

ASME BTH-1-2005

# Diseño de Debajo del gancho Dispositivos de elevación

UN AMERICANO INTERNATIONAL STANDARD



The American Society of  
Mechanical Engineers

**ASME BTH-1-2005**

# **Diseño de Debajo del gancho Dispositivos de elevación**

UN AMERICANO EN EL ESTÁNDAR INTERNACIONAL



**The American Society of  
Mechanical Engineers**

**Three Park Avenue • Nueva York, NY 10016**

Fecha de emisión: 6 de marzo de 2006

La próxima edición de esta Norma está programada para su publicación en 2008. No se emitirán adiciones a esta edición.

ASME emite respuestas escritas a las consultas relacionadas con las interpretaciones de los aspectos técnicos de esta Norma. Las interpretaciones se publican en el sitio web de ASME en las páginas del comité en <http://www.asme.org/codes/> a medida que se publican.

ASME es la marca registrada de The American Society of Mechanical Engineers.

Este código o estándar fue desarrollado bajo procedimientos acreditados que cumplen con los criterios de los Estándares Nacionales Americanos. El Comité de Estándares que aprobó el código o estándar fue equilibrado para asegurar que las personas de intereses competentes y preocupados hayan tenido la oportunidad de participar. El código o estándar propuesto se puso a disposición para revisión y comentarios públicos, lo que brinda la oportunidad de recibir aportes públicos adicionales de la industria, el mundo académico, las agencias reguladoras y el público en general.

ASME no "aprueba", "califica" ni "respalda" ningún artículo, construcción, dispositivo patentado o actividad.

ASME no toma ninguna posición con respecto a la validez de los derechos de patente afirmados en relación con los elementos mencionados en este documento, y no se compromete a asegurar a nadie que utilice una norma contra la responsabilidad por la infracción de cualquier patente de letras aplicable, ni asume ninguna de tales responsabilidades. Se advierte expresamente a los usuarios de un código o estándar que la determinación de la validez de dichos derechos de patente y el riesgo de infracción de dichos derechos es responsabilidad exclusiva de ellos.

La participación de representantes de agencias federales o personas afiliadas a la industria no debe interpretarse como un respaldo del gobierno o de la industria a este código o norma.

ASME acepta responsabilidad solo por aquellas interpretaciones de este documento emitidas de acuerdo con los procedimientos y políticas establecidos de ASME, lo que excluye la emisión de interpretaciones por parte de individuos.

Ninguna parte de este documento puede reproducirse de ninguna forma,  
en un sistema de recuperación electrónico o de otro  
modo, sin el permiso previo por escrito del editor.

Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos  
Three Park Avenue, Nueva York, NY 10016-5990

Copyright © 2006 por  
LA SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECANICOS

Reservados todos los derechos

Impreso en EE. UU.

# CONTENIDO

Prólogo.....	v
Lista del Comité.....	vi
Correspondencia con el Comité BTH.....	vii
<b>Capítulo 1 Alcance y definiciones.....</b>	<b>1</b>
1-1 Propósito.....	1
1-2 Alcance.....	1
1-3 Dispositivos nuevos y existentes.....	1
1-4 Requerimientos generales.....	1
1-5 Definiciones.....	3
1-6 Símbolos.....	5
1-7 Referencias.....	8
<b>Capítulo 2 Clasificaciones de levantadores.....</b>	<b>11</b>
2-1 General.....	11
2-2 Categoría de diseño.....	11
2-3 Clase de servicio.....	12
<b>Capítulo 3 Diseño estructural.....</b>	<b>13</b>
3-1 General.....	13
3-2 Diseño de miembros.....	15
3-3 Diseño de conexión.....	21
3-4 Diseño de fatiga.....	28
3-5 Otras consideraciones de diseño.....	29
<b>Capítulo 4 Diseño mecánico.....</b>	<b>40</b>
4-1 General.....	40
4-2 Gavillas.....	40
4-3 Cuerda de alambre.....	41
4-4 Sistemas de propulsión.....	42
4-5 Gearing.....	43
4-6 Cojinetes.....	44
4-7 Ejes.....	45
4-8 Sujetadores.....	47
<b>Capítulo 5 Componentes eléctricos.....</b>	<b>48</b>
5-1 General.....	48
5-2 Motores eléctricos y frenos.....	48
5-3 Interruptores de límite, sensores y pulsadores.....	49
5-4 Controladores y rectificadores para motores de dispositivos de elevación.....	49
5-5 Puesta a tierra.....	50
5-6 Desconexiones de energía.....	50
5-7 Baterías.....	51
<b>Cifras</b>	
C3-1 Ejemplos seleccionados de requisitos de la Tabla 3-1.....	Cizalla 21
C3-2 de bloque.....	Notación de 23
C3-3 placa con clavija conectada.....	Viga de 24
C3-4 elevación de placa rígida.....	Dimensiones 25
4-1 de la polea.....	Holgura de la polea. 41
4-2 .....	41

## Mesas

2-1	Clase de servicio. . . . .	Vida	12
C2-1	útil de la clase de servicio. . . . .		12
C3-1	Espectro de carga estática de categoría A de diseño. . . . .		14
C3-2	Espectro de carga dinámica de categoría A de diseño. . . . .		14
C3-3	Espectro de carga estática de categoría B de diseño. . . . .		14
C3-4	Espectro de carga dinámica de categoría B de diseño. . . . .		14
3-1	Limitación de las relaciones ancho-espesor para elementos de compresión. . . . .	dieciséis	
3-2	Espesor mínimo efectivo de garganta de soldaduras de ranura de penetración parcial. . . . .		26
3-3	Tamaños mínimos de soldaduras de filete. . . . .		27
3-4	Rangos de tensión admisibles, ksi (MPa). . . . .		28
3-5	Parámetros de diseño de fatiga. . . . .		30
4-1	Factores de resistencia para calcular la capacidad de carga (diente estándar americano Formularios). . . . .		43
4-2	$L_{10}$ La vida . . . . .		44
4-3a	Tamaño de la llave versus diámetro del eje (ASME B17.1). . . . .		45
4-3b	Tamaño de la llave versus diámetro del eje (DIN 6885-1). . . . .		45
4-4	Factores de amplificación del estrés por fatiga. . . . .		46

# PREFACIO

Ha habido muchas solicitudes formales de interpretación de los criterios limitados de diseño estructural establecidos en ASME B30.20, Dispositivos de elevación debajo del gancho, una norma de seguridad. Como consecuencia, la industria ha expresado durante bastante tiempo la necesidad de un estándar de diseño integral para dispositivos de elevación debajo del gancho que complementen los requisitos de seguridad de ASME B30.20. Todas las ediciones de ASME B30.20 incluyeron criterios de diseño estructural orientados a la comunidad de fabricación industrial que requieren un factor de diseño mínimo de tres, basado en el límite elástico del material; Las ediciones recientes también incluyeron criterios de diseño para el modo de falla por fatiga. Sin embargo, miembros de la comunidad de la construcción expresaron la necesidad de criterios de diseño más adecuados a sus condiciones de operación, incluido un factor de diseño más bajo,

En 1997 se creó un Grupo de tareas de diseño para comenzar a trabajar en un estándar de diseño como documento complementario de ASME B30.20. El Comité de Normas ASME BTH sobre el diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho se formó a partir del Grupo de trabajo de diseño y celebró su reunión organizativa el 5 de diciembre de 1999.

ASME BTH-1-2005, Diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho, contiene cinco capítulos: Alcance y definiciones, Clasificaciones de elevadores, Diseño estructural, Diseño mecánico y Componentes eléctricos. Esta Norma, destinada a la industria en general y la construcción, establece dos categorías de diseño para elevadores en función de la magnitud y variación de la carga; y condiciones operativas y ambientales. Las dos categorías de diseño proporcionan diferentes factores de diseño para determinar los límites de tensión estática permitidos. Se proporcionan cinco clases de servicio, basadas en ciclos de carga. La clase de servicio establece los valores de rango de tensión permitidos para los miembros estructurales del elevador y los parámetros de diseño para los componentes mecánicos.

Se incluye un Comentario no obligatorio, que sigue inmediatamente a los párrafos aplicables, para proporcionar antecedentes para las disposiciones de la Norma. Se anima a los usuarios a consultarlo.

Esta edición fue aprobada por el American National Standards Institute el 18 de octubre de 2005.

# COMITÉ DE NORMAS ASME BTH Diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho

(La siguiente es la lista del Comité en el momento de la aprobación de esta Norma).

## FUNCIONARIOS DEL COMITÉ DE NORMAS

**SER Schaltenbrand**, *Silla*  
**CD Meads**, *Vicepresidente*  
**JD Wendler**, *Secretario*

## PERSONAL DEL COMITÉ DE NORMAS

**PW Boyd**, El Boeing Co.  
**WB Coon**, Consultor  
**RA Dahlin**, Grupo Walker Magnetics  
**KM Jankowski**, *Alternó*, Grupo Walker Magnetics  
**JW Downs**, Downs Crane and Hoist Co.  
**D. Duerr**, 2DM Associates, Inc.  
**JD Edmundson**, Manipulación de materiales de Morris  
**MS Hampton**, Soporte de Space Gateway  
**A. Kanevsky**, Productos de elevación y cadena Acco  
**CD Meads**, Bradley Lifting Corp.  
**H. Bradley**, *Alternó*, Bradley Lifting Corp.  
**RO Osborn, Jr.**, Tecnologías BWX, Y-12  
**JW Rowland III**, Consultor  
**SER Schaltenbrand**, Ingeniero consultor  
**Vástago RS**, Lampson Internacional  
**PD Sweeney**, General Dynamics, Barco eléctrico  
**DR Verenski**, Hunter Lift  
**JD Wendler**, La Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos

# CORRESPONDENCIA CON EL COMITÉ BTH

**General.** Los estándares ASME se desarrollan y mantienen con la intención de representar el consenso de los intereses involucrados. Como tal, los usuarios de esta Norma pueden interactuar con el Comité solicitando interpretaciones, proponiendo revisiones y asistiendo a las reuniones del Comité. La correspondencia debe dirigirse a:

Secretario, Comité de Normas BTH  
La Sociedad Estadounidense de Ingenieros  
Mecánicos Three Park Avenue  
Nueva York, NY 10016-5990

**Propuesta de revisiones.** Se realizan revisiones periódicas de la Norma para incorporar cambios que parezcan necesarios o deseables, como lo demuestra la experiencia obtenida de la aplicación de la Norma. Las revisiones aprobadas se publicarán periódicamente.

El Comité agradece las propuestas de revisión de esta Norma. Dichas propuestas deben ser lo más específicas posible, citando el (los) número (s) de párrafo, la redacción propuesta y una descripción detallada de las razones de la propuesta, incluida la documentación pertinente.

**Interpretaciones.** Previa solicitud, el Comité BTH rendirá una interpretación de cualquier requisito de la Norma. Las interpretaciones solo se pueden realizar en respuesta a una solicitud por escrito enviada al Secretario del Comité de Normas de BTH.

La solicitud de interpretación debe ser clara e inequívoca. Se recomienda además que el solicitante envíe su solicitud en el siguiente formato:

Sujeto: Cite los números de párrafo correspondientes y el tema de la consulta.  
Edición: Cite la edición aplicable de la Norma para la que se solicita la interpretación.

Pregunta: Formule la pregunta como una solicitud de interpretación de un requisito específico adecuado para su comprensión y uso general, no como una solicitud de aprobación de un diseño o situación patentados. El solicitante también puede incluir cualquier plano o dibujo que sea necesario para explicar la pregunta; sin embargo, no deben contener información o nombres de propiedad.

Las solicitudes que no están en este formato pueden ser reescritas en el formato apropiado por el Comité antes de ser respondidas, lo que puede cambiar inadvertidamente la intención de la solicitud original.

Los procedimientos de ASME prevén la reconsideración de cualquier interpretación cuando o si se encuentra disponible información adicional que pueda afectar una interpretación. Además, las personas agraviadas por una interpretación pueden apelar al Comité o Subcomité de ASME competente. ASME no “aprueba”, “certifica”, “califica” ni “respalda” ningún artículo, construcción, dispositivo patentado o actividad.

**Asistencia a las reuniones del comité.** El Comité de Normas de BTH celebra reuniones con regularidad, que están abiertas al público. Las personas que deseen asistir a cualquier reunión deben comunicarse con el Secretario del Comité de Normas de BTH.





## DISEÑO DE DISPOSITIVOS DE ELEVACIÓN POR DEBAJO DEL GANCHO

# Capítulo 1

## Alcance y definiciones

### 1-1 OBJETO

Esta norma establece los criterios de diseño para los dispositivos de elevación por debajo del gancho ASME B30.20. Esta Norma sirve como guía para los diseñadores, fabricantes, compradores y usuarios de dispositivos de elevación debajo del gancho.

**Comentario:** Esta norma ha sido desarrollada en respuesta a la necesidad de proporcionar una aclaración de la intención de ASME B30.20 con respecto al diseño estructural de los dispositivos de elevación debajo del gancho. Desde la publicación original de ASME B30.20 en 1986, los usuarios han solicitado interpretaciones de los requisitos de construcción (diseño estructural) allí establecidos. El nivel de detalle requerido para proporcionar respuestas adecuadas a las preguntas enviadas se extiende más allá de lo que pueden cubrir las interpretaciones de una norma de seguridad B30.

### 1-2 ALCANCE

Esta norma proporciona criterios mínimos de selección de componentes eléctricos y de diseño estructural y mecánico para dispositivos de elevación por debajo del gancho ASME B30.20.

Las disposiciones de esta Norma se aplican al diseño o modificación de dispositivos de izado debajo del gancho. El cumplimiento de requisitos y criterios que pueden ser exclusivos de industrias y entornos especializados está fuera del alcance de esta Norma.

Los dispositivos de elevación diseñados según esta norma deben cumplir con ASME B30.20, Dispositivos de elevación debajo del gancho. ASME B30.20 incluye disposiciones que se aplican al marcado, construcción, instalación, inspección, prueba, mantenimiento y operación de dispositivos de elevación debajo del gancho.

**Comentario:** ASME BTH-1 aborda solo los requisitos de diseño. Como tal, esta norma debe usarse junto con ASME B30.20, que aborda los requisitos de seguridad. ASME BTH-1 no reemplaza a ASME B30.20. Los criterios de diseño establecidos son requisitos mínimos que pueden aumentarse a discreción del fabricante del dispositivo de elevación o de una persona calificada.

### 1-3 DISPOSITIVOS NUEVOS Y EXISTENTES

La fecha de vigencia de esta Norma será un año después de su fecha de emisión. Los dispositivos de elevación fabricados después de la fecha de vigencia deben cumplir con los requisitos de esta Norma.

Cuando se está modificando un levantador, su diseño debe ser revisado en relación con esta Norma, y el fabricante o una persona calificada debe evaluar la necesidad de cumplir con esta Norma.

**Comentario:** No es la intención de esta Norma exigir el reacondicionamiento de los dispositivos de elevación existentes.

### 1-4 REQUISITOS GENERALES

#### 1-4.1 Responsabilidad del diseño

Los dispositivos de elevación deben ser diseñados por, o bajo la supervisión directa de, una persona calificada.

**Comentario:** Aunque siempre implícita, esta disposición ahora establece explícitamente que el diseño de los dispositivos de elevación debajo del gancho es responsabilidad de una persona calificada. Este requisito se ha establecido en reconocimiento del impacto que tiene el rendimiento de un dispositivo de elevación en la seguridad en el lugar de trabajo, la complejidad del proceso de diseño y el nivel de conocimiento y capacitación necesarios para diseñar dispositivos de elevación de manera competente.

#### 1-4.2 Unidades de medida

Se utiliza un formato de unidad dual. Los valores se expresan en unidades tradicionales de EE. UU. Como unidades primarias, seguidas del Sistema Internacional de Unidades (SI) entre paréntesis como unidades secundarias. Los valores indicados en unidades habituales de EE. UU. Deben considerarse como estándar. Las unidades SI en el texto se han convertido directamente (suavemente) de Unidades habituales de EE. UU.

**Comentario:** Los requisitos de esta Norma se presentan siempre que sea posible de una manera que sea dimensionalmente independiente, lo que permite la aplicación de estos requisitos utilizando las unidades habituales de EE. UU. (USCU)

o Sistema Internacional de Unidades (SI). Las unidades usuales de EE. UU. Son las unidades principales utilizadas en esta Norma.

### 1-4.3 Criterios de diseño

Todos los dispositivos de elevación debajo del gancho deben estar diseñados para cargas nominales especificadas, geometría de carga, categoría de diseño (ver párrafo 2-2) y clase de servicio (ver párrafo 2-3). La resolución de cargas en fuerzas y valores de tensión que afectan a miembros estructurales, componentes mecánicos y conexiones se debe realizar mediante un método de análisis aceptado.

**Comentario:** Los requisitos de diseño estructural ASME B30.20 originales de fi nían un dispositivo de elevación solo en términos de su carga nominal. Las ediciones posteriores establecieron los requisitos de resistencia a la fatiga por referencia a ANSI / AWS D14.1. ASME BTH-1 ahora define los requisitos de diseño de un levantador en términos de la carga nominal, la categoría de diseño y la clase de servicio para adaptar mejor el diseño del levantador a su servicio previsto. En los comentarios de los capítulos 2 y 3 se puede encontrar un análisis más extenso de la base de las categorías de diseño y las clases de servicios.

### 1-4.4 Métodos de análisis

Las tensiones permisibles y los rangos de tensiones definidos en esta Norma se basan en el supuesto de análisis mediante métodos clásicos de resistencia del material (modelos), aunque se pueden utilizar otros métodos de análisis. Las técnicas de análisis y los modelos utilizados por la persona calificada deben representar con precisión las cargas, las propiedades del material y la geometría del dispositivo; Los valores de tensión que resulten del análisis deberán tener una forma adecuada para permitir la correlación con las tensiones permisibles definidas en esta Norma.

**Comentario:** Las tensiones admisibles definidas en los capítulos 3 y 4 se han desarrollado con base en la presunción de que las tensiones reales debidas a las cargas de diseño se calcularán utilizando métodos clásicos. Dichos métodos calculan eficazmente las tensiones medias que actúan sobre un elemento estructural o mecánico.

Normalmente, no se requiere considerar los efectos de las concentraciones de tensión al determinar la resistencia estática de un componente de levantador (ver el comentario para el párrafo 3-5.2). Sin embargo, los efectos de las concentraciones de estrés son más importantes al determinar la vida a fatiga. Los dispositivos de elevación a menudo se construyen con discontinuidades o concentraciones de tensión geométrica, como orificios para pasadores y pernos, muescas, esquinas interiores y chaveteros que actúan como sitios de iniciación para las grietas por fatiga.

El análisis de un dispositivo de elevación con discontinuidades utilizando el análisis lineal de elementos finitos mostrará típicamente tensiones máximas que indican falla, donde la falla se define como el punto en el que la carga aplicada alcanza la pérdida de carga de función (o estado límite) de la pieza o dispositivo debajo. consideración. Esto es particularmente cierto cuando se evalúa la resistencia estática. Si bien el uso de tales métodos no es

prohibido, el modelado del dispositivo y la interpretación de los resultados exige la experiencia adecuada para garantizar que se cumplan los requisitos de esta norma sin crear límites innecesariamente conservadores para la resistencia estática y la vida útil a la fatiga.

### 1-4.5 Material

Las disposiciones de diseño de esta Norma se basan en el uso de acero de aleación de construcción al carbono, de baja aleación de alta resistencia o tratado térmicamente para elementos estructurales y muchos componentes mecánicos. Se pueden utilizar otros materiales, siempre que los márgenes de seguridad y vida a la fatiga sean iguales o superiores a los requeridos por esta Norma.

Todos los metales ferrosos y no ferrosos utilizados en la fabricación de elementos estructurales y componentes mecánicos de dispositivos de elevación deben estar identificados mediante una especificación de propiedad escrita o para toda la industria.

**Comentario:** Las disposiciones de diseño de los Capítulos 3 y 4 se basan en prácticas e investigaciones para el diseño que utilizan aceros de aleación de construcción al carbono, de baja aleación de alta resistencia y tratados térmicamente. Algunas de las ecuaciones presentadas son empíricas y pueden no ser directamente aplicables para su uso con otros materiales. Tanto los materiales ferrosos como los no ferrosos, incluidos los aceros de construcción, pueden usarse en los componentes mecánicos descritos en el Capítulo 4.

Las especificaciones para toda la industria son las de organizaciones como ASTM International (ASTM), el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI) y la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE). Una especificación patentada es aquella desarrollada por un fabricante individual.

### 1-4.6 Soldadura

Todos los diseños y procedimientos de soldadura, excepto la resistencia de diseño de las soldaduras, deben estar de acuerdo con los requisitos de ANSI / AWS D14.1. La resistencia de diseño de las soldaduras será la definida en el párr. 3-3.4. Cuando existan conflictos entre ANSI / AWS D14.1 y esta Norma, prevalecerán los requisitos de esta Norma.

**Comentario:** ANSI / AWS D14.1 se cita como la base para el diseño de soldaduras y los procedimientos de soldadura. Este requisito está de acuerdo con CMAA # 70 y los establecidos por ASME B30.20. Las tensiones permitidas para las soldaduras se modifican en esta norma para proporcionar los factores de diseño más altos que se consideran necesarios para los dispositivos de elevación.

### 1-4.7 Temperatura

Las disposiciones de diseño de esta norma se consideran aplicables cuando la temperatura del componente estructural o mecánico del levantador en consideración está dentro del rango de 25 ° F a 150 ° F ( -4 ° C a 66 ° C). Cuando la temperatura del componente está más allá de estos límites, pueden ser necesarias consideraciones de diseño adicionales especiales.

requerido. Estas consideraciones pueden incluir elegir un material que tenga mejores propiedades de temperatura fría o alta temperatura, limitar las tensiones de diseño a un porcentaje más bajo de las tensiones permitidas o restringir el uso del levantador hasta que la temperatura del componente caiga dentro de los límites establecidos.

Las disposiciones de diseño para componentes eléctricos se consideran aplicables cuando la temperatura ambiente no supere los 104 ° F (40 ° C). Los levantadores que se espera que operen a temperaturas ambiente más allá de este límite deberán tener componentes eléctricos diseñados para la temperatura ambiente más alta.

**Comentario:** Los límites de temperatura indicados se basan en lo siguiente. Históricamente, las fallas quebradizas por tensión han ocurrido durante la prueba hidráulica en recipientes a presión fabricados con acero con bajo contenido de carbono a temperaturas tan altas como 50 ° F (10 ° C). Las fallas en el material de la placa de acero fueron la causa principal de estas fallas. Con procesos de producción más estrictos, un control metalúrgico más estrecho y mejores controles de calidad en la práctica actual, se reduce el riesgo de tal falla. Por lo tanto, el Comité seleccionó la temperatura de -4 ° C (25 ° F) como un límite inferior razonable. Este límite de temperatura más bajo también es consistente con las recomendaciones hechas por AISC (2003).

El Comité seleccionó el límite de temperatura superior como una temperatura máxima razonable de operación en un ambiente desértico de verano. Los datos de las tablas de diseño de materiales del Código de recipientes a presión y calderas de ASME indican que algunos aceros al carbono ya han comenzado a disminuir tanto en el límite elástico como en el esfuerzo de tensión permisible a 200 ° F (93 ° C). Algunos materiales disminuyen tanto como

4,6%, pero la mayoría son inferiores a esa cantidad. Una interpolación en línea recta entre los valores tabulados para materiales a 100 ° F (38 ° C) y 200 ° F (93 ° C) en esta referencia da valores de tensión aceptables que tienen una degradación mínima a 150 ° F (66 ° C).

En algunos usos industriales, los dispositivos de elevación pueden estar sujetos a temperaturas superiores a 1000 ° F (540 ° C). A estas temperaturas, las propiedades mecánicas de la mayoría de los materiales se reducen en gran medida con respecto a las del ambiente. Si la exposición es prolongada y de naturaleza cíclica, la resistencia a la rotura por fluencia del material, que es menor que el valor simple de temperatura elevada, debe usarse para determinar la carga nominal de diseño y la vida útil del dispositivo.

Al evaluar los efectos de la temperatura, es importante la temperatura del componente del elevador en lugar de la temperatura ambiente. Un levantador puede moverse brevemente a través de un área de aire gélido sin que la temperatura del acero baje al punto de preocupación. Asimismo, una grúa que maneja artículos muy calientes puede tener algunos componentes que se calientan debido al contacto.

#### 1-4.8 Sistemas de fluidos presurizados

Los sistemas de fluidos presurizados no están cubiertos por esta Norma.

## 1-5 DEFINICIONES

El párrafo que se da después de la definición de un término se refiere al párrafo donde el término se usa por primera vez.

**Comentario:** Este párrafo presenta una lista de definiciones aplicables al diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho. Siempre que sea posible, se utilizan de fi niciones del Lexicón de normas y códigos de seguridad de ASME y otras referencias de ingeniería. Los términos definidos se dividen en términos generales (párr. 1-5.1) que se consideran ampliamente aplicables al tema en cuestión y en grupos de términos que son específicos de cada capítulo de la Norma.

### 1-5.1 Definiciones - General

*temperatura ambiente:* la temperatura de la atmósfera que rodea al dispositivo de elevación (párr. 1-4.7).

*dispositivo de elevación debajo del gancho (dispositivo de elevación, elevador):* un dispositivo, que no sean eslingas, ganchos, aparejos y accesorios de elevación, que se utiliza para sujetar cargas a un polipasto (párr. 1-1).

*ciclo, carga:* una secuencia de dos inversiones de carga que definen un rango entre carga máxima y mínima (párr. 1-5.1).

*diseño:* la actividad en la que una persona calificada crea dispositivos, máquinas, estructuras o procesos para satisfacer una necesidad humana (párr. 1-1).

*factor de diseño:* la relación entre las tensiones en estado límite de un elemento y las tensiones internas permisibles creadas por las fuerzas externas que actúan sobre el elemento (párr. 1-6.1).

*fatiga:* el proceso de daño material permanente localizado progresivo que puede resultar en grietas o fractura completa después de un número suficiente de ciclos de carga (párr. 1-5.2).

*vida fatigada:* el número de ciclos de carga de un tipo y magnitud específicos que un miembro soporta antes de fallar (párr. 1-4.5).

*izar:* una unidad de maquinaria que se utiliza para levantar y bajar (párr. 1-5.1).

*accesorio de elevación:* un dispositivo de soporte de carga unido al objeto que se eleva, como orejetas de elevación, padeyes, muñones y accesorios similares (párr. 1-5.1).

*carga (s), aplicada:* Fuerzas externas que actúan sobre un miembro estructural o elemento de máquina debido a la carga nominal, carga muerta y otras fuerzas creadas por la operación y geometría del dispositivo de elevación (párr. 1-5.2).

*carga, muerto:* los pesos de las partes del dispositivo de elevación (párr. 1-5.1).

*carga, nominal:* la carga máxima para la que el fabricante designa el dispositivo de elevación (párr. 1-4.3).

**fabricante:** la persona, compañía o agencia responsable del diseño, fabricación o desempeño de un dispositivo de elevación debajo del gancho o componente de un dispositivo de elevación (párr. 1-1).

**componente mecánico:** una combinación de uno o más elementos de la máquina junto con su estructura, fijaciones, etc., diseñados, ensamblados y dispuestos para soportar, modificar o transmitir el movimiento, incluidos, entre otros, el bloque de soporte, el gato de tornillo, el acoplamiento, el embrague, freno, reductor de engranajes y transmisión de velocidad ajustable (párr. 1-4.3).

**modificación:** cualquier cambio, adición o reconstrucción de un componente de levantador (párr. 1-2).

**persona calificada:** una persona que, por posesión de un título reconocido en un campo aplicable o certificado de posición profesional, o que, por amplios conocimientos, capacitación y experiencia, haya demostrado con éxito la capacidad para resolver o resolver problemas relacionados con la materia y el trabajo (párr. 1-3).

**hardware de aparejo:** un dispositivo de soporte de carga desmontable, como un grillete, un eslabón, un cáncamo, un anillo, un pivote o una horquilla (párr. 1-5.1).

**estado límite de servicio:** condición limitante que afecta la capacidad de una estructura para preservar su capacidad de mantenimiento, durabilidad o función de la maquinaria en condiciones de uso normal (párr. 1-5.2).

**deberá:** indica que la regla es obligatoria y debe seguirse (párr. 1-2).

**debería:** indica que la regla es una recomendación, cuya conveniencia depende de los hechos de cada situación (párr. 2-2.1).

**honda:** un conjunto que se utilizará para levantar cuando esté conectado a un polipasto o dispositivo de elevación en el extremo superior de la eslinga y al soportar una carga en el extremo inferior de la eslinga (párr. 1-5.1).

**concentración de estrés:** tensión localizada considerablemente más alta que la media (incluso en secciones transversales cargadas uniformemente de espesor uniforme) debido a cambios abruptos en la geometría o carga localizada (párrafo 3-4.1).

**estrés, máximo:** máxima tensión algebraica por ciclo (párr. 1-5.1).

**estrés, mínimo:** tensión algebraica más baja por ciclo (párr. 1-5.1).

**rango de estrés:** diferencia algebraica entre tensión máxima y mínima. Se considera que la tensión de tensión tiene el signo algebraico opuesto a la tensión de compresión (párr. 1-4.4).

**miembro estructural:** un componente o conjunto rígido de componentes fabricados a partir de formas estructurales, barras, placas, forja (s) o fundición (es) (párr. 1-4.3).

## 1-5.2 Definiciones para el Capítulo 3

**cizalla de bloque:** un modo de falla en una conexión atornillada o soldada que se debe a una combinación de cortante y tensión que actúan en planos ortogonales alrededor de la trayectoria neta mínima de falla de los elementos de conexión (párrafo 3-3.2).

**fractura por fragilidad:** hendidura abrupta con poca o ninguna deformación dúctil previa (párr. 1-5.2).

**sección compacta:** una sección transversal del elemento estructural que puede desarrollar una distribución de esfuerzos completamente plástica antes del inicio del pandeo local (párr. 3-2.3.1).

**longitud efectiva:** la longitud equivalente  $K$  utilizado en fórmulas de compresión (párr. 1-5.2).

**factor de longitud efectivo:** la relación entre la longitud efectiva y la longitud no arriostrada del miembro medida entre los centros de gravedad de los arriostramientos (párr. 1-6.1).

**área de tracción neta efectiva:** porción del área bruta de tracción que se supone que soporta la carga de tracción de diseño en las conexiones del miembro o en la ubicación de los agujeros, cortes u otras reducciones del área de la sección transversal (párr. 3-2.1).

**ancho efectivo:** el ancho reducido de una placa que, con una supuesta distribución uniforme de esfuerzos, produce el mismo efecto en el comportamiento de un elemento estructural que el ancho real de la placa con su distribución de esfuerzos no uniforme (párrafo 1-6.1).

**superficie de contacto:** el plano de contacto entre dos capas de una conexión atornillada (párr. 1-5.2).

**área asquerosa:** área de la sección transversal completa del miembro (párr. 3-2.1).

**estado límite:** una condición en la cual una estructura o componente se vuelve inadecuado para el servicio, como fractura frágil, colapso plástico, deformación excesiva, durabilidad, fatiga, inestabilidad, y se considera que ya no es útil para la función prevista ( *estado límite de servicio*) o ser inseguro *estado límite de fuerza*) (paraca. 1-5.2).

**pandeo local:** el pandeo de un elemento de compresión que puede precipitar la falla de todo el elemento a un nivel de tensión por debajo del límite elástico del material (párr. 1-5.2).

**sección no compacta:** una sección transversal del elemento estructural que puede desarrollar el límite elástico en los elementos de compresión antes de que ocurra el pandeo local, pero que no resistirá el pandeo local inelástico a los niveles de deformación requeridos para una distribución de esfuerzos completamente plástica (párrafo 3-2.3.2).

**miembro prismático:** un miembro con una sección transversal bruta que no varía a lo largo de su longitud (párr. 1-6.1).

**fuerza indiscreta:** una fuerza debida a la acción de palanca que existe en las conexiones en las que la línea de aplicación de la carga aplicada es excéntrica al eje del perno, provocando la deformación del racor y una amplificación de la fuerza axial en el perno (párr. 3-4.5).

**resbaladizo crítico:** un tipo de conexión atornillada en la que el cizallamiento se transmite por medio de la fricción producida entre las superficies de contacto por la acción de apriete de los pernos (párr. 1-6.1).

**estado límite de fuerza:** condición límite que afecta la seguridad de la estructura, en la que se alcanza la capacidad de carga máxima (párr. 1-5.2).

**longitud sin refuerzos:** la distancia entre los puntos arriostrados de un miembro, medida entre los centros de gravedad de los arriostramientos (párr. 1-5.2).

### 1-5.3 Definiciones para el Capítulo 4

**retroceso:** una condición en la que la carga imparte movimiento al sistema de transmisión (párr. 4-5.5).

**Sistema de manejo:** un conjunto de componentes que gobierna el arranque, la parada, la fuerza, la velocidad y la dirección impartida a un aparato en movimiento (párr. 1-5.3).

**cárcel:** una condición por la cual la fricción en el sistema de transmisión impide el retroceso (párr. 4-5.5).

**L<sub>10</sub> vida útil:** la clasificación básica o la vida útil especificada de un rodamiento (párrafo 4-6.2).

**diámetro de paso:** el diámetro de una polea medida en la línea central del cable (párr. 4-2.2).

**roldana:** una rueda ranurada que se utiliza con una cuerda para cambiar la dirección y el punto de aplicación de una fuerza de tracción (párr. 1-5.3).

**polea, igualando:** una polea que se utiliza para igualar la tensión en partes opuestas de una cuerda. Debido a su ligero movimiento, no se denomina polea móvil (párr. 4-2.3).

**polea, corriendo:** una polea que gira a medida que se eleva o se baja la carga (párr. 1-5.3).

### 1-5.4 Definiciones para el Capítulo 5

**freno:** un dispositivo, que no sea un motor, utilizado para retardar o detener el movimiento de un aparato por medio de fricción o energía (párr. 5-2).

**control S):** un dispositivo utilizado para gobernar o regular las funciones de un aparato (párr. 1-5.4).

**sistema de control:** un conjunto o grupo de dispositivos que gobiernan o regulan el funcionamiento de un aparato (párr. 5-3.1).

**controlador:** un dispositivo o grupo de dispositivos que gobiernan, de manera predeterminada, la potencia entregada al motor al que está conectado (párr. 5-4).

**Panel de control:** un conjunto de componentes que gobierna el flujo de energía hacia o desde un motor u otro equipo en respuesta a una señal o señales de un dispositivo de control (párr. 5-4.8).

**ciclo de trabajo:**

$$\frac{\text{tiempo en}}{\text{ciclo de trabajo pag tiempo encendido} + \text{tiempo libre}} = 100$$

y se expresa como porcentaje (párr. 5-2.1).

EJEMPLO: 1/2 min encendido, 2 min apagado pag  $1/2 / (1/2 + 2)$

100 pag 20%

**tierra (puesta a tierra):** conectado eléctricamente a tierra o a algún cuerpo conductor que sirva en lugar de la tierra (párr. 5-5).

**motor, eléctrico:** una máquina giratoria que transforma la energía eléctrica en energía mecánica (párr. 5-2).

**fuerza de alimentación, eléctrica:** las especificaciones de la electricidad requerida o suministrada, como tipo (CA o CC), voltios, amperios, ciclos y fase (párr. 5-1.3).

**rectificador:** un dispositivo para convertir corriente alterna en corriente continua (párr. 5-4).

**sensor (es):** un dispositivo que responde a un estímulo físico y transmite la señal resultante (párr. 5-3).

**cambiar:** un dispositivo para hacer, romper o cambiar las conexiones en un circuito eléctrico (párr. 1-5.4).

**interruptor, maestro:** un interruptor manual que domina la operación de contactores, relés u otros dispositivos operados a distancia (párrafo 5-3.1).

## 1-6 SÍMBOLOS

El párrafo que aparece después de la definición de un símbolo se refiere al párrafo donde el símbolo se usa por primera vez. Cada símbolo se define donde se utiliza por primera vez.

NOTA: Algunos símbolos pueden tener diferentes definiciones dentro de esta Norma.

**Comentario:** Los símbolos utilizados en esta norma generalmente están en conformidad con la notación utilizada en otras normas de diseño que se utilizan ampliamente en los Estados Unidos, como la especificación AISC (AISC, 1989) y las especificaciones de diseño de grúas publicadas por AISE y CMAA (AISE Informe técnico No. 6; CMAA # 70, respectivamente). Donde no existía la notación, los símbolos únicos se definen aquí y se han seleccionado para que tengan un significado claro para el usuario.

### 1-6.1 Símbolos del Capítulo 3

$A$  pag área de la sección transversal, pulg. 2 ( mm 2) ( paraca. 3-2.3.1)

$A_F$  pag área de la brida de compresión, pulg. 2 ( mm 2) ( párr. 3-2.3.1)

$A_s$  pag área de tensión de tracción, pulg. 2 ( mm 2) ( paraca. 3-3.2)

$A_v$  pag área total de los dos planos de corte más allá el agujero del pasador, en. 2 ( mm 2) ( paraca. 3-3.3.1)

$2a$  pag longitud de la cara de la raíz no soldada en la dirección del espesor de la placa cargada por tensión, pulg. (mm) (párrafo 3-4.6)

$B$  pag factor de tensión de flexión en tes y dobles ángulos ble (párr. 3-2.3.2)

$B$  pag ancho de un elemento de compresión, pulg. (mm) (Tabla 3-1)

- $B_{mi}$  pag ancho neto real de una placa con clavija entre el borde del agujero y el borde de la placa en una línea perpendicular a la línea de acción de la carga aplicada, pulg. (mm) (párrafo 3-3.3.1)
- $B_{ef}$  pag ancho efectivo a cada lado del pasador agujero, pulg. (mm) (párrafo 3-3.3.1)
- $C_B$  pag coeficiente de flexión dependiente de gradiente de momento (párr. 3-2.3.2)
- $C_C$  pag relación de esbeltez de la columna que separa el pandeo tics e inelástico (párr. 3-2.2)
- $C_F$  pag constante de categoría de esfuerzo para el análisis de fatiga (párr. 3-4.5)
- $C_{metro}$  pag coeficiente aplicado al término de flexión en ecuación de interacción para los miembros prismáticos ber y depende de la curvatura de la columna causada por momentos aplicados (párr. 3-2.4)
- $C_{mx}, C_{mi}$  pag coeficiente aplicado al término de flexión en ecuación de interacción sobre el  $X_o$  y eje, como se indica (párr. 3-2.4)
- $D$  pag diámetro exterior de la sección hueca circular ción, pulg. (mm) (Tabla 3-1)
- $D_h$  pag diámetro del orificio, pulg. (mm) (párrafo 3-3.3.1)
- $D$  pag profundidad de la sección, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.1); diámetro del rodillo, pulg. (mm) (párrafo 3-3.1)
- $mi$  pag módulo de elasticidad pag 29.000 ksi (200.000 MPa) para acero (párr. 3-2.2)
- $Exx$  pag resistencia a la tracción nominal de la soldadura metal, ksi (MPa) (párr. 3-3.4.1)
- $F_a$  pag tensión de compresión axial admisible, ksi (MPa) (párr. 3-2.2)
- $F_B$  pag tensión de flexión admisible, ksi (MPa) (párr. 3-2.3.1)
- $F_{bx}, F_{por}$  pag tensión de flexión admisible sobre el  $X_o$  y eje, como se indica, ksi (MPa) (párr. 3-2.3.5)
- $F_{cr}$  pag Estrés crítico admisible debido a la combinación esfuerzos cortantes y normales (párr. 3-2.5)
- $F_{mi}'$  pag Estrés de Euler para un miembro prismático dividido por el factor de diseño, ksi (MPa) (párr. 3-2.4)
- $F_{ex}', F_{ey}'$  pag Euler hace hincapié en la  $X_o$  y eje, como indicated, dividido por el factor de diseño, ksi (MPa) (párr. 3-2.4)
- $F_{pag}$  pag tensión admisible del cojinete, ksi (MPa) (párr. 3-3.1)
- $F_r$  pag tensión residual de compresión en la brida, ksi (MPa) (Tabla 3-1)
- $F_{sr}$  pag rango de tensión permisible para el detalle bajo consideración, ksi (MPa) (párr. 3-4.6)
- $F_t$  pag tensión de tracción admisible, ksi (MPa) (párr. 3-2.1)
- $F_t'$  pag tensión de tracción admisible para un perno sometido a tensión y cizallamiento combinados tensiones, ksi (MPa) (párr. 3-3.2)
- $F_{TH}$  pag valor umbral para  $F_{sr}$ , ksi (MPa) (párr. 3-4.5)
- $F_{tu}$  pag tracción mínima última especificada fuerza, ksi (MPa) (párr. 3-2.1)
- $F_v$  pag esfuerzo cortante permisible, ksi (MPa) (párr. 3-2.3.6)
- $F_y$  pag límite elástico mínimo especificado, ksi (MPa) (párr. 3-2.1)
- $F_{yf}$  pag límite elástico mínimo especificado del brida, ksi (MPa) (Tabla 3-1)
- $F_{yw}$  pag límite elástico mínimo especificado del web, ksi (MPa) (Tabla 3-1)
- $F_a$  pag esfuerzo de compresión axial calculado, ksi (MPa) (párr. 3-2.4)
- $F_{bx}, F_{por}$  pag esfuerzo de flexión calculado sobre el  $X_o$  y eje, como se indica, ksi (MPa) (párr. 3-2.3.5)
- $F_{cr}$  pag esfuerzo crítico, ksi (MPa) (párr. 3-2.5)
- $F_t$  pag esfuerzo de tracción axial calculado, ksi (MPa) (párr. 3-2.4)
- $F_v$  pag esfuerzo cortante calculado, ksi (MPa) (párr. 3-2.5)
- $F_x, F_y$  pag esfuerzo normal calculado en el  $X_o$  y dirección, como se indica, ksi (MPa) (párr. 3-2.5)
- $GRAMO$  pag módulo de elasticidad cortante pag 11.200 ksi (77.200 MPa) para acero (párr. 3-2.3.2)
- $h$  pag profundidad libre de la placa paralela a la aplicó fuerza cortante en la sección bajo investigación. Para formas laminadas, este valor puede tomarse como la distancia libre entre bridas menos el radio de redondeo o esquina, pulg. (Mm) (párr. 3-2.3.6).
- $I_y$  pag momento de inercia del eje menor, pulg.<sup>4</sup> (mm<sup>4</sup>) (párr. 3-2.3.2)
- $J$  pag constante de torsión, pulg.<sup>4</sup> (mm<sup>4</sup>) (paraca. 3-2.3.1)
- $K$  pag factor de longitud efectivo basado en el grado de fijeza en cada extremo del miembro (párr. 3-2.2)
- $L_B$  pag distancia entre secciones transversales arriostradas contra torsión o desplazamiento lateral de la brida de compresión, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.2)
- $L_{pag}$  pag longitud máxima no arriostrada lateralmente de un elemento de flexión para el cual el plás-capacidad de flexión tic se puede realizar, unicaso de momento de forma  $C_B$  pag 1.0), pulg. (Mm) (párr. 3-2.3.1)
- $L_r$  pag longitud lateralmente no arriostrada de una flexión miembro por encima del cual el estado límite

- ser pandeo lateral-torsional, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.2)
- $I_{\text{pag}}$  la longitud real sin refuerzos de la ber, pulg. (mm) (párr. 3-2.2)
- $METRO$  pag axismomento mayor permitido para tees y elementos de doble ángulo cargados en el plano de simetría, kip-in. (N-mm) (párr. 3-2.3.2)
- $METRO_{\text{pag}}$  pag momento plástico, kip-in. (N-mm) (párr. 3-2.3.1)
- $METRO_1$  pag menor momento flector al final de la longitud no arriostrada de una viga tomada sobre el eje fuerte del miembro, kip-in. (N-mm) (párr. 3-2.3.2)
- $METRO_2$  pag momento flector mayor al final de la longitud no arriostrada de una viga tomada aproximadamente el eje fuerte del miembro, kip-in. (NORTE-mm) (párr. 3-2.3.2)
- $metro$  pag número de planos de deslizamiento en la conexión (párr. 3-3.2)
- $norte$  pag vida de fatiga de diseo deseada en ciclos del detalle que se está evaluando (párr. 3-4.6)
- $norte_D$  pag factor de diseño (párrafo 3-1.3)
- $norte_{eq}$  pag número equivalente de amplitud constante ciclos en el rango de tensión,  $S_{Rref}$  (paraca. 3-4.2)
- $norte_I$  pag número de ciclos para el  $I_{th}$  Una porción de un espectro de carga de amplitud variable (párr. 3-4.2)
- $PAG_B$  pag resistencia permitida a la fractura en un solo plano más allá del orificio del pasador, kips (N) (párr. 3-3.3.1)
- $PAG_S$  pag capacidad de corte permitida de un perno en un conexión de deslizamiento crítico, kips (N) (párr. 3-3.2)
- $PAG_T$  pag resistencia a la tracción permitida a través del agujero de pasador, kips (N) (párr. 3-3.3.1)
- $PAG_V$  pag resistencia al corte de doble plano permitida más allá del orificio del pasador, kips (N) (párr. 3-3.3.1)
- $R$  pag distancia desde el centro del agujero hasta el borde de la placa en la dirección de la carga aplicada, pulg. (mm) (párrafo 3-3.3.1)
- $R_{\text{pag}}$  pag carga admisible del rodamiento en los rodillos, kips-in. (N-mm) (párr. 3-3.1)
- $r$  pag radio de giro alrededor del eje bajo consideración, pulg. (mm) (párr. 3-2.2), radio de curvatura del borde de la placa, pulg. (mm) (Comentario para el párr. 3-3.3.1)
- $r_T$  pag radio de giro de una sección que comprende la brida de compresión plus  $1/3$  del área de la banda de compresión, tomada aproximadamente eje en el plano del alma, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.2)
- $r_y$  pag radio de giro del eje menor, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.1)
- $S_{Rhode Island}$  pag rango de estrés para el  $I_{th}$  porción de variable espectro de carga de amplitud (párr. 3-4.2)
- $S_{Rref}$  pag rango de tensión de referencia al que  $norte_{eq}$  relaciona, ksi (MPa) (párr. 3-4.2)
- $S_X$  pag módulo de sección del eje mayor, pulg.<sup>3</sup> (mm<sup>3</sup>) (párr. 3-2.3.1)
- $t$  pag espesor de la placa, pulg. (mm) (párr. 3-2.3.3); espesor de un elemento de compresión, pulg. (mm) (Tabla 3-1)
- $t_{\text{pag}}$  pag espesor de la placa cargada por tensión, pulg. (mm) (párr. 3-4.6)
- $t_w$  pag espesor de la banda, pulg. (mm) (Tabla 3-1)
- $w$  pag tamaño de la pierna del refuerzo o del contorno filete, si lo hay, en la dirección del espesor de la placa cargada por tensión, pulg. (mm) (párrafo 3-4.6)
- $Z'$  pag pérdida de longitud del plano de corte en un pasador placa conectada, pulg. (mm) (Comentario del párrafo 3-3.3.1)
- $Z_X$  pag módulo plástico del eje mayor, pulg.<sup>3</sup> (mm<sup>3</sup>) (párr. 3-2.3.1)

## 1-6.2 Símbolos del Capítulo 4

- $C_r$  pag capacidad de carga dinámica básica a teóricamente soportar un millón de revoluciones, por rodamiento fabricante, lb (N) (párr. 4-6.3)
- $D_{\epsilon}$  pag paso diametral, pulg.<sup>-1</sup> (mm<sup>-1</sup>) (paraca. 4-5.3)
- $D$  pag diámetro nominal del eje o interior del rodamiento diámetro, pulg. (mm) (párrafo 4-6.4)
- $F$  pag ancho de cara del engranaje más pequeño, pulg. (mm) (párr. 4-5.3)
- $F_a$  pag componente axial de la carga real del rodamiento, lb (N) (párr. 4-6.3)
- $F_r$  pag componente radial de la carga real del rodamiento, lb (N) (párr. 4-6.3)
- $H$  pag factor de potencia del cojinete (párrafo 4-6.3)
- $K_A$  pag factor de amplificación del esfuerzo de fatiga (párrafo 4-7.6.1)
- $K_{STP}$  pag factor de amplificación de tensión para cizalladura torsional [paraca. 4-7.6.3 (b)]
- $K_{tuberculosis}$  pag factor de amplificación de tensión para flexión [paraca. 4-7.6.3 (a)]
- $K_{TD}$  pag factor de amplificación de tensión para tensión directa [paraca. 4-7.6.3 (a)]
- $L$  pag longitud del rodamiento, pulg. (mm) (párrafo 4-6.4)
- $L_{GRAMO}$  pag carga de diente permitida en flexión, lb (N) (párr. 4-5.3)
- $L_{10}$  pag vida nominal básica excedida en un 90% de los rodamientos probado, h (párr. 4-6.2)
- $norte$  pag velocidad de rotación, rev./min (párr. 4-6.3)
- $PAG$  pag presión promedio, psi (MPa) (párrafo 4-6.4)
- $PAG_r$  pag carga radial dinámica equivalente, lb (N) (párr. 4-6.3)
- $S$  pag esfuerzo de flexión / axial combinado calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.5 (a)]



$S_a$  pag esfuerzo axial calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.5 (a)]

$S_{AV}$  pag parte de la tensión de tracción calculada no debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (d)]

$S_B$  pag esfuerzo de flexión calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.5 (a)]

$S_C$  pag esfuerzo combinado calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.5 (c)]

$S_{mi}$  pag límite de fatiga (resistencia) de pulido, espécimen sin muescas en flexión invertida, ksi (MPa) (párrafo 4-7.6.2)

$S_{CE}$  pag Límite de fatiga (resistencia) corregido del eje en flexión inversa, ksi (MPa) (párr. 4-7.6.2)

$S_F$  pag esfuerzo de fatiga calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (a)]

$S_R$  pag parte del esfuerzo de tracción calculado debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (d)]

$S_T$  pag esfuerzo de tracción axial calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (a)]

$S_{tu}$  pag resistencia a la tracción mínima especificada, ksi (MPa) [párr. 4-7.5 (a)]

$S_y$  pag límite elástico mínimo especificado, ksi (MPa) [paraca. 4-7.6.3 (d)]

$V$  pag velocidad superficial del eje, pies / min (m / seg) (párr. 4-6.4)

$W$  pag carga del rodamiento, lb (N) (párrafo 4-6.4)

$X$  pag factor de carga radial dinámico por fabricante de rodamiento fabricante (párr. 4-6.3)

$Y$  pag Factor de forma de Lewis (Tabla 4-1); axial dinámico factor de carga por fabricante de rodamientos (párrafo 4-6.3)

$y$  pag límite elástico mínimo especificado, psi (MPa) (párr. 4-5.3)

$\tau$  pag esfuerzo cortante combinado calculado, ksi (MPa) [paraca. 4-7.5 (b)]

$\tau_{AV}$  pag parte del esfuerzo cortante calculado no debido a las cargas fluctuantes, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (d)]

$\tau_F$  pag esfuerzo cortante de fatiga combinado calculado, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (b)]

$\tau_R$  pag parte del esfuerzo cortante calculado debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa) [párr. 4-7.6.3 (d)]

$\tau_T$  pag esfuerzo cortante torsional calculado, ksi (MPa) [paraca. 4-7.5 (b)]

$\tau_V$  pag esfuerzo cortante transversal calculado, ksi (MPa) [paraca. 4-7.5 (b)]

## 1-7 REFERENCIAS

La siguiente es una lista de publicaciones a las que se hace referencia en esta Norma.

ANSI / AGMA 2001-C95, Factores de calificación fundamentales y métodos de cálculo para dientes de engranajes helicoidales y de dientes rectos y helicoidales <sup>1</sup>

Editorial: Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes (AGMA), 500 Montgomery Street, Alexandria, VA 22314-1581

ANSI / AWS D14.1-97, Especificación para soldadura de grúas industriales y de molino y otros equipos de manipulación de materiales <sup>1</sup>

Editorial: Sociedad Estadounidense de Soldadura (AWS), 550 NW LeJeune Road, Miami, FL 33126

ANSI / NFPA 70-2005, Código Eléctrico Nacional <sup>1</sup>

Editorial: Asociación Nacional de Protección contra Incendios (NFPA), 1 Batterymarch Park, Quincy, MA 02269-9101

ASME B17.1-1967 (reafirmado en 1998), llaves y asientos de llaves ASME B30.20-2003, dispositivos de elevación debajo del gancho <sup>1</sup>

Editorial: Sociedad Estadounidense de Mecánica Ingenieros (ASME), Three Park Avenue, Nueva York, NY 10016-5990; Departamento de pedidos: 22 Law Drive, Box 2300, Fairfield, NJ 07007-2300

ASTMA 325, Especificación estándar para pernos estructurales, Acero, tratado térmicamente, resistencia a la tracción mínima de 120/105 ksi

ASTMA 490, Especificación estándar para pernos estructurales, Acero de aleación, tratado térmicamente, resistencia a la tracción mínima de 150 ksi

Editorial: Sociedad Estadounidense de Pruebas y Materiales (ASTM), 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428-2959

DIN 6885-1, fijaciones de tipo impulsor sin cono Acción; Llaves paralelas, chaveteros, patrón profundo

Editorial: Deutsches Institut für Normung eV (DIN), 10772 Berlín, Alemania

ICS 2-2000, Control y sistemas industriales: controladores, Contactores y relés de sobrecarga con clasificación de 600 voltios ICS 6-1993 (R2001), sistemas y controles industriales: Recintos

MG 1-2003, Revisión 1-2004, Motores y generadores Editorial: Asociación Nacional de Fabricantes Eléctricos (NEMA), 1300 North 17th Street, Suite 1847, Rosslyn, VA 22209

Pilkey, WD, 1997, Concentración de estrés de Peterson Factores, 2a edición

Editorial: John Wiley & Sons, Inc., 111 River Street, Hoboken, Nueva Jersey 07030-5774

**Comentario:** ASME BTH-1 está estructurado para ser un estándar independiente en la mayor medida posible. Sin embargo, algunas áreas son las más adecuadas para ser cubiertas por

<sup>1</sup> También puede obtenerse del American National Standards Institute (ANSI), 25 West 43rd Street, Nueva York, NY 10036.

referencia a los estándares industriales establecidos. El párrafo 1-7 enumera los códigos, normas y otros documentos que se citan en el cuerpo principal de esta Norma y proporciona los nombres y direcciones de los editores de esos documentos.

Cada capítulo de esta Norma va acompañado de un comentario que explica, cuando es necesario, la base de las disposiciones de ese capítulo. Todas las publicaciones citadas en estos comentarios se enumeran a continuación. Estas referencias se citan solo a título informativo.

Cornell, CA, 1969, "Una estructura estructural basada en la probabilidad Código," **Revista ACI**, Vol. 66, núm. 12

Editorial: American Concrete Institute (ACI),  
PO Box 9094, Farmington Hills, MI 48333

Ellifritt, DS, Wine, G., Sputo, T. y Samuel, S., 1992,  
"Resistencia a la flexión de las secciones WT", **Revista de ingeniería**, Vol. 29, No. 2

"Preguntas frecuentes sobre ingeniería, sección 4.4.2", [www.aisc.org](http://www.aisc.org) (2003) Guide for the Analysis of Guy and Stiffleg Derricks,  
1974 Load and Resistance Factor Design Specification for  
Edificios de acero estructural, especificación de 1994 y 2000  
para edificios de acero estructural, especificación de 2005 para  
edificios de acero estructural: admisible

Stress Design y Plastic Design, 1989  
Yura, JA y Frank, KH, 1985, "Método de prueba para  
Determine el coeficiente de deslizamiento para recubrimientos  
utilizados en conexiones atornilladas" **Revista de ingeniería**, Vol.  
22, No. 3

Editorial: Instituto Americano de Construcción en Acero  
(AISC), One East Wacker Drive, Chicago, IL 60601-2001

Madsen, J., 1941, "Informe de pruebas de vigas de grúa", **Hierro e ingeniero de acero**, noviembre  
Informe técnico n.º 6, especificación para sistemas eléctricos  
Grúas puente para servicio de acerías, 2000

Editorial: Asociación de Ingenieros del Hierro y del Acero  
(AISE), Three Gateway Center, Pittsburgh, PA 15222-1004

ANSI / ABMA 9-1990 (R2000), capacidad de carga y fatiga  
Vida útil de los rodamientos de bolas<sup>1</sup>

ANSI / ABMA 11-1990 (R1999), capacidad de carga y fatiga  
Vida útil de los rodamientos de rodillos<sup>1</sup>

Editorial: Asociación Estadounidense de Fabricantes de Rodamientos  
(ABMA), 2025 M Street, NW, Washington, DC 20036

ANSI / AGMA 2001-C95, Factores de calificación fundamentales y  
Métodos de cálculo para dientes de engranajes helicoidales y de dientes rectos  
y helicoidales<sup>1</sup>

Editorial: Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranajes  
(AGMA), 500 Montgomery Street, Alexandria, VA 22314-1582

ANSI / AWS D14.1-97 Especificación para la soldadura de  
Grúas industriales y de molino y otros equipos de manipulación  
de materiales<sup>1</sup>

Editorial: Sociedad Estadounidense de Soldadura (AWS), 550  
Le Jeune Road, Miami, FL 33126

ANSI / NFPA 70-2005, Código Eléctrico Nacional<sup>1</sup>

ANSI / NFPA 79-2002, Norma eléctrica para aplicaciones industriales  
Maquinaria<sup>1</sup>

Editorial: Asociación Nacional de Protección contra Incendios (NFPA),  
1 Batterymarch Park, Quincy, MA 02269-9101

API RP 2A-WSD, 2000, planificación, diseño y  
Construcción de plataformas marinas fijas: diseño de esfuerzo  
laboral

Editorial: American Petroleum Institute (API), 1220 L  
Calle, NW, Washington, DC 20005-4070

ASME B15.1-2000, Norma de seguridad para mecánica  
Aparato de transmisión de energía

ASME B17.1-1967 (R1998), llaves y asientos de llaves

ASME B30.2-2001, puentes grúa y grúas pórtico  
(Puente de carrera superior, viga simple o múltiple, polipasto con  
carro de carrera superior)<sup>1</sup>

ASME B30.20-2003, Dispositivos de elevación debajo del gancho<sup>1</sup>  
Código ASME para calderas y recipientes a presión, Sección II, Parte D,  
2002

ASME HST-4-1999, Estándar de desempeño para gastos generales  
Polipastos eléctricos de cable

Bibber, LC, Hodge, JM, Altman, RC y Doty, WD,  
1952, "Un nuevo acero de aleación de alta resistencia al rendimiento  
para estructuras soldadas", **Actas**, Vol. 74, parte 3

Editorial: Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos  
(ASME), Three Park Avenue, Nueva York, NY 10016-5990;  
Departamento de pedidos: 22 Law Drive, Box  
2300, Fairfield, NJ 07007-2300

Bjorhovde, R., Galambos, TV y Ravindra, MK,  
1978, "Criterios LRFD para columnas de vigas de acero",  
**Revista de la División Estructural**, Vol. 104, No. ST9 Duerr, D.,  
y Pincus, G., 1986, "Pin Clearance Effect on  
Intensidad de la conexión fija," **Revista de Ingeniería Estructural**, Vol. 112, núm. 7

Fisher, JW, Galambos, TV, Kulak, GL y Ravindra,  
MK, 1978, "Criterios de diseño de carga y resistencia para  
conectores", **Revista de la División Estructural**,  
Vol. 104, No. ST9

Galambos, TV y Ravindra, MK, 1978, "Properties of  
Acero para uso en LRFD" **Revista de la División Estructural**, Vol.  
104, No. ST9

Johnston, BG, 1939, "Eslabones de placa conectados a clavijas",  
**Actas**, págs. 314-339

Kitipornchai, S. y Trahair, NS, 1980, "Buckling  
Propiedades de las vigas en I monosimétricas" **Revista de la División Estructural**, Vol. 109, No. ST5

McWhorter, JC, Wetencamp, HR y Sidebottom,  
OM, 1971, "Deflexiones finitas de vigas curvas",  
**Revista de la División de Ingeniería Mecánica**,  
Vol. 97, No. EM2, abril

Ravindra, MK y Galambos, TV, 1978, "Load and  
Diseño de factor de resistencia para acero", **Revista de la División Estructural**, Vol. 104, No. ST9

Yura, JA, Galambos, TV y Ravindra, MK, 1978,  
"La resistencia a la flexión de las vigas de acero", **Revista de la División Estructural** Vol. 104, No. ST9

Editorial: Sociedad Estadounidense de Ingenieros Civiles (ASCE),  
1801 Alexander Bell Drive, Alejandría, VA 20191-4400

Lyse, I. y Godfrey, HJ, 1933, "Shearing Properties y la relación de Poisson de aceros estructurales y aleados", **Actas**

Editorial: Sociedad Estadounidense de Pruebas y Materiales (ASTM), 100 Barr Harbor Drive, West Conshohocken, PA 19428-2959

Specification No. 70-2004, Specifications for Top Puente móvil y tipo pórtico Grúas puente eléctricas de viga múltiple

Specification No. 74-2004, Specifications for Top Grúas móviles eléctricas de una viga de funcionamiento y funcionamiento por debajo que utilizan un polipasto con carro de funcionamiento por debajo

Editorial: Asociación de Fabricantes de Grúas de América, Inc. (CMAA), 8720 Red Oak Boulevard, Charlotte, NC 28217

DIN (1968), 6885-1 **Fijaciones de tipo impulsor sin cono Acción; Llaves paralelas, chaveteros, patrón profundo**

Editorial: Deutsches Institut für Normung (DIN) eV, 10772 Berlín, Alemania

SAE J1078-1994, un método recomendado de Determinación analítica de la competencia de las plumas de grúa en voladizo telescópicas hidráulicas

Editorial: Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001

Departamento de Defensa de EE. UU., 1998, DOD Handbook MILHDBK-1038, Weight Handling Equipment 29 CFR 1910.179, Grúas puente y pórtico

Editorial: Superintendente de Documentos, Gobierno de EE. UU. Oficina de impresión de ment, Washington, DC 20402-9325

Avallone, EA y Baumeister, T., eds., 1987, **Marcas' Manual estándar para ingenieros mecánicos**, 9a edición, McGraw Hill, Inc., Nueva York, NY

Blodgett, OW, 1966, **Diseño de Estructuras Soldadas**, La Fundación de Soldadura por Arco James F. Lincoln, Cleveland, OH.

Boresi, AP y Sidebottom, OM, 1985, **Avanzado Mecánica de materiales**, 4ª edición, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, NY.

Duerr, D. y Pincus, G., 1985, "Experimental Investigación de placas de clavijas" **Informe de investigación No. UHCE 85-3**, Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Houston, TX.

Galambos, TV, ed., 1998, **Guía de diseño de estabilidad Criterios para estructuras metálicas**, Quinta edición, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, NY.

Kulak, GL, Fisher, JW y Struik, JHA, 1987, **Guía a los criterios de diseño para juntas atornilladas y remachadas**, 2da edición, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, NY.

Melcon, MA y Hoblit, FM, 1953, "Desarrollos en el análisis de orejetas y pasadores de cizalla", **Ingeniería de producto**, Vol. 24, núm. 6, págs. 160-170, McGraw-Hill, Inc., Nueva York, NY.

Pilkey, WD, 1997, **Concentración de estrés de Peterson Factores** 2da edición, John Wiley & Sons, Inc., Nueva York, NY.

Shigley, JE y Mischke, CR, 2001, **Mecánico Diseño de ingeniería**, 6ª edición, McGraw-Hill, Inc., Nueva York, NY.

Tolbert, RN, 1970, "Una investigación fotoelástica de Lug Stress and Failures", tesis de maestría, Vanderbilt University, Nashville, TN.

Wilson, WM, 1934, **El valor del cojinete de los rodillos**, Boletín No. 263, Estación Experimental de Ingeniería de la Universidad de Illinois, Urbana, IL.

WRTB, 1993, **Manual de uso de cables de acero**, 3a edición, Wire Junta Técnica de Cuerdas, 801 N. Fairfax Street # 211, Alexandria, VA

Young, WC y Budynas, RG, 2002, **Formulario de Roark las para el estrés y la tensión**, Séptima edición, McGraw-Hill, Inc., Nueva York, NY.

## Capítulo 2

### Clasificaciones de levantadores

#### 2-1 GENERAL

Se designará una Categoría de Diseño y una Clase de Servicio para cada levantador.

##### 2-1.1 Selección

La selección de una categoría de diseño (criterios de resistencia estática) y una clase de servicio (criterios de resistencia a la fatiga) descrita en los párrs. 2-2 y 2-3 **se basarán en las condiciones de funcionamiento (uso) y la vida útil esperada del levantador.**

**Comentario:** Las selecciones de Categorías de Diseño y Clases de Servicio permiten que la fuerza y la vida útil del levantador se adapten a las necesidades del usuario. Una persona calificada o un fabricante debe asegurarse de que la Categoría de diseño y la Clase de servicio especificadas para un levantador en particular sean apropiadas para el uso previsto, de modo que proporcionen un diseño con la confiabilidad estructural adecuada y la vida útil esperada.

##### 2-1.2 Responsabilidad

La selección de la categoría de diseño y la clase de servicio será responsabilidad de una persona calificada que represente al propietario, comprador o usuario del dispositivo de elevación. Si no lo especifica el propietario, comprador o usuario, la categoría de diseño y la clase de servicio serán designadas por la persona calificada responsable del diseño.

##### 2-1.3 Identificación

La Categoría de Diseño y la Clase de Servicio se marcarán en el levantador y aparecerán en cotizaciones, dibujos y documentación asociados con el levantador.

**Comentario:** El propósito de este requisito es garantizar que el diseñador, el fabricante y el usuario final conozcan la Categoría de diseño y la Clase de servicio asignadas. **Por lo general, los documentos que requieren las marcas indicadas pueden incluir dibujos, presupuestos, cálculos y manuales de nivel superior.**

##### 2-1.4 Medio ambiente

Se supone que todos los componentes del elevador funcionan dentro del rango de temperatura definido en el párr. 1-4.7 y condiciones atmosféricas normales (libre de polvo excesivo, humedad y ambientes corrosivos). Componentes del elevador que operan a temperaturas fuera del rango especificado en el párr. 1-4.7 puede requerir consideración adicional.

**Comentario:** Los límites de temperatura ambiente de funcionamiento están destinados solo a ser una guía. La temperatura del componente de cada parte del levantador debe ser considerada cuando el dispositivo está operando en un ambiente fuera de los límites definidos en el párr. 1-4.7. Los efectos del polvo, la humedad y las sustancias atmosféricas corrosivas sobre la integridad y el rendimiento de un levantador no se pueden definir específicamente. Estas consideraciones de diseño deben ser evaluadas y tomadas en cuenta por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada.

#### 2-2 CATEGORÍA DE DISEÑO

Las categorías de diseño definidas en los párrs. 2-2.1 y 2-2.2 proporcionan diferentes factores de diseño que establecen los límites de tensión que se utilizarán en el diseño. Los factores de diseño se dan en el párr. 3-1.3.

**Los elevadores deben diseñarse para la Categoría de diseño B, a menos que una persona calificada determine que la Categoría de diseño A es apropiada.**

**Comentario:** Al seleccionar una Categoría de Diseño, se deben considerar todas las operaciones que afectarán el diseño del dispositivo de elevación. Los debates sobre las categorías de diseño a continuación y en el comentario del párr. 3-1.3 se refieren a las consideraciones dadas a las sobrecargas no intencionales en el desarrollo de los factores de diseño. Estos comentarios no deben interpretarse de ninguna manera en el sentido de permitir que un dispositivo de elevación se use por encima de su carga nominal bajo ninguna circunstancia que no sea para pruebas de carga de acuerdo con ASME B30.20 u otras normas o reglamentos de seguridad aplicables.

##### 2-2.1 Categoría de diseño A

**(a) La Categoría de diseño A debe designarse cuando la magnitud y la variación de las cargas aplicadas al levantador son predecibles, cuando la carga y las condiciones ambientales están definidas con precisión o no son severas.**

**(B)** Los dispositivos de elevación de categoría de diseño A se limitarán a la clase de servicio 0.

**(C)** El factor de diseño nominal para la categoría de diseño A debe estar de acuerdo con el párr. 3-1.3.

**Comentario:** El factor de diseño especificado en El Capítulo 3 para elevadores de Categoría de Diseño A se basa en presunciones de sobrecargas no intencionales poco frecuentes y menores, cargas de impacto leve durante el uso de rutina y

multiplicador de impacto máximo del 50%. Estas condiciones de carga son características del uso del elevador en entornos de trabajo donde los pesos de las cargas que se manipulan son razonablemente bien conocidos y las operaciones de elevación se realizan de manera controlada. Las características típicas de la aplicación para esta categoría de diseño incluyen levantamientos a bajas velocidades utilizando un dispositivo de levantamiento bien mantenido bajo el control de un supervisor de levantamiento y un operador de grúa experimentado. Esta categoría de diseño no debe utilizarse en ningún entorno en el que existan condiciones de uso o condiciones severas.

La categoría de diseño A está destinada a aplicarse a los dispositivos de elevación utilizados en condiciones controladas, como se discutió anteriormente. Las consideraciones prácticas de varios entornos de trabajo indican que la gran cantidad de ciclos de carga que corresponden a la Clase de servicio 1 y superior comúnmente equivalen a condiciones de uso bajo las cuales el factor de diseño de la Categoría de diseño A es inapropiado. Por lo tanto, el uso de la Categoría de diseño A está restringido a aplicaciones de dispositivos de elevación con un número reducido de ciclos de carga (Clase de servicio 0).

### 2-2.2 Categoría de diseño B

(a) La Categoría de diseño B debe designarse cuando la magnitud y la variación de las cargas aplicadas al levantador no son predecibles, cuando las condiciones ambientales y de carga son severas o no están definidas con precisión.

(B) El factor de diseño nominal para la categoría de diseño B debe estar de acuerdo con el párr. 3-1.3.

**Comentario:** El factor de diseño especificado en el Capítulo 3 para elevadores de Categoría de Diseño B se basa en presunciones (en comparación con la Categoría de Diseño A) de una mayor incertidumbre en el peso de la carga que se maneja, la posibilidad de sobrecargas no intencionales algo mayores, manejo más brusco de la carga, lo que dará como resultado cargas de impacto más altas y un multiplicador de impacto máximo del 100%. Estas condiciones de carga son características del uso del elevador en entornos de trabajo donde los pesos de las cargas que se manipulan pueden no ser bien conocidos y las operaciones de elevación se llevan a cabo de una manera más rápida y orientada a la producción. Las características típicas de la aplicación para esta categoría de diseño incluyen uso rudo y levantamientos en condiciones adversas menos controladas. La Categoría de diseño B generalmente será apropiada para elevadores que se usarán en ambientes severos. Sin embargo,

no necesariamente tiene en cuenta todos los efectos ambientales adversos.

### 2-3 CLASE DE SERVICIO

La Clase de servicio del levantador se determinará a partir de la Tabla 2-1 con base en la vida de fatiga especificada (ciclos de carga). La clase de servicio seleccionada establece valores de rango de tensión permisibles para elementos estructurales (párrs. 3-4) y parámetros de diseño para componentes mecánicos (párrs. 4-6 y 4-7).

**Tabla 2-1 Clase de servicio**

Clase de servicio	Ciclos de carga
0	0 - 20 000
1	20.001 - 100.000
2	100.001 - 500.000
3	500.001 - 2.000.000
4	Más de 2.000.000

**Comentario:** El diseño para la fatiga implica una decisión económica entre la vida útil y el costo deseados. La intención es brindar al propietario la oportunidad de diseños más económicos para los casos en que el servicio de servicio es menos severo. Se proporciona una selección de cinco clases de servicio. Los rangos de ciclo de carga que se muestran en la Tabla 2-1 son consistentes con los requisitos de ANSI / AWS D14.1.

Se ha incluido la Tabla C2-1 para ayudar a determinar la Clase de servicio requerida según los ciclos de carga por día y la vida útil deseada.

**Tabla C2-1 Vida útil de la clase de servicio**

Ciclos por día	Vida deseada, años				
	1	5	10	20	30
5	0	0	0	1	1
10	0	0	1	1	2
25	0	1	1	2	2
50	0	1	2	2	3
100	1	2	2	3	3
200	1	2	3	3	4
300	2	3	3	4	4
750	2	3	4	4	4
1.000	2	3	4	4	4

## Capítulo 3

### Diseño estructural

#### 3-1 GENERAL

##### 3-1.1 Propósito

Este capítulo establece los criterios de diseño para miembros estructurales prismáticos y conexiones de un dispositivo de elevación debajo del gancho.

**Comentario:** Las tensiones admisibles de los miembros definidas en el Capítulo 3 generalmente se han derivado basándose en el supuesto de que los miembros son prismáticos. El diseño de miembros cónicos puede requerir consideraciones adicionales. Referencias como AISC (2000), Apéndice F3 y Blodgett (1966), Sección 4.6, pueden ser útiles para el diseño de miembros ahusados.

##### 3-1.2 Cargas

Los dispositivos de elevación debajo del gancho deben diseñarse para resistir las cargas aplicadas reales. Estas cargas deben incluir la carga nominal, los pesos de los componentes individuales del levantador y otras fuerzas creadas por la operación del levantador, como la fuerza de sujeción o cargas laterales. La resolución de estas cargas en miembros y fuerzas de conexión se realizará mediante un método de análisis estructural aceptado.

**Comentario:** Los miembros estructurales y los componentes mecánicos de un dispositivo de elevación debajo del gancho deben diseñarse para las fuerzas impuestas por la carga levantada (un valor normalmente igual a la carga nominal), los pesos de las piezas del dispositivo y cualquier fuerza, tal como fuerzas de sujeción o laterales, que resultan de la función del dispositivo. La inclusión de fuerzas laterales en este párrafo tiene la intención de referirse a las fuerzas laterales calculadas que ocurren como resultado del uso previsto o esperado del levantador. Esta disposición no está destinada a requerir el uso de una carga lateral arbitraria en el diseño de elevadores. Para la mayoría de los diseños, no se requiere una tolerancia de impacto adicional. Esta cuestión se examina con más detalle en los Comentarios a los párrs. 3-1.3 y 3-5.1.

##### 3-1.3 Base de diseño estático

El diseño de resistencia estática de un dispositivo de elevación debajo del gancho se basará en las tensiones permisibles definidas en los párrs. 3-2 y 3-3. Los valores mínimos del nominal factor de diseño  $\phi$  en las ecuaciones de tensión admisible será como sigue:

- $\phi = 2.00$  para elevadores de categoría de diseño A
- $\phi = 3.00$  para elevadores de categoría de diseño B

Las tensiones permitidas para las condiciones de diseño que no se abordan en este documento se basarán en los siguientes factores de diseño:

(a) Los factores de diseño para los dispositivos de elevación de categoría de diseño A no deben ser inferiores a 2,00 para los estados límite de deformación o pandeo y 2,40 para los estados límite de fractura y para el diseño de la conexión.

(B) Los factores de diseño para los dispositivos de elevación de la Categoría de diseño B no deben ser inferiores a 3,00 para los estados límite de deformación o pandeo y 3,60 para los estados límite de fractura y para el diseño de la conexión.

**Comentario:** Las disposiciones de diseño de resistencia estática definidas en el Capítulo 3 se han derivado utilizando un análisis probabilístico de las cargas estáticas y dinámicas a las que pueden estar sometidos los elevadores y las incertidumbres con las que se puede calcular la resistencia de los elementos y conexiones del elevador. La carga y la fuerza inciertas las manchas están relacionadas con un factor de diseño  $\phi$  usando Eq. (C3-1) (Cornell, 1969; Shigley y Mischke, 2001).

$$\phi = \frac{1 + \sqrt{V_R + V_{2.5} - 2 V_R V_{2.5}}}{1 - V_{2.5} V_R} \quad (C3-1)$$

El término  $V_R$  es el coeficiente de variación de la resistencia del elemento. Valores del coeficiente de variación para Se han determinado diferentes tipos de miembros estructurales y conexiones en un extenso programa de investigación patrocinado por el Instituto Americano del Hierro y el Acero (AISI) y publicado en una serie de artículos en la edición de septiembre de 1978 (Vol. 104, No. ST9) *Revista de la División Estructural* de la Sociedad Americana de Ingenieros Civiles. Valores máximos de  $V_R$  igual a 0,151 para los límites de resistencia de fluencia o pandeo y 0,180 para Los límites de resistencia a la fractura y para el diseño de la conexión se tomaron de esta investigación y se utilizaron para el desarrollo de los factores de diseño BTH.

El término  $V_{2.5}$  es el coeficiente de variación del espectro de cargas a las que puede estar sometido el levantador. La El Comité BTH desarrolló un conjunto de espectros de carga estáticos y dinámicos basados en la investigación de cargas de grúas limitadas y la experiencia de los miembros del Comité.

Se considera que los elevadores de Categoría de diseño A se utilizan en porcentajes relativamente altos de sus cargas nominales. Debido al nivel de planificación generalmente asociado con el uso de estos elevadores, la probabilidad de levantar una carga mayor que la carga nominal se considera pequeña y no es probable que dicha sobrecarga exceda el 5%. Se considera que la distribución de las cargas elevadas en relación con la carga nominal es la que se muestra en la Tabla C3-1.

**Tabla C3-1 Categoría de diseño A Carga estática Espectro**

Por ciento de Carga nominal	Por ciento de ascensores
80	40
90	55
100	4
105	1

Se desarrolló una distribución similar para la carga dinámica. AISC (1974) informa los resultados de las pruebas de carga realizadas en torres rígidas, por ejemplo, en las que se midió la carga dinámica a la torre. Las cargas dinámicas típicas fueron del orden del 20% de la carga levantada y la carga dinámica de límite superior fue aproximadamente el 50% de la carga levantada. Las pruebas en puentes grúa (Madsen, 1941) mostraron una carga dinámica algo menos severa. Dados estos datos publicados y juicios basados en la experiencia, se estableció un espectro de carga para la carga dinámica (Tabla C3-2).

**Tabla C3-2 Carga dinámica de categoría A de diseño Espectro**

Carga dinámica como porcentaje de Carga levantada	Por ciento de ascensores (Estándar)	Por ciento de ascensores (Caso especial)
0	25	20
10	45	58
20	20	15
30	7	4
40	2	2
50	1	1

Se desarrolló un segundo espectro de carga dinámica para un caso especial de Categoría de diseño A. Algunos fabricantes de equipos pesados, como maquinaria de generación de energía, construyen elevadores para utilizarlos en el manejo de sus equipos. Como tal, los elevadores se utilizan en o cerca del 100% de la carga nominal para cada levantamiento, pero debido a la naturaleza de esos levantamientos, se puede esperar razonablemente que la carga dinámica sea algo menor que la de los elevadores de Categoría de Diseño A normales. La distribución desarrollada para este caso especial se muestra en la Tabla C3-2.

El rango de cargas totales se desarrolló calculando la carga total (estática más dinámica) para la combinación de los espectros que se muestran en las Tablas C3-1 y C3-2. El análisis estadístico apropiado arrojó coeficientes de variación de carga de 0,156 para el espectro de diseño estándar y 0,131 para el caso especial.

El término último en eq. (C3-1) a establecer es el índice de confiabilidad. El Comité tomó nota de que la especificación actual de acero estructural (AISC, 2000) se basa en un valor de pag 3. Este valor se adoptó para Design Categoría A. Utilizando los valores así establecidos, los factores de diseño (redondeados) de 2.00 para límites de fluencia o pandeo y 2.40 para límites de fractura y para diseño de conexiones se calculan usando la Ec. (C3-1).

Antes de la primera emisión de ASME B30.20 en 1986, los ingenieros en construcción comúnmente diseñaron dispositivos de elevación

utilizando tensiones permitidas AISC y quizás un factor de impacto que normalmente no supera el 25% de la carga levantada. La especificación AISC proporciona factores de diseño nominales de 1,67 para deformación y pandeo y de 2,00 para fractura y conexiones. Por lo tanto, el método de diseño anterior, que generalmente se reconoce como aceptable para elevadores ahora clasificados como Categoría de diseño A, proporcionó factores de diseño con respecto a la carga nominal de 1,67 a 2,08 para el diseño de miembros y 2,00 a 2,50 para el diseño de la conexión. Se consideró que la concordancia de los factores de diseño de BTH calculados con la práctica anterior validaba los resultados.

Se realizó un proceso similar para la Categoría de diseño B. En esta aplicación, se espera que los elevadores funcionen de manera confiable en condiciones más severas, incluido el abuso, y se pueden usar para levantar una gama más amplia de cargas. Por lo tanto, el rango de cargas estáticas y dinámicas es mayor para la Categoría de Diseño B que para la Categoría de Diseño A. El Comité BTH desarrolló un conjunto de espectros de carga estática y dinámica basado en el juicio y la experiencia de los miembros del Comité. La Tabla C3-3 es el espectro de carga estática; La Tabla C3-4 es el espectro dinámico.

**Tabla C3-3 Categoría de diseño B Carga estática Espectro**

Por ciento de Carga nominal	Por ciento de ascensores
50	40
75	50
100	8
120	2

**Tabla C3-4 Categoría de diseño B Carga dinámica Espectro**

Carga dinámica como porcentaje de Carga levantada	Por ciento de ascensores
0	1
10	17
20	25
30	19
40	13
50	9
60	6
70	4
80	3
90	2
100	1

Nuevamente, se desarrolló el espectro de carga total y se realizó el análisis estadístico. Se encontró que el coeficiente de variación para la carga era 0.392.

Debido a la mayor incertidumbre de las condiciones de carga asociadas con la Categoría de diseño B, el Comité eligió utilizar un valor más alto del índice de confiabilidad. El valor de 3 utilizado para la Categoría de diseño A se incrementó en un 10% para la Categoría de diseño B ( pag 3.3).

Usando estos valores, Eq. (C3-1) se utiliza para calcular (redondear) factores de diseño de 3.00 para los límites de deformación y pandeo y 3.40 para los límites de fractura y para el diseño de la conexión. Para mantener la misma relación entre los factores de diseño de miembros y conexiones para ambas Categorías de Diseño, el factor de diseño de conexiones se especifica como 3.00. 1,20 pag 3.60.

Los elevadores utilizados en las aplicaciones industriales de los tipos para los que la Categoría de diseño B es apropiada se han proporcionado tradicionalmente utilizando un factor de diseño de 3, como lo exige ASME B30.20 desde sus inicios. Al igual que con el factor de diseño de Categoría de diseño A, esta concordancia entre el factor de diseño calculado sobre la base de los espectros de carga que se muestran en las Tablas C3-3 y C3-4 y el factor de diseño que se ha utilizado con éxito durante décadas valida el proceso.

Las disposiciones de esta norma se refieren a los tipos más comunes de miembros y conexiones que se utilizan en el diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho. En algunos casos, será necesario que la persona calificada emplee métodos de diseño que no se tratan específicamente en este documento. Independientemente del método utilizado, se deben proporcionar los factores de diseño de la conexión y el miembro requeridos.

Los factores de diseño especificados en el párr. 3-1.3 se establecen como valores mínimos. Algunas aplicaciones de elevadores pueden resultar en una mayor carga dinámica que requerirá factores de diseño más altos. Es responsabilidad de una persona calificada determinar cuándo se requieren factores de diseño más altos y determinar los valores apropiados en tales casos.

### 3-1.4 Base de diseño de fatiga

Los elementos y conexiones sujetos a cargas repetidas se diseñarán de modo que la **tensión máxima no exceda los valores indicados en los párrs. 3-2 y 3-3 y el rango máximo de tensión no excede los valores dados en el párr. 3-4**. No es necesario analizar la fatiga de los elementos y conexiones sometidos a menos de 20.000 ciclos (Clase de servicio 0).

### 3-1.5 Miembros curvos

El diseño de elementos curvos que están sujetos a flexión en el plano de la curva deberá tener en cuenta el aumento del esfuerzo máximo de flexión debido a la curvatura, según corresponda.

No es necesario considerar el aumento de tensión debido a la curvatura del miembro para los miembros de flexión que pueden desarrollar el momento plástico completo al evaluar la resistencia estática. Este aumento de tensión debe tenerse en cuenta al evaluar la fatiga.

**Comentario:** Los elementos curvos sujetos a flexión exhiben tensiones en el interior (lado cóncavo) de la curva que son más altas que las que se calcularían utilizando las fórmulas convencionales de tensión de flexión. Al igual que con la teoría de flexión de vigas rectas, la derivación de las ecuaciones mediante las cuales se pueden calcular los esfuerzos de flexión de una viga curva se basa en el supuesto fundamental de que las secciones planas permanecen planas (Young y Budynas, 2002).

Esta distribución de tensiones existe solo en el rango elástico. Los miembros que son de tales proporciones y propiedades materiales que permiten el desarrollo de un momento plástico tendrán la misma resistencia máxima a la flexión (es decir, momento plástico) que un miembro recto (McWhorter, et al, 1971; Boresi y Sidebottom, 1985). Por lo tanto, las tensiones máximas de flexión debidas a la curvatura deben evaluarse para elementos sujetos a cargas cíclicas y para los cuales se debe evaluar la vida a la fatiga, pero no es necesario considerarlos para el diseño de resistencia estática de elementos en los que se puede alcanzar el momento plástico.

Ayudas de diseño clásico como la Tabla 9.1 en **Fórmulas de Roark para el estrés y la tensión** (Young y Budynas, 2002) se pueden utilizar para satisfacer el requisito de fiado en esta sección.

### 3-1.6 Esfuerzos permitidos

Todos los miembros estructurales, conexiones y conectores deben estar proporcionados de manera que **los esfuerzos debidos a las cargas estipuladas en el párr. 3-1.2 no exceda las tensiones permisibles** y los rangos de tensión especificados en los párrs. 3-2, 3-3 y 3-4. Las tensiones admisibles especificadas en estas secciones no se aplican a las tensiones máximas en las regiones de conexiones, siempre que se cumplan los requisitos del párr. 3-4 están satisfechos.

**Comentario:** Las tensiones admisibles y los rangos de tensión definidos en los párrs. 3-2, 3-3 y 3-4 deben compararse con los esfuerzos calculados promedio o nominales debidos a las cargas definidas en el párr. 3-1.2. No se pretende que las tensiones máximas altamente localizadas que puedan determinarse mediante métodos de análisis asistidos por computadora, y que puedan reducirse mediante un rendimiento confinado, sean menores que las tensiones permisibles especificadas.

## 3-2 DISEÑO DE MIEMBROS

**Comentario:** Los requisitos para el diseño de elementos de compresión y flexión utilizan los términos "sección compacta" y "sección no compacta". Una **sección compacta** es capaz de **desarrollar una distribución de tensión completamente plástica antes del inicio del pandeo local en uno o más de sus elementos de compresión**. Una **sección no compacta** es capaz de **desarrollar el límite elástico en sus elementos de compresión antes de que ocurra el pandeo local, pero no puede resistir el pandeo local inelástico** a los niveles de deformación requeridos para una distribución de esfuerzos completamente plástica.

Las secciones compactas y no compactas se definen por las relaciones ancho-espesor de sus elementos de compresión. Los límites apropiados para varios elementos de compresión comunes a los miembros estructurales se dan en la Tabla 3-1. Los elementos de compresión que son más delgados de lo permitido para formas no compactas pueden fallar por pandeo local a niveles de tensión por debajo de la tensión de fluencia. Consulte el comentario de los párrs. 3-2.3.6, último párrafo, y 3-2.6, último párrafo, para comentarios sobre elementos delgados.



Tabla 3-1 Limitación de relaciones ancho-espesor para elementos de compresión

Descripción de Element	Ancho-Grueso-ness Proporción	Limitación de las relaciones ancho-espesor	
		Compacto	No compacto
Bridas de vigas y canales laminados en forma de I en flexión	$b/t$	$0,38 \sqrt{E/F_y}$	$0,83 \sqrt{E/F_L}$ [Nota 1]]
Bridas de vigas soldadas o híbridas en forma de I en flexura	$b/t$	$0,38 \sqrt{E/F_{yf}}$	$0,95 \sqrt{k_c E/F_L}$ [Notas (1), (2)]
Bridas que se proyectan por compresión acumulada miembros	$b/t$	...	$0,64 \sqrt{k_c E/F_y}$ [Nota 2]]
Bridas de secciones en forma de I en pura compresión sión, placas que sobresalen de elementos de compresión, patas sobresalientes de pares de ángulos en contacto continuo; bridas de canales en pura compresión	$b/t$	...	$0,56 \sqrt{E/F_y}$
Patatas de puntales de un solo ángulo; patas de doble ángulo puntales con separadores; elementos no rigidizados, es decir, apoyado a lo largo de un borde	$b/t$	...	$0,45 \sqrt{E/F_y}$
Tallos de tees	$d/t$	...	$0,75 \sqrt{E/F_y}$
Bridas de caja rectangular y estructural hueca secciones de espesor uniforme sometidas a flexión o compresión; placas de cubierta de bridas y placas de diafragma entre líneas de sujetadores o soldaduras	$b/t$	$1,12 \sqrt{E/F_y}$	$1,40 \sqrt{E/F_y}$
Anchura no admitida de las placas de cubierta perforadas con una sucesión de orificios de acceso [Nota (3)]	$b/t$	...	$1,86 \sqrt{E/F_y}$
Webs en compresión por flexión [Nota (4)]	$h/t_w$	$3,76 \sqrt{E/F_y}$ [Nota (5)] Para norte	$5,70 \sqrt{E/F_y}$ [Nota (5)]
Almas en combinación combinada de flexión y axial presión	$h/t_w$	$d F_a / F_y \leq 0,125$ [Nota (5)] $3,76 \sqrt{\frac{m_i}{F_y}} 1 - 2,75 \frac{N f}{F_y}$	$5,70 \sqrt{\frac{m_i}{F_y}} 1 - 0,74 \frac{norte o F_a}{F_y}$ [Nota (5)]
		Para norte $d F_a / F_y \leq 0,125$ [Nota (5)] $1,12 \sqrt{\frac{m_i}{F_y}} 2,33 - \frac{N f}{F_y}$ $\geq 1,49 \sqrt{E/F_y}$	
Todos los demás comprimidos uniformemente rígidos elementos; es decir, apoyado a lo largo de dos bordes	$b/t$ $h/t_w$	...	$1,49 \sqrt{E/F_y}$
Secciones huecas circulares	$D/t$	...	$0,11 \sqrt{E/F_y}$
En compresión axial			
En flexión		$0,07 \sqrt{E/F_y}$	$0,31 \sqrt{E/F_y}$

## NOTAS:

- (1)  $F_L$  pag menor de ( $F_{yf} - F_r$ ) o  $F_{yw}$ , ksi (MPa)  
 $F_r$  pag tensión residual de compresión en la brida  
 pag 10 ksi (69 MPa) para formas laminadas  
 pag 16,5 ksi (114 MPa) para formas soldadas
- (2)  $k_c$  pag  $\frac{4}{h/t_w}$  y  $0,35 \leq k_c \leq 0,763$
- (3) Supone el área neta de la placa en el orificio más ancho.
- (4) Para vigas híbridas, use el límite elástico del ala  $F_{yf}$ .
- (5) Válido solo cuando las bridas son del mismo tamaño.

### 3-2.1 Miembros de tensión

La tensión de tracción permitida  $F_t$  no excederá el valor dado por Eq. (3-1) sobre el área bruta ni el valor dado por Eq. (3-2) en el área de tracción neta efectiva.

$$F_{t \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{F_y}{1,15} \quad (3-1)$$

$$F_{t \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{F_{tu}}{1,20} \quad (3-2)$$

dónde

$F_{tu}$  pag resistencia a la tracción mínima especificada  
 $F_y$  pag límite elástico mínimo especificado

Consulte el párr. 3-3.3 para los requisitos de diseño de conexiones con clavijas.

### 3-2.2 Miembros de compresión

La tensión de compresión axial admisible  $F_a$  en el área bruta donde todos los elementos de la sección se encuentran con el disposiciones no compactas de la Tabla 3-1 y cuando la relación de esbeltez más grande  $Kl/r$  es menos que  $C_c$  es

$$F_{a \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{1 - \frac{(Kl/r)^2}{2 C_c^2} F_y}{\text{norte } D + \frac{9 (Kl/r)^3}{40 C_c} - \frac{(Kl/r)^3}{40 C_c^3}} \quad (3-3)$$

dónde

$$C_{c \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{2,2 \text{ mi}}{F_y} \quad (3-4)$$

Cuándo  $Kl/r$  excede  $C_c$  la tensión de compresión axial admisible en la sección bruta es

$$F_{a \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{2 \text{ mi}}{1,15 \text{ norte } D (Kl/r)^2} \quad (3-5)$$

dónde

$\text{mi}$  pag módulo de elasticidad  
 $K$  pag factor de longitud efectivo basado en el grado de fijeza en cada extremo del miembro  
 $l$  pag la longitud real no arriostrada del miembro  
 $r$  pag radio de giro alrededor del eje considerado  
 $\text{eración}$

**Comentario:** Las fórmulas que definen el esfuerzo de compresión axial permisible se basan en el supuesto de tensiones de compresión residuales máximas iguales a  $0,50 F_y$ , como se usa comúnmente en las especificaciones de diseño estructural en la actualidad (por ejemplo, AISC, 1974; Informe técnico de AISE No. 6; CMAA # 70; SAE J1078). La relación de esbeltez igual a  $C_c$  define el límite entre pandeo elástico e inelástico.

Como es la práctica en las normas antes citadas, el factor de diseño con respecto al pandeo en el inelástico rango [Eq. (3-3)] varía de **norte D** hasta  $1,15 \text{ norte } D$ . El diseño

factor en el rango elástico [Ec. (3-5)] es una constante  $1,15 \text{ norte } D$  con respecto al pandeo. El factor de diseño más bajo para Los miembros de compresión muy cortos se justifican por la insensibilidad de dichos miembros a la flexión que puede ocurrir debido a excentricidades accidentales. El factor de diseño más alto para miembros más delgados proporciona una protección adicional contra el efecto de tales esfuerzos de flexión.

El factor de longitud efectivo  $K$  proporciona un método conveniente para determinar la resistencia al pandeo de elementos de compresión distintos de los puntales con extremos de pasador. Orientación general sobre el valor de  $K$  para diversas situaciones se puede encontrar en el Capítulo C del Comentario AISC (AISC, 1989 o AISC, 2000). Se puede encontrar una amplia cobertura del tema en Galambos (1998).

### 3-2.3 Elementos de flexión

**3-2.3.1 Fuerte flexión del eje de secciones compactas.** La tensión de flexión permitida  $F_b$  para miembros con secciones compactas como se define en la Tabla 3-1 **simétricas alrededor**, y **cargado en el plano del eje menor, con las bridas** continuamente conectadas a la red o redes, y lateralmente arriostrados a intervalos que no excedan  $L_{\text{pag}}$  como lo define la ecuación. (3-7) para miembros en forma de I y por Eq. (3-8) para caja miembros es

$$F_{b \text{ pag } \text{norte } D} = \frac{1,10 F_y}{\text{norte } D} \quad (3-6)$$

$$L_{\text{pag } \text{norte } D} = 1,76 r_y \frac{\text{mi} \leq 0,67 \text{ mi}}{F_y} \frac{\text{mi}}{F_y d / A_F} \quad (3-7)$$

$$L_{\text{pag } \text{norte } D} = \frac{0,13 r_y \text{ mi}}{\text{METRO pag } \text{norte } D} \frac{\text{mi}}{J A} \quad (3-8)$$

dónde

$A_{\text{pag}}$  área de la sección transversal

$A_F$  pag área de la brida de compresión

$D$  pag profundidad de la sección

$J$  pag constante de torsión

$\text{METRO pag}$  momento plástico

$\text{pag } F_y Z_x \leq 1,5 F_y S_x$  para secciones homogéneas

$r_y$  pag radio de giro del eje menor

$S_x$  pag módulo de sección del eje mayor

$Z_x$  pag módulo plástico del eje mayor

Para tubos circulares con paredes compactas como se define en la Tabla 3-1 o tubos cuadrados o secciones de caja cuadrada con bridas y alma compactas como se define en la Tabla 3-1 y con las bridas continuamente conectadas a las almas, la tensión de flexión permisible viene dada por la Ec. (3-6) para cualquier longitud entre puntos de arriostramiento lateral.

**Comentario:** El estado límite de flexión para elementos con secciones compactas y arriostrados a intervalos que no excedan el espaciado definido por las Ecs. (3-7) o (3-8) es el momento plástico. Generalmente, las formas estructurales tienen un

factor de forma del eje principal (relación entre el módulo plástico y el módulo de la sección) que es del 12% o más (Comentario de AISC 1989). La tensión permitida para miembros con secciones compactas proporciona un factor de diseño de límite inferior de **norte o** con respecto al momento plástico.

### 3-2.3.2 Flexión de eje fuerte y eje débil de secciones no compactas.

El esfuerzo de flexión permisible para miembros con secciones no compactas como se define en la Tabla 3-1, cargados a través del centro de cortante, doblados sobre el eje mayor o menor y arriostrados lateralmente en intervalos que no excedan  $L_r$  para la flexión del eje mayor como se define en la Ec. (3-10) para miembros en forma de I y por Eq. (3-11) para los miembros de la caja viene dada por la Ec. (3-9). Para canales doblados alrededor del eje fuerte, la tensión de flexión permisible viene dada por la Ec. (3-16).

$$F_{\text{pag norte o}} = \frac{F_y}{C_B} \quad (3-9)$$

$$L_r \text{ pag} = \frac{3,19 r_T C_B}{F_y} \quad (3-10)$$

$$L_r \text{ pag} = \frac{2 r_y E J_A}{F_y S_x} \quad (3-11)$$

$$C_B \text{ pag } 1,75 + 1,05 ( \text{METRO}_1 / \text{METRO}_2 ) \leq 0,3 ( \text{METRO}_1 / \text{METRO}_2 ) \leq 2,3 \quad (3-12)$$

dónde  $\text{METRO}_1$  es el más pequeño y  $\text{METRO}_2$  es el momento flector mayor en los extremos de la longitud no arriostrada, tomado aproximadamente el eje fuerte del miembro, y donde  $\text{METRO}_1 / \text{METRO}_2$  es positivo cuando  $\text{METRO}_1$  y  $\text{METRO}_2$  tienen el mismo signo (reverso flexión de la curvatura).  $C_B$  puede tomarse conservadoramente como unidad. Cuando el momento flector en cualquier punto dentro una longitud sin arriostramiento es mayor que la de ambos extremos de esta longitud,  $C_B$  se tomará como unidad [ver Eq. (3-12)].

Para miembros en forma de I y canales inclinados a eje fuerte y con longitudes no arriostradas que caen en los rangos definidos por las Ecs. (3-13) y (3-15), la tensión de flexión permisible en tensión viene dada por la ecuación. (3-9). El esfuerzo de flexión permisible en compresión se determina como el valor más grande de las Ecs. (3-14) o (3-16) y (3-17). La ecuación (3-17) es aplicable solo a las secciones con una brida de compresión que es sólida, de forma aproximadamente rectangular, y que tiene un área no menor que la brida de tensión. Para canales doblados alrededor del eje mayor, la tensión de compresión permisible viene dada por la Ec. (3-17).

Cuándo

$$\frac{3,19 C_B}{F_y} \leq \frac{L_B}{r_T} \leq \frac{17,59 C_B}{F_y} \quad (3-13)$$

$$F_{\text{B pag } 1,10} = \frac{F_y (L_B / r_T)^2 F_y}{31,9 C_B \text{ norte o}} \leq \frac{F_y}{\text{norte o}} \quad (3-14)$$

Cuándo

$$\frac{L_B}{r_T} > \frac{17,59 C_B}{F_y} \quad (3-15)$$

$$F_{\text{B pag}} = \frac{2 C_B}{\text{norte o } L_B / r_T^2} \leq \frac{F_y}{\text{norte o}} \quad (3-16)$$

Por cualquier valor de  $L_B / r_T$

$$F_{\text{B pag norte o } L_B / r_T^2} \leq \frac{0,66 C_B}{\text{norte o}} \leq \frac{F_y}{\text{norte o}} \quad (3-17)$$

dónde

$L_B$  pag distancia entre secciones transversales arriostradas contra giro o desplazamiento lateral del compresor brida de sion

$r_T$  pag radio de giro de una sección que comprende el brida de compresión plus  $1/3$  del área del alma de compresión, tomada alrededor de un eje en el plano de La web

El momento permisible del eje mayor  $\text{METRO}$  para tes y miembros de doble ángulo cargados en el plano de simetría es

$$\text{METRO pag norte o} = \frac{E I_y G J}{L_B} B + 1 + B^2 \leq \frac{F_y \text{ como } \text{norte o}}{\text{norte o}} \quad (3-18)$$

dónde

$a$  pag 1.0 si el vástago está en compresión

pag 1,25 si el vástago está en tensión

$B \text{ pag } \pm 2,3 ( d / L_B ) I_y / J$

$G J$  pag módulo de elasticidad cortante

$I_y$  pag momento de inercia del eje menor

El valor  $B$  es positivo cuando el vástago está en tensión y negativo cuando el vástago está en compresión en cualquier parte de la longitud no arriostrada.

**Comentario:** Las formas no compactas que están arriostradas a intervalos que no exceden el espaciado definido por las Ecs. (3-10) o (3-11) tienen un momento de estado límite que equivale al rendimiento de la fibra externa. La tensión de flexión permitida para miembros con secciones no compactas proporciona un factor de diseño de **norte o** con respecto a la producción de fibras externas.

Los miembros y canales de I-shape se inclinan por los fuertes. El eje puede fallar en el pandeo lateral por torsión. Las ecuaciones (3-13) a (3-17) definen la compresión de flexión permitida. tensiones sión que proporcionan un factor de diseño de **norte o** con respecto a este estado límite.

La expresión de momento permisible para tes y miembros de doble ángulo Eq. (3-18) define el momento permisible basado en el estado límite menor de pandeo lateral por torsión (Kitipornchai y Trahair, 1980) o cedencia (Ellifritt, et al, 1992). El valor de  $a$  pag 1.25 se basa en el análisis del comentario del párr. 3-2.3.4.

**3-2.3.3 Doblado fuerte del eje de barras rectangulares sólidas.** La tensión de flexión permitida para una sección rectangular de profundidad  $D$  y espesor  $t$  se da de la siguiente manera:

Cuando

$$\frac{L_B D}{t^2} \leq \frac{0,08 m_i}{F_y} \quad (3-19)$$

$$F_{B \text{ pag } \text{ norte } o} = \frac{1,25 F_y}{\text{norte } o} \quad (3-20)$$

Cuando

$$\frac{0,08 E}{F_y} < \frac{L_B D}{t^2} \leq \frac{1,9 m_i}{F_y} \quad (3-21)$$

$$F_{B \text{ pag } C B 1,52 - 0,274} \frac{L_B d F_y F_y \leq}{t^2 E S_D} \frac{1,25 F_y}{\text{norte } o} \quad (3-22)$$

Cuando

$$\frac{L_B D}{t^2} > \frac{1,9 m_i}{F_y} \quad (3-23)$$

$$F_{B \text{ pag } \frac{1,9 C E_B}{\text{norte } o L_B d / t^2}} \quad (3-24)$$

**Comentario:** Las disposiciones de esta sección están tomadas de AISC (2005). El coeficiente 1.25 en las ecuaciones. (3-20) y (3-22) se basan en la discusión en el comentario del párr. 3-2.3.4.

**3-2.3.4 Flexión de eje débil de secciones compactas, barras sólidas y secciones rectangulares.** Para miembros doblemente simétricos en forma de I y H con bridas compactas como se define en la Tabla 3-1 conectados continuamente al alma y doblados alrededor de sus ejes débiles, barras sólidas redondas y cuadradas, y secciones rectangulares sólidas dobladas alrededor de sus ejes débiles, el permitido la tensión de flexión es

$$F_{B \text{ pag } \text{ norte } o} = \frac{1,25 F_y}{\text{norte } o} \quad (3-25)$$

Para tubos rectangulares o formas de caja con bridas y alma compactas como se define en la Tabla 3-1, con las bridas continuamente conectadas a las almas y dobladas sobre sus ejes débiles, la tensión de flexión permisible viene dada por la Ec. (3-6).

**Comentario:** Muchas formas que se utilizan comúnmente en los dispositivos de elevación tienen factores de forma que son significativamente mayores que 1,12. Estos incluyen miembros doblemente simétricos en forma de I y H con bridas compactas dobladas alrededor de sus ejes débiles, barras sólidas redondas y cuadradas y secciones rectangulares sólidas dobladas alrededor de sus ejes débiles.

Los factores de forma para estas formas son típicamente 1,50 o más.

La tensión de flexión permitida para estas formas Eq. (3-25) da un factor de diseño de 1.20 **norte o** mayor con respecto a un estado límite igual al momento plástico. Esto La tensión permisible da como resultado una condición en la que la tensión de flexión no excederá el rendimiento bajo las cargas máximas definidas en los espectros de carga en los que se basan los factores de diseño. Los espectros de la Categoría de diseño A definen una carga estática máxima igual al 105% de la carga nominal y un impacto máximo igual al 50% de la carga levantada. Por lo tanto, la flexión máxima teórica el estrés es  $1,25 F_y (1.05 \quad 1,50) / 2,00 \text{ pag } 0,98 F_y$ . La Los espectros de la categoría de diseño B definen una carga igual al 120% de la carga nominal y un impacto máximo igual al 100% de la carga levantada. Por lo tanto, la teo-La tensión de flexión máxima retórica es de  $1,25 F_y (1,20 \quad 2,00) / 3,00 \text{ pag } F_y$ .

**3-2.3.5 Flexión biaxial.** Los miembros que no sean miembros cilíndricos sujetos a flexión biaxial sin carga axial deben estar proporcionados para satisfacer la Ec. (3-26). Los miembros cilíndricos sujetos a flexión biaxial sin carga axial deben estar proporcionados para satisfacer la Ec. (3-27).

$$\frac{F_{bx} + F_{por} \leq 1.0}{F_{bx} \quad F_{por}} \quad (3-26)$$

$$\frac{F_{bx} + F_{2, por} \leq 1.0}{F_B} \quad (3-27)$$

$F_{bx}$  o  $F_{por}$  pag esfuerzo de flexión calculado sobre el  $X$  o  $y$  eje, como se indica

$F_{bx}$  o  $F_{por}$  pag tensión de flexión admisible sobre el  $X$  o  $y$  eje, como se indica, del párr. 3-2,3

**3-2.3.6 Cizallamiento en barras, pasadores y placas no rígidas.** El esfuerzo cortante promedio  $F_v$  en barras, pasadores y placas no rigidizadas para las cuales  $h/t \leq 2,45 E/F_y$  no excederá

$$F_{v \text{ pag } \frac{F_y}{\text{norte } o 3}} \quad (3-28)$$

dónde

$h$  pag profundidad clara de la placa paralela a la aplicada fuerza cortante en la sección bajo investigación. Para las formas laminadas, este valor puede tomarse como la distancia libre entre las pestañas menos el redondeo o el radio de la esquina.

$t$  pag espesor de la placa

Métodos utilizados para determinar la resistencia de placas submetido a fuerzas de cizallamiento para las cuales  $h/t > 2,45 E/F_y$  proporcionará un factor de diseño con respecto al estado límite de pandeo no menor que el valor aplicable dado en el párr. 3-1.3.

**Comentario:** La expresión de esfuerzo cortante permisible se basa en CMAA # 70, que especifica la

esfuerzo cortante en función del esfuerzo cortante elástico. El esfuerzo cortante elástico se basa en la teoría de la energía de distorsión (Shigley y Mischke, 2001). La relación de esbeltez límite de las placas en cizallamiento se toma de AISC (2000).

La experiencia ha demostrado que los miembros de los dispositivos de elevación debajo del gancho no están compuestos generalmente por elementos de cizalla delgados. Por lo tanto, las disposiciones para el diseño de elementos de corte delgados no se incluyen en la Norma.

### 3-2.4 Esfuerzos axiales y de flexión combinados

Los elementos sujetos a esfuerzos combinados de flexión y compresión axial deben estar proporcionados para satisfacer los siguientes requisitos:

(a) Todos los miembros, excepto los cilíndricos, deberán satisfacer las ecuaciones. (3-29) y (3-30) o (3-31).

(B) Cuando  $F_a/F_a \leq 0,15$ , ec. (3-31) está permitido en lugar de Ecs. (3-29) y (3-30).

$$\frac{F_a}{F_a} + \frac{C_{mx} F_{bx}}{1 - \frac{F_a F_{bx}}{F_{ex}}} + \frac{C_{mi} F_{por}}{1 - \frac{F_a F_{por}}{F_{ey}}} \leq 1.0 \quad (3-29)$$

$$\frac{F_a}{F_{y/norte}} + \frac{F_{bx} + F_{por}}{F_{bx} F_{por}} \leq 1.0 \quad (3-30)$$

$$\frac{F_a}{F_a} + \frac{F_{bx} + F_{por}}{F_{bx} F_{por}} \leq 1.0 \quad (3-31)$$

(C) Los miembros cilíndricos deben satisfacer las ecuaciones. (3-32) y (3-33) o (3-34).

(D) Cuando  $F_a/F_a \leq 0,15$ , ec. (3-34) está permitido en lugar de Ecs. (3-32) y (3-33).

$$\frac{F_a}{F_a} + \frac{C_{metro} F_{2bx} + F_{2por}}{1 - \frac{F_a F_{2bx}}{F_{mi}}} \leq 1.0 \quad (3-32)$$

$$\frac{F_a}{F_{y/norte}} + \frac{F_{2bx} + F_{2por}}{F_B} \leq 1.0 \quad (3-33)$$

$$\frac{F_a}{F_a} + \frac{F_{2bx} + F_{2por}}{F_B} \leq 1.0 \quad (3-34)$$

(mi) Los elementos sujetos a tensión axial combinada y esfuerzos de flexión deben ser proporcionados para satisfacer las siguientes ecuaciones. La ecuación (3-35) se aplica a todos los miembros excepto a los cilíndricos. La ecuación (3-36) se aplica a miembros cilíndricos.

$$\frac{F_t}{F_t} + \frac{F_{bx} + F_{por}}{F_{bx} F_{por}} \leq 1.0 \quad (3-35)$$

$$\frac{F_t}{F_t} + \frac{F_{2bx} + F_{2por}}{F_B} \leq 1.0 \quad (3-36)$$

En Ecs. (3-29) a (3-36),

$F_a$  pag esfuerzo de compresión axial calculado

$F_a$  pag tensión de compresión axial admisible del párr. 3-2,2

$F_t$  pag esfuerzo de tracción axial calculado

$F_t$  pag tensión de tracción admisible del párr. 3-2,1

$$F_{mi}' \text{ pag } \frac{2 m_i}{1,15 \text{ norte } K l / r)_2}$$

donde la relación de esbeltez  $Kl/r$  es que en el plano de flexión considerado

$$C_{metro} \text{ pag } C_{mx} \text{ pag } C_{mi} \text{ pag } 1.0$$

Valores más bajos para  $C_{metro}$ ,  $C_{mx}$ , o  $C_{mi}$  puede utilizarse si el análisis lo justifica.

**Comentario:** El diseño de miembros sujetos a compresión axial combinada y flexión debe reconocer la amplificación del momento que resulta de **PAG**- efectos. Las fórmulas dadas en esta sección están tomadas de AISC (1989) con las modificaciones necesarias para tener en cuenta los factores de diseño dados en esta Norma. Una discusión en profundidad de la interacción de flexión axial y la derivación de estas fórmulas se puede encontrar en Galambos (1998).

Las fórmulas de interacción para miembros cilíndricos reconocen que los esfuerzos de flexión máximos alrededor de dos ejes mutuamente perpendiculares no ocurren en el mismo punto. Las ecuaciones (3-32), (3-33) y (3-34) se basan en la suposición de que  $C_{metro}$ ,  $F_{mi}'$ , y  $F_B$  tienen los mismos valores para ambos ejes. Si se aplican valores diferentes, Deben usarse diferentes ecuaciones de interacción (por ejemplo, API RP 2A-WSD).

### 3-2.5 Esfuerzos combinados normales y cortantes

Las regiones de elementos sometidos a esfuerzos combinados normales y cortantes deberán estar proporcionados de manera que el estrés  $F_{cr}$  calculado con Eq. (3-37) no excede el estrés permitido  $F_{cr}$  definido en la ecuación.

$$F_{cr} \text{ pag } F_{2x} - F_X F_Y + F_{2y} + 3 F_{2xy} \leq F_{cr} \text{ pag } \frac{F_y}{\text{norte}} \quad (3-37)$$

dónde

$F_v$  pag esfuerzo cortante calculado

$F_X$  pag esfuerzo normal calculado en el X dirección

$F_Y$  pag esfuerzo normal calculado en el Y dirección

$F_{cr}$  pag tensión crítica admisible debido al cizallamiento combinado y tensiones normales

**Comentario:** La ecuación (3-37) es la relación de la teoría de la energía de distorsión entre los esfuerzos normales y de corte (Shigley y Mischke, 2001). La tensión crítica admisible es la tensión de fluencia del material dividida por el factor de diseño aplicable, **norte**. A los efectos de este

requisito, las direcciones  $X$  y  $y$  son orientaciones mutuamente perpendiculares de tensiones normales, no  $X$  eje y  $y$  tensiones de flexión del eje.

### 3-2.6 Pandeo local

Las relaciones ancho-espesor de los elementos de compresión deben ser menores o iguales a los valores dados en la Tabla 3-1 para ser completamente efectivos.

Los métodos utilizados para determinar la resistencia de los elementos de compresión delgados proporcionarán un factor de diseño con respecto al estado límite de pandeo no menor que el valor aplicable dado en el párr. 3-1.3.

**Comentario:** Elemento de compresión ancho-espesor las relaciones se definen para secciones compactas y no compactas en la Tabla 3-1. Los límites expresados en el mismo se basan en la Tabla B5.1 de AISC (2000). Las definiciones de las dimensiones utilizadas en la tabla 3-1 para los elementos de compresión más comunes se ilustran en la figura C3-1.

Al igual que con las placas delgadas sometidas a cizallamiento, los dispositivos de elevación debajo del gancho generalmente no están compuestos por elementos de compresión delgados. Por lo tanto, las disposiciones para el diseño de elementos de compresión delgados no se incluyen en esta Norma.

## 3-3 DISEÑO DE CONEXIONES

### 3-3.1 General

En el diseño de conexiones, no se considerará que los pernos comparten la tensión en combinación con las soldaduras. Cuando los ejes de gravedad de los elementos de conexión sometidos a esfuerzos axiales no se crucen en un punto, se deben tomar medidas para los esfuerzos de flexión y cortante debido a la excentricidad en la conexión.

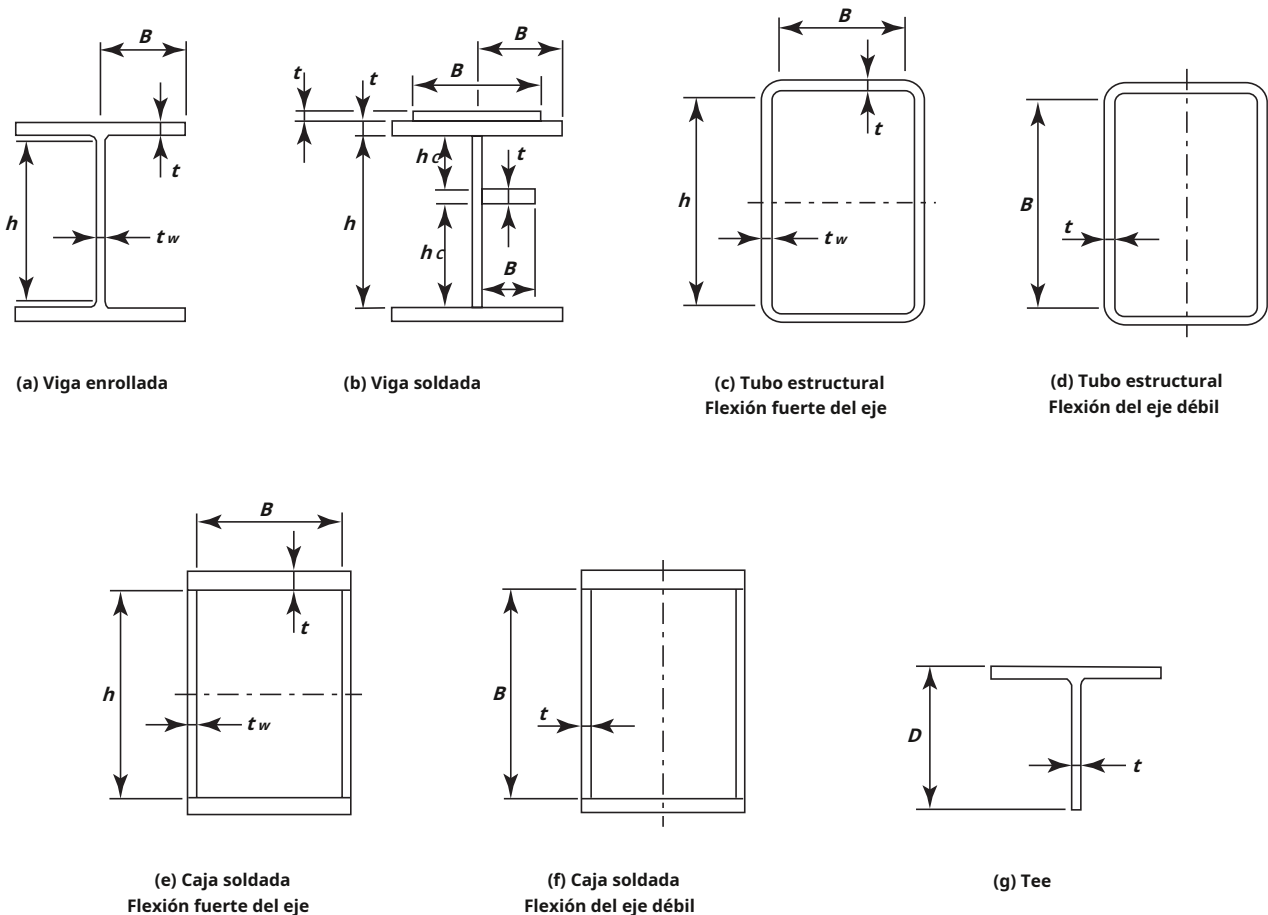


Fig. C3-1 Ejemplos seleccionados de requisitos de la tabla 3-1

La tensión de cojinete permitida  $F_{pag}$  en el área de contacto de superficies fresadas, refuerzos de cojinetes montados y otros tipos de acero partes en contacto estático es

$$F_{pag} = \frac{1,8 F_y}{1,20 \text{ Norte } D} \quad (3-38)$$

La carga de rodamiento permitida  $R_{pag}$  en kips por pulgada de longitud (N / mm) en rodillos es

$$R_{pag} = \frac{a}{1,20 \text{ Norte } D} \frac{F_y - F}{20} C \quad (3-39)$$

dónde

$a$  pag 1.2 si  $D \leq 635$  mm (25 pulg)

pag 6.0 si  $d > 25$  pulg. Cuando se usa el estándar de EE. UU. unidades (  $F_y$ , ksi)

pag 30.2 si  $d > 635$  mm cuando se utilizan unidades SI (  $F_y$ , MPa)

$C$  pag  $D$  si  $D \leq 635$  mm (25 pulg)

pag  $D$  si  $d > 635$  mm (25 pulg)

$D$  pag diámetro del rodillo

$F_{pag}$  13 cuando se utilizan unidades habituales de EE. UU. (  $F_y$ , ksi)

pag 90 cuando se utilizan unidades SI (  $F_y$ , MPa)

$F_y$  pag menor límite elástico de las piezas en contacto

**Comentario:** El diseño de conexiones atornilladas y soldadas sigue los mismos procedimientos básicos que se definen en AISI (1989) y ANSI / AWS D14.1. Los cambios principales se encuentran en los niveles de esfuerzos permisibles que se han establecido para proporcionar factores de diseño de 2,40 o 3,60 con respecto a la fractura para las Categorías de Diseño A o B, respectivamente.

La tensión de cojinete admisible definida por la ecuación. (3-38) se basa en AISI (1989) y AISI (2000). Es posible que se requiera una tensión de cojinete permisible más baja entre las piezas que se moverán entre sí bajo carga. La ecuación (3-39) se basa en AISI (2000) y Wilson (1934). Tal como se utilizan a lo largo de esta norma, los términos **superficie molida, molida, y molienda** tienen la intención de incluir superficies que han sido cortadas con precisión o terminadas a un plano real por cualquier medio adecuado.

Estos límites de tensión de los cojinetes se aplican solo a los cojinetes entre las piezas del dispositivo de elevación. El apoyo entre las partes del levantador y el elemento que se manipula debe ser evaluado por una persona calificada teniendo en cuenta la naturaleza del elemento y su sensibilidad práctica a la tensión de compresión local.

### 3-3.2 Conexiones atornilladas

Una conexión atornillada debe constar de un mínimo de dos pernos. El espaciamiento de los pernos y la distancia al borde se determinarán mediante un enfoque de diseño aceptado para proporcionar un factor de diseño mínimo de 1,20 Norte  $D$  con respecto a la fractura de las partes conectadas en tensión, corte o bloque cortar.

La tensión de tracción permitida  $F_t$  del perno es

$$F_t = \frac{F_{tu}}{1,20 \text{ Norte } D} \quad (3-40)$$

La tensión de tracción real  $F_t$  se basará en el área de tensión de tracción del perno y la tensión del perno debido a la cargas aplicadas como se define en el párr. 3-1.2.

El esfuerzo cortante permisible  $F_v$  del perno es

$$F_v = \frac{0,62 F_{tu}}{1,20 \text{ Norte } D} \quad (3-41)$$

El esfuerzo cortante real  $F_v$  se basará en el área bruta del perno si el plano de corte pasa a través del vástago del perno, o el área de la raíz si el plano de corte pasa a través de la longitud roscada del perno y el corte del perno debido a las cargas aplicadas como se define en el párr. 3-1.2.

La tensión de cojinete permitida  $F_{pag}$  de la parte conectada en el área proyectada del perno es

$$F_{pag} = \frac{2,40 F_{tu}}{1,20 \text{ Norte } D} \quad (3-42)$$

dónde

$F_{tu}$  pag la tensión máxima mínima especificada fuerza de la parte conectada

La tensión de tracción permitida  $F_t'$  para un perno sometido a esfuerzos combinados de tensión y cortante es

$$F_t' = \frac{F_t + 2,60 F_v}{2} \quad (3-43)$$

La capacidad de corte permitida  $PAG_s$  de un perno en una conexión crítica de deslizamiento en la que las superficies de contacto están limpias y sin pintar es

$$PAG_s = \frac{0,26 A_s F_{tu}}{1,20 \text{ Norte } D} \quad (3-44)$$

dónde

$A_s$  pag área de tensión de tracción

metro pag número de planos de deslizamiento en la conexión

Los diámetros de orificio para pernos en conexiones de deslizamiento crítico ciones no deben ser más de 1/16 pulg. (2 mm) mayor que el diámetro del perno. Si son necesarios orificios más grandes, la capacidad la conexión se reducirá en consecuencia.

La resistencia al deslizamiento de las conexiones en las que las superficies de contacto están pintadas o revestidas de otro modo se determinará mediante ensayo.

Los pernos en las conexiones de deslizamiento crítico se deben apretar durante la instalación para proporcionar una tensión inicial igual a al menos el 70% de la resistencia a la tracción mínima especificada del perno. Se debe usar una arandela plana endurecida debajo de la parte girada (cabeza de tuerca o perno) durante la instalación. Se deben usar arandelas debajo de la cabeza del perno y la tuerca de los pernos ASTM A 490 cuando el material conectado tiene un límite elástico mínimo especificado de menos de 40 ksi (276 MPa). Solo se deben usar pernos ASTM A 325 o ASTM A 490 en conexiones de deslizamiento crítico.

Las conexiones atornilladas sujetas a cargas de corte cíclicas deben diseñarse como conexiones de deslizamiento crítico a menos que el



La carga de corte se transfiere entre las partes conectadas por medio de tacos, llaves u otros elementos ajustados.

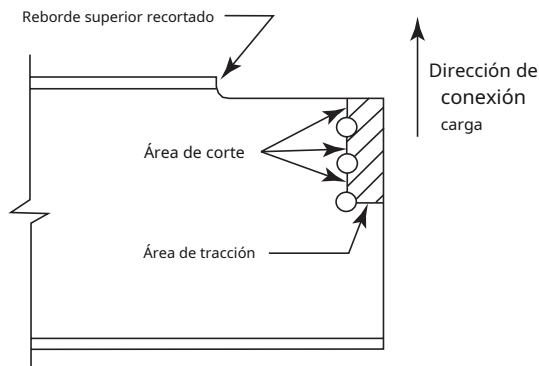
**Comentario:** A **conexión atornillada** se define para el propósito de esta Norma como una conexión no permanente en la que dos o más partes se unen con sujetadores roscados de tal manera que se evite el movimiento relativo. Una conexión en la que se utiliza un solo sujetador se considera un **conexión fija** y se diseñará como tal.

Las tensiones o cargas permitidas en los pernos se establecen como la resistencia máxima a la tracción, la resistencia máxima al corte o la resistencia al deslizamiento dividida por el factor de diseño apropiado. La resistencia máxima al cizallamiento se toma como el 62% de la resistencia máxima a la tracción (Kulak, et al, 1987). Este valor es razonable para conexiones atornilladas relativamente compactas. Si la longitud de una conexión atornillada excede aproximadamente 15 pulg. (380 mm), el cortante permisible por perno debe reducirse para tener en cuenta la creciente ineficiencia de la conexión (Kulak, et al, 1987). La ecuación (3-43) se deriva de Kulak, et al (1987), Eq. 4.1. Las tensiones reales debidas a las cargas aplicadas se calcularán en función del área bruta, el área de la raíz o el área de tensión de tracción del perno, según corresponda.

La configuración de las conexiones atornilladas en los dispositivos de elevación probablemente variará mucho de los tipos estándar de conexiones que se utilizan en la construcción de acero. Esta Norma no intenta abordar las muchas variaciones con respecto a la evaluación de la resistencia de las piezas conectadas, excepto para requerir que la resistencia de las piezas conectadas dentro de la conexión proporcione un diseño.

factor de al menos 1,20 **note**.

La figura C3-2 ilustra el caso especial de corte de bloque. Fallo de una pieza conectada. La resistencia de la pieza es la suma del esfuerzo de tracción permisible que actúa sobre el área de tracción indicada más el esfuerzo cortante permisible que actúa sobre el área de corte indicada. Aunque la figura muestra una conexión atornillada, este tipo de falla también puede ocurrir en una conexión soldada.



NOTA GENERAL: La falla ocurre al arrancar la parte sombreada.

**Fig. C3-2 Corte de bloque**

Una conexión de deslizamiento crítico es una conexión que transmite la carga de corte por medio de la fricción entre las partes conectadas. El desarrollo de esta fricción, o resistencia al deslizamiento, depende de la tensión de instalación de los pernos y del coeficiente de fricción en las superficies de contacto. La ecuación (3-44) se basa en un coeficiente de deslizamiento medio de 0,33 y un nivel de confianza del 90% basado en una instalación de llave calibrada (Kulak, et al, 1987).

La resistencia al deslizamiento de las conexiones en las que el perno los agujeros son más que 1/16 pulg. (2 mm) mayor que los pernos exhiben una resistencia al deslizamiento reducida. Si se necesitan orificios más grandes. Esencialmente, los resultados de las pruebas reportados en Kulak, et al (1987) pueden usarse para determinar la capacidad reducida de la conexión.

La resistencia al deslizamiento definida en esta Norma se basa en superficies de contacto que están libres de cascarilla, pintura y otros revestimientos sueltos. La resistencia al deslizamiento de las superficies pintadas o revestidas varía mucho, dependiendo del tipo y grosor del revestimiento. No es práctico de fijar una resistencia al deslizamiento aceptable general para tales conexiones. Se requieren pruebas para determinar la resistencia al deslizamiento para las conexiones antideslizantes en las que las superficies de contacto están pintadas o revestidas de otra manera (Yura y Frank, 1985).

Las disposiciones de diseño para conexiones de deslizamiento crítico se basan en investigaciones experimentales (Kulak, et al, 1987) sobre conexiones hechas con pernos ASTM A 325 y A 490. En ausencia de resultados de investigación similares utilizando otros tipos y grados de pernos, el párr. 3-3.2 limita los tipos de pernos que pueden usarse en conexiones de deslizamiento crítico a ASTM A 325 y A 490.

### 3-3.3 Conexiones con clavijas

**Comentario:** A **conexión fija** se define a los efectos de esta Norma como una conexión no permanente en la que dos o más partes se unen de tal manera que permitan una rotación relativa. Incluso si se utiliza un sujetador roscado como pasador, la conexión aún se considera una conexión con pasador y debe diseñarse como tal.

**3-3.3.1 Resistencia estática de las placas.** La resistencia de una placa conectada con pasadores en la región del orificio del pasador se tomará como el valor mínimo de la resistencia a la tracción del área efectiva en un plano que pasa por el centro del orificio del pasador perpendicular a la línea de acción de la carga aplicada. La resistencia a la fractura más allá del orificio del pasador en un solo plano paralelo a la línea de acción de la carga aplicada, y la resistencia al corte en doble plano más allá del orificio del pasador paralela a la línea de acción de la carga aplicada.

La resistencia a la tracción permitida a través del orificio del pasador  $PAG_t$  se calculará de la siguiente manera:

$$PAG_t = \frac{F_u}{2} \cdot \frac{B_{eff}}{p_{ag}} \quad (3-45)$$

dónde

$B_{eff}$  pag ancho efectivo a cada lado del orificio del pasador



El ancho efectivo se tomará como el menor de los valores calculados de la siguiente manera:

$$B_{ef} \leq 4t \leq B_{mi} \quad (3-46)$$

$$B_{ef} \leq B_{mi} 0,6 \frac{F_{tu}}{F_y} \frac{D_h}{B_{mi}} \leq B_{mi} \quad (3-47)$$

dónde

$B_{mi}$  pag ancho real de una placa con clavija entre el borde del agujero y el borde de la placa en una línea perpendicular a la línea de acción de la carga aplicada

$D_h$  pag diámetro del agujero

El límite de ancho de la ecuación. (3-46) no se aplica a las placas que están rígidas o que de otra manera se evita que se salgan del plano.

La resistencia permisible a la fractura en un solo plano más allá el agujero del alfiler  $PAG_{es}$

$$PAG_{es} = \frac{F_{tu}}{1,20} \text{ corte } 1,13 R - \frac{D_h}{2} + \frac{0,92 B_{mi}}{1 + B_{mi}/D_h} t \quad (3-48)$$

dónde

$R$  pag distancia desde el centro del agujero hasta el borde de la placa en la dirección de la carga aplicada

La resistencia al corte de doble plano permitida más allá del orificio del pasador  $PAG_{ves}$

$$PAG_{ves} = \frac{0,70 F_{tu} A_v}{1,20 \text{ corte } 2} \quad (3-49)$$

dónde

$A_v$  pag área total de los dos planos de corte más allá del agujerito

$$A_v \text{ pag } 2 R - \frac{D_h \cos 45 \text{ grados } t}{2} \quad (3-50)$$

**Comentario:** Una placa conectada a un pasador puede fallar en la región del orificio del pasador en cualquiera de los cuatro modos. Estos son tensión en el área efectiva en un plano que pasa por el centro del agujero del pasador perpendicular a la línea de acción de la carga aplicada, fractura en un solo plano más allá del agujero del pasador paralelo a la línea de acción de la carga aplicada, corte en dos planos más allá del orificio del pasador paralelos a la línea de acción de la carga aplicada, y por pandeo fuera del plano, comúnmente llamado **sirviendo**.

Las ecuaciones de resistencia para las placas son empíricas, basadas en investigaciones (principalmente Johnston, 1939 y Duerr y Pincus, 1985). El límite de ancho efectivo del área de tensión de tracción definida por la ecuación. (3-46) sirve para eliminar el abombamiento (pandeo fuera del plano de la placa) como modo de falla. De lo contrario, las ecuaciones de fuerza se ajustan a los resultados de la prueba. Las dimensiones utilizadas en las fórmulas para placas conectadas con pasadores se ilustran en la Fig. C3-3.

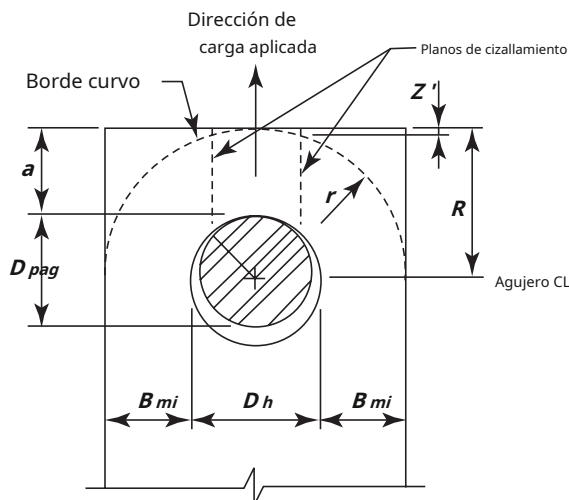


Fig. C3-3 Notación de placa con clavija conectada

La máxima resistencia al corte del acero a menudo se indica en los libros de texto como del 67% al 75% de la máxima resistencia a la tracción. Las pruebas han mostrado valores comúnmente en el rango de 80% a 95% para aceros suaves (Lyse y Godfrey, 1933; Tolbert, 1970) y alrededor del 70% para el acero T-1 (Bibber, et al, 1952). La resistencia máxima al corte se toma como el 70% de la resistencia máxima a la tracción en la ecuación. (3-49).

El área del plano de corte definida por la ecuación. (3-50) se basa en la geometría de una placa con un borde recto más allá del agujero que es perpendicular a la línea de acción de la carga aplicada. Tenga en cuenta que el término entre paréntesis en la ecuación. (3-50) es la longitud de un plano de corte. Si el borde de la placa está curvado, como se ilustra en la Fig. C3-3, se debe tener en cuenta la pérdida de área de corte debido a la curvatura. Si el borde curvo es circular y simétrico alrededor de un eje definido por la línea de acción de la carga aplicada, entonces la pérdida de longitud de un plano de corte  $Z'$  viene dada por la Ec. (C3-2), donde  $r$  es el radio de curvatura del borde de la placa.

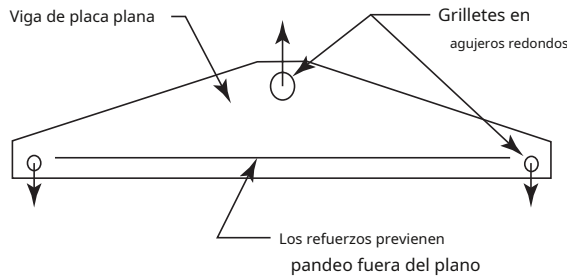
$$Z' \text{ pag } r - \frac{D_h \text{ pecado } 45 \text{ grados }^2}{2} \quad (C3-2)$$

Las placas conectadas con pasadores pueden diseñarse con placas dobles para reforzar la región del orificio del pasador. Hay dos métodos que se utilizan comúnmente en la práctica para determinar la contribución de resistencia de las placas dobles. En un método, se calcula la resistencia de cada placa y se suman los valores para llegar a la resistencia total del detalle. En el segundo método, se supone que la carga se reparte entre las placas individuales en proporción a sus espesores (es decir, se supone un apoyo uniforme entre el pasador y las placas). El método que se utilizará para el diseño de cualquier conexión en particular será determinado por una persona calificada basándose en una evaluación racional del detalle.

**3-3.3.2 Esfuerzos combinados.** Si un agujero de alfiler se encuentra en un punto donde se inducen tensiones significativas desde

comportamiento del miembro, como tensión o flexión, las tensiones locales de la función como una conexión con pasador se combinarán con las tensiones brutas del miembro de acuerdo con los párrs. 3-2,4 y 3-2,5.

**Comentario:** Si un agujero de pasador está ubicado en un punto donde se inducen tensiones significativas por el comportamiento del miembro, como la tensión o la flexión, se debe considerar la interacción de los esfuerzos locales y gruesos del miembro. Como ejemplo, considere la viga de elevación que se muestra en la Fig. C3-4.



**Fig. C3-4 Viga de elevación de placa rígida**

La flexión de la viga de elevación produce tensión en la parte superior de la placa. La carga vertical en el orificio del pasador produce esfuerzos cortantes por encima del orificio. El esfuerzo crítico en esta región se debe a la combinación de estos esfuerzos cortantes y de tracción.

**3-3.3.3 Carga de fatiga.** El esfuerzo de tracción promedio en el área de la red a través del orificio del afilero no debe exceder los límites definidos en el párr. 3-4.3 para la categoría de estrés E.

Los orificios para alfileres en las conexiones diseñadas para las clases de servicio 1 a 4 deben perforarse, escariarse o terminarse de otro modo para proporcionar una rugosidad superficial máxima de 500 pulgadas (12,5 m) alrededor de la superficie interior del orificio.

**Comentario:** Los requisitos de diseño por fatiga del párr. 3-4 se basan generalmente en las disposiciones de ANSI/AWS D14.1. Esta especificación no se refiere a las conexiones con clavijas. AISC (1994) define las mismas condiciones de carga, categorías de juntas y rangos de tensión que ANSI/AWS D14.1, pero incluye placas conectadas con pasadores y ojales. Esto forma la base para clasificar las conexiones con pasadores como Categoría de esfuerzo E para el diseño de fatiga.

En ocasiones, los orificios de los dispositivos de elevación utilizados en la construcción (Clase de servicio 0) se cortan con llama. La experiencia muestra que esta es una práctica aceptable para dispositivos que no están sujetos a cargas cíclicas. Las conexiones en los dispositivos diseñados para las clases de servicio 1 a 4 deben maquinarse según sea necesario para evitar las muescas que resultan del corte por llama.

**3-3.3.4 Tensión de los cojinetes.** La tensión del cojinete entre el pasador y la placa, basada en el área proyectada del pasador, no debe exceder el valor dado por la Ec. (3-51), donde  $F_y$  es el límite elástico del pasador o placa, el que sea

menor. La tensión del cojinete entre el pasador y la placa en conexiones que rotarán bajo carga durante una gran cantidad de ciclos (Clase de servicio 1 o superior) no debe exceder el valor dado por la Ec. (3-52).

$$F_{\text{pas pag}} \text{ por } \frac{1,25 F_y}{\text{ortero}} \quad (3-51)$$

$$F_{\text{pas pag}} \text{ por } \frac{0,63 F_y}{\text{ortero}} \quad (3-52)$$

**Comentario:** La limitación de la tensión de los cojinetes sirve para controlar la deformación y el desgaste de las placas. No es un límite de fuerza. El esfuerzo de rodamiento permisible dado por la Ec. (3-51) se basa en el requisito de CMAA # 70. La tensión de cojinete permisible para conexiones que rotarán bajo carga durante un gran número de ciclos [Eq. (3-52)] es el 50% de la ecuación. (3-51) tensión de cojinete admisible.

**3-3.3.5 Espacio de pasador a orificio.** Las disposiciones sobre resistencia estática del párr. 3-3.3 se aplica cuando el diámetro del orificio del pasador no es mayor al 110% del diámetro del pasador. Si el diámetro del orificio del pasador excede este límite, se debe tener en cuenta el efecto de la holgura al determinar la resistencia de la conexión.

La holgura de pasador a orificio en las conexiones que rotarán bajo carga o que experimentarán inversión de carga en servicio durante una gran cantidad de ciclos (Clase de servicio 1 o superior) será la requerida para permitir el funcionamiento adecuado de la conexión.

**Comentario:** La resistencia estática de una placa en una conexión con pasador en la región del orificio del pasador es máxima cuando el pasador encaja perfectamente en el orificio. A medida que aumenta la holgura entre el pasador y el orificio, disminuye la resistencia de la placa. La investigación realizada en la Universidad de Vanderbilt (Tolbert, 1970) y la Universidad de Houston (Duerr y Pincus, 1986) ha demostrado que la pérdida de resistencia es relativamente leve para las placas en las que el diámetro del orificio no excede el 110% del diámetro del pasador.

Las conexiones con pasador que deben adaptarse a grandes ángulos de rotación bajo carga o que rotarán bajo carga durante una gran cantidad de ciclos deben detallarse con un pequeño espacio entre el pasador y el orificio para minimizar el desgaste y el juego en servicio. El espacio libre que se utilizará dependerá del detalle real y de las condiciones de carga. Una persona calificada determinará una autorización aceptable.

**3-3.3.6 Diseño de pines.** Las fuerzas cortantes y los momentos flectores en el pasador se calcularán en función de la geometría de la conexión. Se puede suponer que la distribución de las cargas entre las placas y el pasador es uniforme o puede explicar los efectos de las deformaciones locales.

**Comentario:** Diseño de pasador basado en la suposición de que las cargas de cada placa se aplican al pasador como

una carga distribuida uniformemente a través del espesor de la placa es un enfoque común. Sin embargo, cuando las placas son relativamente gruesas, este método puede producir resultados excesivamente conservadores. En tal caso, se puede utilizar un método que tenga en cuenta los efectos de las deformaciones locales de las placas (por ejemplo, Melcon y Hoblit, 1953).

Al diseñar un pasador para una conexión en la que se utilizan placas dobles para reforzar la región del orificio del pasador, la suposición de carga en el pasador debe ser coherente con la suposición de cómo se comparte la carga entre la placa principal (central) y las placas dobles. .

### 3-3.4 Conexiones soldadas

**Comentario:** Los procedimientos y configuraciones de soldadura estructural se basan en ANSI / AWS D14.1, excepto que la resistencia de diseño de las soldaduras se define en esta sección para proporcionar el factor de diseño requerido.

La resistencia al cizallamiento límite inferior del metal de soldadura depositado es el 60% de la resistencia a la tracción (Fisher, et al, 1978). Esta es la base para las tensiones permitidas para soldaduras en AISC (2000) y ANSI / AWS D14.1 y para el requisito en Eq. (3-53).

**3-3.4.1 General.** Para los propósitos de esta sección, las soldaduras cargadas en paralelo al eje de la soldadura deben diseñarse para fuerzas cortantes. Las soldaduras cargadas perpendicularmente al eje de la soldadura deben diseñarse para fuerzas de tensión o compresión. El diseño de la conexión soldada debe proporcionar un acceso adecuado para depositar el metal de soldadura. La resistencia de las soldaduras se rige por el material base o el material de soldadura depositado como se indica a continuación:

(a) La resistencia de diseño de las soldaduras sujetas a tensión o compresión será igual al área efectiva de la soldadura multiplicada por la tensión permisible del metal base definido en el párr. 3-2.

(B) La resistencia de diseño de las soldaduras sujetas a cortante será igual al área efectiva de la soldadura multiplicada por el estrés permitido  $F_v$  dado por Eq. (3-53). Las tensiones en el metal base no deben exceder los límites definidos en paraca. 3-2.

$$F_v = \frac{0.60 E_{xx}}{1.25 n} \quad (3-53)$$

dónde

$E_{xx}$  pag resistencia nominal a la tracción del metal de soldadura

(c) **Combinación de soldaduras.** Si dos o más de los tipos generales de soldaduras (párrs. 3-3.4.2 a 3-3.4.4) se combinan en una sola unión, la capacidad efectiva de cada una se calculará por separado con referencia al eje del grupo en para determinar la capacidad permitida de la combinación.

Las áreas efectivas y las limitaciones para las soldaduras de ranuras, filetes, tapones y ranuras se indican en los párrs. 3-3.4.2 hasta 3-3.4.4.

**3-3.4.2 Soldaduras de ranura.** Las soldaduras de ranura pueden ser soldaduras de penetración de junta completa o de penetración de junta parcial. El área de soldadura efectiva para cualquier tipo se define como la longitud efectiva de la soldadura multiplicada por el espesor efectivo de la garganta.

La longitud efectiva de cualquier soldadura de ranura es la longitud sobre la cual la sección transversal de la soldadura tiene el espesor de garganta efectivo adecuado. No se permiten soldaduras de ranuras intermitentes.

El espesor de garganta efectivo es la distancia mínima desde la raíz de la ranura hasta la cara de la soldadura, menos cualquier refuerzo (generalmente la profundidad de la ranura). Para una soldadura de ranura de penetración completa, el grosor efectivo de la garganta es el grosor de la parte más delgada unida. En las soldaduras de ranura de penetración parcial, el grosor efectivo de la garganta para las ranuras en J o U y para las ranuras en bisel o en V con un ángulo mínimo de 60 grados es la profundidad de la ranura. Para ranuras en V de 45 grados a 60 grados, la garganta efectiva el grosor es la profundidad de la ranura menos  $1/8$  pulg. (3 mm).

El mnimo efecto de soldadura de ranura de penetracin parcial El grosor de garganta tiva se da en la Tabla 3-2. El espesor mínimo de la garganta está determinado por la parte más gruesa unida. Sin embargo, en ningún caso el espesor efectivo de la garganta será menor que el tamaño requerido para transmitir las fuerzas calculadas.

**Tabla 3-2 Espesor mínimo efectivo de garganta de Soldaduras de ranura de penetración parcial**

Espesor del material de más grueso Pieza unida, pulg. (Mm)	Garganta mínima efectiva Espesor, pulg. (Mm)
A $1/4$ (6)	$1/8$ (3)
Encima $1/4$ (6) a $1/2$ (13) Más $1/2$ (13)	$3/16$ (5)
a $3/4$ (19) Más $3/4$ (19) a $1 1/2$ (38)	$1/4$ (6)
Más de $1 1/2$ (38) a $2 1/4$ (57)	$5/16$ (8)
	$3/8$ (10)
Mas de $2 1/4$ (57) a 6 (150) Más de 6 (150)	$1/2$ (13)
	$5/8$ (dieciséis)

NOTA GENERAL: La garganta efectiva no necesita exceder el grosor de la parte más delgada unida.

Para las soldaduras abocardadas de bisel y ranura en V, el grosor efectivo de la garganta se basa en el radio de la barra o curva a la que está unida y el tipo de soldadura abocardada. Para bisel soldaduras, el espesor efectivo de la garganta es  $5/16$  veces el radio de la barra o doblez. Para soldaduras de ranura en V, el efecto El espesor de garganta tiva es  $1/2$  veces el radio de la barra o doblez.

**3-3.4.3 Soldaduras de filete.** El tamaño de la soldadura de filete se especifica por el ancho de la pierna, pero la tensión está determinada por el grosor efectivo de la garganta. La garganta efectiva de una soldadura de filete debe ser la distancia más corta desde la raíz hasta la cara de la soldadura. En general, se considera que este grosor efectivo de la garganta forma un ángulo de 45 grados desde la pata y tiene una dimensión igual a 0,707 veces el ancho de la pata. El área de soldadura efectiva de una soldadura de filete se define como la longitud efectiva de la soldadura multiplicada por el espesor efectivo de la garganta.

La longitud efectiva de una soldadura de filete será la longitud total del filete de tamaño completo, incluidos los retornos finales. Siempre que sea posible, una soldadura de filete se terminará con retornos finales. La longitud mínima de los retornos finales será dos veces el tamaño de la soldadura. Estos retornos estarán en el mismo plano que el resto de la soldadura.

La longitud mínima efectiva de una soldadura de filete será cuatro veces el tamaño de soldadura especificado, o el tamaño de la soldadura. se considerará que no excede  $1/4$  de la longitud de soldadura efectiva.

Para soldaduras en ángulo en orificios o ranuras, la longitud efectiva será la longitud de la línea central de la soldadura a lo largo del plano que pasa por el centro de la garganta de la soldadura. El área de soldadura efectiva no debe exceder el área de la sección transversal del orificio o ranura.

El tamaño mínimo de la soldadura de filete no debe ser menor que el tamaño requerido para transmitir las fuerzas calculadas ni el tamaño dado en la Tabla 3-3. Estos tamaños tabulados no se aplican a los refuerzos de soldadura de filete de soldaduras de penetración de unión parcial o completa.

**Tabla 3-3 Tamaños mínimos de soldaduras de filete**

Esesor del material de más grueso Pieza unida, pulg. (Mm)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete, pulg. (mm)
A $1/4$ (6)	$1/8$ (3)
Encima $1/4$ (6) a $1/2$ (13) Más 1	$3/16$ (5)
$1/2$ (13) a $3/4$ (19) Más $3/4$ (19)	$1/4$ (6)
	$5/16$ (8)

El tamaño máximo de la soldadura de filete se basa en el espesor de las piezas conectadas. A lo largo de los bordes de materiales de espesor menos que  $1/4$  pulg. (6 mm), el tamaño de la soldadura no debe exceder el espesor del material. A lo largo de los bordes donde el espesor del material es  $1/4$  pulg. (6 mm) o más, el tamaño de la soldadura no debe ser mayor que el espesor del material menos  $1/16$  pulg. (2 mm).

Se pueden usar soldaduras de filete intermitentes para transferir cálculos tensión a través de una junta o superficie de unión cuando la resistencia requerida es menor que la desarrollada por una soldadura de filete continua del tamaño más pequeño permitido y para unir

componentes de los miembros contruidos. La longitud efectiva de cualquier filete intermitente no debe ser inferior a cuatro veces el tamaño de la soldadura con un mínimo de  $1\frac{1}{2}$  pulg. (38 mm). Se realizarán soldaduras intermitentes en ambos lados de la junta. durante al menos el 25% de su longitud. El espaciado máximo de las soldaduras de filete intermitentes es de 300 mm (12 pulg.).

En las uniones traslapadas, la cantidad mínima de traslape debe ser cinco veces el grosor de la parte más delgada unida, pero no menos de 1 pulgada (25 mm). Cuando se produzcan juntas traslapadas en placas o barras sujetas a esfuerzos axiales, ambas partes traslapadas deben soldarse a lo largo de sus extremos.

Las soldaduras de filete no deben usarse en juntas en T sesgadas que tienen un ángulo incluido de menos de 60 grados o más de 135 grados. El borde del miembro contiguo se debe biselar, cuando sea necesario, para limitar la abertura de la raíz. a  $1/8$  pulg. (3 mm) máximo.

Se pueden usar soldaduras de filete en orificios o ranuras para transmitir cortante en juntas solapadas o para evitar el pandeo o separación de partes solapadas y para unir componentes de miembros contruidos. Las soldaduras de filete en orificios o ranuras no deben considerarse soldaduras de tapón o ranura.

**3-3.4.4 Soldaduras de tapones y ranuras.** Las soldaduras de tapón y ranura se pueden utilizar para transmitir cizalladura en uniones traslapadas o para evitar el pandeo de las piezas traslapadas y para unir componentes de los miembros contruidos. El área de corte efectivo de las soldaduras de tapón y ranura se considerará como el área de sección transversal nominal del orificio o ranura en el plano de la superficie de contacto.

El diámetro del orificio para una soldadura de tapón no debe ser menor que el espesor de la parte que lo contiene más  $5/16$  pulg. (8 mm) redondeado al siguiente impar más grande  $1/16$  pulg. (2 mm), ni mayor que el diámetro mínimo más  $1/8$  pulg. (3 mm) o  $2\frac{1}{4}$  veces el espesor de la soldadura, el que sea mayor. El mínimo de centro a centro

El espaciamiento de las soldaduras de los tapones debe ser cuatro veces el diámetro del agujero.

La longitud de la ranura para una soldadura de ranura no debe exceder 10 veces el espesor de la soldadura. El ancho de la ranura debe cumplir los mismos criterios que el diámetro del orificio para una soldadura de tapón. Los extremos de la ranura serán semicirculares o tendrán las esquinas redondeadas a un radio no menor al espesor de la parte que la contiene, excepto aquellos extremos que se extiendan hasta el borde de la parte. El espaciado mínimo de las líneas de soldaduras de ranura en una dirección transversal a su longitud será cuatro veces el ancho de la ranura. El espacio mínimo de centro a centro en una dirección longitudinal en cualquier línea será dos veces la longitud de la ranura.

El espesor de las soldaduras de tapón o ranura en el material.  $5/8$  pulg. (16 mm) o menos de espesor debe ser igual al espesor del material. En material sobre  $5/8$  pulg. (16 mm) de espesor, el espesor de la soldadura debe ser al menos la mitad del espesor del material pero no menos de  $5/8$  pulg. (16 mm).

### 3-4 DISEÑO DE FATIGA

#### 3-4.1 General

Al aplicar las disposiciones de diseño de fatiga definidas en esta sección, los esfuerzos calculados deben basarse en análisis elásticos y los esfuerzos no deben ser amplificados por factores de concentración de esfuerzos para discontinuidades geométricas.

**Comentario:** Los requisitos de diseño de fatiga en esta sección se derivan de AISC (2000) y del Informe técnico No. 6 de AISE y son apropiados para los tipos de acero en los que se basan las disposiciones del Capítulo 3. El uso de otros materiales puede requerir un medio diferente para evaluar la vida de fatiga del levántador.

#### 3-4.2 Clasificaciones de levántadores

Las clasificaciones de levántadores serán las que se indican en el Capítulo 2. Estas clasificaciones se basan en el uso del levántador en cargas de diversa magnitud, como se analiza en el Comentario del Capítulo 3. En realidad, el uso real del levántador puede diferir, posiblemente significativamente, de los espectros de carga definidos. Si se conocen o se pueden suponer suficientes datos de elevación, el número equivalente de ciclos de amplitud constante se puede determinar usando la Ec. (3-54).

$$n_{\text{orte } eq} \text{ pag } \Sigma \frac{S_{\text{Rhode Island } n_{\text{orte}}^3}}{S_{\text{Rref}}^3} \quad (3-54)$$

dónde

$n_{\text{orte } eq}$  pag número equivalente de amplitud constante  
ciclos en el rango de tensión  $S_{\text{Rref}}$

$n_{\text{orte } i}$  pag número de ciclos para el  $i^{\text{th}}$  porción de una variedad  
Espectro de carga de amplitud capaz

$S_{\text{Rhode Island}}$  pag rango de estrés para el  $i^{\text{th}}$  parte de una variable  
espectro de carga de amplitud

$S_{\text{Rref}}$  pag rango de tensión de referencia al que  $n_{\text{orte } eq}$  relata.

Esto es usualmente, pero no necesariamente, el máximo  
rango de estrés materno considerado.

**Comentario:** Los rangos de tensión permisibles dados en la Tabla 3-4 se derivaron sobre la base del supuesto de ciclos de carga de amplitud constante. Los dispositivos de elevación, por otro lado, normalmente están sujetos a un espectro de cargas variables, como se analiza en el comentario del párr. 3-1.3. Por lo tanto, la evaluación de la vida útil a la fatiga de un dispositivo de elevación en el que se comparan las tensiones de servicio para la carga máxima (estática más impacto) con los rangos permitidos en la Tabla 3-4 sería excesivamente conservadora.

Se han realizado análisis como parte del desarrollo de esta Norma en los que se calcularon los números equivalentes de ciclos de carga de amplitud constante para los espectros de carga discutidos en el Comentario del párr. 3-1.3 usando la Ec. (3-54). Los resultados mostraron que las duraciones de vida calculadas debido a estos espectros son ligeramente mayores que los resultados que se obtienen al comparar las tensiones de servicio debidas a las cargas estáticas de carga nominal con los rangos de tensión permitidos dados en la Tabla 3-4. Por lo tanto, la evaluación de la vida a fatiga de un levántador normalmente se puede realizar utilizando solo esfuerzos estáticos calculados a partir de la carga nominal.

La vida a fatiga de un dispositivo de elevación que se usará de manera tal que los espectros de carga estándar no sean representativos de la carga esperada se puede evaluar usando la Ec. (3-54), que se toma del Informe Técnico N ° 6 de AISE.

#### 3-4.3 Rangos de tensión permitidos

El rango máximo de tensión será el que se indica en la Tabla 3-4.

**Tabla 3-4 Rangos de tensión permitidos, ksi (MPa)**

Categoría de estrés (De la tabla 3-5)	Clase de servicio			
	1	2	3	4
A	63 (435)	37 (255)	24 (165)	24 (165)
B	49 (340)	29 (200)	18 (125)	16 (110)
B'	39 (270)	23 (160)	15 (100)	12 (80)
C	35 (240)	21 (145)	13 (90)	10 (70) [Nota (1)] 7
D	28 (190)	16 (110)	10 (70)	(50)
mi	22 (150)	13 (90)	8 (55)	5 (34)
mi'	16 (110)	9 (60)	6 (40)	3 (20)
F	15 (100)	12 (80)	9 (60)	8 (55)

NOTA:

(1) Rango de tensión de flexión de 12 ksi (80 MPa) permitido en la punta de las soldaduras de refuerzo en las bridas.

Las tensiones de tracción en el metal base de todos los elementos estructurales que soportan carga, incluidos ejes y pasadores, no deben exceder los rangos de tensión para la Categoría de tensión A.

**Comentario:** Los rangos de tensión máxima permitidos para las diversas clases de servicio y categorías de tensión se basan en los valores dados en la Tabla 3 de ANSI / AWS D14.1.

### 3-4.4 Categorías de estrés

La Categoría de tensión se puede determinar a partir de los detalles de la junta que se dan en la Tabla 3-5.

Copyright ASME International  
Proporcionado por IHS bajo licencia con ASME  
No se permite la reproducción o la creación de redes sin licencia de IHS

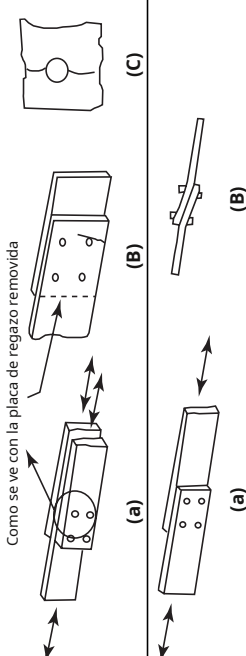

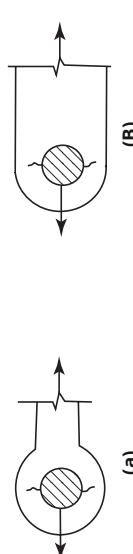
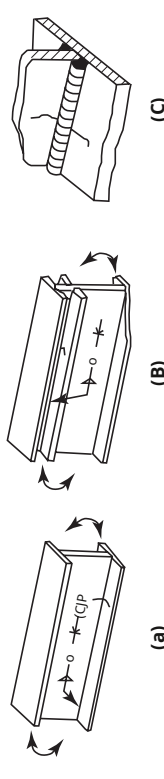
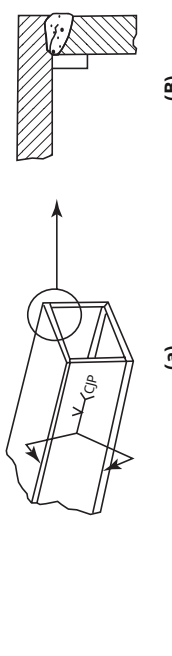
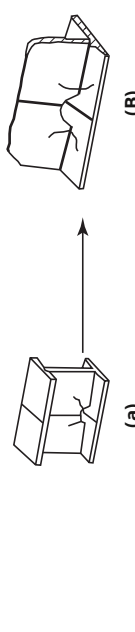
Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 1 - Material simple lejos de cualquier soldadura					
1.1 Metal común, excepto la intemperie sin revestir acero erizado, con superficie laminada o limpia. Bordes cortados con llama con un valor de rugosidad superficial de 1000 pulg. (25 m) o menos, pero sin esquinas de reentrada.	A	250	10 <sup>8</sup>	24 (165)	Lejos de todo soldaduras o estructuras conexiones turales ciones
1.2 Base de acero resistente a la intemperie sin recubrimiento metal con superficie laminada o limpia. Bordes cortados a la llama con superficie Valor de rugosidad de 1000 pulg. (25 m) o menos, pero sin esquinas reentradas.	B	120	10 <sup>8</sup>	16 (110)	Lejos de todo soldaduras o estructuras conexiones turales ciones
1.3 Miembro con perforado o escariado agujeros. Miembro con esquinas de reentrada en remates, cortes, bloqueos u otras discontinuidades geométricas hechas según los requisitos de AISC (2000) Apéndice K3.5, excepto los orificios de acceso de soldadura.	B	120	10 <sup>8</sup>	16 (110)	En cualquier externo borde o en perímetro del agujero
1.4 Secciones transversales laminadas con soldadura orificios de acceso hechos según los requisitos de AISC (2000) Sección J1.6 y Apéndice K3.5. Elementos con orificios perforados o escariados que contienen pernos para la fijación de arriostramientos ligeros donde hay una pequeña componente longitudinal de la fuerza del arriostramiento.	C	44	10 <sup>8</sup>	10 (69)	En el corredor reentrante ner de soldadura agujero de acceso o en cualquier pequeño agujero (puede contener perno de retención para menor contra conexiones)
Sección 2 - Material conectado en juntas fijadas mecánicamente					
2.1 Área bruta de metal base en el regazo uniones conectadas por pernos de alta resistencia en uniones que satisfacen todos los requisitos para conexiones de deslizamiento crítico.	B	120	10 <sup>8</sup>	16 (110)	A través de bruto sección cercana agujero

Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.



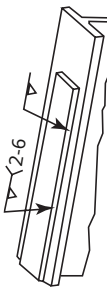
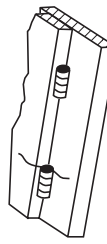
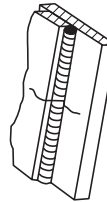
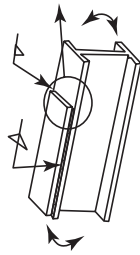
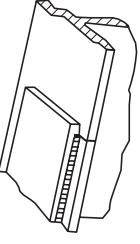
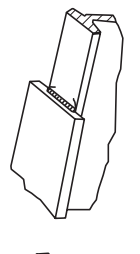
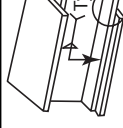
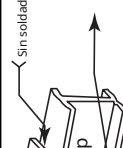
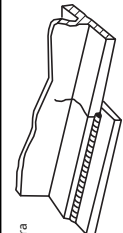
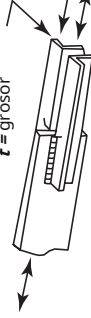


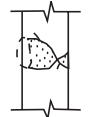
Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 2: Material conectado en juntas fijadas mecánicamente (continuación)					
2.2.2 Metal base en la sección neta de alta juntas atornilladas resistentes, diseñadas sobre la base de la resistencia de los cojinetes, pero fabricadas e instaladas de acuerdo con todos los requisitos de conexiones de deslizamiento crítico.	B	120 10 <sup>8</sup>	16 (110)	En sección neta originado en lado del agujero	
2.2.3 Metal base en la sección neta de otras uniones fijadas mecánicamente excepto barras de ojo y placas de clavijas.	D	22 10 <sup>8</sup>	7 (48)	En sección neta originado en lado del agujero	
2.4 Metal base en la sección neta de la barra ocular placa de cabeza o alfiler.	mi	11 10 <sup>8</sup>	4,5 (31)	En sección neta originado en lado del agujero	
Sección 3 - Juntas soldadas que unen componentes de miembros armados					
3.1 Metal base y metal de soldadura en miembros sin fijaciones formadas por placas o formas conectadas por una penetración de junta completa longitudinal continua soldaduras de ranura de tracción, con ranuras posteriores y soldadas desde el segundo lado, o mediante soldaduras de filete continuas.	B	120 10 <sup>8</sup>	16 (110)	Desde la superficie o discontinuidades en soldar desde el final de soldar	
3.2 Metal base y metal de soldadura en miembros sin aditamentos constituidos por placas o formas unidas por soldaduras de ranura de penetración completa longitudinal continua con barras de respaldo no retiradas, o por soldaduras de ranura de penetración de unión parcial continua.	B'	61 10 <sup>8</sup>	12 (83)	Desde la superficie o discontinuidades en soldadura, incluida soldadura de ling adjuntando barras de respaldo	
3.3.3 Terminaciones de metal base y metal de soldadura de soldaduras longitudinales en los orificios de acceso de la soldadura en los miembros construidos conectados.	D	22 10 <sup>8</sup>	7 (48)	De la soldadura terminación en la web o brida	

Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.



Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 3 - Juntas soldadas que unen componentes de miembros armados (continuación)					
3.4 Metal base en los extremos de longitudinal segmentos de soldadura de filete intermitentes.	mi	11 10 8	4,5 (31)	En conectado material en empezar y parar ubicaciones de cualquier soldadura depositar	  
3.5 Metal base en extremos de longitud parcial placas de cubierta soldadas más estrechas que la brida con extremos cuadrados o cónicos, con o sin soldaduras en los extremos de las placas de cubierta más anchas que la brida con soldaduras en los extremos.				En reborde en la puntera de soldadura final o en brida en la terminación de longitudinal soldar o en borde de la brida con cubierta ancha erplates	  
Espesor de la brida $\leq 20$ mm (0,8 pulg) Espesor de la brida $> 20$ mm (0,8 pulg)	mi mi'	11 10 8 3,9 10 8	4,5 (31) 2,6 (18)		
3.6 Metal base en extremos de longitud parcial Placas de cubierta soldadas más anchas que la brida sin soldaduras en los extremos.	mi'	3,9 10 8	2,6 (18)	En el borde de la brida al final de la convención soldadura erplate	  
Sección 4 - Conexiones de extremos soldadas con filete longitudinal					
4.1 Metal base en la unión de axialmente miembros cargados con conexiones finales soldadas longitudinalmente. Las soldaduras deben estar a cada lado del eje del miembro para equilibrar las tensiones de la soldadura.				Iniciando desde final de cualquier terminal de soldadura nación extendiéndose en el metal base	 
$t \leq 1/2$ pulg. (13 mm) $t > 1/2$ pulg. (13 mm)	mi mi'	11 10 8 3,9 10 8	4,5 (31) 2,6 (18)		
Sección 5 - Uniones soldadas transversales a la dirección de la tensión					
5.1 Metal base y metal de soldadura en o adyacentes a la ranura de penetración de la junta completa, empalmes soldados en secciones transversales laminadas o soldadas con soldaduras rectificadas esencialmente paralelas a la dirección de la tensión.	B	120 10 8	16 (110)	Desde dis- continuidades en metal de relleno o a lo largo de fusión Perímetro	 

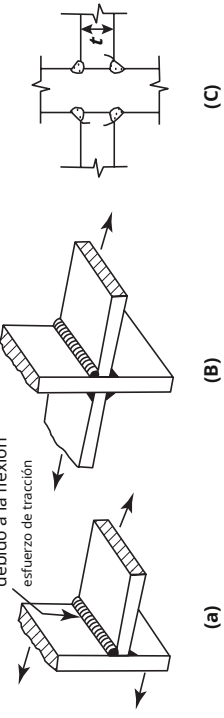
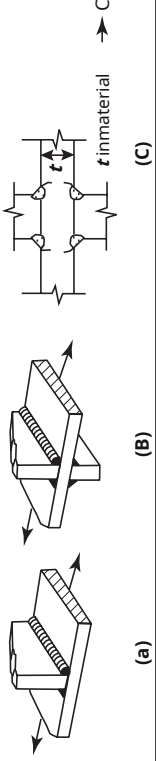
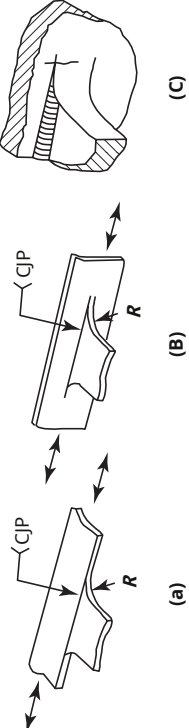
Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos	
					Sección 5 - Uniones soldadas transversales a la dirección de la tensión (continuación)	
5.2 Metal base y metal de soldadura en o adyacentes a empalmes soldados con ranura de penetración de junta completa con soldaduras rectificadas esencialmente paralelas a la dirección de la tensión en las transiciones de espesor o ancho realizadas en una pendiente no mayor del 8% al 20%.						
$F_y < 90$ ksi (620 MPa) $F_y \geq 90$ ksi (620 MPa)	B B'	120 10 <sup>8</sup> 61 10 <sup>8</sup>	16 (110) 12 (83)	Desde discontinuidades en metal de relleno o a lo largo de la fusión límite o en inicio de la transición cuando $F_y \geq 90$ ksi (620 MPa)		
5.3 Metal base con $F_y$ igual a o superior a 90 ksi (620 MPa) y Soldar metal en o adyacente a la ranura de penetración de la junta completa Empalmes soldados con soldaduras rectificadas esencialmente paralelas a la dirección de la tensión en las transiciones de ancho realizadas en un radio de no menos de 2 pies (600 mm) con el punto de tangencia en el extremo de la soldadura de ranura.	B	120 10 <sup>8</sup>	16 (110)	Desde discontinuidades en metal de relleno o discontinuidades a lo largo de fusión Perímetro		
5.4 Metal base y metal de soldadura en o adyacente a la punta de la junta completa en T de penetración o juntas de esquina o empalmes, con o sin transiciones de espesor con pendientes no mayores de 8% a 20%, cuando no se quita el refuerzo de soldadura.	C	44 10 <sup>8</sup>	10 (69)	Desde superficie discontinuidad en punta de soldadura extendiéndose en metal base o a lo largo de la fusión Perímetro.		
5.5 Metal base y metal de soldadura en la Conexiones de extremos de verso de elementos de placa cargados por tensión utilizando juntas a tope de penetración parcial o juntas en T o de esquina, con refuerzo o contorno de filetes $F_y$ será el menor de los rangos de tensión de la fisura de la base o la fisura de la raíz.	C C'	44 10 <sup>8</sup> Eq. (3-55)	10 (69) Ninguno previsto	Iniciando desde geométrico discontinuidad en la punta de la soldadura extendiéndose en metal base o, iniciando en raíz de soldadura sub-extendiéndose hacia arriba y luego fuera a través de soldadura		

Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sagimiento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 5 - Uniones soldadas transversales a la dirección de la tensión (continuación)					
5.6 Metal base y metal de aporte en la verso conexiones finales de elementos de placa cargados por tensión utilizando un par de soldaduras de filete en lados opuestos de la lámina. $F_{\theta}$ será el menor de los rangos de tensión de la fisura de la base o la fisura de la raíz.	C $C''$	44 10 <sup>8</sup> Eq. (3-55)	10 (69) Ninguno previsto	Iniciando desde geométrico discontinuidad en la punta de la soldadura extendiéndose en metal base o, iniciando en raíz de soldadura sub- jeto a tensión extendiéndose hacia arriba y luego fuera a través de soldadura	
Grieta que se inicia desde la punta de la soldadura: Grieta que se inicia desde la raíz de la soldadura:					
5.7 Metal base de placa cargada a tensión elementos y en vigas y alma de vigas laminadas o bridas en la punta de las soldaduras de filete transversales adyacentes a los refuerzos transversales soldados.	C	44 10 <sup>8</sup>	10 (69)	De geométrico descuotinuidad en la punta del filete que se extiende hacia metal base	
Sección 6 - Metal base en conexiones de miembros transversales soldados					
6.1 Metal base en los detalles adjuntos por soldaduras de ranura de penetración de unión completa sujetas a carga longitudinal solo cuando el detalle incorpora un radio de transición $R$ con la terminación de soldadura pulida. $R \geq 600$ mm (24 pulg) 600 mm (24 pulg) $R \geq$ 150 mm (6 pulg) 150 mm (6 pulg) $R \geq 50$ mm (2 pulg) 50 mm (2 pulg) $R$	B C D mi	120 44 22 11	10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup>	Cerca del punto de broncado gencia de radio en el borde de miembro	

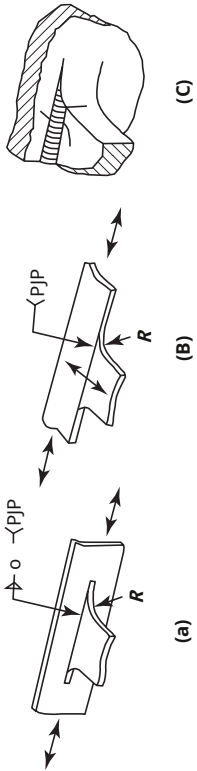
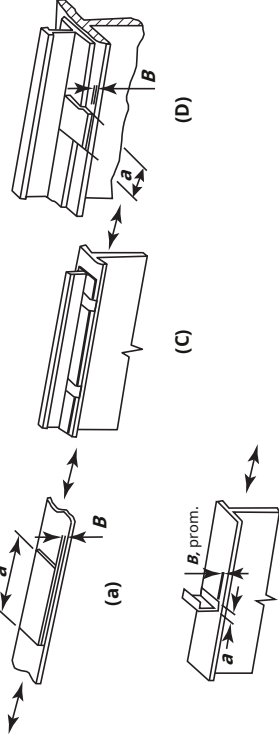
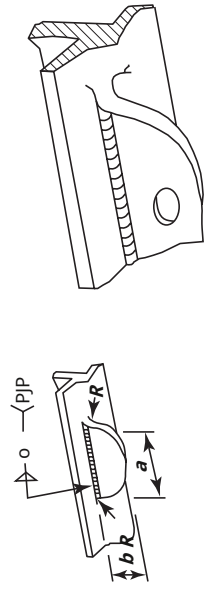
Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 6 - Metal base en conexiones soldadas de miembros transversales (continuación)					
6.2 Metal base en detalles de igual espesor unidos por soldaduras de ranura de penetración de junta completa sujetas a carga transversal con o sin carga longitudinal cuando el detalle incorpora un radio de transición $R$ con la terminación de la soldadura pulida suave:					
Cuando se quita el refuerzo de soldadura: $R \geq 600$ mm (24 pulg) $600$ mm (24 pulg) $> R \geq 150$ mm (6 pulg) $150$ mm (6 pulg) $> R \geq 50$ mm (2 pulg) $50$ mm (2 pulg) $> R$	B C D mi	120 44 22 11	10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup>	16 (110) 10 (69) 7 (48) 4,5 (31)	Cerca de puntos de tangencia de radio o en la soldadura o en el límite de fusión o miembro o adjunto archivo
Cuando no se quita el refuerzo de soldadura: $R \geq 600$ mm (24 pulg) $600$ mm (24 pulg) $> R \geq 150$ mm (6 pulg) $150$ mm (6 pulg) $> R \geq 50$ mm (2 pulg) $50$ mm (2 pulg) $> R$	C C D mi	44 44 22 11	10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup> 10 <sup>8</sup>	10 (69) 10 (69) 7 (48) 4,5 (31)	En la punta del soldar a lo largo del borde de miembro o el apegue
6.3 Metal base en detalles de desigual espesor unido por soldadura de ranura de penetración de unión completa sujeta a carga transversal con o sin carga longitudinal cuando el detalle incorpora un radio de transición $R$ con la terminación de soldadura pulida.					
Cuando se quita el refuerzo de soldadura: $R > 50$ mm (2 pulg.)	D	22	10 <sup>8</sup>	7 (48)	En la punta de la soldadura a lo largo del borde de material más delgado
$R \leq 50$ mm (2 pulg.)	mi	11	10 <sup>8</sup>	4,5 (31)	En la terminación de soldadura en un radio pequeño
Cuando no se quita el refuerzo: cualquier radio	mi	11	10 <sup>8</sup>	4,5 (31)	En la punta de la soldadura a lo largo del borde de material más delgado


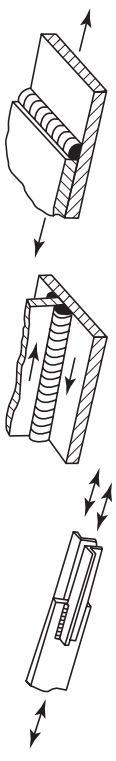
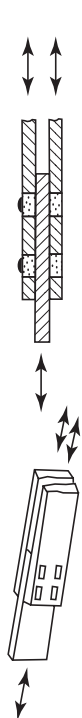
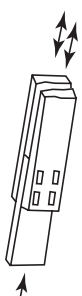
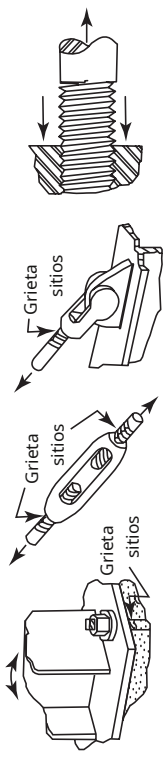
Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- samiento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos
Sección 6 - Metal base en conexiones soldadas de miembros transversales (continuación)					
6.4 Metal base sujeto a longitudinal tensión en elementos transversales, con o sin tensión transversal, unidas por filetes o soldaduras de ranura de penetración parcial paralelas a la dirección de la tensión cuando el detalle incorpora un radio de transición, $R$ , con terminación de soldadura rectificado liso:				En terminación de soldadura ción o de la punta del soldar extendiéndose en miembro	
$R > 50$ mm (2 pulg.) $R \leq 50$ mm (2 pulg.)	D mi	22 10 <sup>8</sup> 11 10 <sup>8</sup>	7 (48) 4,5 (31)		
Sección 7 - Metal base en accesorios cortos [Nota (1)]					
7.1 Metal base sujeto a longitudinal carga en detalles unidos por soldaduras de filete paralelas o transversales a la dirección de la tensión donde el detalle no incorpora un radio de transición y con la longitud del detalle en la dirección de la tensión, $a$ , y altura de fijación normal a la superficie del miembro, $B$ :				En el miembro en El final de soldar	
$a < 50$ mm (2 pulg.) 50 mm (2 pulg.) $\leq a \leq 12$ $B$ o 4 pulg. (100 mm)	C	44 10 <sup>8</sup>	10 (69)		
$a > 12$ B o 4 pulg. (100 mm), cuando $B$ es $\leq 25$ mm (1 pulg.)	D	22 10 <sup>8</sup>	7 (48)		
$a > 12$ B o 4 pulg. (100 mm), cuando $B$ es $> 25$ mm (1 pulg.)	mi mi'	11 10 <sup>8</sup> 3,9 10 <sup>8</sup>	4,5 (31) 2,6 (18)		
7.2 Metal base sujeto a longitudinal tensión en detalles unidos por soldaduras de ranura de penetración de empalme o unión parcial, con o sin carga transversal en el detalle, cuando el detalle incorpora un radio de transición, $R$ , con terminación de soldadura rectificado liso:				En terminación de soldadura extensión en miembro	
$R > 50$ mm (2 pulg.) $R \leq 50$ mm (2 pulg.)	D mi	22 10 <sup>8</sup> 11 10 <sup>8</sup>	7 (48) 4,5 (31)		

Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

Tabla 3-5 Parámetros de diseño de fatiga (continuación)

Descripción	Estrés Cate- sangriento	Constante $C_F$	Umbral $F_{TH}$ ksi (MPa)	Grieta potencial Punto de iniciación	Ejemplos típicos ilustrativos	
Sección 8 - Varios						
8.1 Metal base en corte de tipo perno conectores unidos por soldadura de filete o espárrago eléctrico.	C	44 10 8	10 (69)	En la punta de la soldadura metal base		
8.2 Cizallamiento en garganta de continuo o soldaduras de filete longitudinales o transversales intermitentes.	F	150 10 10	8 (55)	En garganta de soldadura		
8.3 Metal base en soldaduras de tapones o ranuras.	mi	11 10 8	4,5 (31)	Al final de la soldadura metal base		
8.4 Corte en soldaduras de tapón o ranura.	F	150 10 10	8 (55)	En la superficie faying		
8.5 No completamente apretado de alta resistencia pernos, pernos comunes, varillas de anclaje rosadas y varillas de suspensión con roscas cortadas, rectificadas o laminadas. Rango de tensión en el área de tensión de tracción debido a la carga viva más acción de palanca cuando corresponda.	mi'	3.9 10 8	7 (48)	En la raíz de la hilos extendiéndose en la tracción zona de estrés		

## NOTA:

(1) "Accesorio", como se usa en este documento, se define como cualquier detalle de acero soldado a un miembro, que por su mera presencia e independiente de su carga, provoca una discontinuidad en el flujo de tensión en el miembro y, por lo tanto, reduce la resistencia a la fatiga.

Copyright © American Institute of Steel Construction, Inc. Reproducido con permiso. Reservados todos los derechos.

**Comentario:** La Tabla 3-5, Parámetros de diseño de fatiga se tomó de AISC (2000). Los detalles de las juntas en esta tabla incluyen todos los detalles que se muestran en ANSI / AWS D14.1, Fig. 1, así como detalles adicionales, como conexiones con pasadores, que son valiosos en el diseño de elevadores. Esta tabla también tiene el beneficio adicional de ilustrar las ubicaciones probables de las grietas por fatiga, que serán valiosas para los inspectores de dispositivos de elevación.

### 3-4.5 Fatiga por tracción en sujetadores roscados

Los pernos de alta resistencia, los pernos comunes y las varillas roscadas sometidas a cargas de fatiga por tracción deben diseñarse de modo que la tensión de tracción calculada en el área de tensión de tracción debido a la carga combinada aplicada y las fuerzas de palanca no exceda el rango de tensión de diseño calculado utilizando Eq. (3-55). El factor  $C_F$  se tomará como 3.9  $10^8$ . La estrés umbral  $F_{TH}$  se tomará como 7 ksi (48 MPa).

Para juntas en las que los sujetadores están pretensados para al menos el 70% de su resistencia mínima a la tracción, se permitirá un análisis de la rigidez relativa de las piezas conectadas y los sujetadores para determinar el rango de tensión de tracción en los sujetadores debido a las cargas cíclicas. Alternativamente, se supondrá que el rango de tensión en los sujetadores es igual a la tensión en el área neta de tracción debido al 20% del valor absoluto de la carga de tracción de diseño. Si los sujetadores no están pretensados al menos al 70% de su resistencia mínima a la tracción, entonces se asumirá que toda la tensión es soportada exclusivamente por los sujetadores.

**Comentario:** Las disposiciones del párr. 3-4.5 se toman del Apéndice K3.4 de AISC (2000). Los valores para usar en la ecuación. (3-55) también se muestran en la Tabla 3-5.

### 3-4.6 Análisis de fatiga acumulativa

Si se desea un análisis de fatiga de componentes más refinado que el proporcionado por las cuatro clases de servicio dadas en el capítulo 2, la ecuación. (3-55) se puede utilizar para obtener el rango de tensión permisible para cualquier número de ciclos de carga para las Categorías de tensión que se dan en la Tabla 3-5.

$$F_{sr} \text{ pag } R \frac{C_F q_{ex}}{n_{orte}} \geq F_{TH} \quad (3-55)$$

dónde

$F_{sr}$  pag rango de tensión permisible para el detalle bajo consideración. El rango de estrés es el algebraico diferencia entre la tensión máxima y la tensión mínima.

$R$  pag 1, excepto lo siguiente:

(a) para la categoría de estrés  $C'$  cuando las tensiones están en ksi,

$$R \text{ pag } \frac{0,65 - 0,59 \frac{2a}{t_{pag}} + 0,72 \frac{W}{t_{pag} \leq 1.0}}{t_{pag}^{67}}$$

(B) para la categoría de estrés  $C'$  cuando las tensiones están en MPa,

$$R \text{ pag } \frac{1,12 - 1,01 \frac{2a}{t_{pag}} + 1,24 \frac{W}{t_{pag} \leq 1.0}}{t_{pag}^{67}}$$

(C) para la categoría de estrés  $C''$  cuando las tensiones están en ksi,

$$R \text{ pag } \frac{0,06 + 0,72 \frac{W}{t_{pag} \leq 1.0}}{t_{pag}^{67}}$$

(D) para la categoría de estrés  $C''$  cuando las tensiones están en MPa,

$$R \text{ pag } \frac{0,10 + 1,24 \frac{W}{t_{pag} \leq 1.0}}{t_{pag}^{67}}$$

Utilice los requisitos para la Categoría de estrés  $C$  si  $R$  pag 1.0.

2 a pag longitud de la cara de la raíz no soldada en el dirección del espesor de la placa cargada por tensión

$C_F$  pag constante de la Tabla 3-5 para el Estrés Categoría

$C_F q$  pag 14,4  $10^{11}$  para las categorías de estrés  $C$ ,  $C'$ , y  $C''$  cuando las tensiones están en MPa

$ex$  pag 0.167 para la categoría de estrés  $F$

pag 0.333 para todas las categorías de estrés excepto  $F$

$F_{TH}$  pag valor umbral para  $F_{sr}$  como se indica en la Tabla 3-5

$n_{orte}$  pag vida de fatiga de diseo deseada en ciclos del

detalle que se evalúa.  $n_{orte}$  es el número esperado de ciclos de rango de tensión de amplitud constante y lo debe proporcionar el propietario. Si no se especifica la vida de fatiga deseada, un

la persona debe utilizar los valores de umbral,  $F_{TH}$ , como el rango de estrés permitido,  $F_{sr}$ . Para análisis de daño acumulativo de amplitud variable

espectro de carga, se puede calcular un número equivalente de ciclos de amplitud constante usando la Ec. (3-54).

$q$  pag 1.0 cuando las tensiones están en ksi

$q$  pag 329 para todas las categorías de estrés excepto  $F$  cuando las tensiones están en MPa, excepto como se indica

$q$  pag 110.000 para la categoría de estrés  $F$  cuando los esfuerzos están en MPa, excepto lo indicado

$t_{pag}$  pag espesor de la placa cargada a tensión

$w$  pag tamaño de la pierna del filete de refuerzo o contorneado, si existe, en la dirección del espesor de la placa cargada a tensión

**Comentario:** Por lo general, los valores de rango de tensión de fatiga permitidos para un detalle de junta particular y una clase de servicio se seleccionan de una tabla como la Tabla 3-4 que trata el rango de tensión como una función escalonada. Estos valores se basan en el número máximo de ciclos para cada clase de servicio y consideran que cada ciclo es del



misma magnitud, como se analiza en el comentario del párr. 3-4.2.

Si uno desea un diseño para un número de ciclos en algún lugar entre el máximo y el mínimo de una clase de servicio particular y para una amplitud variable conocida, un enfoque de fatiga acumulativa utilizando la ecuación. (3-55) en el párr. 3-4.6 junto con la ecuación. (3-54) en el párr. 3-4.2 dará un rango de tensión permisible más refinado. Esto puede ser particularmente útil para evaluar un dispositivo de elevación existente para su vida restante.

El rango de estrés umbral  $F_{TH}$  es el nivel en el que no se producirá una falla por fatiga. Es decir, si la carga del servicio el rango de tensión no excede  $F_{TH}$ , entonces el detalle funcionará mediante un número ilimitado de ciclos de carga.

La ecuación (3-55) y los coeficientes dados en el párr. 3-4.6 abordan las principales consideraciones de interés sobre la vida a fatiga en el diseño de dispositivos de elevación. AISC (2000) Apéndice K3.3 proporciona ecuaciones para evaluar otros detalles específicos que pueden ser de utilidad en ciertas aplicaciones. Una persona calificada deberá evaluar la necesidad de análisis de fatiga más allá de lo provisto por el párr. 3-4 y aplique dichos análisis según sea necesario.

### 3-5 OTRAS CONSIDERACIONES DE DISEÑO

#### 3-5.1 Factores de impacto

El diseño de dispositivos de elevación debajo del gancho normalmente no requiere el uso de un factor de impacto. Los factores de diseño establecidos en este capítulo se basan en espectros de carga en los que las cargas de impacto máximas son iguales al 50% de la carga máxima levantada para elevadores de Categoría de diseño A y al 100% de la carga máxima levantada para elevadores de Categoría de diseño B. En el caso de que se espere que un levantador esté sujeto a cargas de impacto superiores a estos valores, una persona calificada deberá incluir un factor de impacto adicional para tener en cuenta dichas cargas.

**Comentario:** Los requisitos de diseño definidos en este capítulo se basan, en parte, en factores de impacto vertical de límite superior del 50% de la carga levantada para la Categoría de diseño A y del 100% para la Categoría de diseño B. (Se discuten las cargas utilizadas para el desarrollo de esta norma. en profundidad en el Comentario para el párrafo 3-1.3.) Por lo tanto, el diseño de dispositivos de elevación hechos de acuerdo con esta norma normalmente no requerirá el uso de un factor de impacto. La redacción de esta sección permite el uso de un factor de impacto adicional a discreción de una persona calificada si se anticipa que el dispositivo se usará en condiciones que puedan resultar en una carga dinámica inusual.

#### 3-5.2 Concentraciones de estrés

Las concentraciones de tensión debidas a agujeros, cambios en la sección o detalles similares se deben tener en cuenta al determinar las tensiones máximas en los elementos portadores de carga sujetos a cargas cíclicas, a menos que se indique lo contrario en este capítulo. La necesidad de utilizar tensiones máximas, en lugar de tensiones medias, al calcular la resistencia estática debe ser determinada por una persona calificada en función de la naturaleza del detalle y las propiedades del material que se utiliza.

**Comentario:** Las tensiones máximas debidas a discontinuidades no afectan la resistencia última de un elemento estructural a menos que el material sea frágil. [Los materiales generalmente se consideran quebradizos, en lugar de dúctiles, si el alargamiento final es del 5% o menos (Young y Budynas, 2002)]. Los tipos de acero en los que se basa esta Norma son todos materiales dúctiles. Por lo tanto, la resistencia estática puede calcularse razonablemente en función de las tensiones promedio.

Sin embargo, el diseño de fatiga debe reconocer los rangos de tensión. Dado que las grietas relacionadas con la fatiga se inician en puntos de concentración de esfuerzos debido a discontinuidades geométricas o metalúrgicas, es posible que los esfuerzos máximos creados por estas discontinuidades deban considerarse en el diseño de un levantador.

Los factores de concentración de tensión útiles para el diseño se pueden encontrar en *Factores de concentración de estrés de Peterson* (Pilkey, 1997) y otras fuentes similares.

#### 3-5.3 Deflexión

Es responsabilidad de una persona calificada determinar cuándo deben aplicarse los límites de deflexión y establecer las magnitudes de esos límites para el diseño de los mecanismos y elementos estructurales de los dispositivos de elevación.

**Comentario:** La capacidad de un dispositivo de elevación para cumplir su función prevista puede requerir que posea una cierta rigidez mínima además de resistencia. Por ejemplo, un dispositivo de sujeción no podrá mantener su agarre si los miembros del dispositivo se flexionan excesivamente bajo carga.

Debido a la amplia gama de dispositivos de elevación que pueden caer dentro del alcance de esta Norma, no es práctico definir límites de deflexión reales para diferentes tipos de dispositivos. La intención de esta sección es simplemente llamar la atención sobre la necesidad de considerar la desviación en el diseño de los dispositivos de elevación.



## Capítulo 4

# Diseño mecánico

### 4-1 GENERAL

#### 4-1.1 Propósito

Este capítulo establece los criterios de diseño para los elementos de la máquina de un dispositivo de elevación debajo del gancho.

**Comentario:** El Capítulo 4 se centra en el diseño de elementos de máquina y aquellas partes de un dispositivo de elevación no cubiertas por el Capítulo 3. El Capítulo 3 se utiliza con frecuencia en el diseño de componentes mecánicos para abordar los requisitos de resistencia de la estructura que une los elementos de la máquina. En este capítulo se tratan los sistemas de transmisión mecánica, los elementos y componentes de la máquina y otros equipos auxiliares.

Muchos dispositivos de elevación operan mientras están suspendidos de grúas y montacargas de edificios y, por lo tanto, deben tener una interfaz perfecta con este equipo. Por lo tanto, varios criterios de diseño establecidos por CMAA # 70, AISE Technical Report No. 6 y ASME HST-4 son la base para muchas partes de los criterios de diseño establecidos en este capítulo.

#### 4-1.2 Relación con el Capítulo 3

Los componentes mecánicos del dispositivo de elevación que se someten a tensión por la fuerza o fuerzas creadas durante la elevación o el movimiento de la carga deben dimensionarse de acuerdo con este capítulo y el Capítulo 3 de esta Norma. Se seleccionará el diseño más conservador para su uso. Todos los demás componentes mecánicos se diseñarán de acuerdo con los requisitos de este capítulo.

**Comentario:** Cuando la falla de un componente mecánico pueda resultar directamente en la caída involuntaria o en un movimiento peligroso de una carga, se deben usar los requisitos del Capítulo 3 para dimensionar el componente junto con los requisitos mecánicos de este capítulo. Los ejemplos incluyen, pero no se limitan a, sistemas de transmisión en tenazas para losas que sostienen la carga, sujetadores que sostienen los ganchos en las vigas y ejes de las poleas. Puede haber requisitos en los capítulos 3 y 4 que deban seguirse al diseñar un componente.

Junto con las fuerzas producidas por el funcionamiento normal, los componentes mecánicos de los dispositivos de elevación deben diseñarse para resistir las fuerzas resultantes de las irregularidades operativas que son comunes en los sistemas mecánicos, incluidos los atascos, el par de rotor bloqueado y las sobrecargas.

Si se desconoce el factor de diseño de un componente comercial, la capacidad máxima de ese componente debe dividirse por el valor aplicable de *norte d*.

### 4-2 POLEAS

#### 4-2.1 Material de la polea

Las poleas deben estar fabricadas con el material especificado por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada.

**Comentario:** Esta sección se aplica a las poleas que están contenidas en el sobre del dispositivo de elevación debajo del gancho. Las poleas que forman parte de un bloque inferior separado o un sistema de grúa no están cubiertas por esta Norma.

#### 4-2.2 Rollos de poleas

El diámetro de paso de las poleas móviles no debe ser inferior a 16 veces el diámetro nominal del cable de acero utilizado. Cuando las poleas del dispositivo de elevación se enrollan en las poleas del polipasto, el diámetro de paso y la configuración del polipasto se deben considerar en el diseño.

**Comentario:** El diámetro de paso de una polea tiene una relación directa con el desgaste y la fatiga del cable que determina el número de ciclos que puede soportar el conjunto. El Comité reconoce que en algunas aplicaciones especiales de espacio de carga baja, el tamaño de la polea puede necesitar ser más pequeño para acomodar el espacio limitado disponible. Se necesitaría tomar precauciones adicionales en estos casos para permitir un mayor desgaste del cable.

Para los casos en los que las poleas del levantador están enrolladas en el paquete de poleas de la grúa-puente, es necesario alinear el espacio y el ángulo de flota entre los dos sistemas paralelos para asegurar una operación adecuada.

#### 4-2.3 poleas igualadoras

El diámetro de paso de las poleas igualadoras no debe ser menor que la mitad del diámetro de las poleas móviles, ni menos de 12 veces el diámetro del cable cuando se usa cable de clase 6 37 o 15 veces el diámetro del cable cuando se usa clase 6 19. cuerda de alambre.

#### 4-2.4 Requisito del eje

Los conjuntos de poleas deben diseñarse sobre la base de un eje extraíble.

**Comentario:** La inspección y el mantenimiento de poleas y cojinetes requieren que estos componentes sean accesibles. Un diseño que requiere una modificación o alteración de la estructura del levantador para realizar la inspección o el mantenimiento de las poleas y los cojinetes supone una dificultad excesiva para el usuario y puede disuadir el cuidado adecuado del equipo.

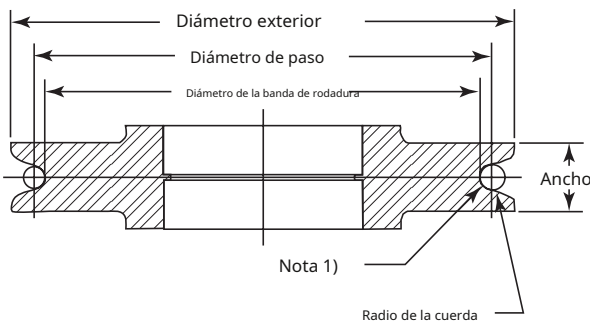
#### 4-2.5 Lubricación

Se proporcionarán medios para lubricar los cojinetes de las poleas.

**Comentario:** Los sistemas de lubricación, las líneas de grasa, los cojinetes autolubricantes o los cojinetes impregnados de aceite son todos métodos que asegurarán la lubricación de los cojinetes. Se debe tener especial cuidado al evaluar el método de lubricación, ya que algunos tipos de cojinetes autolubricantes no pueden soportar entornos de carga severos.

#### 4-2.6 Diseño de polea

Las ranuras de las poleas deben ser lisas y estar libres de irregularidades en la superficie que puedan dañar el cable. El radio de la ranura de una polea nueva debe ser un mínimo de 6% más grande que el radio del cable como se muestra en la Fig. 4-1. El radio de la sección transversal de la ranura debe formar un asiento ajustado para el tamaño del cable de acero utilizado, y los lados de las ranuras deben estar ahusados hacia afuera para ayudar a la entrada del cable de acero en la ranura. Las esquinas de las bridas deben estar redondeadas y las llantas deben estar alineadas alrededor del eje de rotación.



NOTA:

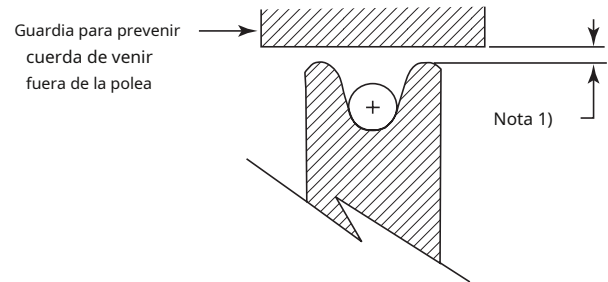
(1) Radio de ranura pag radio de la cuerda 1.06.

**Fig.4-1 Dimensiones de la polea**

**Comentario:** La interfaz entre el cable y la polea tiene una relación directa con la longevidad del cable. Para evitar el desgaste prematuro del cable de acero, las superficies de la polea deben ser lisas y ahusadas para permitir que el cable de acero se deslice fácilmente y se asiente en la ranura del cable de la polea. La **Manual de uso de cables de acero**, La tercera edición, Tabla 12, proporciona información sobre el tamaño de la ranura del cable con respecto al cable para permitir una superficie de asiento adecuada.

#### 4-2.7 Protector de polea

Las poleas deben estar protegidas para evitar que el cable de acero inadvertido se atasque o salga de la polea. El guardia se colocará dentro  $\frac{1}{8}$  pulg. (3 mm) o una distancia de



NOTA:

(1)  $\frac{1}{8}$  pulg. (3 mm) o una distancia de  $\frac{3}{8}$  veces el diámetro de la cuerda, el que sea más pequeño.

**Fig.4-2 Separación de la polea**

$\frac{3}{8}$  veces el diámetro del cable, el que sea menor, a la polea, como se muestra en la Fig. 4-2.

**Comentario:** Los protectores que envuelven una gran parte de la polea deben colocarse cerca de la brida de la polea. El propósito de la protección es evitar que el cable salte de la polea. La protección debe colocarse cerca de la polea en funcionamiento para garantizar que el cable no se atasque ni se atasque entre la polea y la protección.

#### 4-3 CUERDA DE ALAMBRE

**Comentario:** ASME HST-4 y ASME B30.2 proporcionan la base de esta sección, que cubre las aplicaciones de cables de acero que son un componente total o integral de un dispositivo de elevación debajo del gancho.

##### 4-3.1 Relación con otras normas

El cable de acero se enrolla a través del dispositivo de elevación y el polipasto debe cumplir con los requisitos del polipasto.

**Comentario:** Esta sección trata los requisitos del cable de acero para la aplicación poco común en la que el cable de elevación de la grúa (polipasto) se enrolla a través del dispositivo de elevación.

##### 4-3.2 Selección de cuerda

El cable de acero debe ser de una construcción recomendada para el servicio de elevación. La persona calificada debe considerar otros factores (es decir, tipo de conexión final,  $D/d$  relación, fricción del cojinete de la polea, etc.) que afectan la resistencia del cable para garantizar que se mantenga el factor de seguridad de 5: 1.

**Comentario:** Los usuarios de esta Norma pueden optar por hacer referencia a la **Manual de uso de cables de acero** como guía para seleccionar correctamente el cable.

### 4-3.3 Medio ambiente

La selección del material del cable de acero debe ser adecuada para el entorno en el que se utilizará.

**Comentario:** El Comité dejó abierto el uso de cuerdas sintéticas u otras cuerdas no metálicas para aplicaciones especiales que ocurren en entornos industriales peligrosos o anormales.

### 4-3.4 Ángulo de flota

El ángulo de flotación del cable de alambre para las poleas debe limitarse a una pendiente de 1 en 12 (4 grados, 45 min).

### 4-3.5 Extremos de la cuerda

Los extremos de los cables de acero deben estar sujetos al dispositivo de elevación de manera que se evite el desenganche durante el funcionamiento del dispositivo de elevación.

### 4-3.6 Clips de cuerda

Las grapas para cables de acero deben ser de acero forjado en estampa del tipo de montura simple (perno en U) o de montura doble. No se deben utilizar clips de hierro fundido maleable. Para conocer el espaciado, el número de clips y los valores de torsión, consulte las recomendaciones del fabricante del clip. Los clips de cable de acero unidos con pernos en U deben tener el perno en U sobre el extremo muerto del cable de acero y el cable vivo descansando en la montura del clip. Los clips se deben apretar uniformemente al par recomendado. Una vez aplicada la carga inicial al cable, las tuercas de sujeción se deben volver a apretar al par recomendado para compensar cualquier disminución en el diámetro del cable causada por la carga.

## 4-4 SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO

**Comentario:** El párrafo 4-4 cubre los requisitos genéricos para un sistema de propulsión, mientras que los párrs. 4-5 a 4-8 proporcionan requisitos específicos para los componentes mecánicos de un sistema de transmisión.

### 4-4.1 Ajuste de la transmisión

Los sistemas de transmisión que contienen correas, cadenas u otros dispositivos de transmisión flexibles deben tener disposiciones para el ajuste.

**Comentario:** Se recomienda un mecanismo de ajuste, como una cadena o un tensor de correa, para mantener la tensión de diseño en los dispositivos de transmisión flexibles. Las cadenas o correas sueltas experimentarán un desgaste acelerado y provocarán una falla prematura del sistema.

### 4-4.2 Diseño de la unidad

El fabricante del dispositivo de elevación o la persona calificada deberá especificar los componentes del sistema de transmisión, como acoplamientos, correas, poleas, cadenas, ruedas dentadas y embragues.

### 4-4.3 Componentes comerciales

Los componentes comerciales utilizados en el sistema de transmisión de un dispositivo de elevación deben tener un tamaño que permita que la capacidad de carga máxima especificada por el fabricante no se exceda en el peor de los casos.

**Comentario:** Se recomienda el uso de componentes comerciales (disponibles en el mercado) para brindar más flexibilidad al usuario. Una persona calificada debe considerar los mismos escenarios operativos y anormales utilizados en el diseño de los componentes estructurales, incluido el entorno, los golpes y los ciclos operativos, al incorporar componentes comerciales en el dispositivo de elevación. Las consideraciones de diseño adicionales incluyen, pero no se limitan a, atascos y pares excesivos.

Los componentes mecánicos del dispositivo de elevación que se someten a tensión por la fuerza o fuerzas creadas durante la elevación o el movimiento de la carga deben dimensionarse de acuerdo con el párr. 4-1.2.

### 4-4.4 Lubricación

Se deben proporcionar medios para lubricar e inspeccionar los sistemas de transmisión.

### 4-4.5 Protección del operador

Todos los peligros de movimiento asociados con la operación de los componentes mecánicos de transmisión de potencia deben eliminarse mediante el diseño del equipo o la protección mediante un resguardo, dispositivo, distancia segura o ubicación segura. Todos los protectores de peligro de movimiento

(a) evitar la entrada de manos, dedos u otras partes del cuerpo en un punto de peligro alcanzando a través, encima, debajo o alrededor de la protección

(b) no crear peligros de movimiento adicionales entre la protección y la parte móvil

(c) Utilice sujetadores que no sean fácilmente removibles por personas que no sean personas autorizadas.

(d) no causar ningún peligro adicional, si se proporcionan aberturas para lubricación, ajuste o inspección.

(mi) reducir la probabilidad de lesiones personales debido a la rotura de los componentes

(f) estar diseñado para soportar el peso de una persona de 200 lb (91 kg) sin deformación permanente, si se usa como escalón

**Comentario:** La persona calificada debe considerar el requisito ASME B30.20 de que el operador realice inspecciones antes de cada uso. Los resguardos y dispositivos de protección deben permitir al operador realizar estas inspecciones y no crear peligros adicionales cuando se realizan las inspecciones. ASME B15.1 proporciona la base de estos requisitos.

Aunque los resguardos y el equipo de protección personal son equipos de seguridad, se incorporaron a esta norma de diseño. El Comité cree que estas cuestiones deben abordarse en la fase de diseño para garantizar que

La inspección y el mantenimiento se pueden realizar de manera adecuada al tiempo que se garantiza que se mantenga la seguridad del operador.

El requisito para la persona de 200 libras proviene de OSHA (29 CFR 1910.179).

## 4-5 ENGRANAJES

### 4-5.1 Diseño de engranajes

El fabricante del dispositivo de elevación o la persona calificada debe especificar los tipos de engranajes.

### 4-5.2 Material del engranaje

Los engranajes y piñones deben estar fabricados con material que tenga la resistencia y durabilidad adecuadas para cumplir con los requisitos de la Clase de servicio prevista y se fabricarán con la clase de calidad AGMA 5 o superior.

### 4-5.3 Carga de engranajes

La carga de diente permitida al doblar,  $L_{GRAMO}$ , de engranajes rectos y helicoidales es

$$L_{GRAMO} = \frac{A_{flex} \cdot \sigma_{flex}}{D_t} \quad (4-1)$$

dónde

$D_t$  pag paso diametral, pulg.  $\cdot$  1 ( mm  $\cdot$  1)

$A_{flex}$  pag ancho de cara del engranaje más pequeño, pulg. (mm)

$L_{GRAMO}$  pag carga de diente permitida en flexión, lb (N)

$\sigma_{flex}$  pag Factor de diseño (según el párrafo 3-1.3)

$Y$  pag Factor de forma de Lewis como se define en la Tabla 4-1

$\sigma$  pag límite elástico mínimo especificado, psi (MPa)

**Comentario:** La ecuación de Lewis, como la definieron Shigley y Mischke (2001), proporciona la base de la ecuación. (4-1). La ecuación de Lewis ha sido modificada para acomodar el límite elástico del material y el BTH-1

factor de diseño **norte d** de la Sección 3-1.3 de esta Norma. La tabla 4-1 proviene de Avallone y Baumeister (1987).

**Tabla 4-1 Factores de resistencia para calcular la capacidad de carga**  
(Formularios dentales estándar estadounidenses)

Número de dientes	Factores de fuerza $Y$ para uso con paso diametral		
	14 $\frac{1}{2}$ grados Compuesto y Evolvente	20 grados Profundidad total Evolvente Sistema	20 grados Diente corto Evolvente Sistema
12	0,210	0,245	0,311
13	0,220	0,261	0,324
14	0,226	0,276	0,339
15	0,236	0,289	0,348
dieciséis	0,242	0,295	0,361
17	0,251	0,302	0,367
18	0,261	0,308	0,377
19	0,273	0,314	0,386
20	0,283	0,320	0,393
21	0,289	0,327	0,399
22	0,292	0,330	0,405
24	0,298	0,336	0,415
26	0,307	0,346	0,424
28	0,314	0,352	0,430
30	0,320	0,358	0,437
34	0,327	0,371	0,446
38	0,336	0,383	0,456
43	0,346	0,396	0,462
50	0,352	0,408	0,474
60	0,358	0,421	0,484
75	0,364	0,434	0,496
100	0,371	0,446	0,506
150	0,377	0,459	0,518
300	0,383	0,471	0,534
Estante	0,390	0,484	0,550

NOTA GENERAL: Los factores de resistencia anteriores se utilizan en fórmulas que contienen paso diametral. Estos factores son 3,1416 veces los utilizados en fórmulas basadas en paso circular.

#### 4-5.4 Relación con otras normas

Como alternativa a la fórmula de Lewis en la ecuación. (4-1), los engranajes rectos y helicoidales pueden basarse en ANSI / AGMA C95, Factores de clasificación fundamentales y métodos de cálculo para dientes de engranajes helicoidales y rectos no solutos.

**Comentario:** El Comité decidió proporcionar la fórmula de Lewis a la persona calificada como un método más simple para dimensionar el engranaje. Basado en una revisión de una gran cantidad de diseños de engranajes, la Ecuación de Lewis acoplada con el factor de diseño *norte D* proporciona resultados conservadores. Como alternativa, la persona calificada puede usar ANSI / AGMA C95 para proporcionar un enfoque analítico más refinado donde los parámetros de diseño del levantador están más restringidos.

#### 4-5.5 Engranajes cónicos y helicoidales

Los engranajes cónicos y helicoidales deben ser clasificados por el fabricante del engranaje con factores de servicio apropiados para la Clase de servicio especificada del dispositivo de elevación. Cuando la conducción en retroceso pueda ser un problema, se debe prestar la debida atención a la selección de una relación de engranajes helicoidales para establecer el bloqueo.

#### 4-5.6 Engranajes divididos

No se deben utilizar engranajes partidos.

#### 4-5.7 Lubricación

Se deben proporcionar medios para permitir la lubricación e inspección de los engranajes.

**Comentario:** Los métodos para lubricar engranajes incluyen, entre otros, sistemas de lubricación automática y aplicación manual. Si se utiliza la aplicación manual, la persona calificada debe proporcionar accesibilidad a los engranajes para el mantenimiento.

#### 4-5.8 Protección del operador

Los engranajes expuestos deberán protegerse según el párr. 4-4.5 con provisiones de acceso para lubricación e inspección.

#### 4-5.9 Reductores

Las cajas del reductor de engranajes

(a) ser estancos al aceite y sellados con compuesto o juntas

(b) tener un tapón de drenaje accesible

(c) disponer de un medio para comprobar el nivel de aceite

### 4-6 RODAMIENTOS

#### 4-6.1 Diseño de cojinetes

El tipo de cojinetes debe ser especificado por el fabricante del dispositivo de elevación o por una persona calificada.

#### 4-6.2 $L_{10}$ La vida

$L_{10}$  La vida útil de los cojinetes de elementos rodantes debe ser igual o superior a los valores dados en la Tabla 4-2 para la elevación

Clase de servicio del dispositivo.

**Tabla 4-2  $L_{10}$  La vida**

Clase de servicio	$L_{10}$ Bearing Life, hr
0	2500
1	10,000
2	20,000
3	30,000
4	40,000

**Comentario:** La Tabla 4-2 proviene de una compilación de la Tabla 2 de MIL-HDBK-1038 y varias empresas de rodamientos. Se hizo una referencia cruzada a la tabla resultante con CMAA # 70 para verificar que no se desvíe significativamente.

#### 4-6.3 Cargas de cojinetes

La vida nominal básica,  $L_{10}$ , para un cojinete radial viene dado por la Ec. (4-2).

$$L_{10} \text{ pag } \frac{16.667 C_r}{\text{norte}} \frac{H}{PAG_r} \quad (4-2)$$

La capacidad de carga dinámica básica  $C_r$  para un rodamiento con  $L_{10}$  La vida útil del rodamiento de la Tabla 4-2 está determinada por la Ec. (4-3) y (4-4).

$$C_r \text{ pag } \frac{1}{16.667 H} \frac{1}{PAG_r L_{10} \text{ NORTE}} \quad (4-3)$$

$$PAG_r \text{ pag } X F_r + Y F_a \geq C_r \quad (4-4)$$

dónde

$C_r$  pag capacidad de carga dinámica básica a teóricamente soportar un millón de revoluciones, por rodamiento fabricante, lb (N)

$F_a$  pag componente axial de la carga real del rodamiento, libras (N)

$F_r$  pag componente radial de la carga real del rodamiento, libras (N)

$H$  pag 3 para rodamientos de bolas, 10/3 para rodamientos de rodillos

$L_{10}$  pag vida nominal básica excedida en un 90% de los rodamientos probado, h

*norte* pag velocidad de rotación, rev./min

$PAG_r$  pag carga radial dinámica equivalente, lb (N)

$X$  pag factor de carga radial dinámico por fabricante de rodamiento

facturer

$Y$  pag factor de carga axial dinámico por fabricante de rodamiento

facturer

**Comentario:** La ecuación para la vida útil del rodamiento [Eq. (4-2)],  $L_{10}$ , se basa en la ecuación de capacidad de carga básica para

rodamientos que se encuentran en ANSI / ABMA 9, ANSI / ABMA 11 y Avallone y Baumeister (1987).

#### 4-6.4 Cojinetes de manguito y cojinetes

Los cojinetes de deslizamiento o de manguito no deben exceder las clasificaciones de presión y velocidad definidas por la Ec. (4-5) a (4-7). Los valores de los fabricantes de  $P$ ,  $V$ , y  $PV$  debería ser usado.

$$\frac{W}{PAG \text{ pag } D} \quad (4-5)$$

$$V_{\text{pag } C} \frac{\text{Dakota del Norte}}{C} \quad (4-6)$$

$$PV_{\text{pag } L} \frac{W}{C} \quad (4-7)$$

dónde

$C$  pag 12 cuando se utilizan unidades habituales de EE. UU.

pag 60.000 cuando se utilizan unidades SI

$D$  pag diámetro nominal del eje o diámetro interior del rodamiento  
éter, pulg. (mm)

$L$  pag longitud del rodamiento, pulg. (mm)

$PAG$  pag presión media, psi (MPa)

$V$  pag velocidad superficial del eje, pies / min (m / seg)

$W$  pag carga del rodamiento, lb (N)

#### 4-6.5 Lubricación

Se deben proporcionar medios para lubricar los cojinetes. Los recintos de los cojinetes deben diseñarse para excluir la suciedad y evitar fugas de aceite o grasa.

**Comentario:** Los sistemas de lubricación, las líneas de grasa, los cojinetes autolubricantes o los cojinetes impregnados de aceite son todos métodos que garantizarían la lubricación de los cojinetes. Se debe tener especial cuidado al evaluar el método de lubricación, ya que algunos tipos de cojinetes autolubricantes no pueden soportar entornos de carga severos.

### 4-7 EJES

#### 4-7.1 Diseño del eje

Los ejes se fabricarán con material que tenga la resistencia y la durabilidad adecuadas para la aplicación. El diámetro del eje y el método de apoyo deben ser especificados por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada y deben cumplir las condiciones de los párrs. 4-7.2 hasta 4-7.7.

#### 4-7.2 Alineación del eje

La alineación del eje con las cajas de engranajes, acoplamientos, cojinetes y otros componentes de la transmisión debe cumplir o exceder las especificaciones del fabricante del componente.

#### 4-7.3 Protección del operador

Los ejes expuestos deberán estar protegidos por el párr. 4-4.5 con provisiones de acceso para lubricación e inspección.

#### 4-7.4 Detalles del eje

Los ejes, chavetas, orificios, ajustes a presión y filetes deben diseñarse para las fuerzas encontradas en la operación real bajo la carga del peor de los casos.

#### 4-7.5 Tensión estática del eje

El tamaño nominal de la chaveta que se utiliza para transmitir el par a través de una interfaz eje / orificio se determinará a partir de las Tablas 4-3a y 4-3b en función del diámetro nominal del eje.

**Tabla 4-3a Tamaño de la llave frente al diámetro del eje (ASME B17.1)**

Diámetro nominal del eje, pulg.		Clave nominal
A		Tamaño, en
5/dieciséis	7/dieciséis	3/32
7/dieciséis	9/dieciséis	1/8
9/dieciséis	7/8	3/dieciséis
7/8	1 1/4	1/4
1 1/4	1 3/8	5/dieciséis
1 3/8	1 3/4	3/8
1 3/4	2 1/4	1/2
2 1/4	2 3/4	5/8
2 3/4	3 1/4	3/4
3 1/4	3 3/4	7/8
3 3/4	4 1/2	1
4 1/2	5 1/2	1 1/4
5 1/2	6 1/2	1 1/2

**Tabla 4-3b Tamaño de la llave frente al diámetro del eje (DIN 6885-1)**

Diámetro nominal del eje, mm		Clave nominal
más	A	Tamaño, mm
6	8	2 2
8	10	3 3
10	12	4 4
12	17	5 5
17	22	6 6
22	30	8 7
30	38	10 8
38	44	12 8
44	50	14 9
50	58	dieciséis 10
58	sesenta y cinco	18 11
sesenta y cinco	75	20 12
75	85	22 14

La tensión estática en un elemento de eje no debe exceder los siguientes valores:

(a) tensión axial o de flexión

$$S_{\text{pag } S_a + S_B \leq 0,2 S_{tu} \quad (4-8)$$

dónde

$S_{\text{pag}}$  esfuerzo de flexión / axial combinado calculado, ksi (MPa)

$S_a$  pag esfuerzo axial calculado, ksi (MPa)

$S_B$  pag esfuerzo de flexión calculado, ksi (MPa)

$S_{tu}$  pag resistencia a la tracción mínima especificada, ksi (MPa)

(B) Esfuerzo cortante

$$\text{pag } \tau + v \leq \frac{S_{tu} \text{ pag } 0.1155 S}{5 \sqrt{3}} \quad (4-9)$$

dónde

pag esfuerzo cortante combinado calculado, ksi (MPa)

$\tau$  pag esfuerzo cortante torsional calculado, ksi (MPa)

$v$  pag esfuerzo cortante transversal calculado, ksi (MPa)

(C) Los elementos del eje sujetos a esfuerzos combinados axiales / de flexión y cortantes deben estar proporcionados de manera que el esfuerzo combinado no exceda el siguiente valor:

$$S_C \text{ pag } S_{2+3} \geq 0,2 S_{tu} \quad (4-10)$$

dónde

$S_C$  pag esfuerzo combinado calculado, ksi (MPa)

**Comentario:** Las tablas 4-3a y 4-3b proporcionan el tamaño mínimo permitido de la chaveta en comparación con los requisitos de diámetro del eje y proviene directamente de ASME B17.1 y DIN 6885-1.

Las ecuaciones de esfuerzo cortante y estático representan modificaciones a las ecuaciones que se encuentran en CMAA # 70. Sólo se ha modificado la nomenclatura para seguir más de cerca el Capítulo 3 de esta Norma.

#### 4-7.6 Fatiga del eje

Los ejes sometidos a tensiones fluctuantes, como la flexión en rotación o la torsión en los accionamientos de marcha atrás, deben comprobarse por fatiga. Esta verificación se suma a las verificaciones estáticas del párr. 4-7.5 y solo necesita realizarse en puntos de discontinuidad geométrica donde existan concentraciones de tensión, como agujeros, filetes, chavetas y ajustes a presión. Los factores de concentración de esfuerzos geométricos apropiados para las discontinuidades deben ser determinados por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada a partir de una referencia tal como *Factores de concentración de estrés de Peterson* por WD Pilkey.

**Comentario:** Los factores de concentración de tensiones deben determinarse de forma conservadora para tener en cuenta las tensiones fluctuantes que resultan de la parada y arranque del sistema de transmisión. Dado que la fatiga es la preocupación principal en esta sección, las amplitudes de tensión observadas durante las condiciones normales de operación solo necesitan ser evaluadas. Las tensiones máximas resultantes de un rotor bloqueado o incidentes de atasco (condiciones anormales) no son aplicables en el cálculo de fatiga. La tabla 4-4 se basa en CMAA # 70.

#### 4-7.6.1 Factor de amplificación del estrés por fatiga. La

Factor de amplificación del estrés por fatiga,  $K_A$ , basado en la clase de servicio se seleccionará de la Tabla 4-4.

**Tabla 4-4 Factores de amplificación del estrés por fatiga**

Clase de servicio	Estrés por fatiga Factor de amplificación, $K_A$
0	1.015
1	1.030
2	1.060
3	1.125
4	1.250

**4-7.6.2 Límite de resistencia.** El límite de resistencia a la flexión corregido,  $S_{CE}$ , porque el material del eje es

$$S_{CE} \text{ pag } 0,5 S_{mi} \text{ pag } 0,25 S_{tu} \quad (4-11)$$

dónde

$S_{mi}$  pag límite de fatiga (resistencia) de pulido, espécimen sin muescas en flexión invertida, ksi (MPa)

$S_{CE}$  pag Límite de fatiga (resistencia) corregido del eje en flexión invertida, ksi (MPa)

**4-7.6.3 Estrés por fatiga.** La tensión de fatiga en un elemento de eje no debe exceder los siguientes valores:

(a) La tensión de fatiga axial directa y / o flexión no debe exceder

$$S_F \text{ pag } (K_{TD}) S_t + (K_{TUBERCULOSIS}) S_B \leq \frac{S_{CE}}{K_A} \quad (4-12)$$

dónde

$K_{tuberculosis}$  pag factor de amplificación de tensión para flexión

$K_{TD}$  pag factor de amplificación de tensión para tensión directa

$S_F$  pag esfuerzo de fatiga calculado, ksi (MPa)

$S_t$  pag esfuerzo de tracción axial calculado, ksi (MPa)

(B) El esfuerzo de fatiga por cortante combinado no debe exceder

$$\tau \text{ pag } (K_S \eta) \leq \frac{S_{CE}}{K_A \sqrt{3}} \quad (4-13)$$

dónde

$K_{ST}$  pag factor de amplificación de tensión para cizalladura torsional

$\tau$  pag esfuerzo cortante de fatiga combinado calculado, ksi (MPa)

(C) Los esfuerzos combinados de fatiga axial / flexión y cortante donde todos son fluctuantes no deben exceder

$$S_F \text{ pag } (K_{TD} S_t + K_{tuberculosis} S_B) \sqrt{3} (K_{ST}) \leq \frac{S_{CE}}{K_A} \quad (4-14)$$

(D) Los esfuerzos combinados de fatiga por tracción y cortante donde solo una parte de los esfuerzos fluctúan no deben exceder

$$S_{r\text{pag}} \frac{S_{ec} + K_T S_R + 3 S_{AV} S_y}{S_{AV} S_y} \frac{S_{ec} + K_{STR}}{K_A} \leq \frac{S_{ec}}{K_A} \quad (4-15)$$

dónde

$K_T$  pag más grande de cualquiera  $K_T$  y  $K_{tuberculosis}$

$S_{AV}$  pag parte de la tensión de tracción calculada no debida a cargas fluctuantes, ksi (MPa)

$S_R$  pag parte del esfuerzo de tracción calculado debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa)

$S_y$  pag límite elástico mínimo especificado, ksi (MPa)

$S_{AV}$  pag parte del esfuerzo cortante calculado no debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa)

$S_R$  pag parte del esfuerzo cortante calculado debido a cargas fluctuantes, ksi (MPa)

#### 4-7.7 Desplazamiento del eje

Los ejes serán dimensionados o apoyados para limitar los desplazamientos bajo carga cuando sea necesario para el funcionamiento adecuado de los mecanismos o para evitar el desgaste excesivo de los componentes.

## 4-8 SUJETADORES

### 4-8.1 Marcas de sujetadores

Todos los pernos, tuercas y tornillos de cabeza deben tener las marcas de identificación de grado ASTM o SAE requeridas.

### 4-8.2 Selección de sujetadores

Los sujetadores para transmisiones de máquina u otros componentes operativos críticos deben usar ASTM A 325, SAE Grado 5,

Pernos, tornillos de cabeza o equivalentes ASTM A 490 o SAE Grado 8.

### 4-8.3 Tensiones de los sujetadores

La tensión del perno no debe exceder los valores de tensión permisibles establecidos por las Ecs. (3-40) a (3-43) y párr. 3-4.5.

### 4-8.4 Integridad del sujetador

Se deben utilizar contratueras, tuercas dobles, arandelas de seguridad, métodos químicos u otros medios determinados por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada para evitar que el sujetador se afloje debido a la vibración. Cualquier pérdida de resistencia en el sujetador causada por el método de bloqueo se tendrá en cuenta en el diseño.

### 4-8.5 Instalación de sujetadores

Los sujetadores deben instalarse mediante un método aceptado según lo determine el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada.

**Comentario:** Dado que los sujetadores proporcionan poco valor si no se aprietan correctamente, la instalación del sujetador es importante. Los métodos de instalación aceptables incluyen, entre otros, el método de girar la tuerca, llaves dinamométricas y sensores electrónicos.

### 4-8.6 Sujetadores no críticos

Los sujetadores para cubiertas, paneles, soportes u otros componentes no críticos deben ser seleccionados por el fabricante del dispositivo de elevación o una persona calificada para satisfacer las necesidades de la aplicación.



## Capítulo 5

### Componentes eléctricos

#### 5-1 GENERAL

##### 5-1.1 Propósito

Este capítulo establece los criterios de selección para los componentes eléctricos de un dispositivo de elevación debajo del gancho.

**Comentario:** El enfoque principal de este capítulo está dirigido a los elevadores que están conectados a grúas, montacargas y otros equipos de elevación. Por lo tanto, el equipo eléctrico utilizado en estos levantadores se rige por ANSI / NFPA 70. A veces, un levantador podría ser un componente de un sistema de máquina herramienta y podría estar sujeto a los requisitos de ANSI / NFPA 79 si se especifica, pero el levantador estándar no lo es. destinado a satisfacer los requisitos eléctricos de la industria de la máquina herramienta.

##### 5-1.2 Relación con otras normas

Los componentes del equipo eléctrico utilizados para operar un dispositivo de elevación debajo del gancho deben cumplir con las secciones aplicables de ANSI / NFPA 70, Código Eléctrico Nacional.

##### 5-1.3 Requisitos de energía

El suministro de energía eléctrica y los requisitos de energía de control para operar un dispositivo de elevación se detallarán en las especificaciones.

#### 5-2 MOTORES ELÉCTRICOS Y FRENOS

##### 5-2.1 Motores

Los motores serán reversibles y tendrán cojinetes antifricción y marcos totalmente cerrados. Los motores utilizados para operar equipos hidráulicos y de vacío serán de servicio continuo. Otros motores que se utilizan para operar un dispositivo de elevación pueden tener un funcionamiento intermitente de 30 minutos o 60 minutos, siempre que puedan cumplir con el ciclo de trabajo requerido del levantador sin sobrecalentarse. Los motores deben tener características de par adecuadas para la aplicación del dispositivo de elevación y ser capaces de operar a la velocidad, carga y número de arranques especificados.

**Comentario:** Debido a la variedad y complejidad de los dispositivos de elevación debajo del gancho, el método de cálculo de caballos de fuerza varía con el tipo de levantador y no se especifica en esta sección. La selección de caballos de fuerza debe ser especificada por una persona calificada que considere completamente las pérdidas por fricción del levantador, el máximo

el par de rotor bloqueado requerido y la geometría de la curva de par de velocidad del motor aplicado.

##### 5-2.2 Dimensionamiento del motor

Los motores deben tener un tamaño que permita que el par nominal del motor no se exceda dentro del rango de trabajo especificado y / o la carga nominal del dispositivo de elevación.

**Comentario:** Un levantador puede tener diferentes requisitos de potencia a medida que se mueve a través de su rango de operación. La intención de esta disposición es asegurar que el motor tenga el tamaño adecuado para el máximo esfuerzo requerido.

##### 5-2.3 Aumento de temperatura

El aumento de temperatura en los motores debe estar de acuerdo con la norma NEMA MG 1 para la clase de aislamiento y envoltorio utilizado. A menos que se especifique lo contrario, el fabricante del dispositivo de elevación asumirá una temperatura ambiente de 104 ° F (40 ° C).

##### 5-2.4 Aislamiento

La clasificación mínima de aislamiento de motores y frenos será Clase B.

**Comentario:** Esta disposición reconoce que el aislamiento de Clase A ya no se utiliza en la fabricación de motores de calidad.

##### 5-2.5 Frenos

Se deben proporcionar frenos eléctricos siempre que la carga levantada pueda hacer que el engranaje retroceda y permita un movimiento involuntario de la carga. Los frenos serán del tipo de resorte de liberación eléctrica. El par de freno debe contener un mínimo de 150% de par nominal del motor o 150% de par de retroceso, lo que sea mayor.

**Comentario:** Conducir hacia atrás puede presentar un problema de seguridad que no es obvio para todos y se indica para enfatizar su importancia. El valor del 150% equivale al requisito de frenos de elevación según se define en CMAA # 70 y AISE Technical Report No. 6.

##### 5-2.6 Clasificación de voltaje

El voltaje de la placa de identificación del motor y el freno debe estar de acuerdo con la norma NEMA MG 1 para el

fuelle de alimentación. El instalador / usuario debe asegurarse de que el voltaje entregado a los terminales del dispositivo de elevación esté dentro de la tolerancia establecida por NEMA.

**Comentario:** El cableado entre el polipasto de la grúa y el elevador debe dimensionarse para limitar las caídas de voltaje, así como la capacidad de transporte de corriente.

### 5-3 INTERRUPTORES DE LÍMITE, SENSORES Y PULSADOR BOTONES

#### 5-3.1 Ubicación de la interfaz del operador

Una persona calificada debe elegir una ubicación para la interfaz del operador con el fin de producir un dispositivo de elevación eléctrico seguro y funcional. Las especificaciones del dispositivo de elevación deben indicar la ubicación de la interfaz del operador elegida por una persona calificada entre las siguientes opciones:

- (a) pulsadores o palanca adjunta al levantador
- (B) Botones pulsadores de la estación colgante conectados al elevador
- (C) Botones pulsadores de la estación colgante conectados al polipasto o grúa
- (D) pulsadores o interruptores maestros ubicados en la cabina de la grúa
- (mi) radiocontrol de mano o transmisor de infrarrojos
- (F) sistema de control automatizado

**Comentario:** Los elevadores por debajo del gancho no son máquinas independientes. Están diseñados para usarse con grúas, montacargas y otros equipos de elevación. Cuando se conecta a un aparato de elevación, el sistema eléctrico resultante debe ser coordinado por una persona calificada con la debida consideración por la seguridad y el rendimiento.

#### 5-3.2 Operación involuntaria

Una persona calificada deberá elegir la ubicación y protección de los botones pulsadores, interruptores maestros u otros dispositivos operativos que se utilizan para "abrir", "dejar caer" o "liberar" una carga de un levantador. Para evitar la operación accidental del levantador, se debe utilizar una de las siguientes opciones:

- (a) Utilice dos botones pulsadores en serie espaciados de manera que requieran operación con las dos manos para "abrir", "soltar" o "liberar" una carga de un levantador.
- (B) Utilice uno o más interruptores de límite o sensores para confirmar que una carga está levantada o suspendida y evitar el movimiento de "apertura", "caída" o "liberación" en tales condiciones.

#### 5-3.3 Palancas de funcionamiento

Los interruptores maestros operados en la cabina serán del tipo de retorno por resorte a la posición neutral (apagado), excepto que los del control de vacío o de imán se mantendrán del tipo.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de otras especificaciones establecidas para grúas y montacargas, como CMAA # 70.

y CMAA # 74, y se enumeran en esta norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-3.4 Circuitos de control

El voltaje del circuito de control de cualquier levantador no debe exceder los 150 voltios CA o 300 voltios CC.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de otras especificaciones establecidas para grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-3.5 Tipo de botón pulsador

Los botones de presión y las palancas de control deben volver a la posición de "apagado" cuando el operador libera la presión, excepto para el control de imán o de vacío, que debe mantenerse del tipo.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de otras especificaciones establecidas de grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta Norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-3.6 Marcas de los botones pulsadores

Cada botón pulsador, palanca de control e interruptor principal deberán estar claramente marcados con placas de leyenda apropiadas que describan el movimiento o función resultante del levantador.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de otras especificaciones establecidas para grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-3.7 Protección del sensor

Los interruptores de límite, los sensores y otros dispositivos de control, si se usan, deben estar ubicados, resguardados y protegidos para evitar la operación inadvertida y los daños resultantes de la colisión con otros objetos.

### 5-4 CONTROLADORES Y RECTIFICADORES PARA ELEVACIÓN MOTORES DE DISPOSITIVOS

#### 5-4.1 Consideraciones de control

Esta sección cubre los requisitos para seleccionar y controlar la dirección, la velocidad, la aceleración y la parada de los motores de los dispositivos de elevación. Otros requisitos de control, como interruptores de límite, interruptores maestros y botones pulsadores, se tratan en el párr. 5-3.

#### 5-4.2 Ubicación de control

Los controles montados en el dispositivo de elevación deben estar ubicados, resguardados y diseñados para el entorno y los impactos esperados.

**Comentario:** Los dispositivos de elevación debajo del gancho están diseñados para suspenderse de un gancho de elevación y pueden estar sujetos a abusos no intencionales y entornos hostiles, según las condiciones de uso. Estas disposiciones están destinadas a garantizar la protección de los dispositivos eléctricos montados en el levantador.

#### 5-4.3 Selección de control

Una persona calificada designada por el fabricante y / o propietario, comprador o usuario de un dispositivo accionado por motor deberá determinar el tipo y tamaño de control que se utilizará con el levantador para una operación adecuada y segura. Los sistemas de control pueden ser manuales, magnéticos, estáticos, inversores (frecuencia variable) o en combinación.

#### 5-4.4 Controles magnéticos

Los sistemas de control que utilizan contactores magnéticos deben tener el tamaño y la cantidad suficientes para arrancar, acelerar, invertir y detener el levantador. Los contactores con clasificación NEMA deben tener un tamaño de acuerdo con la norma NEMA ICS 2. Los contactores de propósito definido específicamente clasificados para servicio de grúa y polipasto o los contactores IEC pueden usarse para las clases de servicio 0, 1 y 2, siempre que la aplicación no exceda la del fabricante del contactor. clasificación publicada. Los contactores de inversión deben estar enclavados mecánica y eléctricamente.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de las especificaciones establecidas de grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta Norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-4.5 Controles estáticos y del inversor

Los sistemas de control que utilizan conjuntos estáticos o de inversor deben dimensionarse teniendo en cuenta el motor, la clasificación, los requisitos del variador, la clase de servicio, el ciclo de trabajo y la aplicación en el control. Si se incluyen contactores magnéticos dentro del conjunto estático, se clasificarán de acuerdo con el párr. 5-4.4.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de las especificaciones establecidas de grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta Norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-4.6 Elevación de controladores magnéticos

Los controladores para izar imanes deben estar de acuerdo con ASME B30.20.

#### 5-4.7 Rectificadores

Los elevadores alimentados por corriente continua pueden incorporar un puente rectificador monofásico de onda completa para circuitos lógicos de diodos para reducir la cantidad de conductores requeridos.

entre el levantador y el control. El rectificador será de tipo selenio o silicio, dimensionado para soportar la corriente estancada del motor. Los rectificadores de tipo silicio deben emplear supresores de transitorios para proteger el rectificador de picos de voltaje.

**Comentario:** Esta disposición reconoce que un motor de CC se puede invertir a través de un circuito de dos cables cuando se aplica la lógica de diodos y enumera las especificaciones para el tipo y tamaño de los diodos que se utilizarán.

#### 5-4.8 Cajas eléctricas

Los paneles de control deben estar cerrados y deben ser adecuados para el entorno y el tipo de controles. Los tipos de envolvente deben estar de acuerdo con las clasificaciones NEMA ICS 6.

**Comentario:** Estas disposiciones son paralelas a los requisitos que se encuentran en las secciones eléctricas de las especificaciones establecidas de grúas y polipastos, como CMAA # 70 y CMAA # 74, y se enumeran en esta Norma para mantener la compatibilidad entre la grúa y el levantador.

#### 5-4.9 Protección contra sobrecorriente de circuito derivado

Los sistemas de control para elevadores motorizados deben incluir protección contra sobrecorriente de circuito derivado como se especifica en ANSI / NFPA 70. Estos dispositivos pueden ser parte del equipo de elevación del cual está suspendido el elevador, o pueden incorporarse como parte del dispositivo de elevación.

### 5-5 PUESTA A TIERRA

Los dispositivos de elevación operados eléctricamente deben estar conectados a tierra de acuerdo con ANSI / NFPA 70.

#### 5-5.1 Método de puesta a tierra

Se deben tomar consideraciones especiales de diseño para levantadores con equipo electrónico. Es posible que sea necesario considerar cableado, blindaje, filtros y puesta a tierra especiales para tener en cuenta los efectos de la interferencia electromagnética (EMI), la interferencia de radiofrecuencia (RFI) y otras formas de emisiones.

**Comentario:** Esta disposición reconoce que se puede requerir una tierra de alta calidad en el levantador cuando se emplean controles electrónicos.

### 5-6 DESCONECTORES DE ENERGÍA

#### 5-6.1 Desconexión para levantador motorizado

Los sistemas de control para elevadores motorizados deben incluir un interruptor de desconexión de energía como se especifica en ANSI / NFPA 70. Este dispositivo puede ser parte del sistema de elevación.

equipo del que está suspendido el elevador, o puede incorporarse como parte del dispositivo de elevación.

#### 5-6.2 Desconexión para elevador por vacío

El equipo de elevación que utiliza un levantador por vacío de alimentación externa debe tener un interruptor de circuito del levantador por vacío separado del tipo cerrado con provisión para bloquear, marcar o etiquetar en la posición abierta (apagada). El interruptor de desconexión del levantador de vacío se conectará en el lado de la línea (lado de la fuente de alimentación) del interruptor de desconexión del equipo de elevación.

#### 5-6.3 Desconexión para imán

El equipo de elevación con un electroimán alimentado externamente debe tener un interruptor de circuito magnético separado del tipo cerrado con provisión para bloqueo, señalización o etiquetado en la posición abierta (apagada). Se proporcionarán medios para descargar la energía inductiva del imán. El interruptor de desconexión magnético se conectará en el lado de la línea (lado de la fuente de alimentación) del interruptor de desconexión del equipo de elevación.

#### 5-6.4 Imanes suministrados por el generador

La energía suministrada a los imanes de los generadores de CC se puede desconectar desactivando la fuente de energía externa conectada al generador, o proporcionando un interruptor de circuito que desconecta la energía de excitación del generador y elimina toda la energía del imán.

### 5-7 BATERÍAS

#### 5-7.1 Medidor de combustible

Los elevadores o imanes de elevación que funcionan con batería deben contener un dispositivo que indique las condiciones existentes de la batería.

#### 5-7.2 Cajas

Los gabinetes de batería o carcasas para baterías de celda húmeda deben tener ventilación para evitar la acumulación de gases.

#### 5-7.3 Alarma de batería

Los sistemas de respaldo de batería para levantadores o imanes de levantamiento deben tener una señal audible y visible para advertir al operador cuando la energía principal al levantador o imán está siendo suministrada por la (s) batería (s).

## Servicios ASME

ASME se compromete a desarrollar y entregar información técnica. En la Central de información de ASME, hacemos todo lo posible para responder a sus preguntas y agilizar sus pedidos. Nuestros representantes están listos para ayudarlo en las siguientes áreas:

### Prensa ASME

#### *Códigos y normas*

Pedidos con tarjeta de crédito

Publicaciones IMechE

Reuniones y conferencias

Estado de las cuotas de los miembros

### Servicios y beneficios para miembros

Otros programas de ASME

Consultas de pago

Desarrollo profesional

Cursos cortos

Publicaciones

### Información pública

Cursos de autoaprendizaje

Información de envío

Suscripciones / Revistas / Revistas

Volúmenes de simposios

Documentos técnicos

### ¿Cómo puede comunicarse con nosotros? ¡Es más fácil que nunca!

Hay cuatro opciones para realizar consultas \* o realizar pedidos. Simplemente envíenos un correo, teléfono, fax o correo electrónico y un representante de Information Central se encargará de su solicitud.

#### *Correo*

COMO YO

22 Law Drive, Box 2900

Fairfield, Nueva Jersey

07007-2900

#### *Llame gratis*

EE. UU. Y Canadá: 800-THE-ASME

(800-843-2763)

México: 95-800-THE-ASME

(95-800-843-2763)

Universal: 973-882-1167

#### *Fax: 24 horas*

973-882-1717

973-882-5155

#### *Correo electrónico: 24 horas*

Infocentral@asme.org

\* El personal de la Central de información no está autorizado a responder consultas sobre el contenido técnico de este código o estándar. En la página de derechos de autor se muestra información sobre si se han realizado consultas técnicas sobre este código o estándar. Todas las consultas técnicas deben enviarse por escrito a la secretaria de personal. Los procedimientos adicionales para consultas se pueden enumerar dentro.

# ASME BTH-1-2005

1  
2  
3  
4  
5  
6  
7  
8  
9  
10  
11  
12  
13  
14  
15  
16  
17  
18  
19  
20  
21  
22  
23  
24  
25  
26  
27  
28  
29  
30  
31  
32  
33  
34  
35  
36  
37  
38  
39  
40  
41  
42  
43  
44  
45  
46  
47  
48  
49  
50  
51  
52  
53  
54  
55  
56  
57  
58  
59  
60  
61  
62  
63  
64  
65  
66  
67  
68  
69  
70  
71  
72  
73  
74  
75  
76  
77  
78  
79  
80  
81  
82  
83  
84  
85  
86  
87  
88  
89  
90  
91  
92  
93  
94  
95  
96  
97  
98  
99  
100

ISBN 0-7918-2984-7



9 780791 829844



J17505