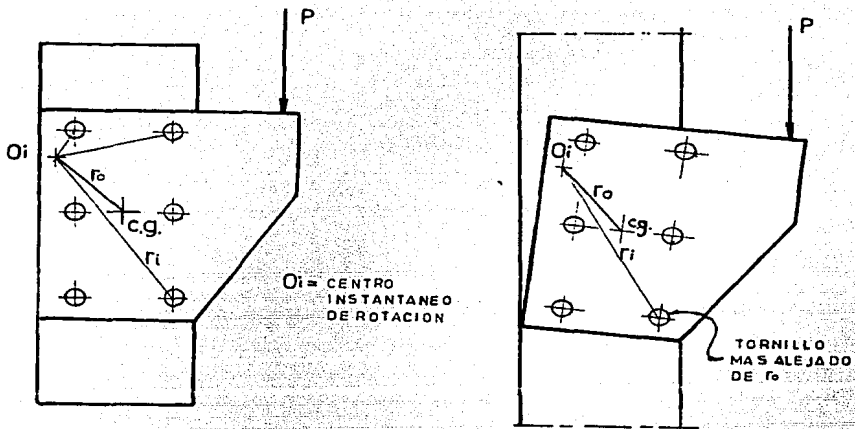


FIG 3.5

Además se verificará el esfuerzo de aplastamiento sobre la placa y también que las distancias a los bordes sean los suficientes para evitar cualquier daño. El AISC recomienda valores mínimos de distancias al borde para distintos casos en las placas.

3.1.1. DISEÑO DE CONEXIONES EXCÉNTRICAS SEGUN EL AISC

El AISC presenta tablas en las cuales se encuentran arreglos para tornillos de una a cuatro columnas verticales de tornillos y con una o hasta doce tornillos cada columna. El procedimiento considera la relación entre la carga permitida sobre el arreglo de tornillos y la carga permitida de un tornillo.

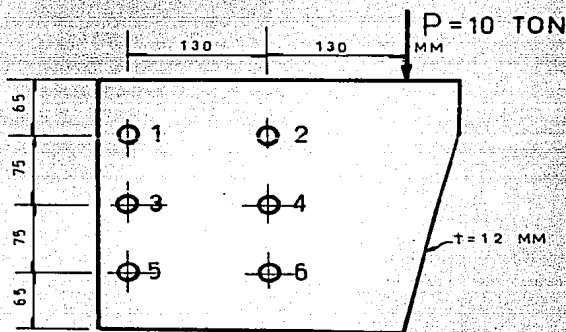
$$C = \frac{P}{rv}$$

Ec. 3.13

Para el uso de estas tablas del AISC, el arreglo debe tener las dimensiones en pulgadas.

EJEMPLO 3.1

Revisar si el patrón de tornillos es el adecuado para la conexión de la figura se usan tornillos A325 $\phi=25$ mm el acero de la placa es A-36 y de 12 mm. de espesor.



A. Determinación del cortante máximo

El centroide para este caso es la intersección de los ejes de simetría del arreglo; en dicho centro ubicamos los ejes de referencia X-Y.

Habrà que revisar que el esfuerzo cortante crítico F_r sea menor que el esfuerzo permisible F_v

La fuerza cortante para cualquier tornillo (Ec. 3.7.A) es:

$$R = \sqrt{\left(\frac{P}{N} + F_v\right)^2 + R_H^2}$$

DONDE: $RH = \frac{M(y)}{\sum di^2}$

$RV = \frac{M(x)}{\sum di^2}$ ECS (3.6)(3.7)

$\frac{P}{N} = \frac{10 \text{ TON}}{6 \text{ TON}} = 1.7 \text{ TON}$

$\sum di^2 = (xi^2 + yi^2)$

$xi = \text{Es constante: } xi = 130/2 = 65 \text{ mm.}$

$\sum xi^2 = 6 (6.5^2 \text{ cm}) = 195 \text{ cm}^2$

$\sum yi^2 = 4 (7.5^2 \text{ cm}) = 225 \text{ cm}^2$

$\sum (xi^2 + yi^2) = 420 \text{ cm}$

$M = P(e) = 10 \text{ ton} \times 19.5 = 195 \text{ ton cm.}$

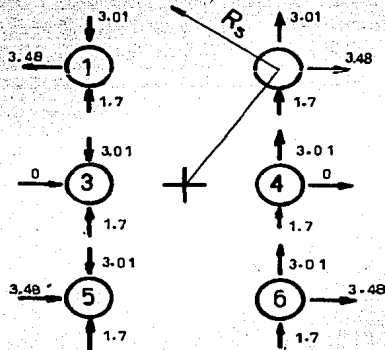
Entonces:

$Rv = \frac{195 (x)}{420} = 0.464 (x)$

$RH = \frac{195 (y)}{420} = 0.464 (y)$

Haciendo una relación de las fuerzas actuantes en cada tornillo en la siguiente tabla:

| TORNILLO | X(cm) | Y(cm) | RV (ton) | RH (Ton) |
|----------|-------|-------|----------|----------|
| 1 | 6.5 | 7.5 | 3.01 | 3.48 |
| 2 | 6.5 | 7.5 | 3.01 | 3.48 |
| 3 | 6.5 | 0 | 3.01 | 0 |
| 4 | 6.5 | 0 | 3.01 | 0 |
| 5 | 6.5 | 7.5 | 3.01 | 3.48 |
| 6 | 6.5 | 7.5 | 3.01 | 3.48 |



CARGA
EN LOS TORNILLOS

Para determinar el sentido de las fuerzas cortantes RH y RV, hay que considerar que son las componentes de la fuerza resultante R_i , que es perpendicular al rayo que parte del centro de gravedad al tornillo 1.

Los tornillos 2 y 6 tienen mayor carga que los demás. La fuerza cortante actuante en esos tornillos es:

$$R = \sqrt{(1.7 + 3.01)^2 + 3.48^2} = 5.86 \text{ ton}$$

El esfuerzo cortante crítico:

$$F_v = \frac{P}{A} = \frac{5.86 \text{ ton}}{\frac{\pi}{4} 2.5^2} = 1.19 \text{ ton/cm}^2$$

El esfuerzo cortante permisible es (conexión tipo fricción).

$$F_v = 17.5 \text{ Ksi} = 1.23 \text{ Ton/cm}^2$$

$$\therefore f_v < F_v$$

Por lo tanto el arreglo es aceptable.

B. Revisión del aplastamiento en placa

El área actuante para el esfuerzo de aplastamiento es:

$$A = \phi \cdot t$$

$$A = 2.5 \times 1.2 = 3 \text{ cm}^2$$

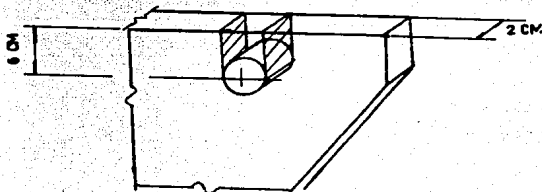
$$\text{El esfuerzo es: } F_b = \frac{P}{A} = \frac{5.86}{3} = 1.95 \text{ ton/cm}^2$$

El esfuerzo permisible es:

$$f_b = 1.5 F_y = 1.5 (4.08 \text{ ton/cm}^2) = 6.12 \text{ ton/cm}^2$$

$$f_b < F_b$$

C. Revisión de distancia al borde



Igualando fuerzas cortantes del tornillo y la placa

$$A_{tor} F_{y\ tor} = A_p F_{v\ p}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} F_{vtor} = S(t) F_{v\ p}$$

Donde:

$$S = \frac{\pi d^2 F_{vtor}}{4(t) F_{v\ p}}$$

$$S = \frac{\pi (2.5)^2}{4(1.2)} \frac{1.23}{1.01}$$

Sustituyendo valores:

Donde: $F_{vtor} = 17.5 \text{ Kips} = 1.23 \text{ ton/cm}^2$

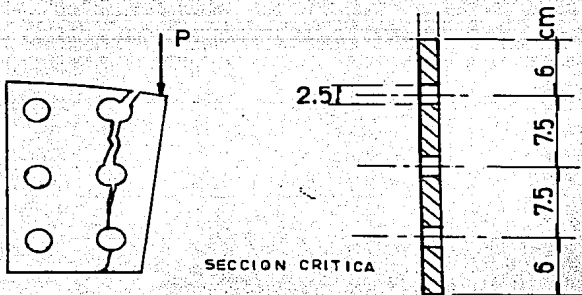
Donde $F_v = 0.4 F_y = 0.4 (2.530)$

$F_v = 1.01 \text{ ton/cm}^2$

$$S = 5 \text{ cm}$$

Por lo que la distancia al borde es suficiente

D. Verificación de que no ocurra ruptura por tensión de la placa a lo largo de la línea frontal.



Momento de inercia: $I = \frac{bh^3}{12} - 2 \left(\frac{td^3}{12} + A d^2 \right)$

Despreciando términos menores: $\frac{td^3}{12} \ll A d^2$

$I = \frac{bh^3}{12} - 2 (A d^2)$

$I = \frac{1 \cdot 2}{12} (27)^3 - 2 ((2.5 \times 1.2) 7.5^2)$

$I = 1627.68 \text{ cm}^4$

Momento:

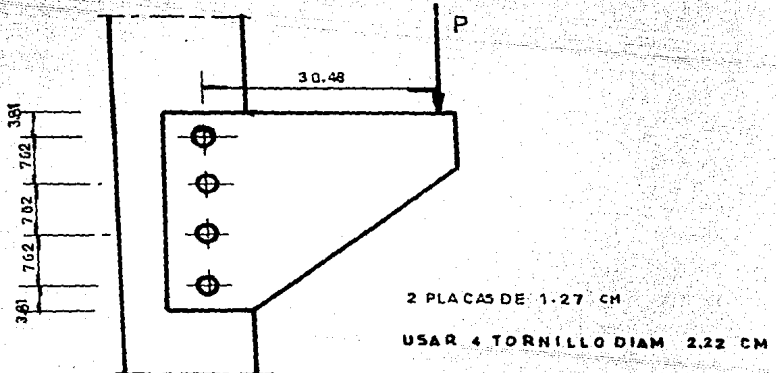
$M = P(e) = 10 \text{ ton} \times 130 = 130 \text{ ton cm}$

$f_b = \frac{Mc}{I} = \frac{130(13.5)}{1627.68} = 1.07 \text{ ton/cm}^2$

$F_b = 0.6 F_y = 0.6 (2.530) + 1.51 \text{ ton/cm}^2$

$f_b < F_b \dots$ no ocurre falla

EJEMPLO 32 Determinar la carga P que soporta la ménsula de la figura. Uséense tornillos A-325 de 2.22 cm de diámetro y placas de 0.27 cm de espesor.



A. Determinación del cortante máximo

El centro de gravedad en este caso es X=0, Y = 15.24 cm. los tornillos que están sujetos a mayor esfuerzo son los extremos y para éstos se diseñará

Cortante actuante:
$$R = \sqrt{\left(\frac{P}{N} + R_v\right)^2 + R_h^2} \dots (1)$$

$$R_h = \frac{M(y)}{\sum d_i^2} \quad R_v = \frac{M(x)}{\sum d_i^2}$$

$$P/N = P/4$$

R = 11.47 ton para tornillos diámetro 2.22 cm. y sometidos a doble cortante (debido a las dos placas)

$$M = P (30.48) \text{ ton.cm}$$

$$\sum d_i^2 = 2 (3.81)^2 + 2 (11.43)^2 = 51.89 \text{ cm}^2$$

$$R_h = \frac{P (30.48)}{51.89}$$

$$R_v = 0$$

Sustituyendo en (1):

$$11.47 = \sqrt{\left(\frac{P}{4}\right)^2 + (0.58737P)^2}$$

$$11.47 = \sqrt{(0.4075) P^2}$$

De donde: P = 17.96 ton

B. Revisión por aplastamiento de la placa

Area actuante $A = D (t) \quad D = 2.22 \text{ cm}$
 $t = 1.27 \text{ cm}$
 $A = 2.22 \times 1.27 = 2.82 \text{ cm}^2$

Esfuerzo actuante de aplastamiento:

$$f_b = \frac{11.47}{2.82} = 4.06 \text{ ton/cm}^2$$

Esfuerzo permisible de aplastamiento

$$F_b = 1.5 F_u = 1.5 (4.08)$$

$$F_b = 6.12 \text{ ton/cm}^2$$

$$f_b < F_b$$

C. Distancia al borde

La distancia mínima al borde es:

$$S = 2P/F_u t$$

$$\text{Donde } P = 8.98 \text{ ton}$$

$$t = 1.27 \text{ cm}$$

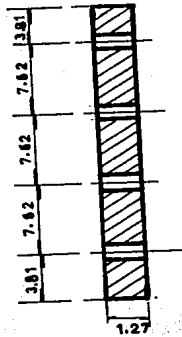
$$F_u = 4.56 \text{ ton}$$

$$S_{\min} = \frac{2(8.98)}{4.56(1.27)} = 3.10 \text{ cm}$$

$$\text{Distancia al borde real} = 3.81 \text{ cm} > S_{\min}$$

∴ se acepta.

D. Revisión de ruptura por tensión producida por el momento



Momento de inercia

$$I = \frac{bh^3}{12} - 2 \left(\frac{td^3}{12} + Ad^2 \right)$$

$$I = \frac{1.27(45.72)^3}{12} - 2 \left[\frac{1.27(2.22)^3}{12} + (2.22) \cdot 1.27 \cdot 3.81^2 + (2.22)(1.27) \cdot 11.43^2 \right] = 9291.26$$

$$I = 9291.26 \text{ cm}^4$$

El esfuerzo por tensión es:

$$f_b = \frac{M(y)}{I} \quad \text{Donde} \quad \begin{aligned} M &= P(e) = 30.48 \times 8.98 \\ M &= 273.71 \text{ ton cm} \\ Y &= 15.24 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$f_b = \frac{273.71(15.24)}{9291.26}$$

$$f_b = 0.45 \text{ ton/cm}^2$$

$$F_b = 0.6(2.53) = 1.518 \text{ ton/cm}^2$$

$$f_b < F_b \quad \text{No ocurre falla por flexión}$$

3.2 CONEXIONES SUJETAS A CORTANTE

3.2.1. ANGULOS DE ASIENTO

Los ángulos de asiento conectan su patín con el patín de la viga; los tornillos que unen el ángulo con la columna quedan sometidos a cortante debido a la reacción de la columna a tensión, debido a que hay una excentricidad de la reacción con respecto a la columna.

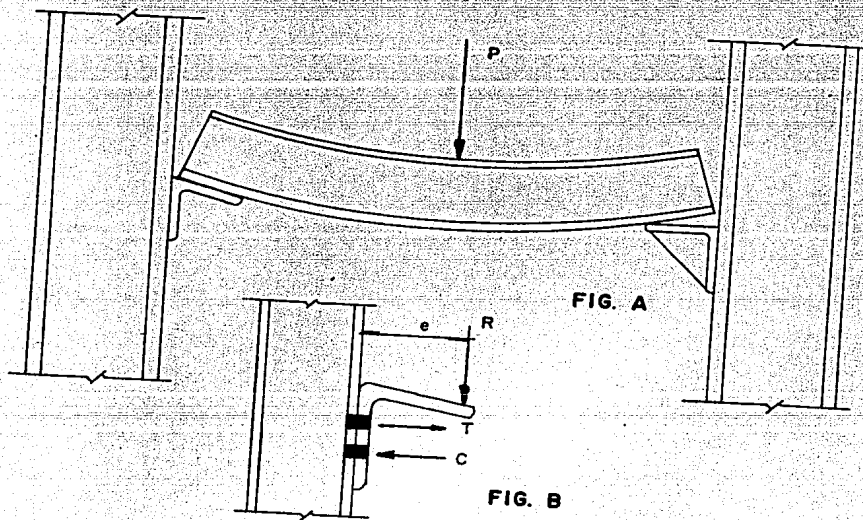


FIG. 3.6

La figura 3.6.A muestra el comportamiento de los ángulos de asiento, el apoyo izquierdo de la figura muestra un ángulo de asiento no rígido, y tiende a flexionarse a causa de la carga transmitida por la viga, en el diseño de ángulo habrá que verificar que no ocurra falla por flexión. El apoyo derecho de la figura 3.6.A muestra un apoyo rígido; el ángulo no se deforma, pero permite el giro de la viga. En este caso la conexión entre el ángulo y la viga puede hacerse de manera que el apriete ocasionado por el tornillo sea lo suficiente para poner en contacto los materiales y mantener las tuercas fijas.

La figura 3.6.B muestra que los tornillos se encuentran a tensión, o pueden encontrarse en la zona de compresión, dependiendo de la localización del eje neutro. La localización del eje neutro se obtiene mediante la suma de las áreas actuantes de la sección de interés; para esto se considera que abajo del eje neutro todo el material está a compresión; arriba del eje neutro el material que se encuentra a tensión son solamente los tornillos de la conexión. Obteniendo el eje neutro, se obtiene el momento de inercia de las áreas actuantes con respecto a dicho eje y con éste se calcula el esfuerzo de flexión:

$$f_b = \frac{M \cdot c}{I} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Para un ángulo de asiento, rígido o no, hay que considerar la longitud de apoyo para evitar pandeo del alma.

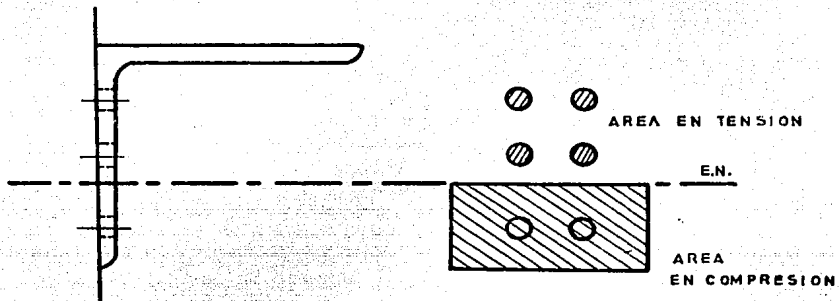
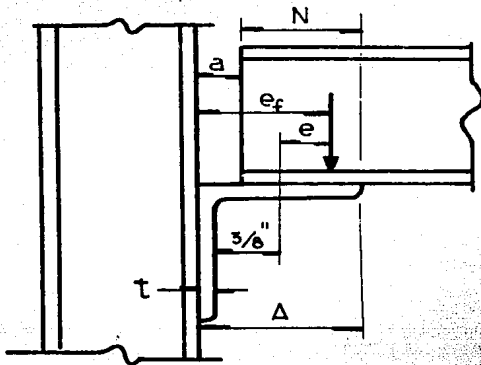


FIGURA 3.6 C

Método del AISC

El AISC ha tabulado tablas como ayuda de diseño para ángulos de asiento. El diseño considera una distancia de columna a viga de $3/4"$ (1.9 cm), en vez de $1/2"$ (2.54 cm) que es la distancia común. La limitación de estas tablas es que no es posible presentar una gama completa de los casos. Pero se presenta un rango distribuido para los diseños más comunes. El uso de estas tablas se presenta en los ejemplos siguientes.

Ejemplo 3.3 Determinar el ángulo de asiento para la viga que se muestra en la siguiente figura, para una carga de 13 ton.



IPR 16 x 50

ESPESOR DEL ALMA DE
LA VIGA $t_w = 3/8''$ (0.95 cm)

Solución:

Determinación de la longitud de contacto: N

La longitud de contacto debe ser tan grande para evitar el pandeo del alma: usando la fórmula 2.8 del capítulo 2.

$$f_c = \frac{R}{(N+K) t_w} \quad \text{Para uniones de extremo}$$

$$\text{de Donde: } N = \frac{R}{f_c t_w} - K$$

Sustituyendo valores:

$$f_c = 0.75 F_y = 0.75 (2530)$$

$$f_c = 1897.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$t_w = 3/8'' = 0.952 \text{ cm}$$

$$K = 2.94 \text{ cm.}$$

$$R = 13000 \text{ kg}$$

$$N = \frac{13000}{1897.5 (0.95)} - 2.94$$

$$N = 4.27 \text{ cm}$$

Tomando $a = 3/4" = 1.9 \text{ cm}$ (ver fig. anterior)

Longitud del patín del ángulo: $A = 4.27 + 1.9 = 6.17 \text{ cm} = 2.4 \text{ pulg.}$

Utilizaremos ángulos de $12.7 \times 12.7 \text{ cm}$ (5x5 pul).

La longitud del ángulo se tomará igual al ancho del patín de la viga.

Para una IPR 16 x 50. El ancho del patín es $8" = 20.32 \text{ cm}$

Espesor del ángulo (ta)

Proponiendo el espesor máximo de un ángulo de 12.7 cm .

De la figura anterior:

$$e = e_f - t - 0.95 \cdot (3/8")$$

Donde: $e_f = N/2 + a$

$$e_f = 2.135 + 1.9 = 4.04 \text{ cm}$$

Entonces:

$$e = 4.04 - 1.9 - 0.95 = 1.19 \text{ cm}$$

$$e = 1.19 \text{ cm.}$$

El momento actuante es:

$$M = P (e)$$

$$M = 13 \text{ ton} \times 1.19 \text{ cm} = 15.47 \text{ ton. cm}$$

Módulo de sección:

$$S = \frac{bt^2}{6}$$

$$S = \frac{(20.22)(1.9)^2}{6} = 12.22 \text{ cm}^3$$

$$f_b = M/S$$

$$f_b = \frac{15.47}{12.22} = 1.266 \text{ ton/cm}^2$$

Para flexión

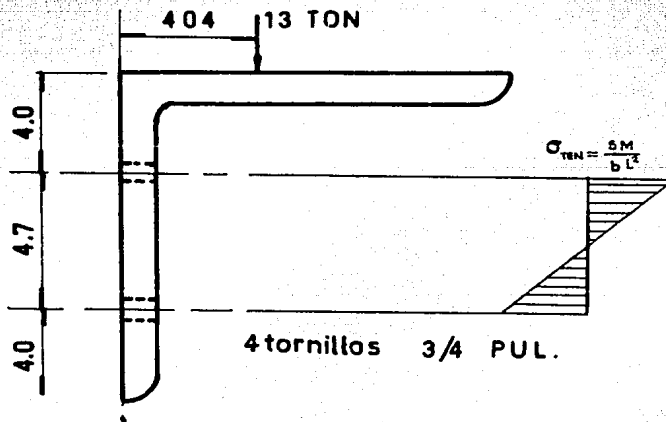
$$F_b = 0.75 F_y$$

$$F_b = 0.75 (2.53) = 1.89 \text{ ton/cm}^2$$

$f_b < F_b$: Por lo tanto se acepta el ángulo

Determinación de tornillos

Revisando el siguiente arreglo con cuatro tornillos de 1.90 cm o 3/4 pulg.



$$M = 13 \text{ ton} \times 4.04 = 52.52 \text{ T.cm}$$

$$b = 20.32 \text{ cm}$$

$$L = 4.70 \text{ cm}$$

Esfuerzo de tensión

$$f = \frac{6 M}{bL^2} = \frac{6 \times 52.52}{20.32 (4.70)^2} \text{ T/cm}^2$$

$$f = \text{tens} = 0.702 \text{ T/cm}^2$$

Esfuerzo de tensión en tornillos A 325 de 3/4 pulg.

$$F \text{ tensión} = \frac{T}{A}$$

$$F \text{ tensión} = \frac{8.8}{2.85} = 3.08 \text{ ton/cm}^2$$

Se aceptan los tornillos por flexión

Revisión de cortante

Para un tornillo de 3/4" la resistencia A1 cortante

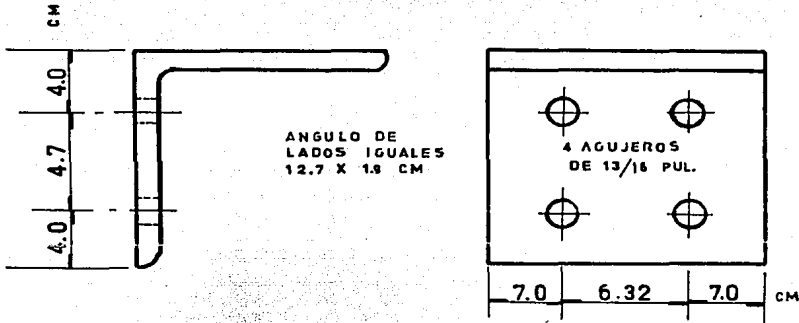
$$F_v = 3.49 \text{ ton}$$

$$\text{Para 4 tornillos: } F_v = 4 \times 3.49 \text{ ton}$$

$$F_v = 13.97 \text{ ton}$$

Se aceptan 4 tornillos de 3/4" = 1.9 cm

DISPOSICION DE LA CONEXION



METODO SEGUN EL AISC.

Los datos del problema son:

IPR 16x150 $t_w = 3/8$ " Acero A-36

Reacción = 13 ton = 30 Kips

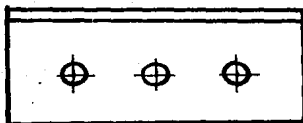
Tornillos A 325 tipo fricción, diámetro 7/8"

Se usarán las tablas V-A, para acero A-36; V-C y V-D

De la tabla V-A, para una longitud de 8" y un espesor $t_w = 3/8$; se encuentra un espesor de ángulo de 3/4" que soporta 31.2 kips=14 ton.

Entrando a la tabla V-C, para encontrar el tipo de conexión; para un diámetro de 7/8" y tornillos A325-F y con 37.9

kips, se encuentra que la conexión de tipo D; con tres tornillos



CONEXION
TIPO D

De la tabla v-D para la conexión tipo D y espesor de $\frac{3}{4}$ " ; se encuentra que el ángulo requerido es:

4" x 4" x $\frac{3}{4}$ " x 8" de longitud

EL ANGULO USA TRES TORNILLOS DIAMETRO: $\frac{7}{8}$ "

La desventaja que se encuentra en este método es que se obtienen ángulos en dimensiones que no se encuentran en el mercado; para este caso, no se fabrican ángulos de $\frac{3}{4}$ " de espesor si no son de 5x5" o 6x6".

Como se habrá observado, el método de diseño del AISC - por medio de tablas es conservador; ya que al no encontrar la carga permitida para espesores, se elige una carga similar, que sea mayor a la carga actuante. Pero resulta económico el calcular paso a paso la conexión; ya que utiliza menos tornillos y un ángulo menor.

3.2.2 CONEXIONES DE ALMA

Las conexiones de alma consisten en conectar dos ángulos al alma de la viga; dependiendo del espesor de estos ángulos, la conexión puede recibir y transmitir momento flexionante y carga cortante.

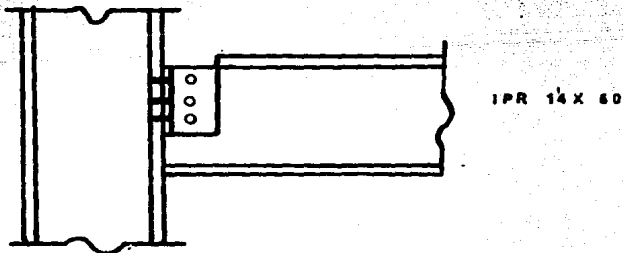
Para el caso de carga cortante, se considera que la --
excentricidad de la reacción de la viga es despreciable; y cual
quier momento ocasionado por ésta es pequeño y tomado por la --
fuerza de fricción dado en ese apriete. El ángulo en tales con-
diciones, se flexiona para no permitir la transmisión de momen-
to a la columna. El AISC recomienda usar espesores de ángulos --
no mayores a 5/8".

Para el diseño de estos ángulos debe considerarse que:

- a) El área efectiva de los tornillos debe resistir el esfuerzo --
cortante doble ocasionado por la reacción de la viga.
- b) Los ángulos deben resistir el esfuerzo de aplastamiento que
hay entre los tornillos y bordes de los agujeros.
- c) Los ángulos deben resistir el esfuerzo cortante; y la dis-
tancia entre centro y centro de agujeros debe ser adecuada.

EJEMPLO 3.4

Diseñar los ángulos de unión entre la viga de sección IPR -
14 x 60 A-36 para una carga de 17 ton. en la reacción. La cone-
xión es de tipo fricción con tornillos A 325 y diámetro de 3/4"



Solución:

Número de tornillos requeridos

Esfuerzo cortante permisible: $F_b = 17.5 = 1.23 \text{ ton/cm}^2$

Para cortante doble, la carga permitida para un tornillo:

$$P = 2F_b A (n) \quad \begin{array}{l} A = \text{área nominal del tornillo} \\ n = \text{número de tornillos} \end{array}$$

$$n = \frac{P}{2F_b A}$$

$$n = \frac{17}{2(1.23)(2.85)} = 2.42 \approx 3 \text{ tornillos}$$

Disposición de los tornillos:

Considerando una separación centro a centro de agujeros:

$$S = 2.67 D = 2.67 \times 1.9 \quad \text{Ec. 2.1.2}$$

$$S = 5 \text{ cm}$$

Revisando por cortante:

$$S = \frac{A F_y}{2 t F} \quad (\text{Fig. 2.5})$$

$$\text{Donde: } A_t = \text{Area nominal} = (1.9)^2 \frac{\pi}{4} = 2.85 \text{ cm}^2$$

$$F_{vt} = \text{Esfuerzo cortante de un tornillo: } F_{vt} = 1.23 \text{ ton/cm}^2$$

$$t = \text{Espesor del alma} = 0.8 \text{ cm}$$

$$F_v = 0.4 F_y = 0.4 (2530) = 1.012 \text{ TON/cm}^2$$

$$S = \frac{2.85 (1.23)}{0.8 (1.012)} = 3 \text{ cm}$$

... El espaciamiento $S = 5$ cm centro a centro se acepta

Distancia al borde = 3 cm

Longitud del ángulo = $3 \times 5 + 2 \times 6 = 21$ cm

Revisión por aplastamiento en el alma de la viga:

Esfuerzo permisible: $F_b = 1.5 F_u$ en el alma

$$F_b = 1.5 (2530) = 3.8 \text{ ton/cm}^2$$

Cada tornillo transmite una carga de:

$$P = 17/3 = 5.67 \text{ ton}$$

$$F_b = \frac{P}{A} = \frac{5.67}{(t) d} =$$

$$f_b = \frac{5.67}{0.8 (1.9)} = 3.73 \text{ ton/cm}^2$$

$f_b \leq F_b$... se acepta el espesor de alma $t = 8$ mm.

Al aceptarse el espesor del alma de la viga $t = 8$ mm puede aceptarse un ángulo con espesor de $t = 8$ mm = $5/16$ "

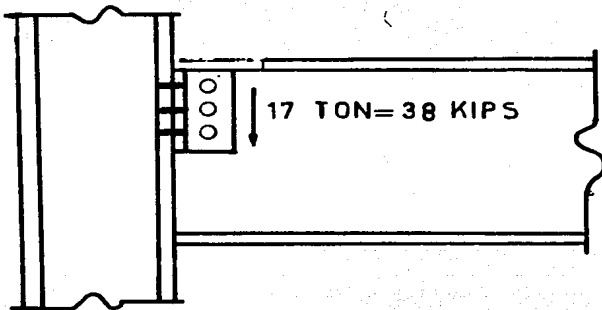
El tamaño de los patines depende de las condiciones de apriete y consideraciones de montaje

Se proponen dos ángulos de $4" \times 4" \times 5/16" \times 21$ cm.

Método de AISC, siguiendo las ayudas de diseño en las tablas:

Se usará la tabla II-A que sugiere los espesores de los ángulos

Los datos del problema son:



TORNILLOS
A 325-F
Ø 3/4 PUL.

1PR 14x60
TW 0.375 PUL

De la tabla II-4 para una conexión tipo fricción, y para un número de tornillos igual a 3 de 3/4" se tiene un cortante de 46.4 kips si se usa un espesor de ángulo:

$$t = 1/4''$$

Los espaciamientos entre tornillos se dan según el criterio del diseñador y se revisan las condiciones de aplastamiento, auxiliándose de valores tabulados para diferentes diámetros;

Para una distancia al borde de 3 cm = 1 1/4", y entrando a la tabla I-E, para un esfuerzo de aplastamiento de $F_u = 1.5 F_y$ $F_u = 1.5 (36) = 58$ ksi; se encuentra la carga permisible para aplastamiento, para tornillos de 3/4" con ángulos de 1/4" que es de 36.3 kips por unidad de longitud del espesor;

La carga total es:

$$R = 36.3 \times 0.375 \times 3 = 40.83 \text{ kips} > 38 \text{ kips}$$

Por lo tanto se acepta el espaciamiento y el espesor de 1/4" para los ángulos.

Para un espaciamiento entre tornillos es de 2.66 d:

$$2.66 (0.75") = 2";$$

Entrando en la misma tabla, para el espaciamiento de respectivo, se tiene la carga de 14.2 para un espesor de $\frac{1}{4}$ " de:

14.2 kips; la carga resistente total es:

$$R = 14.2 \times 3 = 42.6 \text{ kips} > 38 \text{ kips.}$$

El espesor del ángulo se acepta de $\frac{1}{4}$ "; las dimensiones de los patines del ángulo se seleccionan de acuerdo al criterio del diseñador, supongamos que el ángulo es de 4" x 4" x $\frac{1}{4}$ ", de longitud igual a:

$$L = 1.25" \times 2 + 3 \times 2" = 8.5" = 21.6 \text{ cm};$$

El resultado es similar al caso anterior.

3.3 FLEXION EN ELEMENTOS DE UNION

A veces las conexiones que están sujetas a tensión, - los elementos de unión atornillados quedan sujetos a flexión; los elementos de unión más comunes son ángulos, tes rectangulares; ó una combinación de algunos de estos elementos con algún otro miembro estructural. Si los elementos de unión son flexibles y delgados, la fuerza de flexión ocasionará una combadura de los patines atornillados de los ángulos ó las tes. La figura siguiente muestra los casos más comunes considerados en el diseño de conexiones a tensión ó que transmiten momento flexionante.

El caso de la figura A, muestra una conexión en donde la deformación de los tornillos es relativamente grande y los elementos conectados no están sujetos a compresión. Este caso ocurre cuando se tiene una conexión tipo aplastamiento en tornillos de alta resistencia. Los demás casos presentan una ligera deformación debido a la flexión que es ocasionada por una carga externa.

Si los extremos de los elementos de unión están firmemente unidos; ésta condición puede darse apretando los tornillos de alta resistencia hasta su carga de prueba; para cada uno de éstos casos el espesor del ángulo se revisa haciendo hipótesis simplificatorias, que han dado buenos resultados.

Para el primer caso, donde los tornillos presentan una deformación relativamente grande, los patines de la Te o del ángulo actúan como elementos en voladizo, sobre el cual actúa una carga concentrada por la reacción del tornillo a la fuerza externa P, y se toma como sección crítica la esquina de unión del patín con el alma; En ángulos de asiento en conexiones simples, la sección crítica es 3/8" desde el borde interior del patín del ángulo, siempre y cuando la conexión sea soldada.

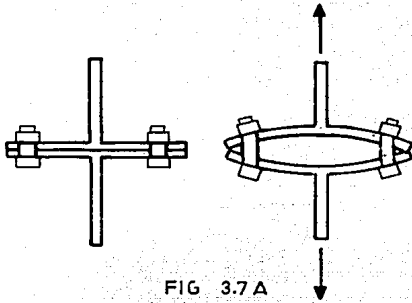


FIG 3.7 A

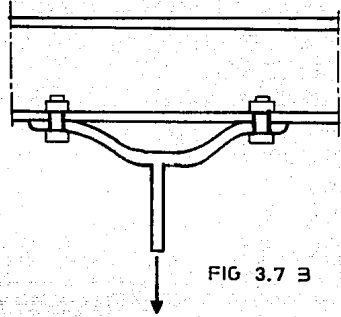


FIG 3.7 B

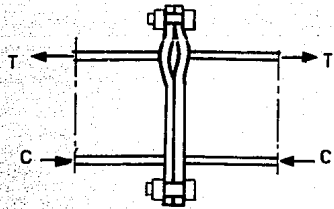
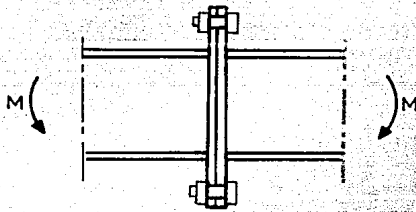


FIG 3.7 C

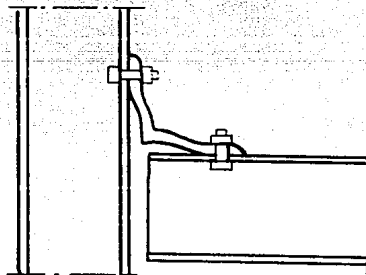


FIG 3.7 D

El esfuerzo máximo para estos casos es:

$$f_b = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{I}{c} = \frac{bt^3}{12} \left(\frac{1}{t/2} \right)$$

$$S = \frac{bt^2}{6}$$

$$M = T \cdot e$$

$$f_b = \frac{6 T \cdot e}{bt^2} \quad \text{EC. 3.15}$$

Donde b es la longitud tributaria el esfuerzo f_b debe ser menor que $0.75 F_y$, según la especificación 1.5.1.4.3. del AISC.

Para el segundo caso, la distribución de esfuerzos es compleja y la hipótesis simplificatoria que propone el AISC, es considerar los patines sujetos por los tornillos como empotrados; la deflexión se desarrolla a una distancia "e" del centro del agujero del tornillo; el comportamiento de esta parte del patín se supone semejante a la mitad de una viga de longitud $2e$ con extremos empotrados y una carga puntual al centro del claro, como se observa en la figura siguiente. La carga produce momentos flexionantes de igual magnitud en los extremos y al centro del claro. El valor de este momento y en la sección a-a es:

$$M = \frac{PL}{8} \quad \text{si } L = 2e,$$

$$M = \frac{P(2e)}{8}$$

$$M = \frac{P(e)}{4} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Como se ve en la figura 3.8 el valor de la excentricidad e es igual al gramil menos la distancia del borde exterior de la sección hasta donde empieza la curvatura del ángulo, que es una propiedad de la sección, designada como k .

$$e = g - k \quad \text{Ec. 3.12}$$

con este momento se obtiene el esfuerzo de flexión f_b de la misma forma que el caso anterior.

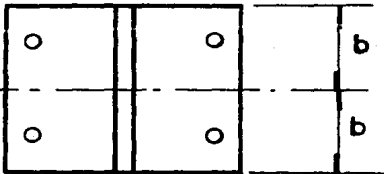
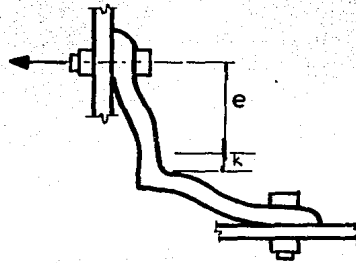
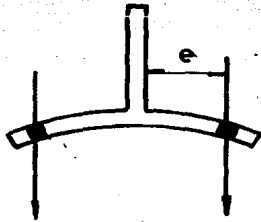
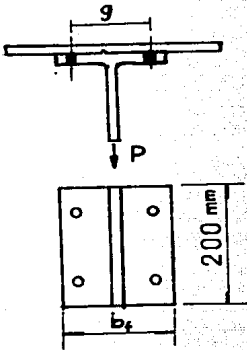


FIGURA 3.8

EJEMPLO 35 Calcular la carga permisible del medio perfil I estándar de 177.8 mm x 22.8 kg/m (7" x 15.3 lb/ft).



PARA EL PERFIL 7" X 15.3 lb/ft

$$b = 93.0 \text{ mm}$$

$$g = 57.2 \text{ mm}$$

$$t = 9.95 \text{ mm}$$

$$k = 22.35 \text{ mm}$$

El módulo de sección es:

$$S = \frac{bt^2}{6}$$

$$S = \frac{200(9.95)^2}{6} = 3300 \text{ mm}^3 = 3.3 \text{ cm}^3$$

Usando: $0.75F_y = 0.75(2530) = 1897.5 \text{ kg/cm}^2$

El momento máximo es: $M = F_b S = 1897.5 \times 3.3 = 6261.75 \text{ kg}\cdot\text{cm}$

Pero: $M = \frac{P(e)}{4}$ de la Ec. 316

Donde: $e = g - k = 5.72 - 2.35 \text{ cm} = 3.37 \text{ cm}$

$$P_{\max} = \frac{4M}{e} = \frac{4(6261.75)}{3.37}$$

$P_{\max} = 7432 \text{ kg}$

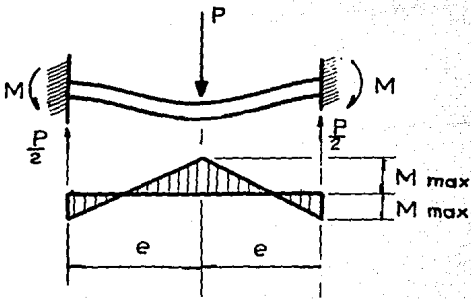
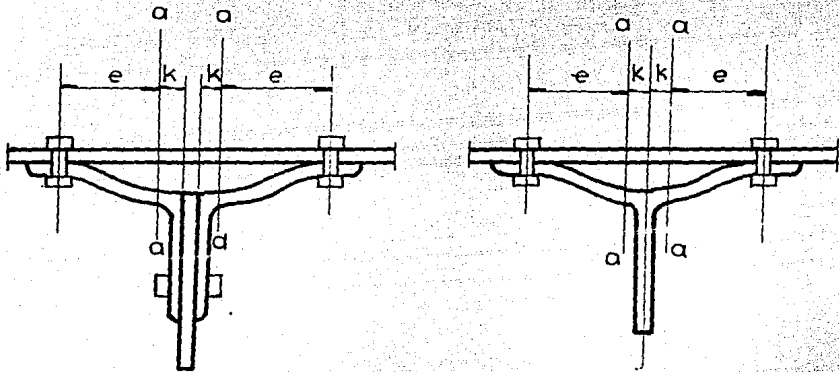


FIGURA 3.9

En el problema anterior se ha revisado propiamente el patín de la I Estándar y en base a ella se ha obtenido la carga permisible para que no falle por flexión; No se ha considerado cómo se ha de comportar los tornillos de conexión en cuanto a resistencia. Si el perfil es conectado por medio de cuatro tornillos de alta resistencia, considerando que los tornillos de alta resistencia están a una tensión inicial, su puestamente cada tornillo soportará en el caso extremo en que los patines se separen de la placa superior una carga de $P/4$ (como se ha visto en la sección 2.1.5 cap. 2), pero además, si los patines son rígidos, tendrán un punto de apoyo en sus extremos, empujando hacia abajo con una carga Q , que es el efecto de palanca, y ocasiona una carga adicional de tensión para los tornillos; así que la carga que soportan es $P/4 + Q$; para este caso, también los patines de la sección se han separado lo suficiente para que los tornillos soporten directamente una porción de la carga P (en este caso $P/4$, Ver figura 3.10

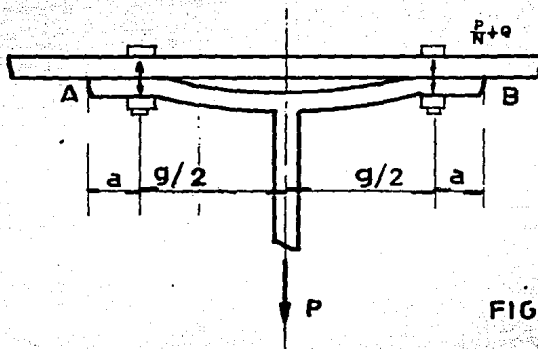


FIG 3.10

La consideración de la carga Q sobre la fuerza resistente del tornillo se hará si los patines de los ángulos o medias secciones I, son gruesos y con gramiles pequeños; Mientras que el efecto es menos considerable en cuanto más flexibles sean los patines de los ángulos o "tes".

EL VALOR DE Q SE HA OBTENIDO EMPÍRICAMENTE. EL A.I.S.C. RECOMIENDA :

$$Q = F_w \left[\frac{\frac{1}{2} - \frac{wt^4}{30ab^2 A_b}}{\frac{3a}{4b} \left(\frac{a}{4b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{30ab^2 A_b}} \right] \quad \begin{matrix} \text{TON} \\ \text{KIPS} \end{matrix} \quad \text{Ec. 3.18}$$

donde:

F_w : fuerza por cada tornillo en ton o kips

t : espesor del patín atornillado en cm o pulg.

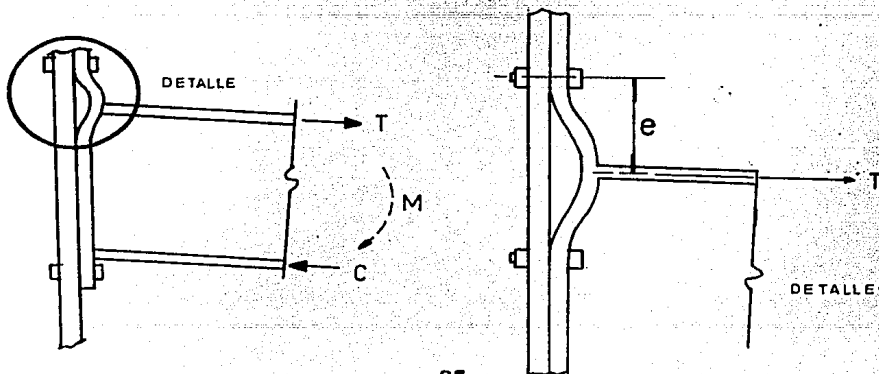
A_b : Area nominal de un tornillo en cm o pul

b : distancia desde el centro del tornillo al punto medio del valor k , tabulado en las propiedades de las secciones en cm o pulg.

a : distancia desde el centro del tornillo al borde del patín en cm o pulg. si $a > 1.25b$, entonces $a = 1.25b$

w : longitud tributaria del ángulo o T para una hilera de tornillos en cm o pulg.

Para el caso de la figura 37C, el espesor de la placa de unión tiende también a flexionarse por la tensión transmitida - por el momento, en ese caso la excentricidad se toma como **anteriormente**: distancia entre el centro del tornillo y la fuerza T del patín como se muestra en la figura siguiente



El manual del AISC muestra un procedimiento simplificado para seleccionar secciones T, dobles ángulos o medias secciones I, sujetas a tensión usadas para soportar cargas suspendidas; con el procedimiento se obtienen espesores de los patines; y considera el efecto de palanca y la tensión inicial del tornillo debido al apriete. El procedimiento se basa en los valores tabulados de la carga por pulgada lineal de sección según sea el espesor y ancho efectivo del patín; y también de las ecuaciones que nos dan el valor de la tensión en los tornillos, incluyendo el efecto de palanca y el espesor requerido para determinada carga; estas ecuaciones son:

ECUACIONES 3.19

a) $\delta = 1 - d'/p$

b) $M = Mp/2 = P_t^2 F_y / \delta$

c) $\alpha = (Tb/M - 1) / \delta$

d) $B_c = T \left[1 + \frac{\delta \alpha}{(1 + \delta \alpha)} (b'/a') \right]$

e) $t_f = \left[\frac{\delta B_c a' b'}{p F_y [\alpha + \delta \alpha (a' + b)]} \right]^{1/2}$

f) $Q = B_c - T$

DONDE:

T = Carga soportada por cada tornillo sin considerar la tensión inicial en kips

Q = Carga producida por el efecto de palanca a cada tornillo en kips

B_c = Carga que recibe cada tornillo incluyendo el efecto de palanca. kips

M = Momento flexionante en el patín de la sección en kip-pulg.

- M_p = Momento plástico, en kip-pulg.
 F_y = Esfuerzo de fluencia de la sección, en ksi.
 p = Longitud tributaria para cada hilera de tornillos, en pulg.
 t_f = Espesor requerido para la sección, en pulg.
 b = Distancia del centro del agujero en el patín al alma del perfil.
 a = Distancia desde el centro del tornillo al borde del patín de la sección (ángulo o T), en pulg.

La distancia a será menor de $1.25b$, de lo contrario $a = 1.25b$

d = Diámetro del tornillo en pulg.

d' = Diámetro de los agujeros de los tornillos en el patín analizado, en pulgadas

b' = $b - d/2$ en pulg.

a' = $a + d/2$ pulg.

α = relación de momentos

ϕ = relación del área neta al área bruta del patín

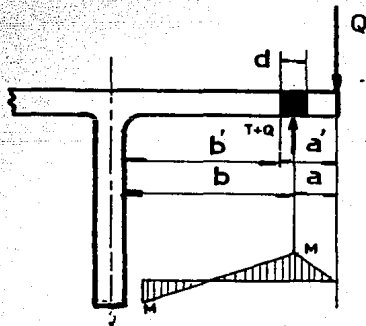
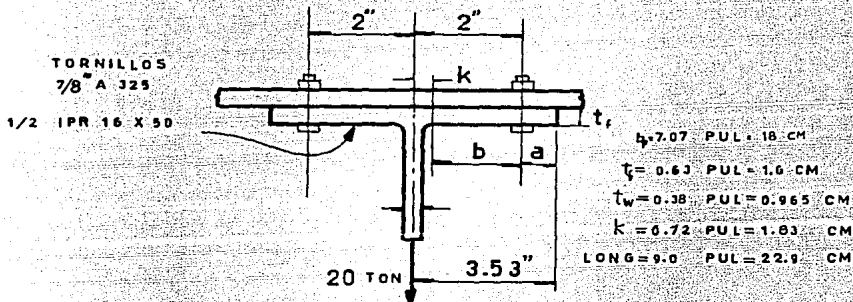


FIGURA 3.12

La distancia de del centro del agujero, a Q se considera de $(3/4)a$.

EJEMPLO . 3.6

Revisar si el medio perfil IPR conectado con cuatro tornillos de 5/8" de diámetro y que ha de soportar una carga de 20 ton. (44 kips)



Revisión de tornillos:

Diámetro: 7/8 pulg. = 2.22 cm

Area = 0.6013 pulg

Carga permisible a tensión $P = AF_t$

$$P = 0.6013 (44 \text{ ksi}) = 26.5 \text{ kips}$$

$$\text{Carga por cada tornillo} = \frac{44}{4} = 11 \text{ kips} < 26.5 \text{ kips}$$

Los tornillos soportan la carga externa de 44 kips; hay que considerar la carga Q ocasionada por los patines:

$$Q = F_w \left[\frac{\frac{1}{2} - \frac{wt^4}{30 ab^2 Ab}}{\frac{3a}{4b} \left(\frac{a}{4b} + 1 \right) + \frac{wt^4}{30 ab^2 Ab}} \right] \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde: $F_w = 11 \text{ kips} = 5 \text{ ton}$

$t = 0.63 \text{ pulg}$

$b = 2 \text{ pulg} - k/2 = 2 - 0.36 = 1.64 \text{ pulg.}$

$$a = bf/2 - 2 \text{ pulg} = 3.53 \text{ pulg} - 2 \text{ pulg} = 1.53 \text{ pulg}.$$

$$w = 9 \text{ pul}/2 = 4.5 \text{ pulg}$$

$$Ab = 0.6013 \text{ pul}^2$$

Sustituyendo:

$$Q = 11 \times \left(\frac{\frac{1}{2} - \frac{4.5 (0.63)^4}{(30)(1.53) 1.64^2 (0.6013)}}{\frac{3 \cdot 1.53}{4 (1.64)} \left(\frac{1.53}{4 (1.64)} + 1 \right) + \frac{1}{(30)(1.53)(1.64)^2 (0.6013)}} \right)$$

$$Q = 11 \times 0.56216$$

$$Q = 6.184 \text{ kips} = 3 \text{ ton}$$

Carga total en cada tornillo: $11 + 6.184 = 17.18 \text{ kips} < 26.5 \text{ kips}$

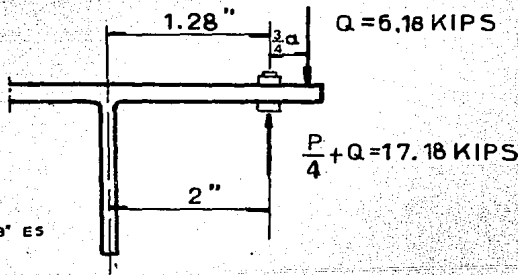
∴ Se aceptan 4 tornillos diámetro 7/4 pulg. A-325

Revisión del espesor del patín

$$\text{Esfuerzo permisible: } F_t = 0.75 (F_y) = 0.75 (36)$$

$$F_b = 27 \text{ klb/pulg}^2$$

En la figura siguiente se muestran las secciones A y B en las cuales la fuerza $P/4 + Q$ y Q ocasionan momentos en cada sección



LA CARGA Q SE
ENCUENTRA A 3/4 DE Q

$$3/4 (1.53) = 1.14 \text{ PUL.}$$

LA DISTANCIA DE 'A' A 'B' ES

$$2'' - K = 2'' - 0.72'' = 1.28''$$

Momento actuante en A:

$$MA = (P/4+Q) (1.28") - Q(2.428)$$

$$MA = [17.18 \text{ kib}] (1.28 \text{ pulg}) - [6.184 \text{ kib} (2.428 \text{ pulg})]$$

$$MA = 6.97 \text{ kib-pul}$$

Momento actuante en B

$$MB = Q(1.148) = 7.09 \text{ kib} \times 1.48 \text{ pul.}$$

$$MB = 8.148 \text{ kib-pul}$$

De donde: $MB > MA$

Se revisa con: $MB = 8.148 \text{ kib-pul}$

$$fb = M/S \quad S = bt^2/6$$
$$fb = \frac{8.148 \text{ kib-pul}}{\frac{4.5}{6} (0.63)^2} = 27.37$$

$$fb = 27.3 \text{ kib/pul}^2 \quad F_b = 27 \text{ kib/pul}^2$$

La sección se acepta.

Si la sección estuviera sometida a un esfuerzo fb mayor que F_b , habría la opción de recurrir a revisar con otra sección lo que implica pasar nuevamente por toda la secuencia de cálculo; otra opción es aumentar la longitud del ángulo; en este caso, estrictamente fb es mayor que F_b , aumentando la longitud a $L = 12"$; la longitud efectiva para cada línea de tornillos es: $w=6"$, o bien, al aumentar esta longitud, los demás valores permanecen constantes y la carga Q disminuye ligeramente si el incremento de w es de $\frac{1}{2}"$ a $1"$; lo que simplifica el cálculo, si se vuelve a tomar el valor anterior de Q ; M_A y M_B ; sustituyendo el valor de w en la expresión:

$$fb = M / \frac{w t^2}{6} \quad \text{Ec. 3.20}$$

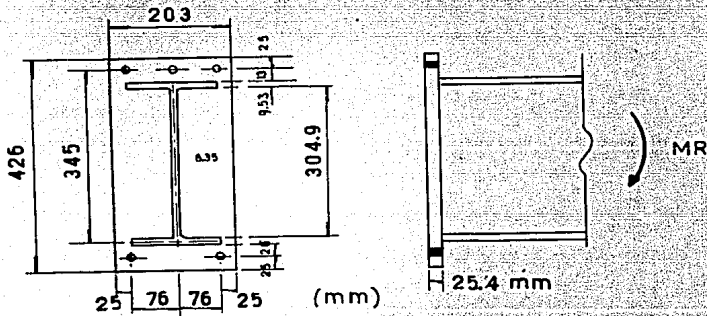
Para $v = 5$ pulg:

$$Q = 6.16 \text{ klb P/4} \cdot Q = 17.16; M_A = M_B = 7 \text{ klb pul}$$

$$r_b = 24 \text{ klb/pul}^2 < 27 \text{ klb/pul}^2$$

EJEMPLO 37

Revisar si la placa de unión tiene un espesor adecuado para que la conexión pueda transmitir el momento resistente de la sección.



Solución:

Para que la conexión pueda transmitir momento, la placa debe tener un espesor t que evite su flexión.

Momento resistente de la sección:

$$MR = F_b \cdot S$$

Momento de inercia de la sección:

Eje neutro: $304.9/2 = 152.45 \text{ mm}$

$$I = \frac{(30.49)^3 (0.635)}{12} + 2 \left[\frac{(0.953)^3 15.2}{12} + (0.953)15.2(14.7)^2 \right]$$

$$I = 7822.25 \text{ cm}^4$$

$$S = 7822.25/16.19 = 482.91 \text{ cm}^3$$

$$MR = 0.6 (2530) \times 482.91 = 733.064 \text{ kgcm}$$

Selección de tornillos:

$$\begin{aligned} \text{Fuerza de tensión: } T &= \frac{MR}{d} \\ T &= \frac{733064}{31.442} = 23.3 \\ T &= 23.3 \text{ ton} \end{aligned}$$

Tensión en cada tornillo: $T_i = 23.31/3 = 7.77 \text{ ton}$.

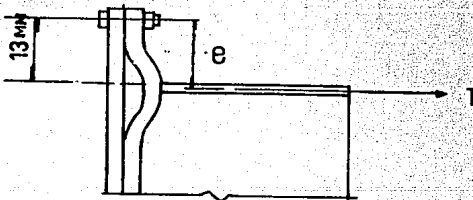
Para tornillos de 3/4" diámetro a 325

$$TADM = A_t F_t$$

$$TADM = \frac{\pi T^2}{4} 1.9^2 \times 3.09 \text{ ton/cm}^2$$

$$TADM = 8.76 \text{ ton} > 7.77 \text{ ton}$$

Se utilizarán tornillos A-325 diámetro 3/4 pul.



Espesor de la placa:

$$e = 1.3 + (0.95/2) = 1.77 \text{ cm}$$

$$M = 23 \ 310 \times 1.77$$

$$M = 41258.7 \text{ kg. cm}$$

$$F_b = 0.75 F_y = 0.75(2530) = 1897.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$S = M/F_b = 41258.7/1897.5 = 21.743 \text{ cm}^3$$

$$S = \frac{bt^2}{6}$$

$$t = \sqrt{\frac{6S}{b}} \quad \text{con } b = 20.3 \text{ cm}$$

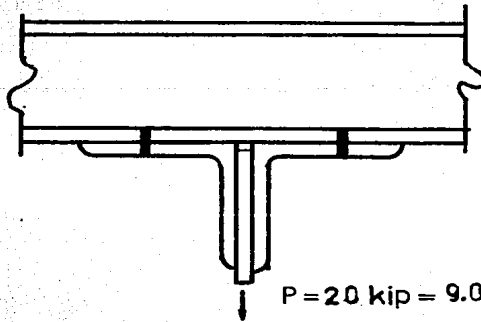
$$t = \sqrt{\frac{6(21.743)}{20.3}} = 2.53$$

$$T = 2.53 \text{ cm} \approx 2.54 \text{ cm}$$

Se acepta el espesor de la placa $t = 1 \text{ pul} = 2.54 \text{ cm}$

EJEMPLO 3:8

Determinar que ángulos unidos espalda con espalda se pueden utilizar para soportar una carga suspendida de una IPR.



4 tornillos A325
long de ángulo:
4 pul 10.2 cm

$$P = 20 \text{ kip} = 9.0 \text{ ton}$$

Solución. Se utilizará el método del manual AISC P. 4.88

Se entra a la tabla de la pág. 4.88, con cargas por unidad de -

longitud tributaria:

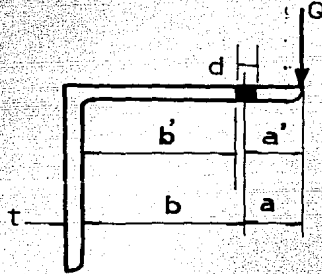
$$T = 20 / 4 = 5 \text{ kib/pul/pul}$$

$$p = 4 \text{ pul}$$

De la tabla: $b = 1 \frac{1}{2}''$ y con $T = 5(2) / 4 = 2.5$

$$t = \frac{1}{2}''$$

Donde b = distancia desde el borde del patín al centro del tornillo



La longitud del patín es:

$$L = b + t + d$$

Considerando una distancia al borde de $3/4''$

$$L = 1.5 \text{ pul} + 0.5 \text{ pul} + 0.75 \text{ pul} = 2.75 \text{ pul}$$

Se proponen dos ángulos:

$$3 \times 3 \times 3 \times \frac{1}{2} \text{ pul.}$$

y que se encuentra en el mercado

Diámetro de los tornillos

$$\text{Cada tornillo soporta: } A = 12 / 4 = 3 \text{ kib}$$

Se usarán tornillos de $5/8$ pul. con agujeros $5/8 + 1/16 = 11/16 =$

$$0.687 \text{ pul.}$$

Carga admisible de cada uno: 13.5 kib

Obtención del espesor requerido en ángulos

Utilizando las fórmulas (3.19)

$$T = 5 \text{ klb}$$

$$T_f = 0.5 \text{ pul.}$$

$$b = 1.5 \text{ pul.} ; b' = 1.5 \text{ pul.} - 0.687/2 = 1.15 \text{ pul.}$$

$$a = 1.5 \text{ pul.} \quad a' = 1.5 \text{ pul.} + 0.687/2 = 1.84 \text{ pul.}$$

$$a' + b' = 3$$

$$b'/a' = 1.15/1.84 = 0.625$$

$$P = 4 \text{ pul.}$$

$$d' = 0.6875 \text{ pul.}$$

$$\delta = 1 - d'/P = 1 - 0.6875/4 = 0.828$$

$$M = P t_f^2 F_y / 8 = 4(0.5)^2 (36) / 8 = 4.5 \text{ klb pul.}$$

$$\alpha = \left(\frac{T(b)}{M} - 1 \right) \frac{1}{\delta} = \left(\frac{5(1.5)}{4.5} - 1 \right) \frac{1}{0.828} = 0.8051$$

$$B_c = T \left(1 + \frac{\delta \alpha}{(1 + \delta \alpha)} (b'/a') \right)$$

$$B_c = 5 \left[1 + \frac{0.828(0.8051)}{(1 + 0.828(0.8051))} (0.625) \right] = 6.25 \text{ TON} \Rightarrow Q = 6.25 - 5 = 1.25 \text{ TON}$$

$$t_{\text{req}} = \left[\frac{8 B_c a' b'}{P F_y (a' + \delta \alpha (a' b'))} \right]^{1/2} = \left[\frac{8(6.25)(1.84)(1.15)}{4(36)(1.84 + 0.8051(0.828)(3))} \right]^{1/2} = 0.437 \text{ pul.}$$

Con espesor de 1/2 pul. es satisfactorio

se usarán dos ángulos de:

3 x 1/2" (lados iguales)

76.2 mm y 12.7 mm

3.4 TORNILLOS SOMETIDOS A CORTE Y TENSION

Los tornillos al estar sujetas a tensión inicial por el apriete suministrado por las tuercas, soportarán esfuerzos combinados de corte y tensión; pero cuando los tornillos se ven sujetos a carga externa de tensión y cortante, se considera la combinación de esfuerzos sobre el tornillo.

Los tornillos sometidos a carga cortante y a tensión se hayan en conexiones resistentes a momento, ángulos de asiento, en casos en que se usen conexiones para contraventeo, etc.

Un procedimiento empírico para limitar la combinación de esfuerzos, está basado en la interacción:

$$\left(\frac{f_v}{F_v}\right)^2 + \left(\frac{f_t}{F_t}\right)^2 < 1 \quad \text{Ec. 3.21}$$

donde F_t y F_v son los esfuerzos permisibles de tensión y corte respectivamente, y f_t y f_v los esfuerzos nominales correspondientes, La ecuación que sugiere el AISC para una conexión tipo aplastamiento, sujeta a tensión y cortante es:

$$F_t = C_1 - C_2 f_v < C_3 \quad \text{Ec. 3.22}$$

donde los valores de C varían para cada tipo de tornillo. Para conexiones de tipo fricción:

$$F_v < C_4 \left(1 - \frac{f_t \cdot A_b}{T_b}\right) \quad \text{Ec. 3.23}$$

C_4 es un coeficiente que varía también con la clase de tornillo, y se dan en la siguiente tabla.

t_b = carga de prueba del tornillo tabla 2.2

$f_t A_b$ = fuerza nominal de tensión en el tornillo.

TABLA 3.1

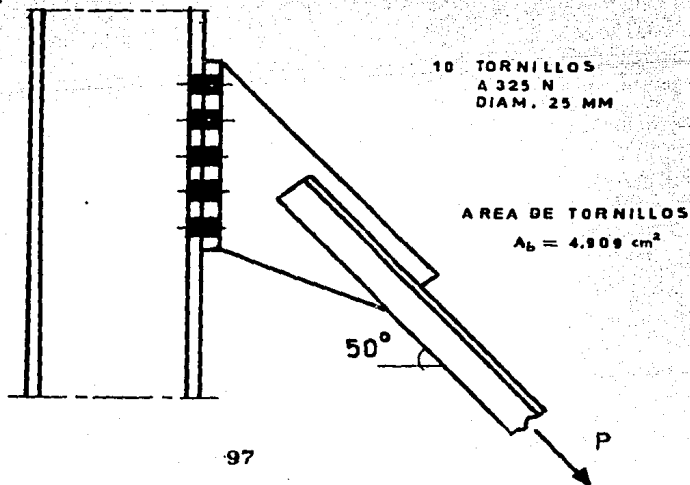
| TORNILLO | CONEXION TIPO APLASTAMIENTO | | | | | | CONEXION TIPO FRICCION | |
|----------|-----------------------------|--------------------|----------------|----------------|--------------------|----------------|------------------------|--|
| | C ₁ | | C ₂ | C ₃ | | C ₄ | | |
| | klb/pul ² | kg/cm ² | | klb/pul | kg/cm ² | klb/pul | kg/cm ² | |
| A-307 | 26 | 1828 | 1.8 | 20 | 1406 | | | |
| A-325N | 55 | 3867 | 1.8 | 44 | 3094 | 17.5 | 1230 | |
| A-325X | 55 | 3867 | 1.4 | 44 | 3094 | 17.5 | 1230 | |
| A-449N | 38.7 | 2721 | 1.8 | 30 | 2109 | | | |
| A-449X | 38.7 | 2721 | 1.4 | 30 | 2109 | | | |
| A-490N | 68 | 4781 | 1.8 | 54 | 3797 | 22 | 1547 | |
| A-490X | 68 | 4781 | 1.4 | 54 | 3797 | 22 | 1547 | |

N - Roscas en el plano de cortante

X - Roscas excluidas del plano de cortante

EJEMPLO 3.9

Encontrar la carga permisible P para la conexión entre la columna y la sección. Los tornillos son de 25 mm de diámetro, supóngase una conexión de tipo de aplastamiento con rosca de los tornillos en el plano de corte.



DE LA ECUACION 3.22: $F_t = C_1 - C_2 f_v \leq C_3$ DE LA TABLA 3.1

$$F_t = 3867 - 1.8 f_v \leq 3094 \text{ kg/cm}^2$$

En el caso en que $F_t = 3094 \text{ kg/cm}^2$

La carga de tensión es:

$$F_t = P/A = \frac{P \cos 50^\circ}{10(4.908)} = 3094 \text{ kg.}$$

$$P = 3094(10)(4.908)/\cos 50^\circ$$

$$P = 236242 \text{ kg}$$

El esfuerzo cortante:

$$f_v = P/A = \frac{P \sin 50^\circ}{10(4.908)} = 0.0156P$$

De la ecuación:

$$F_t = 3867 - 1.8 f_v = 3094 \text{ kg/cm}^2$$

$$3094 = 3867 - 1.8 (0.0156 P)$$

$$P = \frac{3094 - 3867}{-1.8(0.0156)}$$

$$P = 27528 \text{ kg}$$

Si $P = 27528 \text{ kg.}$

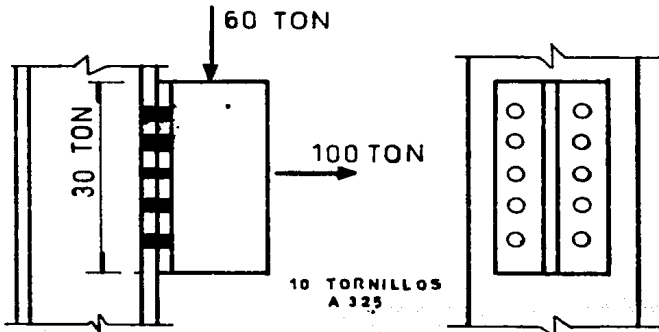
$$f_v = \frac{27528}{10(4.908)} = 561 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_t = 3867 - 1.8 (561) = 2857 \text{ kg/cm}^2 < 3094 \text{ kg/cm}^2$$

La carga permisible es: $P = 27.5 \text{ ton.}$

EJEMPLO 3.10

Hallar el diámetro de los tornillos para la conexión que se muestra en la figura. Usar conexión tipo aplastamiento y roscas excluidas del plano de corte.



Fuerza de tensión por cada tornillo:

$$T = 100 \text{ ton}$$

$$T_i = 100/10 = 10 \text{ ton}$$

Esfuerzo de tensión permisible para tornillos:

$$F_y = 44 \text{ K lb/pul}^2 = 3.1 \text{ ton/cm}^2$$

Area del tornillo:

$$A = Ft/T \quad A = \frac{10}{3.1} = 3.22 \text{ cm}^2$$

Diámetro

$$D = \left(\frac{4 \cdot 3.22}{\pi} \right)^{1/2}$$

$$D = 2.026 \text{ cm se utilizarán tornillos de } 7/8'' \\ = 2.22 \text{ cm}$$

Revisión por cortante para los tornillos

Fuerza cortante resistente total:

$$V = 10 (A) F_v$$

$$V = 10 (3.879) (1.47) \text{ ton/cm}^2$$

$$V = 57 \text{ ton} < 60 \text{ ton.}$$

Se aumenta el número de tornillos (6
se aumenta el diámetro de tornillos)

Para un diámetro de 1 pul.

$$V = 10 (5.067)(1.47)$$

$$V = 74 \text{ ton} > 60 \text{ ton}$$

Revisión de la interacción Ec. 3.22

$$F_t = 3867 - 1.4 f_v < 3094 \text{ kg/cm}^2$$

$$f_v = \frac{6 \text{ ton}}{5.067 \text{ cm}} = 1.18 \text{ ton/cm}^2$$

$$f_t = \frac{10 \text{ ton}}{5.067 \text{ cm}} = 1.97 \text{ ton/cm}^2$$

$$F_t = 3867 - (1.4 \cdot 1180) = 2215 \text{ kg/cm}^2$$

Se verifica que: $f_t < F_t$

Se ponen 10 tornillos diámetro = 25 mm (1 pul.)

3.5 CONEXIONES A MOMENTO Y CORTANTE

Las conexiones que van a transmitir un momento flexionante, están sujetas a una combinación de esfuerzos cortantes, flexionantes, de tensión, aplastamiento, vistos anteriormente; para los tornillos, únicamente los esfuerzos de tensión y cortante actuarán combinados, y el aplastamiento se desprecia.

Las conexiones se realizan por medio de ángulos, medias secciones I, y pueden utilizar placas. Actualmente es poco común diseñar una conexión completamente atornillada, ya que requiere la consideración en cálculo de numerosos detalles que -- originan los agujeros en los miembros, además de que resulta -- una conexión pesada y con varios tipos de piezas por unir. Con la soldadura, las conexiones rígidas atornilladas se han simplificado en cuanto a elaboración y diseño, resultando al contra--

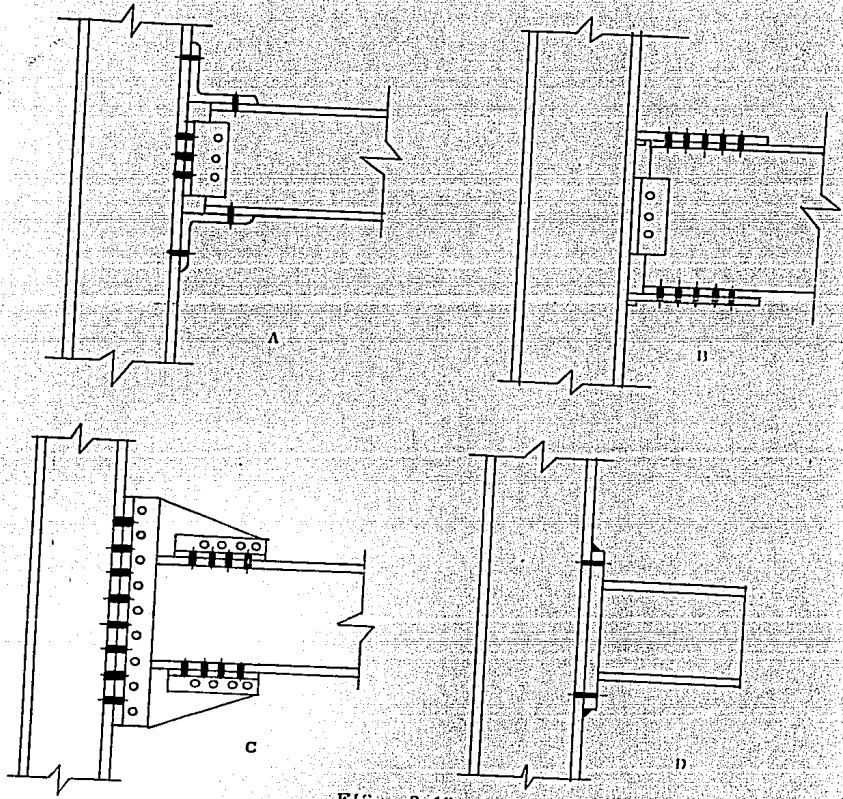


FIG. 3.13

rio de la conexión rígida atornillada, ligera y fácil de armar, incluso, más económica.

En la figura anterior se muestran algunas conexiones rígidas, la figura (a) y (b) son conexiones comunes, la primera es atornillada, y según el espesor de los elementos de unión (ángulos) proporciona la rigidez de la conexión; la conexión (b) usa soldadura para unir las placas a la columna en taller y la viga se atornilla en campo, las conexiones (c) y (d) son también rígidas, la primera puede soportar grandes momentos y fuerza cortante, pero con el uso de la soldadura se vuelve obsoleta, como puede compararse con la figura (d), que utiliza soldadura para fijar la viga y tornillos para montar en campo.

3.5 .1 Conexiones rígidas a base de ángulos

En conexiones atornilladas que usan ángulos de alma puede considerarse dos casos para diseño de los tornillos a tensión:

1. La tensión se aprieta en los tornillos se desprecia.
2. Se considera la tensión inicial en los tornillos.

Para el primer caso, cuando se desprecia la tensión inicial de los tornillos, en conexiones tipo aplastamiento, una parte de los tornillos están, por la acción del momento transmitido, sometidos a tensión, en la parte superior, y la parte inferior de la conexión a compresión. Para saber qué tornillos se diseñarán a tensión, se debe encontrar el eje neutro.

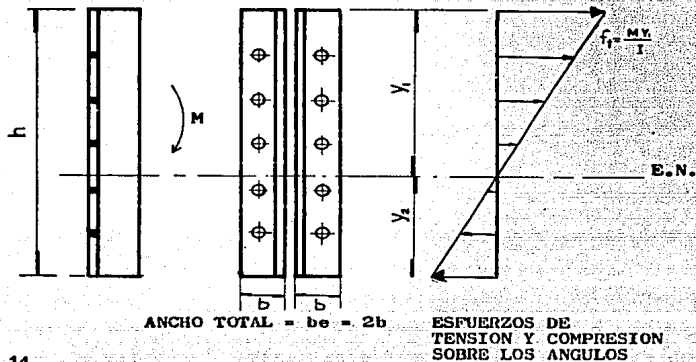


FIG. 3.14

Se hacen las siguientes consideraciones:

La tensión es soportada solamente por la sección de los tornillos arriba del eje neutro y la compresión es soportada -- por el área total abajo del eje neutro.

El eje neutro se encuentra tomando momentos del borde inferior:

Y áreas actuantes = momentos de áreas actuantes

En el momento de inercia de la sección efectiva puede -- despreciarse términos menores ocasionados por las acciones de los tornillos.

El esfuerzo de tensión se obtiene para los tornillos superiores de la conexión por medio de la ecuación:

$$f_t = \frac{M y}{I}$$

Finalmente se obtienen la fuerza de tensión; y también se obtiene la fuerza cortante para cada tornillo y se revisa la interacción de la tensión y cortante vista en la sección anterior.

El procedimiento anterior se muestra en un ejemplo más adelante; algunos autores recomiendan otro método más simplificado para llegar a determinar el esfuerzo de tensión, resulta ligeramente más conservador respecto al primero, así que puede utilizarse para simplificar cálculos.

Para ese procedimiento, se considera una área equivalente de los tornillos iguales, c (a): donde c es la distancia del borde superior al eje neutro y " a ", el ancho del área equivalente:

$$a = \frac{A}{p} n \quad \text{Ec. 3.24}$$

A = área de la sección transversal del tornillo
 p = espaciamiento entre tornillos (paso)
 n = número de hileras de tornillos

El área a compresión es el ancho total de partidas por la altura del borde inferior al eje neutro, tal como se ve en la siguiente figura 3.15.

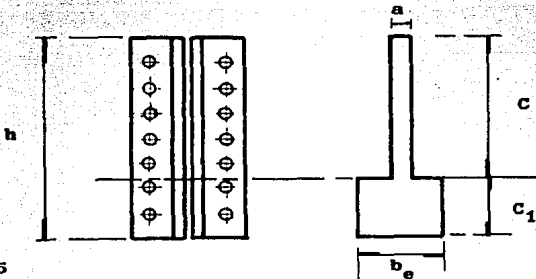


FIG. 3.15

Ya que el eje neutro pasa por el centro de la sección:

$$\frac{1}{2} a c^2 = \frac{1}{2} b c_1^2$$

de donde: $\frac{c_1}{c} = \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{1}{2}}$

La relación C_1/c se considera por experiencia un valor aproximado como un 1/6, al hacer esta aproximación se simplifica el cálculo de momentos de áreas para el eje neutro, y se llega a lo siguiente:

$$h = C_1 + c \dots\dots\dots 1)$$

si $C_1/c = 1/6$ entonces: $c = 6C_1$

Sustituyendo en I: $h = C_1 + 6c$

$$b = 7 C_1$$

de donde : $C_1 = 1/7 h$ Ec.3.25

El eje neutro se localiza aproximadamente a una distancia $h/7$ del extremo a compresión de la conexión.

Se procede a encontrar el momento de inercia para el cálculo del esfuerzo a tensión debido al momento:

$$I = \left[\frac{ac^3}{12} + \left(\frac{c}{2}\right)^2(ac) \right] + \left[\frac{bC_1^3}{12} + bC_1\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 \right]$$

$$I = \left[\frac{ac^3}{12} + \frac{ac^3}{4} \right] + \left[\frac{bC_1^3}{12} + \frac{bC_1^3}{4} \right]$$

$$I = \frac{ac^3}{3} - \frac{bC_1^3}{3} \quad \text{ECUACION: (3.26)}$$

Con el momento de inercia se calcula el esfuerzo y la correspondiente fuerza de tensión. Se toma como fibra extrema, para el cálculo del esfuerzo a tensión el valor de: c ; y a menos de que se requiera, puede refinarse el cálculo a la fibra

extrema como: $y = (c-p/2)$.

El esfuerzo de tensión f_t y el esfuerzo cortante se verifican nuevamente en la fórmula de interacción.

Considerando la tensión inicial de los tornillos.

Esta consideración puede hacerse con tornillos de alta resistencia al ser apretados adecuadamente. El apriete ocasiona una fuerza de compresión entre las placas unidas que es:

$$nT_a/hb \quad \text{Ec. 327}$$

donde:

- n = número de tornillos en la conexión.
- T_a = tensión inicial de apriete en un tornillo
- h = longitud de la conexión
- b = ancho efectivo de la conexión

Este esfuerzo considera que la fuerza de compresión es uniforme en toda el área del empalme.

El momento actuante en la conexión ocasiona los esfuerzos debido al momento de tensión y compresión. En este caso tenemos toda el área de empalme sometida a estos esfuerzos, por lo que el eje neutro se considera a la mitad de la longitud de la conexión: $E.N. = h/2$.

El esfuerzo de tensión debido al momento es (ver fig. 3.16)

$$f_t = \frac{Mc}{I}$$
$$f_t = \frac{M h/2}{\frac{bh^3}{12}}$$
$$f_t = \frac{6M}{bh^2}$$

Ec. 3.28

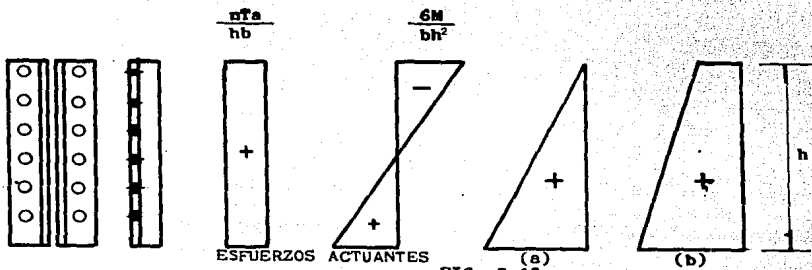


FIG. 3.16

Al actuar el esfuerzo de tensión, puede ocurrir, según se muestra en la figura 3.16 dos situaciones; que el esfuerzo de tensión anula la compresión proporcionada por el tornillo al empalme, para este caso el tornillo sigue recibiendo sólo la tensión de apriete, y ninguna o poca carga de tensión externa, cualquier tensión adicional puede ser soportada por los tornillos, pero implicaría la separación entre las placas de conexión, y no se diseña para que esto ocurra para este caso:

$$\frac{n Ta}{hb} = \frac{6 M}{b h^2}$$

$$n Ta = 6 M/h$$

de donde: $n h = \frac{6M}{Ta}$ Ec. 3.29

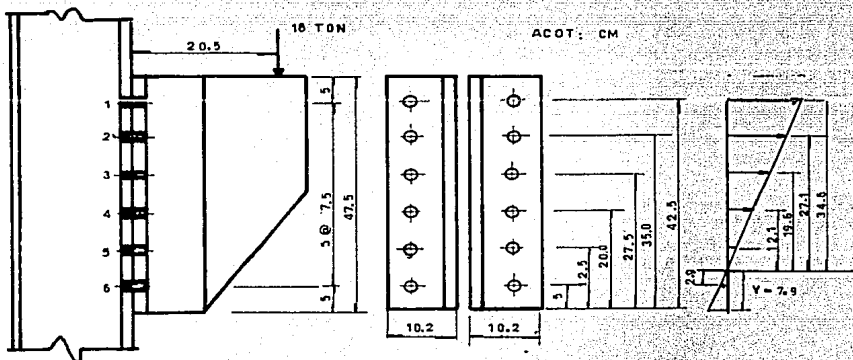
dependiendo de las condiciones, puede hallarse el número de tornillos requeridos ó requeridos ó hallarse la longitud de la junta si se disponen un número determinado de tornillos de algún diámetro.

El segundo caso la reducción de compresión ocasionada por el momento no excede la compresión inicial, y la compresión

combinada queda como se muestra en la figura 3.16 B

EJEMPLO 3.11

Revisar la combinación de esfuerzos para la siguiente conexión, se utilizan 12 tornillos A 325 de 19 mm (3/4") de diámetro, considere conexión tipo aplastamiento, la carga es $P = 18$ ton y está a una distancia de 20.5 cm.



Solución:

Obtención del eje neutro

Area del tornillo de 19 mm $A = 2.83 \text{ cm}^2$ $b = 20.4 \text{ cm}$

Suponiendo que el eje neutro está a 12.5 cm del borde inferior y tomando momentos con respecto al borde inferior.

Area a tensión $n = 8 (2.83) = 22.64 \text{ cm}^2$

Area a compresión $= Y (20.4) \text{ cm}^2$

$$\bar{Y} (20.4 Y + 22.64) = \frac{Y}{2} (20.4 Y) + 22.64 (31.25)$$

$$(20.4) \bar{Y}^2 + (22.64) \bar{Y} = 10.2 \bar{Y}^2 + 707.5$$

$$10.2 \bar{Y}^2 + 22.64 \bar{Y} - 707.5 = 0$$

de donde

$$Y = 7.29 \text{ cm}$$

MOMENTO DE INERCIA

| ELEMENTO | A | d | Ad ⁴ | I |
|-------------------|--------|------|-----------------|-------|
| Area a compresión | 161.16 | 3.95 | 2514.5 | 658.6 |
| AGUJEROS N° 6 | - 6.71 | 2.9 | - 56.4 | 0 |
| N° 1 | 5.66 | 34.6 | 6775.9 | 0 |
| N° 2 | 5.66 | 27.1 | 4156.7 | 0 |
| N° 3 | 5.66 | 19.6 | 2174.3 | 0 |
| N° 4 | 5.66 | 12.1 | 828.7 | 0 |
| N° 5 | 5.66 | 4.6 | 119.7 | 0 |
| SUMA | | | 16513.4 | 658.6 |

(Los momentos de inercia de la sección del tornillo se han despreciado)

$$I = 16513.4 + 658.6 = 17172 \text{ cm}^4$$

Para el tornillo superior:

$$T = A \times f_t = A \times \frac{P(e)}{I} \quad 34.6$$

$$T = 2.83 \times \frac{18(20.5)}{17172} \quad 34.6 = 2.83 \times 0.724$$

$$T = 2.1 \text{ ton} < \text{tensión permisible} = 8.8 \text{ ton}$$

Esfuerzo cortante:

$$v = 18/12 = 1.5 \text{ ton} < \text{cortante permisible} = 6.03 \text{ ton}$$
$$fv = 1.5 \text{ ton}/283 \text{ cm}^2 = 0.530 \text{ ton/cm}^2$$

Interacción para tornillos A325 excluidas del plano de corte
Ec. 322

$$F_t = 3.867 - 1.4fv < 3.094$$

$$F_t = 3.867 - 1.4(0.53) = 3.125$$

$$F_t = 3.094$$

$$fv = 0.72 < F_t$$

Los tornillos se aceptan

II. Siguiendo el método simplificado:

$$\text{Eje neutro: } h/7 = (47.5)/7 = 6.8 \text{ cm}$$

$$\text{Momento de inercia: } I = \frac{ac^3}{3} + \frac{bc_1^3}{3}$$

Donde: $a = \frac{A}{P} \text{ m}$

$$a = \frac{2.83 \text{ cm}^2}{7.5 \text{ cm}} (2) = 0.755 \text{ cm}$$

$$c = h - c_1 = 47.5 - 6.8 = 40.7 \text{ cm}$$

$$I = \frac{0.755(40.7)^3}{3} + \frac{20.4(6.8)^3}{3} = 19105.3$$

$$fv = \frac{18(20.5)}{19105.3} (40.7) = 0.786 \text{ ton/cm}^2$$

$$fv = 0.786 < F_t = 3.094 \text{ ton/cm}^2$$

Puede apreciarse que los resultados del procedimiento simplificado son ligeramente mayores, lo que resulta un procedimiento conservador y práctico.

3.5.2 CONEXIONES RIGIDAS. USANDO PLACAS PARA TRASMITIR MOMENTO FLEXIONANTE

Para conexiones compuestas de tornillos y soldadura, es necesario mencionar los detalles que deben revisarse en cuanto a soldadura.

El filete requerido para determinado longitud de soldadura y que ha de soportar una carga cortante P es:

$$D = \frac{P}{L(0.70711)F_v} \quad \text{Ec. 3.30}$$

Donde: L = longitud total de soldadura

P = carga cortante

F_v = esfuerzo cortante de la soldadura

$F_v = 0.3 F_u$

F_u = esfuerzo último del electrodo, para electrodo E70

$F_u = 0.07031(70\text{klb}) = 4921 \text{ kg/cm}^2$ y, $F_v = 0.3(4921) = 1476 \text{ kg/cm}^2$

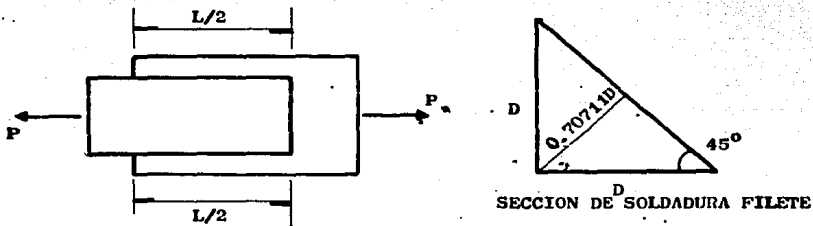
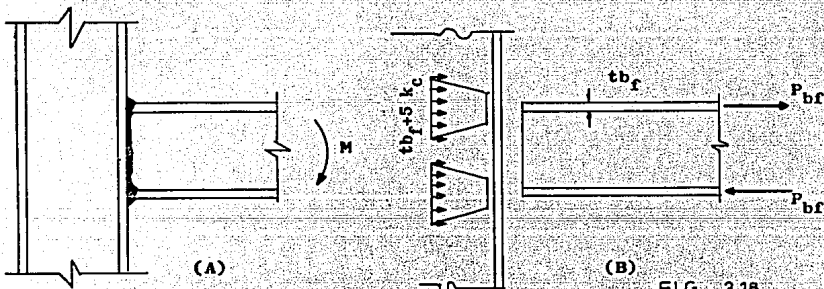


FIG. 3.17

El tamaño mínimo de soldadura se basa en el espesor del metal base. Así se asegura un calentamiento y enfriamiento adecuado del área de la soldadura. La siguiente tabla muestra el tamaño mínimo del filete de acuerdo al metal base.

| ESPESOR DEL METAL BASE EN PULG. | TAMAÑO MÍNIMO DEL FILETE EN PULG. |
|--|--------------------------------------|
| hasta $\frac{1}{8}$ | $\frac{1}{8}$ |
| mayor de $\frac{1}{8}$ hasta $\frac{1}{4}$ | $\frac{3}{16}$ |
| mayor de $\frac{1}{4}$ hasta $\frac{3}{4}$ | $\frac{1}{2}$ |
| mayor de $\frac{3}{4}$ | $\frac{5}{16}$ |

En una conexión rígida soldada de viga a columna, la columna se encuentra sometida a tensión y compresión debido al momento transmitido. Bajo estas condiciones se revisa para el alma y patín de la columna.



En la figura 3.18 B muestra la distribución de esfuerzo en las zonas de tensión y compresión. Para tratar el alma de la columna, opuesta al patín de compresión de la viga, se considera como una placa cargada en el borde; la carga crítica de esta placa es:

$$P_{cr} = \frac{4100 t_w^3 F_y}{d_c} \quad \text{Ec. 3.31}$$

$d_c = 0.95 d$, d = peralte de la columna
 t_w = espesor del alma de la columna
 F_y = esfuerzo de fluencia de la columna

La carga crítica se iguala a la fuerza de compresión del patín:

$P_{cr} = P_{bf}$ y resolviendo para d_c :

$$d_c \leq \frac{4100 t_w^3 F_y}{P_{bf}} \quad (\text{ft lb seg}) \quad \text{Ec. 3.32}$$

sino se cumple esta desigualdad, se requieren atiesadores - opuestos a los patines a compresión.

El patín de la columna debe tener un espesor suficiente para resistir la fuerza de tensión, para controlar la fuerza de tensión sobre los patines, el espesor del patín t_f de la columna debe cumplir:

$$t_f < 12.7 \sqrt{\frac{P_{bf}}{F_y}} \quad (\text{s.i.}) \quad t_f < 0.4 \sqrt{\frac{P_{bf}}{F_y}} \quad (\text{ft lb seg}) \quad \text{Ec. 3.33}$$

Si no se cumple la desigualdad, es necesario atiesadores opuestos al patín de tensión.

Se requieren atiesadores para el alma de la columna - opuestos al patín a tensión de la viga si:

$$P_{bf} > F_y t_w (t_{bf} + 5k_c)$$

k_c = valor k para la columna, tabulado en las propiedades de secciones.

En vez de utilizar esta última ecuación, se usa un -- método más conveniente, igualando la fuerza proporcionada por los atiesadores y fuerza proporcionado por el alma de la columna con la fuerza de tensión del patín de la viga:

$$P_{At} + P_{w\omega} = P_{bf}$$

Si $P_{At} = A_{At} F_y$:

$$A_{At} F_y + F_y t_w (t_{bf} + 5k_c) = P_{bf}$$

resolviendo para A :

$$A = \frac{P_{bf} - F_y t_w (t_{bf} + 5k_c)}{F_y} \quad \text{Ec. 3.34}$$

Obteniendo el área transversal del atiesador, se obtienen sus dimensiones de acuerdo a los requerimientos del AISC - (sección 1.15.5.4):

1. El ancho w de un atiesador debe cumplir con:

$$w + t/2 \geq b/3 \quad \text{Ec. 3.35}$$

t = espesor del alma de la columna

b = ancho del patín de la viga o de la placa de conexión a la columna.

2. El espesor de la atiesadores no debe exceder de $tb/2$, donde tb es el espesor del patín de la viga o placa de conexión.

3. Cuando en la columna, solamente un patín está recibiendo -- carga horizontal, debido a una viga, los atiesadores sólo pueden extenderse a la mitad del peralte de la columna.

4. La soldadura que unirá a los atiesadores con la columna, se rá dimensionada para soportar y transmitir las cargas -- transmitidas por la viga.

Criterio de cortante sobre el alma de la columna.

El alma de la columna está sujeta a cortante debido a la fuerza horizontal suministrada por el patín de la viga, -- igualando esta fuerza con la resistente que proporciona la -- sección de la columna se encuentra el espesor requerido para el alma de la columna:

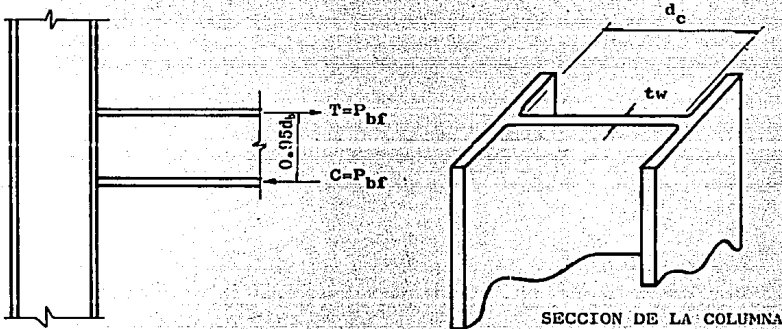


FIG. 3.19

$$Pbf = AF_v$$

Donde: $Pbf = \frac{M}{0.95(ab)}$

$$A = tw(dc)$$

$$f = 0.4 F_y$$

$$\dots \frac{M}{0.95(ab)} = tw(dc) (0.4 F_y)$$

Resolviendo para tw:

$$t_w = \frac{M}{0.95 \times 0.4 F_y (dbdc)}$$

$$t_w = \frac{M}{0.38 F_y (dbdc)}$$

Si $Abc = db \times dc$

$$t_w = \frac{M}{0.38 (Abc) F_y} \quad \text{Ec. (3.36)}$$

El espesor t_w del alma de la columna deberá ser:

$$t_w \geq \frac{M}{0.38 Abc F_y}$$

A continuación se muestra un ejemplo de una conexión a base de tornillos y de soldadura, mostrada en la figura 3.13 B. Para este tipo de conexiones se recomienda el siguiente procedimiento de diseño:

1. Determinación del área efectiva del patín en la viga y obtención de propiedades netas.
2. Determinación de la fuerza efectiva de tensión $T = M/d$
3. Determinación de las placas de conexión en los patines

$$A_{\text{placa}} = T/F_t$$

ancho de la placa $b = (A_{\text{placa}} / t_{p(\text{laca})}) + \sum \text{diám. de tornillos}$

4. Determinación de número de tornillos para soportar en los patines la fuerza horizontal T :

$$\text{No de tor} = T/r_v$$

5. Diseño de la conexión del alma:

número de tornillos para soportar el cortante
 revisión por aplastamiento
 revisión por cortante en la placa

revisión por aplastamiento en la placa
determinación de la soldadura

6. Revisión del espesor del alma de la columna para cortante
7. Determinación de atiesadores en el alma de la columna.

Determinación de la soldadura para atiesadores en columna.

EJEMPLO 3.12

Diseñar una conexión rígida de una viga 16x50 (406mmx 53.7 kg/m) que transmitirá un momento de diseño igual a 18 ton-m y tiene una reacción de 20 ton; será conectada a una columna 40x53 (355.6mmx57kg/m). Considere que la viga es de sección no compacta.

Conexión tipo fricción. Usar tornillos de $7/8"$ = 2.22 cm A-325

$$\text{Area} = 3.87 \text{ cm}^2$$

Solución: Agujeros = $7/8" + 1/16" = 2.38 \text{ cm}$

Para la viga:

| | |
|--------------------------|---------------|
| d = 41.27 cm | bf = 17.96 cm |
| tw = 0.96 cm | tf = 1.60 cm |
| S = 1324 cm ³ | |

para la columna:

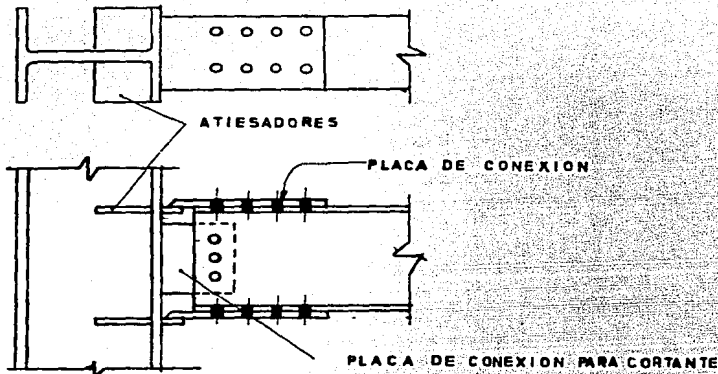
| | |
|--------------|--------------|
| d = 46.12 cm | bf = 29.85 |
| tw = 1.30 cm | tf = 2.11 cm |
| k = 3.65 cm | |

revisión del módulo de sección:

$$\text{SREQ} = M/\text{FB}$$

$$\text{SREQ} = 1800 \text{ ton cm} / 0.6(2.53)$$

$$\text{SREQ} = 1185.8 \text{ cm}^3 < \text{Sviga} = 1324 \text{ cm}^3$$



Para la placa de conexión en el patín de la viga, se considerarán dos filas de tornillos:

1.- Revisión del módulo de sección neto

$$\text{Area bruta del patín } A_b = b_f(t_f) = 17.96(1.6) = 28.94 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area neta } A_n = 28.94 - 2 \cdot (2.37)(1.6) = 21.35 \text{ cm}^2$$

$$\text{Diferencia: } 28.94 - 21.35 = 7.58 \text{ cm}$$

Porcentaje de Area ausente:

$$\frac{7.58}{28.94} = 26.2\%$$

Se excede un 11.2 de 15% permitido [cap. 2]

$$I \text{ viga} = 27346.4 \text{ cm}^4$$

$$I \text{ neto} = 27346.4 - (2 \times 0.112 \times 21.35 \cdot \left(\frac{41.27 - 1.6}{2}\right)^2) = 25464.67 \text{ cm}^4$$

$$S \text{ neta} = I/d/2 = 25464.87/20.635 = 1234 \text{ cm}^3$$

S neta S REQ la sección se acepta

2. Diseño de las placas de conexión en patín de la viga

Fuerza horizontal: $P_{bf} = M/d = 18 \text{ ton} \cdot M/0.4127$

$$P_{bf} = 43.61 \text{ ton}$$

Area de la placa: $A = T/F = 43.61/0.6 (2.53)$

$$A = 28.728 \text{ cm}^2$$

Proponiendo placa de $7/8" = 2.22 \text{ cm}$,

$$\text{Ancho: } b = 28.728/2.22 = 12.94 \text{ cm} < \text{bf viga}$$

$$\text{Sea } b = 7" = 17.78 \text{ cm}$$

Por efectos de fabricación se aumenta $1/16" = 0.15 \text{ cm}$ en --
agujeros:

$$A \text{ neta} = 39.87 - 2(2.22 + 0.15) \times 2.22 = 29.3 \text{ cm} > A_{req}$$

Placas de conexión en patines: $7" \times 7/8"$

$$(177.8 \text{ mm} \times 22.2 \text{ mm})$$

3. Tornillos en patines

Fuerza cortante resistente para tornillos de 7/8"
 $r_v = 4.76 \text{ ton.}$

Número de tornillos necesarios:

$$n = 43.61/4.7 = 9.15$$

Se pondrán 10 tornillos, 5 en cada hilera diámetro 7/8" A325, conexión a fricción.

4. Conexión en el alma.

De la placa a cortante:

Número de tornillos: $n = 20/4.76 = 4.2$

Se usarán 4 tornillos de 7/8"

Revisión de aplastamiento en la viga:

$$t_w = 0.96 \text{ cm}$$

$$P_{\text{perm}} = D_{\text{t}} t_w F_b$$

$$F_b = 1.5 F_u$$

$$P_{\text{perm}} = 2.22 \times 0.96 \times 1.5(4.07) = 13 \text{ ton} > 20 \text{ ton}/4 = 5 \text{ ton}$$

Sea una distancia al borde de: $d = 5 \text{ cm}$;

Revisión de distancia al borde: (d) $d = 5 \text{ cm}$

$$P = 2(t_w) d F_v$$

[cap. 2]

$$P = 2(0.96) 5 (0.4)(2.53) = 9.7 \text{ ton} > 5 \text{ ton}$$

Para un espaciamiento de 7 cm (paso = 7 cm)

longitud de la placa = $7 \times 3 + 2(5) = 31 \text{ cm}$

Sección neta a cortante = $31 - 4(2.22 + 0.15) = 21.52 \text{ cm}$

Revisión por corte en la placa:

$$P = 21.52(0.79)(0.3)(4.07) = 21 \text{ ton} > 20 \text{ ton}$$

Donde el espesor de la placa se propone $T_p = 5/16" = 0.79 \text{ cm}$

Revisando aplastamiento en la placa:

$$P = D_x t_x F_b = 2.22 (0.783)(1.5)(4.07) = 10.6 \text{ ton} > 5 \text{ ton}$$

Se acepta placa de $5/16" (0.79 \text{ cm})$

Determinación de soldadura:

$$D = \frac{P}{L(0.707011)0.3 F_u} = D = \frac{20}{(62)(0.70711)(0.3)(4.921)} = 0.309 \text{ cm}$$

$$D = 1/8"$$

Se pone soldadura mínima para metal base (patín de columna) de $t < 3/4"$:

$$D_{\text{min}} = 1/8" (0.64 \text{ mm})$$

Usar placa de conexión de alma a columna:

310 mm x 120 mm x 7.9 mm soldadura filete de $5/16"$ a lo largo de cada lado de la placa. Usar electrodo E-70.

Revisando condiciones de columna:

Espesor de alma por cortante en columna:

$$T \geq \frac{M}{0.38 A b c F_y}$$

$$A b c = [41.27 + 2(2.22)z] x 46.12 = 2108.4 \text{ cm}^3$$

$$M = 18 x 10^5 \text{ kg.cm.}$$

$$t = \frac{18 x 10^5}{0.38(2108.4)2.53} = 0.88 < 1.3 \text{ cm en columna}$$

∴ El alma de la columna no se reforza.

Fuerza P_{bf} en atiesadores:

$$P_{bf} = \frac{M}{d + t_w} = \frac{18 \times 10^5}{41.21 + 2.22} = 41.4 \text{ ton}$$

Se considera un factor de carga de 1.66

$$P_{bf} = 1.66 \times 41.4 = 69 \text{ ton}$$

Area de atiesadores:

La fórmula: $A_{st} = \frac{P_{bf} - F_y + (t_b + 5 K_c)}{F_y}$ [Tiene significado cuando A_{st} es positivo]

$$A_{st} = \frac{69 - 2.53(1.3)(2.22 + 5(3.65))}{2.53}$$

$$A_{st} = 0.66 \text{ cm}^2$$

Se requieren atiesadores opuestos al patín de tensión y compresión

Ancho w , del atiesador:

$$w = (b/3) - (t/2)$$

$$b = 7" = 17.78 \text{ cm de la placa de conexión}$$

$$t = 1.30 \text{ cm de la columna}$$

$$w = (17.78/2) - 1.30/2 = 8.24 \text{ cm}$$

Espesor de atiesadores:

$$t_s = t_b/2 \quad \text{donde } t_b = 7/8" \text{ de la placa}$$

$$t_s = 7/16" = 1.1 \text{ cm}$$

$$\text{Sea } w = 8 \text{ cm: } t = \frac{1}{2}" = 1.27 \text{ cm}$$

$$\text{Area proporcionada: } 4 \times 8 \text{ cm} \times 1.27 \text{ cm} = 40 \text{ cm}^2$$

No puede disminuirse el espesor de los atiesadores, aunque $A > A_{st}$
Relación ancho espesor:

$$w/t \leq 796 / \sqrt{F_y}$$

$$w/t \leq 15.8$$

$$w/t = 8/1.27 = 6.29 < 15.8$$

Longitud de los atiesadores

$$L = (46.12/2) - 2.11 = 20.95 \text{ cm}$$

$$L = 21 \text{ cm}$$

Dimensión de atiesadores

$$\text{Ⓢ } 80 \text{ mm} \times 210 \text{ mm} \times 12.7 \text{ mm}$$

3.5.3. CONEXIONES RESISTENTES A MOMENTO CON PLACAS DE EXTREMO

Se presenta un tipo de conexión que resulta sencilla en su fabricación, económica y ligera, por lo que es de gran utilidad en las estructuras de acero. El perfil que conectará con la columna está soldado a una placa, la placa a su vez conectará a la columna por medio de tornillos de alta resistencia. Este tipo de conexión evita el trabajo de soldar en el montaje y a comparación de otras conexiones no requiere maniobras con numerosos tornillos durante el montaje.

Para el diseño de este tipo de conexiones se hacen las siguientes consideraciones:

1. La fuerza de tensión originada por el momento extremo se -- distribuye uniformemente sobre todos los tornillos que se -- ubican simétricamente arriba y abajo del patín a tensión de la viga.
2. La fuerza de tensión sobre el patín es:

$$F_t = \frac{M}{(d - t_f)} \quad \text{Ec. 3.37}$$

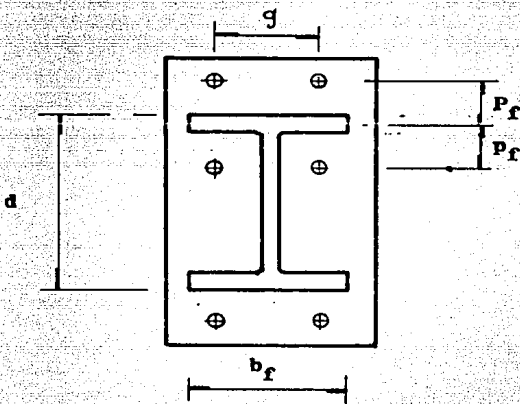


FIG. 3.20

3. La soldadura que conecta la placa extrema con los patines -- de la viga desarrollarán la resistencia adecuada
4. Para el cálculo del momento flexionante actuante en la pla -- ca extrema el espaciamiento efectivo entre tornillos es:

$$P_e = P_f - \frac{1}{4} (d) - 0.70711D$$

- P_e = separación real de los tornillos a partir del patín a ten -- sión
- d = diámetro de los tornillos
- D = tamaño del filete de la soldadura

5. El momento efectivo en la placa, tomado como si fuera una sección T, es:

$$M = \frac{F_f \times P_e}{4} \quad \text{Ec. 3.38}$$

El momento efectivo se modifica por el factor

$$m = C_a C_b \left(\frac{A_f}{A_w} \right)^{0.32} \left(\frac{P_e}{d_b} \right)^{0.25} \quad \text{Ec. 3.39}$$

donde C_a es un coeficiente del material basado en los esfuerzos de fluencia de la placa y del tornillo, y del esfuerzo -- permisible del tornillo.

$$C_a = 1.29 \left(\frac{F_y}{F_{ub}} \right)^{0.4} \left(\frac{\sqrt{t_b}}{0.75 F_y} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. 3.40}$$

y C_b es un factor de corrección que considera el ancho efectivo de la placa basándose en el ancho del patín b_f de la viga y el ancho de la placa b_p .

$$C_b = \left(\frac{b_f}{b_p} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. 3.50}$$

El momento de diseño es:

$$M_d = M \alpha m$$

El espesor requerido en la placa será (de la Ec. 2.12):

$$t_p = \sqrt{\frac{6 M_d}{b P_b}}$$

6. El ancho efectivo se recomienda que no debe ser mayor de

$$1.15 (b_f) \quad b_f = \text{ancho del patín de la viga}$$

7. El esfuerzo cortante en la placa es:

$$f_v = \frac{F_t}{2bt_p}$$

F_t = fuerza en el patín

b = ancho de la placa

t = espesor de la placa

Para ejemplificar el diseño de una conexión de placa extrema, considérese una viga IPR de 406 mm x 59.8 kg/m que transmite un momento flexionante de diseño de 24 ton m y un cortante de 15 ton. a una columna de sección IPR de 254 mm x 44.8 kg/m. (EJEMPLO 3.14)

Datos:

Viga IPR 406 mm x 59.8 kg/m Columna IPR 254 mm x 44.8 $\frac{kg}{m}$

$d = 40.66$ cm

$b_f = 17.76$ cm

$t_f = 1.28$ cm

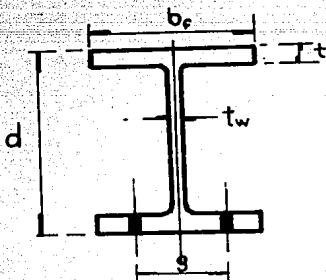
$t_w = 0.774$ cm

$d = 25$ cm

$b_f = 10$ cm

$t_f = 0.533$ cm

$t_w = 0.4826$ cm



Fuerza en el patín

$$F_t = \frac{M}{(d - t_f)} = \frac{24 \text{ ton m}}{0.4066 - 0.0128} = 60.95 \text{ ton}$$

Para 4 tornillos en la zona de tensión

$$F_t / 4 = 60.95 / 4 = 15.24 \text{ ton. por tornillo}$$

Diámetro requerido del tornillo:

$$A_{\text{tor}} = \frac{15.24}{F_{\text{tornillo}}}$$

Donde:

F tornillo = esfuerzo de los tornillos A-325 = 3.09 ton/cm

A tor = Area del tornillo

$$A_{\text{tor}} = \frac{(15.24)}{3.09} = 4.932 \text{ cm}^2$$

$$\text{Diám} = \sqrt{\frac{4.932(4)}{3.1416}} = 2.50 \text{ cm}$$

Uséense tornillos A-325 diám. 2.54 cm (1 pul.)

Además se usarán 2 tornillos en la zona de compresión

Número de tornillos requeridos por corte.

Cortante admisible en tornillos A-325 de 2.54 cm de diámetro:

$$F_v = 6.21 \text{ ton}$$

Número de tornillos requeridos: $15/6.21 = 3 \text{ ton} < 6 \text{ tornillos}$

Se aceptan 6 tornillos A-325 diám 1 pul.

Soldadura de filete para soportar la fuerza F_y en el patín.
(Use soldadura E70)

$$L_w = \frac{R}{D \cdot 0.70711 \cdot 0.30(F_u)}$$

$$\begin{aligned} R &= 60.95 \text{ TON} \\ L_w &= 10 \text{ CM} \\ F_w &= 4.92 \text{ TON/CM}^2 \end{aligned}$$

PARA LAS DOS CARAS DEL PATIN

$$Lw(2D \times 0.70711 \times 0.30 F_w) = R$$

$$17.76 \text{ cm} (2D \times 0.70711 \times 0.30 (4.92 \text{ T/cm}^2)) = 60.95 \text{ ton}$$

De donde: $D = 1.644$ usése 2 cm.

Usése filete de 2 cm. alrededor de los patines y el alma de la viga.

Revisión del cortante resistente en el alma

$$R = (d - 2t_f) (2 \times 0.70711) \times 0.30 (4.92) = 79.5 \text{ ton} > 15 \text{ ton}$$

$$(d - 2t_f) = 38.1 \text{ longitud del alma}$$

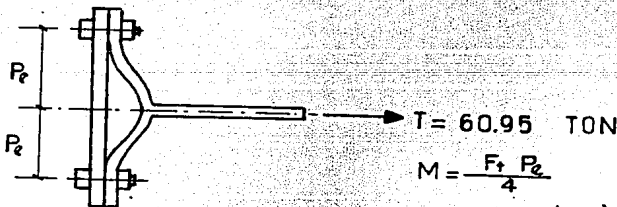
Distancia efectiva entre tornillos

$$P_e = P_f - \frac{1}{4} db - 0.70711D$$

Considerando una distancia P_f de 4 cm

$$P_e = 4 \text{ cm} - \frac{1}{4}(2.54) - 0.70711(2) = 2.95 \text{ cm}$$

Ancho máximo de la placa $b = 1.15 b_f = 1.15 (17.76) = 20.5 \text{ cm}$



$$M = \frac{F_t F_e}{4}$$

$$M = \frac{60.95 (1.24)}{4} = 18.89 \text{ Ton.M}$$

Para el cálculo del factor de corrección:

$$C_a = 1.29 \left(\frac{F_y}{F_{ut}} \right)^{0.4} \left(\frac{F_{tb}}{0.75 F_y} \right)^{0.5}$$

$$C_a = 1.29 \left(\frac{2.53}{8.43} \right)^{0.4} \left(\frac{3.094}{0.75(2.53)} \right)^{0.5}$$

$$C_a = 1.017$$

F_{ult} = 8.43 ton/cm² para A-325

F_{tor} = 3.094 ton/cm² para A-325

F_y = 2.53 ton/cm²

Factor de corrección de ancho:

$$C_b = \left(\frac{b_f}{b_f} \right)^{0.5} = \left(\frac{17.76}{20.5} \right)^{0.5} = 0.93$$

Area del patín a tensión: A_f = 17.76 x 1.28 = 22.733 cm²

Area del alma entre patines A_w = (0.774)(40.66 - 2(1.28)) = 29.5 cm²

$$\frac{A_f}{A_w} = \frac{22.733}{29.5} = 0.7706$$

$$m = C_a C_b \left(\frac{A_f}{A_w} \right)^{0.32} \left(\frac{P_e}{d_b} \right)^{0.25}$$

Donde:

$$m = (1.017)(0.93)(0.7706)^{0.32} \left(\frac{1.95}{2.54} \right)^{0.25} = 0.814$$

Momento de diseño en la placa

$$M = \alpha_m M_{efec} = 0.814 \times 18.89 = 15.37 \text{ ton. m}$$

Espesor de la placa de extremo

$$t_p = \left(\frac{6M_d}{b_x 0.75 F_y} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{6(15.37)}{20 \times 0.75(2.53)} \right)^{\frac{1}{2}} = 1.53 \text{ cm}$$

Espesor de la placa 1.58 cm o $\frac{5}{8}$ pul.

Revisión del cortante en la placa

$$f_v = \frac{F_f}{2bt_b} \quad f_b = \frac{60.95}{2(20.5)1.50} = 0.99 \leq F_v = 0.4(2.53) = 1.01 \text{ TON/CM}^2$$

3.6 EMPALMES DE VIGAS Y COLUMNAS

Los empalmes son uniones que se efectúan de un elemento a otro para dar continuidad en el mismo elemento, que por condiciones de fabricación transporte o montaje, no fue posible hacerlas continuas para satisfacer una altura o un claro determinado. Así encontramos empalmes en columnas y trabes para edificios, puentes, trabes carril para grúas, etc. Una manera práctica de realizar empalmes es por medio de placas, que transmitirán la carga al próximo elemento o a un apoyo. Los empalmes se diseñan para carga axial, cortante o momento flexionante, ó una combinación de estos tres elementos mecánicos; para columnas, generalmente se diseña un empalme para una combinación de carga axial y flexión.

Los empalmes efectuados en donde los elementos mecánicos son mínimos traen consigo un consumo económico de material

3.6.1. EMPALMES EN ELEMENTOS A TENSION

Como todo miembro a tensión los elementos que concurren a una conexión deben cubrir las condiciones de diseño en cuanto a sección neta y esfuerzos permisibles.

En las consideraciones que se tiene presente para un diseño de un empalme que es atornillado, es que los tornillos transmiten la carga axial por fuerza cortante. Pero en ocasiones el modo de obtener un empalme atornillado ocasiona que la carga no sea axial, sino excéntrica, como en el caso de un empalme simple con dos placas. Si estas dos placas se flexionan por la condición de carga descrita, debe buscarse un mejor modo de empalme, como se ilustra en la figura 3.21.b. donde la simetría reduce esta excentricidad y las placas extremas resisten la pequeña flexión que se pueda ocasionar; esta última junta se llama junta tope.



FIG. 3.21

Las suposiciones para el diseño de empalmes son las siguientes:

- 1.- Los agujeros entre cada placa están alineados
- 2.- El perno del tornillo, llena completamente el agujero
- 3.- No hay fricción entre las superficies de empalme
- 4.- La carga en la junta está distribuida uniformemente entre los tornillos

La primera condición es fácil de cumplir; la segunda suposición es válida también para fines prácticos, mientras que la suposición de que no hay fricción entre las superficies de empalme, da seguridad a la junta, ya que tratándose de tornillos de alta resistencia, si se cuenta con superficies de fricción, pero al existir ésta, los esfuerzos en los tornillos no es en todos igual; así que la suposición simplifica el diseño dando una seguridad razonable. La última suposición es válida si se considera que las placas permanecen rígidas, mientras que los tornillos se deforman elásticamente.

La figura siguiente, muestra el diagrama de cuerpo libre de la junta a tope de la figura 3.21.b mostrada anteriormente. Las placas de empalme reciben la mitad de la carga transmitida por los elementos interiores que pueden ser almas de alguna sección.

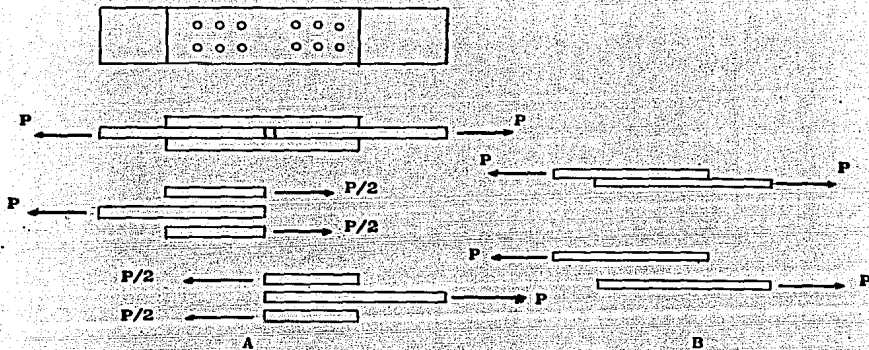


FIG. 3.22

En la figura 3.22.A se observa que la junta tope sujeta a los tornillos a doble cortante, en cada plano, el cortante es la mitad de la carga de la placa interna, mientras que en el empalme simple existe un plano de cortante igual a la magnitud de la carga en las placas, y con los esfuerzos en los planos que hay entre placa y placa, y con un determinado diámetro de tornillo se obtiene el número de tornillos requeridos, para la figura 3.22.A:

$$n = \frac{P}{2r_t} \quad \text{Ec. 3.51}$$

f_t = resistencia a corte de un tornillo diámetro = D

n = número de tornillos requeridos

Los empalmes a tope siempre resultan compactos y la distribución de esfuerzos, a comparación de otras formas empalme (como un empalme múltiple), posee una distribución de es---

fuerzas menos incierta.

Otra forma de empalmar es traslapando las placas por unir, como se ilustra en la figura siguiente. Para el diseño de tales empalmes pueden hacerse varias suposiciones de distribución de esfuerzos a lo largo del empalme, pero es común suponer que la carga de la placa p1 es transmitida a las placas externas de empalme, distribuyendo la carga en proporción inversa a la distancia entre estas placas de empalme y p1; mientras que la carga de la placa p2 es transmitida a la placa p3 como un traslape simple.

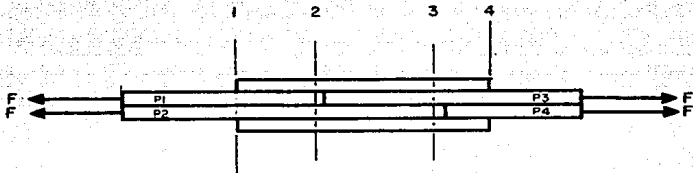


FIG. 3.23

EMPALME EN TRASLAPE

si las placas de empalme son de 1.42 cm (9/16") de espesor y las placas principales son de 1.90 cm (3/4") de espesor.

F=90 TON

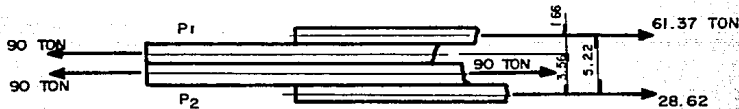


FIG. 3.24

En las placas de empalme:

$$\text{superior} \quad \frac{3.56}{5.22} (90) = 61.37 \text{ Ton}$$

$$\text{INFERIOR } \frac{1.66(90)}{5.22} = 28.62 \text{ TON}$$

La figura 3.24 muestra la distribución supuesta de las fuerzas; la carga de la placa p1 se distribuye en proporción inversa a la distancia entre las placas de empalme; la carga de la placa p2 en esa sección se transfiere en la misma placa; para este caso, la distribución completa es la siguiente:

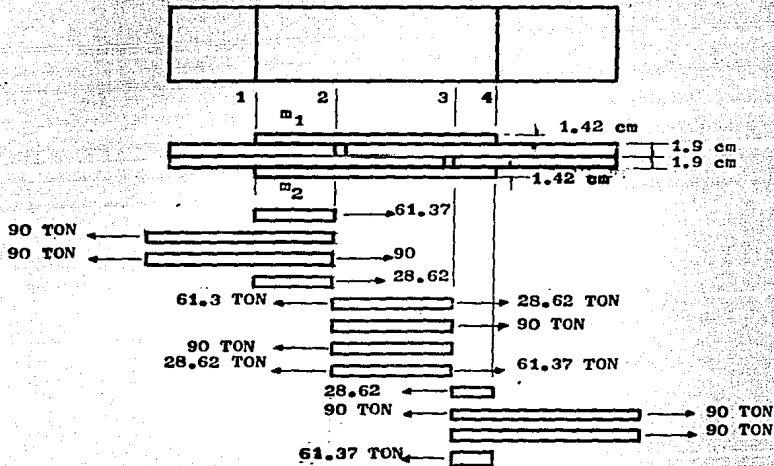


FIG. 3.25

En la figura anterior, para determinar el número de tornillos con un determinado diámetro, se investiga que cortante es el crítico. En la sección de 1 a 2, la fuerza cortante máxima es de 61.37 ton, esta fuerza está entre los planos p1 y m1. Entre las secciones 2 y 3 el cortante máximo es de:

$90 - (61.3 - 28.62) = 57.32 \text{ ton}$
 y ocurre entre los planos p1 y m1; y entre p2 y m2.

El cortante máximo entre las secciones 3 y 4 es de 61.37 ton. y ocurre entre los planos p2 y m2.

Para tornillos de 7/8 pulg. con rosca en el plano de corte:

$$r_t = 5.7 \text{ ton cada tornillo}$$

Así, entre el tramo 1-2,
 el número de tornillos requerido es: $n = 61.37/5.7 = 10.76$,
 uséense 12 tornillos.

Entre el tramo 2-3:

$$n = 57.32/5.7 = 10 \text{ tornillos uséense 12 tornillos}$$

En el tramo 3-4 el número de tornillos es el mismo que en el tramo 1-2; 12 tornillos.

Dependiendo de las dimensiones de los empalmes, se distribuyen los tornillos en el empalme cuidando que el área neta proporcione el esfuerzo requerido. Si en el caso de la figura 5, se contara con un ancho de 60 cm, los tornillos se pueden distribuir uniformemente con cuatro hileras de 3 tornillos cada una:

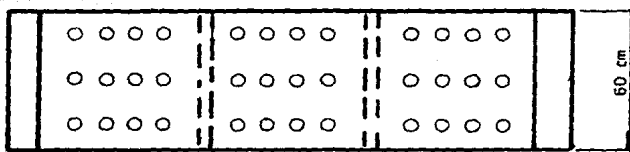


FIG. 3.26

Revisando la sección neta en la placas p1, p2 y m1, m2:
 Agujeros: diámetro $7/8$ pul + $1/8$ pul = pul = 2.5 cm

En las placas principales (p1 y p2)

$$\text{Area neta} = (60 - 3(2.5)) 1.9 = 99.75 \text{ cm}^2$$

Fuerza cortante resistente:

$$P = 0.5(2.53 \text{ ton/cm}^2) \times 99.75 \text{ cm}^2 = 126 \text{ ton} > 90 \text{ ton}$$

En las placas de empalme: (m1 y m2)

$$\text{Area neta} = (60 - 3(2.5)) 1.43 = 74.9 \text{ cm}^2$$

Fuerza cortante resistente:

$$P = 0.5(2.53)(74.9) = 95 \text{ ton} > 90 \text{ ton}$$

considerando una distancia al borde de 1.5 ($2(2.22) = 3.3$ cm

Y una distancia centro a centro de $3(2.22) = 6.7$ cm,
 la longitud del empalme es:

$$L = 11(6.7) + 12(3.3) = 80 \text{ cm}$$

Si el perfil de los miembros lo permiten, en este caso, una junta tope disminuye la longitud del empalme:

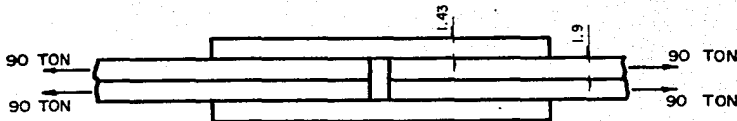


FIG. 3.27

$$n = 90 / 5.7 = 15,8$$

usar 16 tornillos

para cuatro hileras de cuatro tornillos,

$$\text{Area neta} = (60 - 4(2.5)) \cdot 1.42 = 71 \text{ cm}^2$$

$$\text{Cortante} = 71 (0.5(2.53)) = 90 \text{ ton}$$

$$\text{longitud de la junta: } L = 7(6.7) + 2(3.3) = 54 \text{ cm}$$

Aún puede lograrse un empalme más económico, si las condiciones lo permiten, haciendo un empalme simple de las placas principales, y sin utilizar placas de empalme adicionales, como se muestra en la siguiente figura y también usa 16 tornillos por cada lado del empalme.

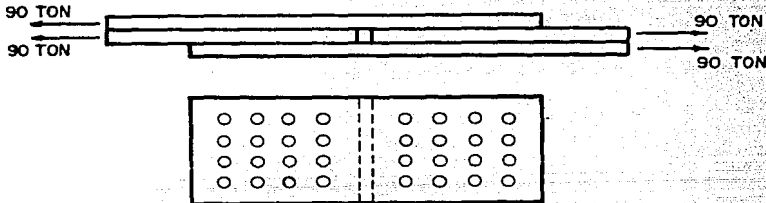


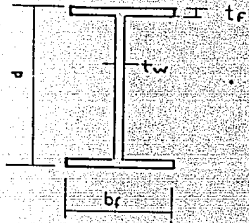
FIG. 3.28

El empalme anterior presenta la desventaja de desviar ligeramente los miembros de unión.

Como puede observarse los empalmes pueden realizarse según lo permitan los miembros empalmados y detalles estructurales.

Ejemplo 3.15

Diseñar el empalme para unir dos IPR sujetas a tensión .



$$\begin{aligned} A &= 57 \text{ cm} \\ d &= 26.6 \text{ cm} \\ b &= 14.8 \text{ cm} \\ t_f &= 1.3 \text{ cm} \\ t_w &= 0.76 \text{ cm} \end{aligned}$$

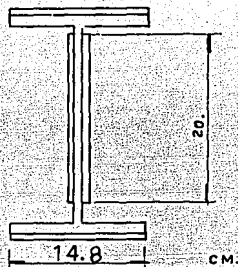
1. Revisión por tensión en la sección :

$$P/A = 40 \text{ ton}/57 \text{ cm}^2 = 0.701 \text{ ton}/\text{cm}^2$$

$$0.701 < 0.6F_y = 0.6(2.53) = 1.51 \text{ ton}/\text{cm}^2$$

Proponiendo el arreglo de las placas de empalme según se muestra en la figura siguiente; y obteniendo el área total de las secciones de las placas de empalme:

$$A = 2 \cdot 14.8 \times 1.27 + 1.27(20) = 88 \text{ cm}^2 > 57 \text{ cm}^2$$



PLACAS 7/8"

Usando tornillos de 7/8" (1.9cm) de diámetro , tipo A325
 (area de la sección del tornillo = 3.88cm²)

2 Empalme del alma



- long. de agarre = $1.27 \cdot 2 + 0.76 = 3.3$ cm
- long. requerida = $3.3 + 1.75 = 5.05$ tabla 2.5
- long. comercial = 5.7 tabla 1.1
- long. roscada = 3.8 cm tabla 1.2

Para un tornillo de 7/8" con rosca fuera del plano de cortante:

esfuerzo cortante permisible: 2.10 ton/cm²

carga admisible de cortante : $2.1(3.88) = 8.14$ ton

Esfuerzo admisible por aplastamiento: $F_b = 1.5F_u$

$F_b = 1.5(5.44) = 8.16$ t/cm²

Fuerza que toma el alma:

$$F = A(0.6) (F_y)(0.85)$$

$$F = 18.24(0.6) (2.53)(0.85) = 23.53 \text{ ton}$$

Número de tornillos requerido para cortante doble:

$$N = 23.53 \text{ ton} / 2(8.14) = 1.44 \text{ ton}$$

Sean 3 tornillos A-325 de 7/8 pul.

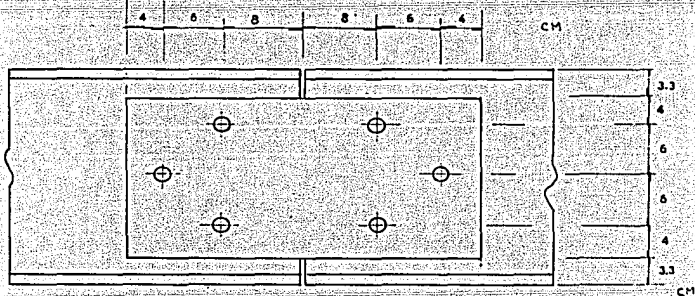
3. Espaciamiento de los tornillos en el empalme del alma

$$2.66(d) = 2.66(2.22) = 5.9 \text{ cm}$$

$$\frac{2P}{F_u(t)} \frac{d}{2} = \frac{2(7.84)}{4.56(0.76)} + \frac{2.22}{2}$$

$$= 5.63 \text{ cm}$$

usar 6cm.



Revisión por cortante en tornillos:

$$r = p/n = 23.53/3 = 7.84 \text{ ton} < 8.14 \text{ ton}$$

Revisión por aplastamiento :

$$r_a = 23.53/3 = 7.84$$

$$R_a = 3.16(3.88) = 30.41 \text{ ton}$$

$$r_a < R_a$$

Revisión por tensión en las placas.

Espesor de las placas = 1.27 cm

Ancho neto por el trayecto ABCDE: $20 - 3(2.38) = 12.85 \text{ cm}$

Ancho neto por el trayecto ABDE: $20 - 2(2.38) = 15.24 \text{ cm}$

$$\text{Ancho efec.} = 12.856 + \frac{s^2}{4g}$$

$$= 12.856 + 2 \frac{6^2}{4(6)} = 15.856 \text{ cm}^2$$

Area efectiva = $15.856 \times 1.27 = 20.137$

Esfuerzo de tensión actuante en las placas de empalme

$$f_t = \frac{23.53/2}{20.137} = 0.57 \text{ ton/cm}^2$$

$$F_t = 0.6(2.53 \text{ ton/cm}^2) = 1.5 \text{ ton/cm}^2$$

$$f_t < F_t$$

4 Empalme en los patines.

fuerza que toma el patín :

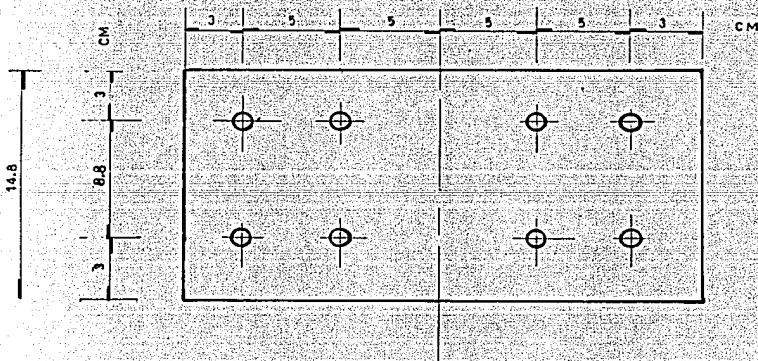
$$F = (0.6)(2.53)(14.8)(0.85) = 19.096 \text{ ton}$$

usando el mismo tipo de tornillo o cortante simple:

número de tornillos:

$$F/R = 19.2/8.16 = 2.35 \text{ tor}$$

sean 4 tornillos en cada extremo del empalme.



5. Revisión por tensión en las placas de empalme:

Ancho neto : $14.8 - 2(2.38) = 10.04 \text{ cm}$

Área efectiva: $10.04 \times 1.27 = 12.75 \text{ cm}^2$

Esfuerzo de tensión actuante en las placas de empalme

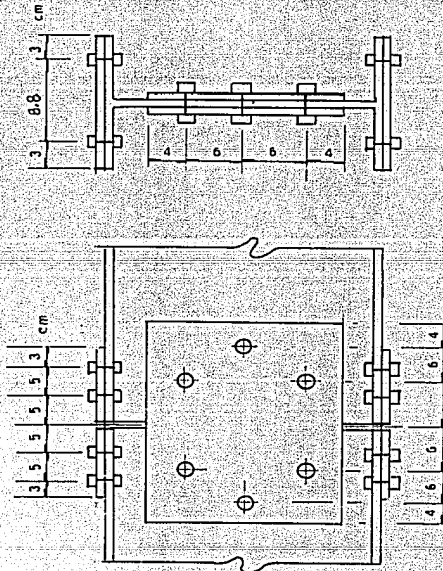
$f_t = 19.09 / 12.75 = 1.45$

$0.6(2.53) = 1.51$

ton/cm²

$f_t < F_t$

El empalme queda como se muestra en la figura siguiente.



3.6.1.1. ANGULOS AUXILIARES

En ocasiones ciertas conexiones a tensión pueden usarse ángulos auxiliares para reducir la longitud de la conexión para miembros de ángulo simple o doble; el uso de estos ángulos disminuye los esfuerzos secundarios de flexión en caso de conectarse un ángulo a tensión, pero no debe considerarse el uso del ángulo auxiliar como una ayuda para disminuir dicha flexión.

Ya que su comportamiento no es del todo eficiente, su uso debe ser reservado para miembros secundarios para carga estática; la rigidez del ángulo auxiliar limitará la carga permisible para la conexión; ya que si no es suficientemente rígido, el ángulo se deformará de tal manera que la carga no será uniformemente distribuida entre los tornillos, ocasionando que unos estén más cargados que otros.

Para diseñar un ángulo auxiliar debe distribuirse el número de tornillos requerido, sobre el ángulo auxiliar y el ángulo que llega a la conexión, de tal modo que la carga pase lo más cerca del centro de gravedad del arreglo; esto se logra haciendo:

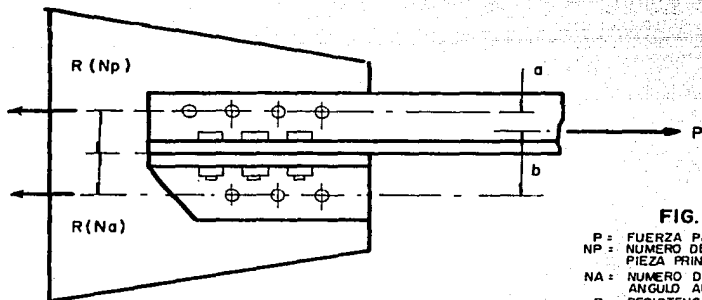


FIG. 3.29

- P : FUERZA PRINCIPAL
- NP : NUMERO DE TORNILLOS EN LA PIEZA PRINCIPAL
- NA : NUMERO DE TORNILLOS EN EL ANGULO AUXILIAR
- R : RESISTENCIA DE UN TORNILLO

$$N_p + N_a = P/R$$

Para que la carga pase a través del centro de gravedad del grupo de tornillos:

$$(a)N_p = (b)N_a$$

de donde:

$$N_p = \frac{P(b)}{R(a+b)} \quad \text{Ec. 3.52} \quad N_a = \frac{P(a)}{R(a+b)} \quad \text{Ec. 3.53}$$

Ejemplo 3.16

Diseñar un ángulo auxiliar para un ángulo de 76.2x -- 76.2x1.27 mm conectado a una placa de 9.5 mm de espesor, para la resistencia neta a la tensión del ángulo. Usar tornillos -- alta resistencia de 22.2 mm. de diámetro.

La carga esta localizada en el eje de gravedad del ángulo

Solución:

Para un ángulo de 76.2 x 76.2 x 1.27 mm

$$\text{Area} = 1774.19 \text{ mm}^2$$

$$g = 44.45 \text{ mm}$$

$$x = 23.62 \text{ mm}$$

$$a = g - x = 44.45 - 23.62 = 20.83 \text{ mm}$$

$$b = g + x = 44.45 + 23.62 = 68.07 \text{ mm si el ángulo auxiliar es igual al principal.}$$

Para tornillos de 22.2 mm. con rosca en el plano de corte:

$$R = 5.7 \text{ ton}$$

$$\text{Tensión neta del ángulo: } P = 0.6 (2.53 \text{ ton/cm}^2) (17.74 \text{ cm}^2)$$

$$P = 26.9 \text{ ton}$$

$$N_p = \frac{26.9 (68.07)}{5.7 (20.83+68.07)} = 3.6 \text{ se usan 4 tornillos}$$

$$N_a = \frac{26.9 (20.83)}{5.7 (20.83+68.07)} = 1.1 \text{ se usan 2 tornillos}$$

3.6.2. EMPALMES EN VIGAS

Sólo en casos especiales, donde la longitud de una viga o por efectos de montaje, las vigas de sección estándar llegan a empalmarse; pero puede ser el caso de una trabe armada las -- que por su gran tamaño y longitud llegue a ser necesario empla-- marlas. Para empalmes de vigas de tamaño estándar resulta prác-- tico el empalme por medio de placa en los patines de la viga, -- que transmiten el momento flexionante y una placa en el alma -- para resistir el corte, como se muestra en la figura 3.30A

Para empalmes en trabes armadas el empalme es más com-- plejo, ya que este empalme se hace en el alma de la trabe por -- medio de placas que pueden ser tres o una por cada lado del al-- ma de la trabe como se muestra en la figura 3.20A y B

Para el diseño de empalme a base de tres placas a cada -- lado del alma, o sea seis placas de empalme, las placas en los -- extremos toman el momento flexionante, mientras que las placas -- intermedias toman el cortante.

Las placas extremas en el alma toman un momento igual -- al momento resistente del alma de la trabe:

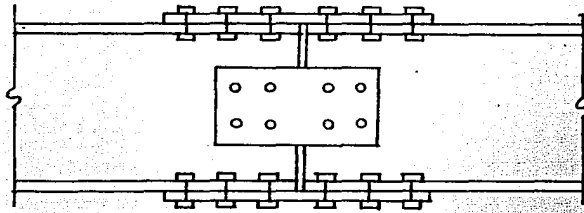
$$M = F_c(S) \quad F_c = \text{esfuerzo permisible o flexión}$$

para el alma de la trabe, que se considerará que toma el momen-- to flexionante:

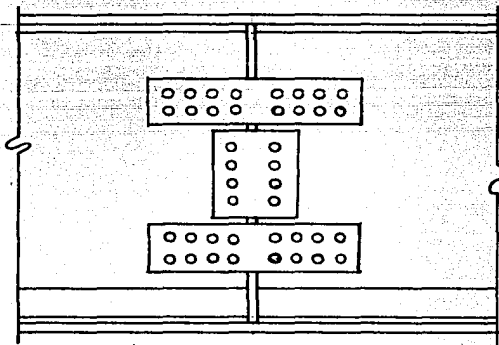
$$I = \frac{t h^3}{12} \quad C = h/2$$

donde h es el peralte y t el espesor, umbos de la trabe; el -- módulo de sección es:

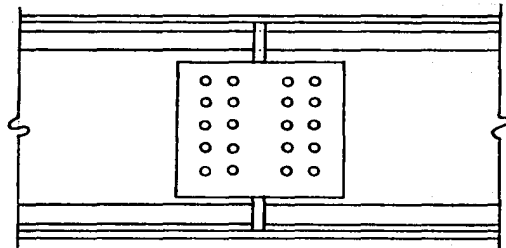
$$S = I/c = \frac{t h^3 / 12}{h/2} = t h^2 / 6$$



(A)



(B)



(C)

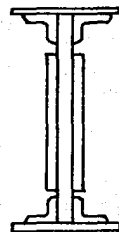
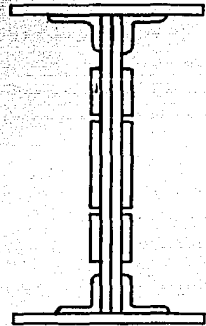


FIGURA 3.30

el momento resistente es:

$$M = \frac{t (h^2)}{6} F \quad \text{Ec. 3.54}$$

Se supondrá que las fuerzas de tensión y compresión quedan centradas en los extremos del alma de la trabe, como se ilustra en la figura 3.31

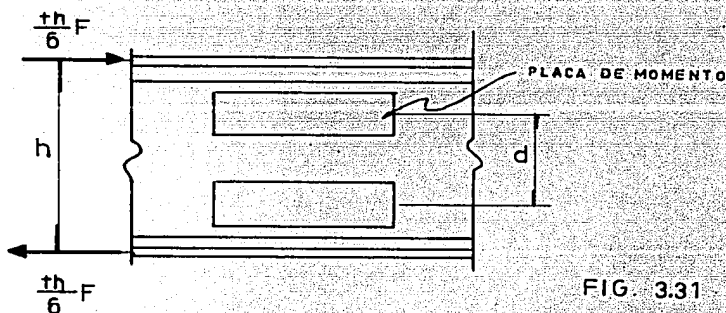
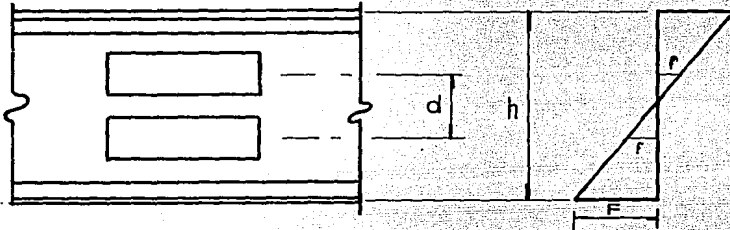


FIG. 3.31

El momento resistente de la sección debe ser igual al momento resistente en las placas, este último es proporcionado por el área en las placas y la distancia entre sus centros como se ve en la figura 3.31. Se considera que el esfuerzo en una placa de empalme es directamente proporcional al esfuerzo en la fibra más alejada del alma, por la relación entre las distancias correspondientes medidas al centroide; esto se puede ver basándose en la distribución de esfuerzos debidos a flexión:



DE LA DISTRIBUCION
DE ESFUERZOS :

$$\frac{f}{d} = \frac{F}{h} \Rightarrow f = \frac{d}{h}(F)$$

FIG. 332

El momento resistente en la placas es:

$$M = \left(\frac{d}{h}\right) F A_p d$$

A_p = es el área de la
sección de las -
placas superior -
o inferior en el
alma.

$$M = \frac{d^2}{h} (A_p) (F) \quad \text{Ec. 3.55}$$

Igualando momentos:

$$\frac{(F)h^2 t}{6} = \frac{d^2}{h} A_p F$$

De donde:

$$A_p = \frac{h^3 (t)}{6 d^2} \quad \text{Ec. 3.56}$$

Si el área del alma de la trabe es: $A_w = th$

$$A_p = \frac{h^2 A_w}{6 d^2} \quad \text{Ec. 3.57}$$

Las dimensiones de las placas a momento se eligen de manera que el ancho contenga al menos dos hileras horizontales de tornillos. Ya considerado el ancho de las placas se estima la distancia entre centros de ellas, distancia d en la expresión 3.57 dejando al menos 6 mm (1/4 pul.) desde el borde de la placa a momento al borde de la placa a cortante, de igual manera se deja una distancia entre los patines de la trabe y las placas a momento. De este modo conocidos h y d , se encuentra el espesor de las placas que conforman el empalme por flexión con la expresión 3.57

Para el diseño de las placas de corte, debe considerarse el espesor total de las dos placas para desarrollar el cortante total en el punto de empalme; el ancho de las placas de corte debe ser suficiente para contener los tornillos requeridos.

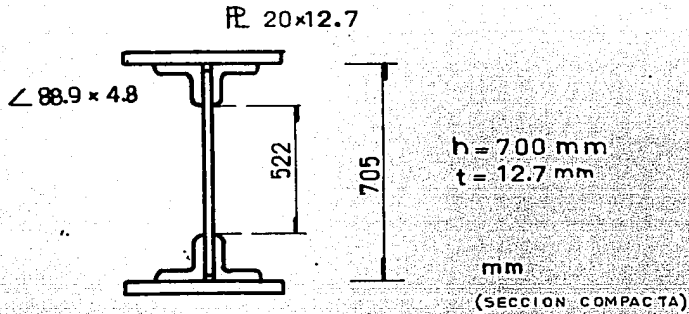
La fuerza desarrollada por los tornillos de las placas a momento también es supuesta como $\frac{d}{h} F A_p$. Si R es la resistencia de un tornillo a cortante.

El número requerido de remaches es:

$$n = \frac{(d/h) F A_p}{R} \quad \text{Ec. 3.58}$$

Ejemplo 3.17

Diseñar la conexión de triple placa para la trabe armada mostrada en la figura; el cortante en el punto de unión es de 40 ton; usar tornillos de 22.2 mm de diámetro A 325 conexión a fricción.



Solución:

Se usarán tornillos de $5/8" = 2.22$ cm de diámetro, A-325

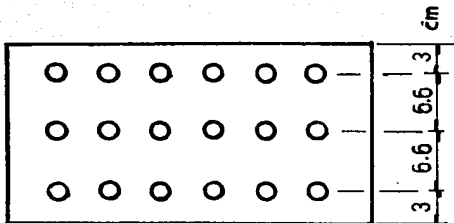
Su resistencia para conexión tipo fricción es:

$$R = 4.89 \text{ ton} \quad \text{PARA CORTANTE DOBLE}$$

Se considera espaciamiento de $S = 3D = 3(1.60) = 4.8$ cm
 Distancia al borde: $d = 3$ cm

Si se consideran tres hileras horizontales de tornillos el ancho de la placa es:

$$a = 2(3 \text{ cm}) + 2(6.6 \text{ cm}) = 19.2 \text{ cm}$$



Distancia centro entre placas:

$$d = 522 - 2(0.6) - 19.2 = 31.8 \text{ cm}$$

El area para las dos placas es : Ec. 3.56

$$A_p = \frac{th^3}{6d^2} = \frac{(1.27)(70.)^3}{6(31.8)^2} = 71.8 \text{ cm}^2$$

Espesor para una placa:

$$t = 71.8/2(19.2) = 1.87 \text{ cm} \approx 19 \text{ cm}$$

$$t = 3/4 \text{ PUL.}$$

SE USARAN DOS PLACAS

Para tornillos a doble cortante:

$$R \text{ 4.89 ton}$$

Número de tornillos: $n = \frac{(d/n) F_{Ap}}{R}$ si $F = 0.66 (2.53 \text{ ton/cm}^2) = 1.67 \text{ ton/cm}^2$

$$n = \frac{(19.2/70)(1.67) \text{ ton/cm}^2 (71.8) \text{ cm}^2}{4.89 \text{ ton}}$$

$$n = 6.72 = 7 \text{ tornillos}$$

PONGAMOS 9 TORNILLOS EN TRES HILERAS

Longitud de las placas a momento:

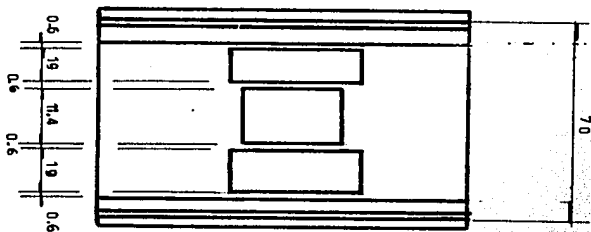
$$L = 2(3\text{cm}) + 6 + 4(6.6) = 38.4 \text{ cm}$$

$$L = 38.4 \text{ cm}$$

Placas a momento: 38.4 x 19 x 1.9 cm

Placas a corte:

$$\text{Altura de placas a cortante} = 52.2 - 2(0.6) - 2(19.2) - 2(0.6) \\ = 11.4 \text{ cm}$$



Cortante permisible $F_v = 0.4 F_y = 0.4 (2.53 \text{ ton/cm}^2) = 1.01 \frac{\text{ton}}{\text{cm}^2}$

Area de las placas a corte: $A = 40 \text{ ton} / 1.01 \text{ t/cm}^2$
 $A = 39.6 \text{ cm}^2$

Espesor de cada placa $t = \frac{39.6 \text{ cm}^2}{2 (11.4) \text{ cm}}$

$$t = 1.73 \text{ cm} = 1.9 \text{ cm}$$

$$t = 3/4 \text{ pul}$$

Número de tornillos requeridos para cortante doble

$$n = \frac{40 \text{ ton}}{4.89 \text{ ton}} = 8.17$$

Sean 9 tornillos en total

Para 3 hileras de 3 tornillos

Longitud de las placas a corte: $L = (3 \text{ cm}) 2 + 5(3 \text{ cm}) = 31 \text{ cm}$

$$L = 31 \text{ cm}$$

3.6.3 EMPALMES EN COLUMNAS

Los empalmes en columnas son realizados en estructuras de varios niveles, en que la columna necesita cambiar de sección debido al diseño de la estructura. En el caso de un cambio de sección puede ser necesario. Las placas de relleno entre los espacios que serán atornillados o soldados, si el empalme es atornillado y si se trata de transmitir carga axial, el número de tornillos y las placas requeridas se determinan como los empalmes a tensión vistos en el capítulo anterior. O bien, puede suceder que se tenga la necesidad de realizar un empalme en dos secciones iguales en peralte, y no usar placas de relleno. En ambos casos, la unión puede determinarse de tal manera que:

A) Las columnas se apoyan por aplastamiento para lo cual los extremos deben estar maquinados para obtener superficies planas; para este caso, los materiales de empalme teóricamente no transmitirán carga; pero aunque los empalmes pueden diseñarse para transmitir una carga igual o mayor a la de diseño, se recomienda que al menos se diseñen con un 25% de la carga de diseño para asegurar la posición de la columna. Algunas otras especificaciones como el AREA recomienda que la carga transmitida por el empalme sea de 50%.

B) Las columnas no se apoyan por aplastamiento, por lo que el material de empalme debe transmitir las cargas de diseño o bien para transmitir la capacidad de carga del miembro ob teniendo de esta forma capacidad de sobrecarga.

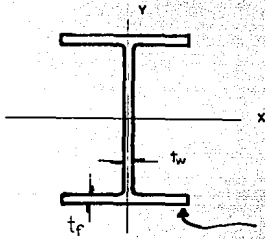
En cualquier caso, si hay efectos de fuerza cortante, momentos flexionantes, además de la carga axial, es necesario que los materiales de empalme tomen esas sollicitaciones adicionales.

En el diseño de empalme a columnas el AISC no da normas específicas.

En cuanto al diseño de las placas de empalme, las placas se encuentran sometidas a carga axial y los tornillos, a fuerza cortante, los casos se analizan como casos con carga -- excéntrica o momento flexionante, y que se han tratado anteriormente.

Ejemplo. 3.18

Determinar el empalme para la columna IPR de 406 mm x 74.4 kg/m sujeta a las condiciones mostradas en la figura.



$$\begin{aligned}M_x &= 30 \text{ TON.m} \\M_y &= 10 \text{ TON.m} \\P &= 40 \text{ TON} \\V_x &= 8 \text{ TON} \\V_y &= 20 \text{ TON}\end{aligned}$$

IPR 406.4 mm x 74.4 kg/m

Es preferible que los tornillos en la conexión trabajen a cortante doble que a cortante simple, ya que así el número de tornillos es menor.

Se usarán tornillos de 1 pul. (2.54 cm) de diámetro

Area del tornillo = 5.067 cm²

1. Determinación de las cargas permisibles en tornillos.

$$\begin{aligned}\text{cortante simple:} & \quad 2.11 \text{ t/cm}^2 \times 5.067 \text{ cm}^2 = 10.70 \text{ ton} \\ \text{cortante doble :} & \quad 4.22 \text{ t/cm}^2 \times 5.067 \text{ cm}^2 = 21.37 \text{ ton} \\ \text{por aplastamiento:} & \quad F_b = 1.5(F_u) \\ & \quad F_u = \text{esfuerzo de tensión mínima} \\ & \quad F_b = 1.5 (4.56 \text{ t/cm}^2) = 6.84 \text{ ton/cm}^2\end{aligned}$$

2. separación de los tornillos :

$$a) 2.67 d = 2.67(2.54) = 6.78 \text{ cm}$$

$$b) \frac{2P}{Fu(t)} + \frac{d}{2}$$

La condición (b) se revisará posteriormente.

tómese preliminarmente una separación de 10 cm.

3. Determinación de las placas de empalme.

La suma de las secciones de las placas de empalme deberá ser igual al área de la sección de la columna.

Propiedades de la columna:

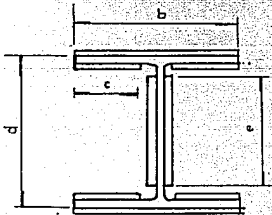
$$A = 94.8 \text{ cm}^2$$

$$d = 45.7 \text{ cm}$$

$$t_f = 1.45 \text{ cm}$$

$$t_w = 0.9 \text{ cm}$$

$$b = 19.0 \text{ cm}$$



proponiendo placas de 3/8 pul
(0.952cm) de espesor y con

$$e = 20 \text{ cm}$$

$$b = 19 \text{ cm}$$

$$c = 8 \text{ cm}$$

Fuerza cortante en tornillos debido al momento M_y

$$R_x = \frac{M_y}{(x^2 + y^2)} (x)$$

$$R_y = \frac{M_y}{(x^2 + y^2)} (y)$$

$$\sum (x^2 + y^2) = (4(0) + 8(10)^2 + 8(20)^2 + 20(5.5)^2) = 4.605 \text{ ton}$$

$$R_x = \frac{10 \times 10^5}{4.605} (20) = 4.34 \text{ ton}$$

$$R_y = \frac{10 \times 10^5}{4.605} (5.5) = 1.194 \text{ ton}$$

Carga debido a la fuerza constante $V_x = 8 \text{ ton}$.

$$P/n = 8/20 = 0.4 \text{ ton}$$

Sumando vectorialmente las fuerzas cortantes actuantes:

$$R = \sqrt{(4 + 6.55 + 4.6)^2 + (0.4 + 1.194)^2} = 15.23$$

$$R = 15.23 < 21.37 \text{ o.k.}$$

se acepta el arreglo propuesto para empalme en patines

5 Conexión en el alma.

número de tornillos: $P/n = 80/21.37 = 3.74$

se usen 6 tornillos de 1 pul A325.

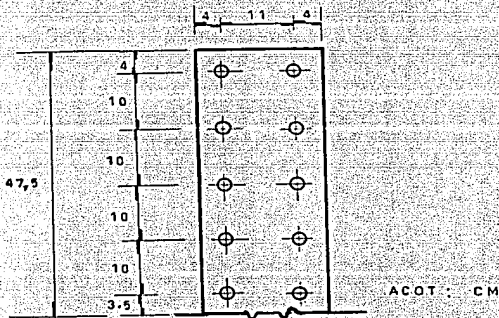
Area de las placas de empalme

$$A = 2 \times 0.95^2 \text{ cm} (30 \text{ cm} + 19 \text{ cm} + 8 \text{ cm} + 8 \text{ cm}) = 123.7 \text{ cm}^2$$

$$123.7 \text{ cm}^2 > 94.8 \text{ cm}^2$$

4. Conexión en los patines

Proponiendo 20 tornillos. 10 en cada patín, con el arreglo siguiente:



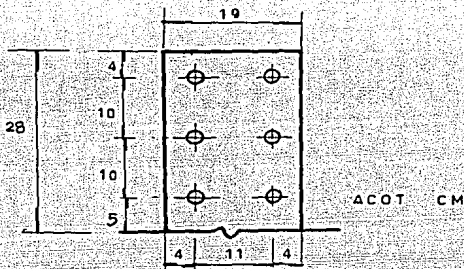
Cortante actuante: $P/n = 80120 = 4 \text{ ton.} < 21.37 \text{ ton.}$

Cortante debido al momento M_x :

$$T = \frac{M_x}{d} = \frac{20}{0.457} = 65.5 \text{ ton}$$

$$T/n = 65.5 \text{ ton} / 10 = 6.55 \text{ ton} < 21.37 \text{ ton}$$

Se propone la siguiente disposición:



Fuerzas actuantes:

Por tensión: $P/n = 80/6 = 13.3 \text{ ton} < 21.37 \text{ ton}$

Por cortante $V_y = 20 \text{ ton}$: $20/6 = 3.33 < 21.37 \text{ ton}$

Sumando vectorialmente:

$$R = \sqrt{(13.3)^2 + (3.33)^2} = 13.71 \text{ ton} < 21.37$$

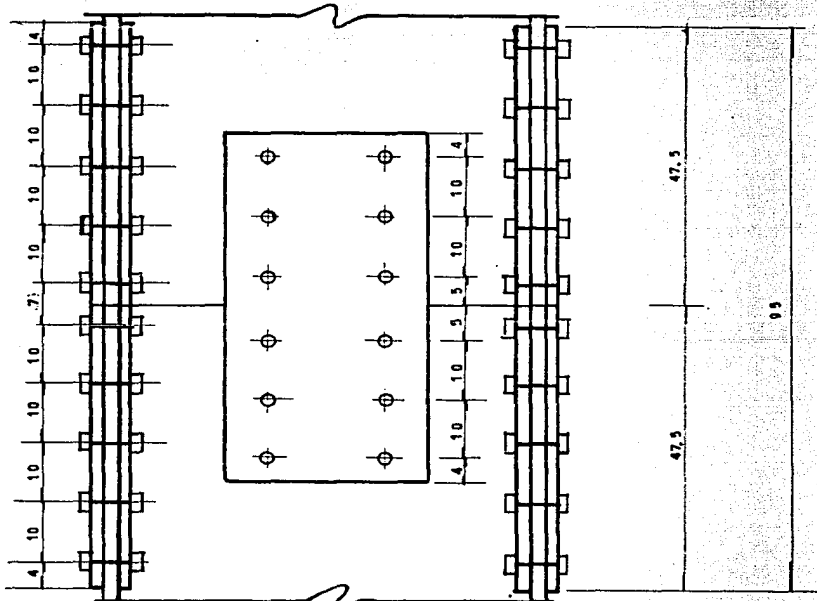
Regresando a la revisión del espaciamiento:

$$\text{En el patín: } S = \frac{2P}{F_u(t)} + \frac{d}{2} = \frac{2(15.23)}{(4.08)(0.95)} + \frac{2.54}{2}$$

$$S = 9.13 \text{ cm} < 10 \text{ cm}$$

$$\text{En el alma: } S = \frac{2(13.71)}{(4.08)(0.95)} + \frac{2.54}{2} = 8.31 \text{ cm} < 10 \text{ cm}$$

Las conexiones se aceptan y queda como se muestra en la figura siguiente.



ACOT : CM

CAPITULO 4

CONCLUSIONES

Para realizar una conexión atornillada se cuentan con tres tipos de tornillos: los tornillos A-307, usados en estructura ligeras; los tornillos A-325, son los más comunes de usar en conexiones atornilladas y los tornillos A-490 que ofrecen mayor resistencia a la tensión y al aplastamiento, pero son poco usados y no se consigue como producto de línea, sino que se solicita bajo pedido al fabricante.

Existe un tipo de tornillo que se clasifica por la ASTM como A-449 que tiene características similares a los A-325 pero se recomienda usarlos sólo para conexiones para tipo aplastamiento. En el mercado, estos tornillos son más económicos que los del tipo A-325 y se encuentran con mayor variedad de diámetros y longitudes. Ensayes de laboratorio podrían demostrar la eficiencia del uso de los tornillos A-449.

El uso actual de las conexiones atornilladas depende del tipo de estructura y condiciones de montaje: Ya que para grandes estructuras montadas en lugares donde las condiciones no se prestan para el uso de soldadura, es más fácil usar tornillos tal es el caso de torres de microondas. En ocasiones los tornillos se usarán como medios para montar una estructura pudiendo favorecer su tiempo de montaje.

Las conexiones atornilladas pueden usarse cuando se piensa que la estructura podría desmantelarse en un futuro, tal es el caso del hangar de mantenimiento del aeropuerto internacional de la ciudad de México. Y en general los tornillos se usan en estructuras, pueden proporcionar facilidad y rapidez en el montaje.

Los elementos de unión como ángulos, tes, placas, etc.

reciben y transmiten acciones que se traducen en momentos flexionantes, carga axial y fuerza cortante, por lo que deben dimensionarse para resistir estos elementos mecánicos, según las consideraciones vistas en los capítulos anteriores.

En todo diseño de conexiones atornilladas debe revisarse siempre por cortante, aplastamiento, distancia suficiente al borde, área neta, en caso de tener miembros a tensión y como se ha dicho, también revisar por flexión en los elementos de unión; ya que son posibles fallas en una conexión atornillada.

En cualquier conexión puede considerarse, para su diseño, que las cargas a que se ve sujeta la conexión es una combinación de elementos mecánicos, por ejemplo, para el siguiente caso de un empalme de vigas:

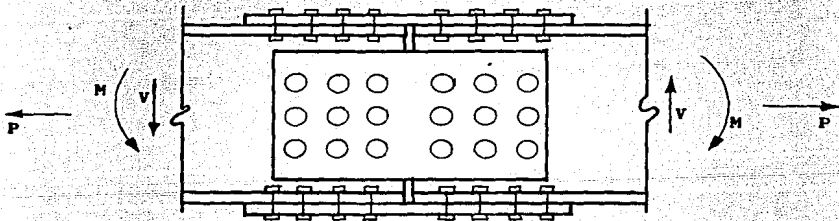


FIG. 4.1

Donde la carga axial es tomada por el empalme de los patines y del alma. La fuerza cortante para cada tornillo debido a la carga axial P , es:

$$F = \frac{P}{\text{No. TOR ALMA} + \text{No TOR 2 PATINES}}$$

La fuerza cortante V es tomada por el empalme del alma; la fuerza cortante para cada tornillo en este caso es:

$$R_v = \frac{V}{\text{No TOR ALMA}}$$

El momento flexionante es tomado por las placas de los patines, que toman la tensión y la compresión originadas por el momento, cada tornillo que une a las placas de los patines soportará una fuerza cortante de:

$$F_t = \frac{M/h}{\text{NO. TOR. PATIN}}$$

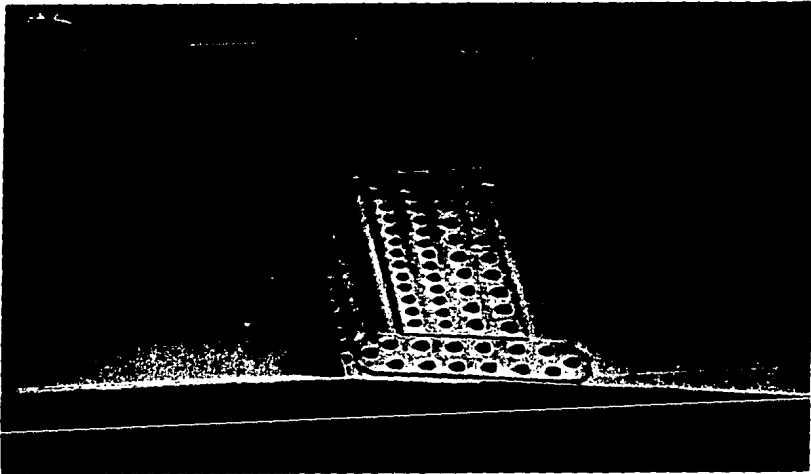
h = PERALTE DE LA VIGA

En otro tipo de empalme, como se muestra en la siguiente figura, las placas del alma transmiten el momento flexionante y en este caso los tornillos toman el momento también por cortante.

Los empalmes de columnas tienen un comportamiento semejante al del empalme de vigas.

4.1 Confiabilidad de hipótesis simplificadorias

Las hipótesis simplificadorias aplicadas en el diseño de una conexión evitan un cálculo prolongado para llegar a un determinado valor que no difiere en gran magnitud del valor real. La confiabilidad de estas hipótesis se debe a que son decididas por ensayos de laboratorio y que en la práctica han mostrado tener buenos resultados.



EMPALME DE TRES PLACAS DE UNA TRABE ARMADA REMACHADA

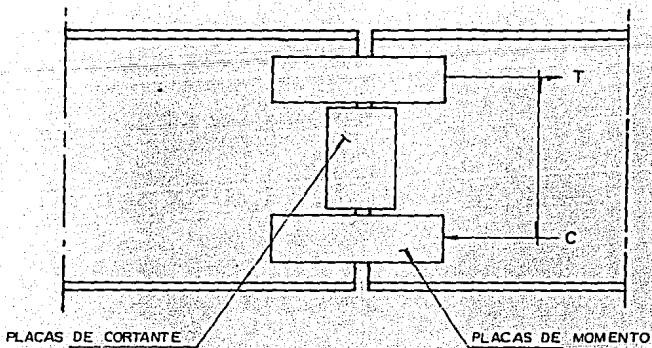


FIG. 4.2

La siguiente figura muestra la falla de una placa base atornillada a sus anclas. La suposición de considerar que en una T los patines quedan empotrados, es bastante aproximada al comportamiento real.

El empotramiento de los patines de la T no puede ser perfecta, para que esto ocurra, el momento flexionante en los extremos debería ser $\frac{PL}{8}$

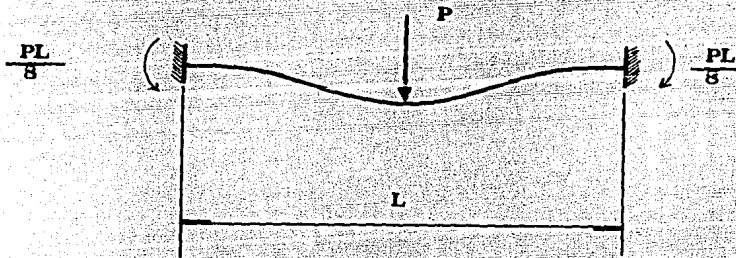
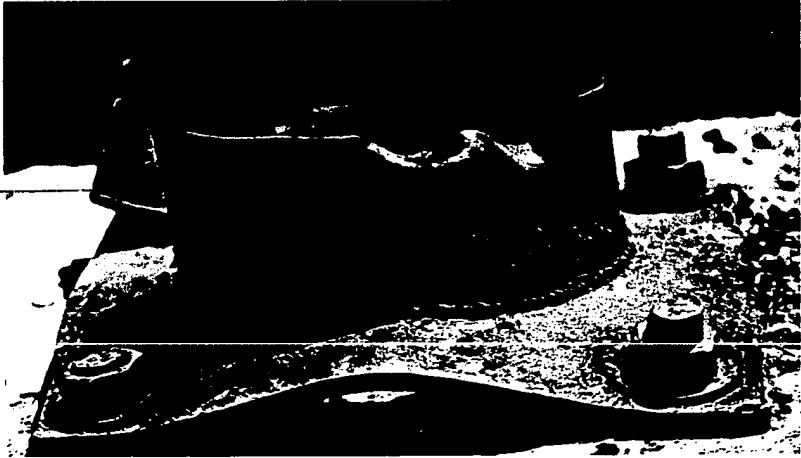


FIG. 4.3

Para el diseño de la placa de la figura 4.5 sujeta a flexión, puede usarse $pl/8$ si se considera perfectamente empotrada, ó, si se tiene experiencia puede pensarse en que no hay un empotramiento perfecto y usar, según los resultados obtenidos $PL/6$ o $PL/5$.



EXTREMOS ATORNILLADOS CONSIDERADOS
COMO EMPOTRADOS.

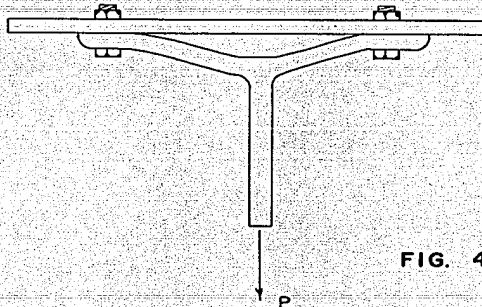


FIG. 4.4

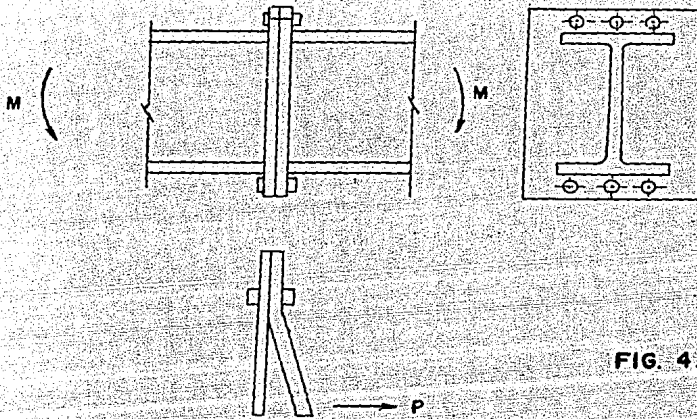


FIG. 4.5

Para elementos sujetos a momento flexionante, como se muestra en la figura 4.5 el considerar que la fuerza de compresión se localiza en el patín de la viga es una simplificación práctica, pero la zona de compresión no está realmente en el patín sino en toda una zona que resultaría compleja determinar; la simplificación mencionada es una buena aproximación.

En otros casos como la determinación de la separación entre tornillos, su resistencia bajo la acción simultánea de corte y tensión; la determinación de la fuerza Q por la acción de palanca; distancias al borde; etc., se dan por medio de fórmulas empíricas, para determinar su magnitud. El Research Council On Structural Connection of The Engineering Foundation, reporta en sus especificaciones, los nuevos criterios (si los hay) de diseño de estos detalles.

Las conexiones atornilladas pueden lograrse de distintas formas, pero como se ha mencionado, en su diseño se considera una combinación de los casos de carga cortante, momento flexionante y carga axial.

Una conexión será económica cuando sea sencilla y fácil de montar en el campo. Las siguientes figuras nos muestran algunos ejemplos de conexiones atornilladas.



FIG 4.6

PARADERO DE AUTOBUSES CON CONEXIONES
ATORNILLAS Y SOLDADAS



CONEXION DE ELEMENTOS PRINCIPALES

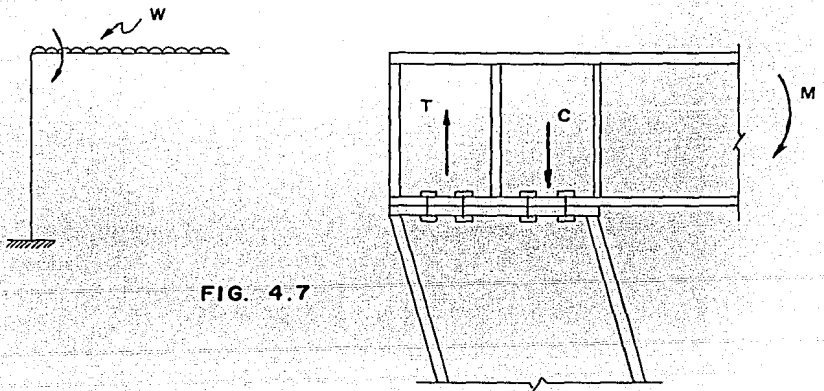


FIG. 4.7

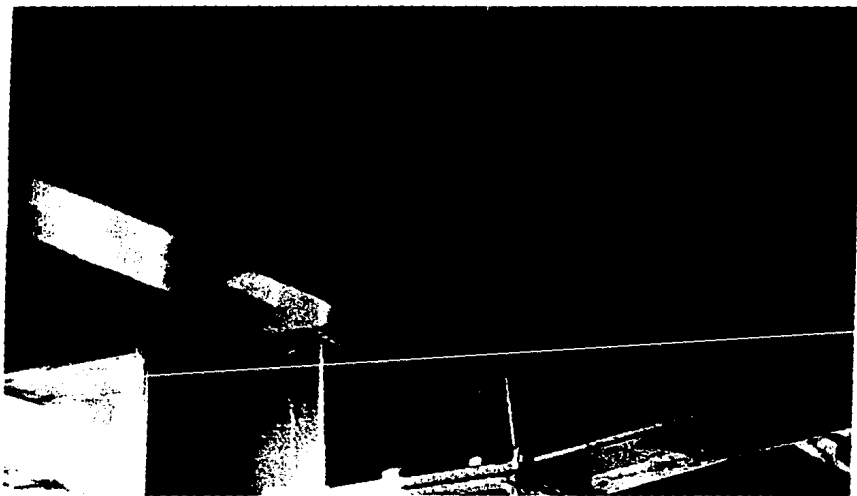
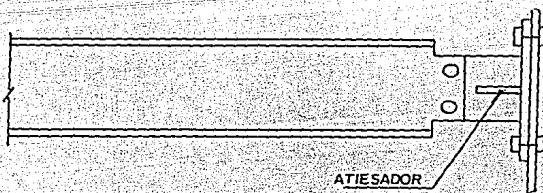
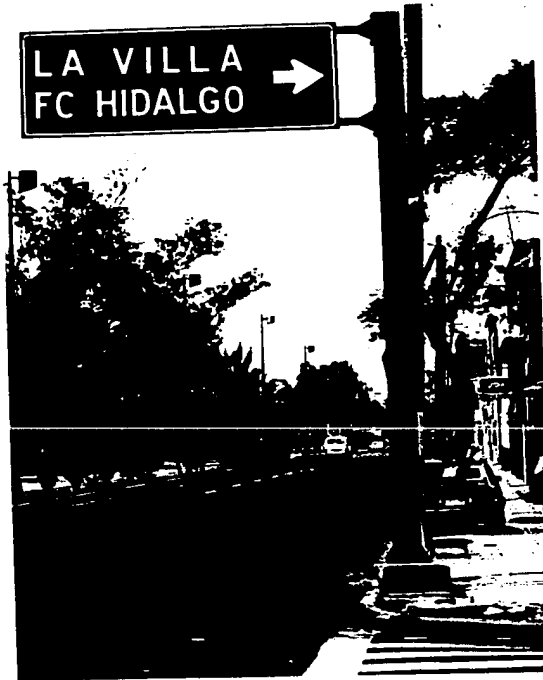


FIG 4.8 CONEXIONES EN ELEMENTOS SECUDARIOS





ESTRUCTURAS RELATIVAMENTE LIGERAS COMO ANUNCIOS PEATONALES PUEDEN USAR TORNILLOS A-307

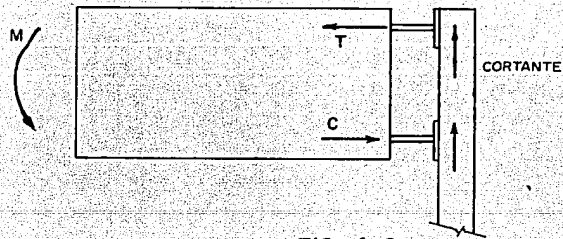


FIG. 4.9



DETALLE DE LA CONEXION

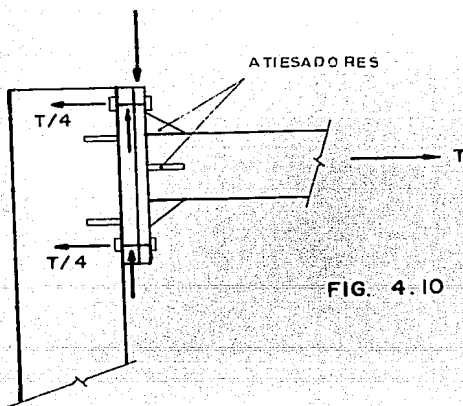


FIG. 4-10

El uso de conexiones atornilladas permanece en el diseño estructural, tanto en estructuras importantes como en estructuras sencillas y su diseño requiere del criterio ingenieril para lograr una unión que transmita eficientemente las cargas de un elemento a otro en la estructura.

Este trabajo ha dado las bases de diseño en conexiones atornilladas para estructuras de acero, se espera que sirva como material didáctico o de consulta para los alumnos de la carrera de ingeniería civil en el área de estructuras metálicas.

BIBLIOGRAFIA

1. A.I.S.C., Manual of Steel Construction
N.J. U.S.A., 1980
2. Bowles Joseph E.
"Diseño de Acero Estructural"
ed. LIMUSA S.A. México, 1984
3. Bresler, Lin y Scalzi
"Diseño de Estructuras de Acero"
ed. LIMUSA S.A. México, 1983.
4. Byars E.F. y Snyder R.D.
"Mecánica de Cuerpos Deformables"
Representaciones y servicios de Ingeniería, S.A., México, 1984.
5. Gaylord Edwing H, Gaylord Charles M
"Diseño de Estructuras de Acero"
Cia. Editorial Continental S.A. de C.V., México 1983
6. Lothers Jhon E
"Advance Desing in Structural Steel"
Prnetice-Hall, inc. Englewood cliffs, N.J. U.S.A., 1960
7. Meyer Gerhard
"Simple Diagrams Aid in Analyzing Forces in Bolted
Joints and How to Calculate Preload Loss due to
Permanent Set in Bolted Joints"
SPS Technologies. U.S.A. 1973
8. Mc Cormac Jack C.
"Diseño de Estructuros Metálicas"
Prentice-Hall Internacional, Englewood Cliffs, N.J.,
U.S.A., 1973

9. **Rodriguez Cunaga F.**
Avial Azcúnaga F.R.
"Construcciones Metálicas"
Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior
de Ingenieros Industriales. 6a. ed., Madrid. 1968

10. **Williams Clifford D**
"Diseño de Estructuras Metálicas"
C.E.S.A. 2a Ed. México, 1982