

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA GRÚA PUENTE PARA LOS
LABORATORIOS DE LA EIM-FIA**

PRESENTADO POR:

HENRY GIOVANI CRUZ

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, MARZO DE 2006

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTORA

:

DRA. MARÍA ISABEL RODRÍGUEZ

SECRETARIA GENERAL :

LICDA. ALICIA MARGARITA RIVAS DE RECINOS

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO

:

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIO

:

ING. OSCAR EDUARDO MARROQUÍN HERNÁNDEZ

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR

:

ING. JUAN ANTONIO FLORES DÍAZ

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA GRÚA PUENTE PARA LOS
LABORATORIOS DE LA EIM-FIA**

Presentado por :

HENRY GIOVANI CRUZ

Trabajo de Graduación aprobado por:

Ing. Francisco Alfredo de León Torres

San Salvador, Marzo de 2006

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

Ing. Francisco Alfredo de León Torres

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todo Poderoso e hijo Jesucristo: Por darme primeramente una *Madre* tan dedicada, responsable y con mucho amor, por darme la oportunidad de ver la luz del día y el aliento de esperanza en cada nuevo amanecer para luchar por mis propias convicciones, por permitirme seguir adelante para llegar a obtener la finalización de mis estudios de la carrera de Ingeniería Mecánica y por último diré que estoy agradecido por darme la oportunidad de haber conocido a excelentes personas como son mis *Amigos* .

A mi Madre: Blanca Lidia Cruz Mejía, la cual ha sido todo para mi y a quien yo le debo todo lo que soy ya que sin ti madrecita yo no hubiese alcanzado este título, madre si volviera a nacer me gustaría ser de nuevo tú hijo, gracias madre nuevamente y este título está dedicado a ti, te quiero mucho.

A mi hijo: Kelvin Geovanni, por haberme elegido como su padre antes de nacer, por nacer justo en el momento preciso para ser mi fuente de inspiración y motivarme a seguir adelante in my life y por enseñarme a sentir el amor grande de ser padre. Hijo te quiero mucho nunca lo olvides.

A mi hermano: René R. Cruz, por todo el apoyo y el amor que me brindaste para alcanzar esta meta que no solo es mía sino que también es tuya gracias mi hermano, te quiero mucho.

A mi prima: Daisy Cortez, por todo lo que me has dado a mi, a mi hermano, a mi madre, y a mi hijo, tu apoyo, tu comprensión y tu amor, que me hacen sentir y verte como una verdadera hermana gracias por todo te quiero mucho OK.

A mi primo: Oscar Armando por el apoyo que me brindaste en la finalización de mi tesis y todo el cariño que me has brindado como un verdadero hermano.

A mi tío Francisco: por darme sus consejos de seguir adelante, de perseverar en la vida y motivarme a terminar mis estudios creyendo en mí.

A Ing. Roberto Vides: por toda su ayuda, su apoyo incondicional al desarrollo de mi tesis ya que sin su apoyo, conocimiento, asesorías y consejos mi tesis no hubiese sido posible.

A Ing. Mardoqueo Carranza: por haberme extendido su mano para ayudarme en mi trabajo de graduación y por haberme permitido visitar el ingenio la cabaña con el objeto de colaborar desinteresadamente en el enriquecimiento de mis conocimientos de Ingeniería Mecánica.

A Ing. Mario Rodríguez: por haber compartido sus experiencias en el campo de trabajo, sus libros y su buen sentido del humor para aprender y conocer a través de él, el campo de aplicación de la carrera.

A Zulma Ortiz: por apoyarme y brindarme su amor desinteresadamente, por ser una mujer que me ha enseñado a entregarse al amor y al trabajo con mucha pasión.

A Oscar Hintz: por que desde bachillerato siempre me apoyaste y me distes aliento para continuar en mi carrera como los verdaderos amigos saben hacerlo, eres una de las personas que quiero mucho porque eres como un hermano para mí.

A Ing. Alex Enrique Rosales y familia: por apoyarme en mis estudios, brindarme su confianza, por creer en mí y por darme uno de los tesoros más grandes en la vida como lo es, la amistad.

A mis Amigos y compañeros: Lima Jaco (Camión), William Machado, Tobías (Copo de nieve), Manuel González (Many), Ricardo Jiménez, Julio Escobar (Cebolla), Valeriano Valdez, Miles, William Martínez (Gigoló), Orlando Isaac (Junior), Ricardo Pérez (Pelón), Kelvin, Manolo, Alex Rivera, Juan de Dios, Lupita, Edwin (shirwin), Efraín,

Smith, El Chino greña, El Venado, Reynaldo, Iván y Acosta (los moustruos), Nelson, Moroni, Mario Milla, Misael, Leroy, Chara, Polanco, El Chucho, El Garrobo.

Si no he mencionado a alguien le pido disculpas menos al negrero.

A Felipe, Alma, Norma y Elisa: por enseñarme a luchar en el estudio y en la vida a pesar de las adversidades que se presentan, y por brindarme su amistad sincera y apoyo en mi carrera.

A los de la Unidad Productiva: por ayudarme a salir adelante en mí carrera aportando sus conocimientos y su experiencia siempre que los necesite.

A los de La EIM: por enseñarme a ser autodidacta, por enseñar como un hombre debe aplicar todos sus conocimientos científicos para conquistarse así mismo eliminando los egos de la hipocresía, la burla, la mediocridad, la mezquindad, entre otras, para llegar hacer Ingenieros con una razón social verdadera y aplicable a resolver los problemas que enfrenta la sociedad salvadoreña ya que nos debemos a ella.

INDICE

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO I	2
1 ANTECEDENTES	2
1.1 Historia	3
1.2 Manejo de Material	3
1.2.1 Principios de Manejo de Materiales	4
1.3 Clasificación de Dispositivos para el Manejo de Materiales	5
1.3.1 Equipo con Trayectoria Fija	5
1.3.2 Equipo Móvil	6
1.4 Descripción de los Equipos de Manejo de Materiales	7
1.4.1 Diferenciales y Grúas	7
1.4.2 Transportadores	10
1.4.3 Vehículos Guiados (sin conductor)	33
1.4.4 Robots	35
1.4.5 Equipo Móvil para Manejo de Materiales	40
1.4.5.1 Carretillas y Carros de Mano	45
1.4.5.2 Montacargas Motorizados	48
1.4.5.3 Tractores y Trenes con Tractor	59
1.4.5.4 Grúas Industriales Móviles	61
1.5 Laboratorios de la EIM	66
CAPITULO II	
2. DISEÑO DE GRÚA PUENTE	68
2.1 Parámetros para el diseño de tipo de grúa	68
2.2 Diseño de elementos mecánicos	68
2.3 Análisis dinámico de la carga	69
2.3.1 Movimiento dependiente del sistema polea-cable	72
2.3.2 Análisis de fuerza	74
2.4 Diseño del cable	75

2.4.1	Análisis vibratorio del cable	79
2.5	Diseño de poleas	82
2.5.1	Selección del material de las poleas	85
2.6	Diseño del tambor del cable	85
2.7	Selección del motor eléctrico y reductor de velocidad	86
2.8	Esfuerzos en el diseño de vigas	89
2.8.1	Esfuerzos normales en vigas	94
2.9	Diseño de viga viajera de grúa puente	100
2.9.1	Análisis de carga del peso de la viga	100
2.9.2	Análisis de carga de izaje	103
2.9.3	Selección de perfil para la viga viajera	106
2.9.4	Velocidad de traslación en la viga viajera	108
2.10	Diseño de vigas carrileras	111
2.10.1	Análisis del peso de la viga carrilera	111
2.10.2	Análisis de carga en viga carrilera	114
2.10.3	Selección de perfil para viga carrilera	118
2.11	Diseño de columnas	119
2.11.1	Selección de columna	121
2.12	Marco Estructural columnas-vigas	123
CAPITULO III		
3.	Aspectos económicos	124
3.1	Presupuesto de inversión en grúa puente	124
CONCLUSION		
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS Y VIRTUAL		
ANEXOS		

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1-1	Angulo máximo de pendiente	19
Tabla 1-2	Velocidad recomendada de la banda, determinada por el material manejado	19
Tabla 1-3	Espacio libre para la carga en vía inclinada para transportadores	24
Tabla 2-1	Descripción de los elementos	69
Tabla 2-2	Propiedades de cables metálicos	76
Tabla 2-3	Factores de seguridad mínimos para cables de acero	77
Tabla 2-4	Características del cable seleccionado	78
Tabla 2-5	Relación mínima aceptable para polea y cable	83
Tabla 2-6	Características de reductor de velocidad	88
Tabla 2-7	Características de un motor eléctrico	89
Tabla 2-8	Propiedades de perfiles para diseño de viga tipos W y S	107
Tabla 2-9	Características del acero para el piñón y engrane	110
Tabla 2-10	Características del motor eléctrico para viga viajera	110
Tabla 2-11	Características del reductor de velocidad en motor eléctrico de viga viajera	110

INDICE DE FIGURAS

	Pág.	
Figura 1.1	Diferencial (aparejo de cadena) y motorizados	8
Figura 1.2	Tipos de grúas, a) Grúa de pared, b) Grúa de puente, c) Grúa de pórtico	9
Figura 1.3	Tobogán en espiral	11
Figura 1.4	¿Se puede manejar en un transportador de rodillos?	11
Figura 1.5	Factores para espaciamento de los rodillos y ruedas.	12
Figura 1.6	Secciones curvas de transportadores de rodillos	13
Figura 1.7	Ubicaciones sugeridas para los soportes	14
Figura 1.8	Tipos especiales de transportadores de ruedas	16
Figura 1.9	Tipos de transportadores. a) Con remolque en el piso, b) transportador para roles o carros; c) transportador de barras empujadoras, d) transportador de listones.	21
Figura 1.10	Vista en planta y elevación vertical para sistemas de transportador con carros	24
Figura 1.11	Consideraciones de espaciamento de carga para transportadores elevados	25
Figura 1.12	Transportador con carros motorizados y libres	28
Figura 1.13	Transportadores verticales para material a granel	29
Figura 1.14	Transportador de sinfin	30
Figura 1.15	Transportador con riel en espiral	31
Figura 1.16	Transportador de paletas	32
Figura 1.17	Transportador de faldón	32
Figura 1.18	Características típicas de un sistema de tractor sin conductor	34
Figura 1.19	Transportador de carga unitaria o tarimas	35
Figura 1.20	Robot con seis ejes de movimiento	37
Figura 1.21	Sujetadores del robot equipados con dedos bajo carga o resorte	37
Figura 1.22	Ventosas de vacío para robots	38
Figura 1.23	Carretillas de mano de dos ruedas. a) Tipos para artefactos domésticos, b) Para tambores y barriles, c) Uso general con mangos curvos, d) Uso general con mangos rectos	46
Figura 1.24	Carros para fábrica y colocación de las ruedas	47
Figura 1.25	Carretilla elevadora hidráulica	48
Figura 1.26	Capacidad nominal de carga de un montacargas con contrapeso	51
Figura 1.27	Montacargas de caballete	52
Figura 1.28	Montacargas de carga lateral	53
Figura 1.29	Montacargas con conductor a pie	53
Figura 1.30	Montacargas con carga en la parte inferior	54
Figura 1.31	Aditamentos comunes para manejo de materiales	55
Figura 1.32	Carritos transportadores motorizados	58
Figura 1.33	Carritos transportadores motorizados	59
Figura 1.34	Grúa industrial móvil	62
Figura 1.35	Grúa pluma giratoria	63
Figura 1.36	Grúas móviles montada en chasis de camión	64
Figura 1.37	Grúas de tipo pórtico	65

Figura 1.38	Unidad Metal-Mecánica de la EIM-FIA	66
Figura 1.39	Dimensiones de la UPMM de la EIM-FIA	67
Figura 1.40	Losa de la UPMM de la EIM-FIA	67
Figura 2.1	Elementos mecánicos para el movimiento transversal de la grúa puente	68
Figura 2.2	Gráfico velocidad – tiempo	70
Figura 2.3	Diagrama de cuerpo libre	70
Figura 2.4	Diagrama de cuerpo libre en el trayecto donde la velocidad es constante	71
Figura 2.5	Diagrama de cuerpo libre del sistema polea-cable	73
Figura 2.6	Diagrama de cuerpo libre en análisis de fuerza	74
Figura 2.7	El cable 6x41 es el más flexible, gracias al menor diámetro de sus alambres externos, además es el menos resistente a la abrasión en cuanto que lo contrario ocurre con el cable de 6x7	84
Figura 2.8	Tambor de enrollamiento del cable	85
Figura 2.9	Flexión de una viga en voladizo	90
Figura 2.10	Curvatura de una viga flexionada	90
Figura 2.11	Signos convencionales para curvatura	92
Figura 2.12	Viga con su región central en flexión pura	93
Figura 2.13	Figura 2.13. Viga en flexión pura: a) Viga simple sometida a momentos flexionantes positivos $M = M_1$ y b) Viga en voladizo sometida a momentos flexionantes negativos $M = -M_2$	93
Figura 2.14	Distribución de esfuerzos normales σ_x en una viga de material linealmente elástico	94
Figura 2.15	Relaciones entre los signos de momentos flexionantes y los signos de las curvas (ecua.2.27)	97
Figura 2.16	Relaciones entre los signos de los momentos flexionantes y los signos de los esfuerzos normales (ecua. 2.28)	98
Figura 2.17	Diagrama de cuerpo libre de carga distribuida	101
Figura 2.18	Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante	103
Figura 2.19	Reacciones internas de la viga	104
Figura 2.20	Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante de viga viajera	106
Figura 2.21	Características físicas de perfiles, a) tipo S y b) tipo W según la AISC	108
Figura 2.22	Detalle del piñón y motor eléctrico montado en la viga	111
Figura 2.23	Diagrama de cuerpo libre de las reacciones en los apoyos	112
Figura 2.24	Diagrama de momentos de carga distribuida	113
Figura 2.25	Diagrama de cuerpo libre de viga continua	114
Figura 2.26	Diagrama de cuerpo libre de viga liberada	115
Figura 2.27	Diagrama de cuerpo libre de reacciones internas	116
Figura 2.28	Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante de viga carrilera	117
Figura 2.29	Longitud efectiva para una columna con ambos extremos empotrados para evitar rotación	120

Figura 2.30	Dimensiones de la columna	122
Figura 2.31	Marco estructural columnas-vigas de grúa puente	123

LISTA DE SÍMBOLOS

A:	Distancia, anchura del pasillo, área de la sección transversal del cable
A_m :	Área de metal en la sección transversal
a:	Aceleración
a_A :	Aceleración en el punto A
a_B :	Aceleración en el punto B
a_y :	Aceleración en el eje y
B:	Distancia desde el talón de la uña hasta el centro de la carga
C:	Distancia desde el centro del eje delantero hasta el centro de la carga
D:	Longitud de la carga en las uñas
D_f :	Diámetro del cable
D_s :	Diámetro de la polea
D_t :	Diámetro del tambor
d:	Diámetro de paso
d_e :	Diámetro de paso del engrane
d_p :	Diámetro de paso del piñón
E:	Modulo de elasticidad
E_r :	Modulo de elasticidad del cable
EI:	Rigidez a la flexión
F:	Fuerza de tracción en el cable
F_B :	Fuerza de la polea en el cable
F_t :	Fuerza de tracción de trabajo
F_u :	Fuerza última del alambre
F_y :	Fuerza en la dirección y
g:	Constante de la gravedad
H:	Cambio total de nivel de transportador, potencia del tambor
H_p :	Caballos de potencia

h:	Altura
I:	Momento de inercia
I_x :	Momento de inercia respecto al eje x
k:	Curvatura
L:	Longitud del tramo de la cadena, longitud del claro
L_c :	Longitud del cable
L_t :	Longitud del tambor
L_e :	Longitud efectiva
M:	Momento flexionante
$M_{\text{máx}}$:	Momento flexionante Máximo
m:	Masa
n:	Factor de seguridad
N:	Número de dientes
N_e :	Número de dientes del engrane
N_p :	Número de dientes del piñón
N_{vueltas} :	Número de vueltas del cable en el tambor
P:	Tracción en el giro, carga o fuerza, velocidad angular
P_{CR} :	Carga crítica
P_H :	Tensión de cadena para tramo
P_T :	Tracción en cada giro
P_v :	Tracción para curva vertical
p:	Paso circular
q:	Carga distribuida
R:	Reacciones
R_E :	Radio exterior del engrane
R_t :	Radio del tambor
S:	Claro horizontal de las curvas verticales, modulo de sección
T:	Tracción o tensión
T_t :	Torque del tambor
t:	Tiempo, diferencia entre tiempo final e inicial
t_i :	Tiempo inicial

t_2 :	Tiempo final
V :	Fuerza cortante
V_t :	Velocidad tangencial
V_{TE} :	Velocidad tangencial del engrane
$V_{A/P}$:	Amplitud de la vibración
v :	Velocidad final
v_A :	Velocidad en el punto A
v_B :	Velocidad en el punto B
V_o :	Velocidad inicial
W :	Peso total en movimiento del transportador, peso de la carga
w :	Peso del cable
w_p :	Velocidad angular del piñón
w_e :	Velocidad angular del engrane
x :	Factor para carros estándar con cojinetes de bolas, distancia horizontal
Y :	Factor por cada giro de ruedas de tracción, distancia vertical
Y_o :	Distancia inicial
Z :	Factor para pendientes en transportadores
α_t :	Velocidad angular en el tambor
δ :	Alargamiento del cable
$\delta_{m\acute{a}x}$:	Alargamiento máximo del cable
ρ :	Radio de curvatura
σ :	Esfuerzo
$\sigma_{m\acute{a}x}$:	Esfuerzo máximo
σ_{perm} :	Esfuerzo permisible
σ_u :	Esfuerzo último
σ_x :	Esfuerzo en la dirección x

INTRODUCCIÓN

El manejo de materiales se ha convertido en una técnica muy importante en un gran número de actividades industriales en las cuales se tiene interés en la seguridad y eficiencia en el manejo de materiales. Algunas de las actividades en las que se trabaja frecuentemente son las siguientes:

1. Flujo de materiales.
2. Cargar en la planta
3. Actividades de descarga.
4. Recepción

Entre otras, de acuerdo al tipo de empresa y la naturaleza de sus operaciones se determina las áreas de actividades específicas, así como el personal de manejo de materiales que se necesita.

Al trabajar en las áreas de las actividades listadas anteriormente, la atención se centra en los siguientes parámetros:

1. Factibilidad del equipo para manejo de materiales.
2. Selección del equipo para manejo y almacenamiento.

En función de la factibilidad se presenta en este documento la clasificación de los equipos, en donde se conocerán los equipos con trayectoria fija y móvil. Así como también en función de la selección del equipo, se incluye una descripción de cada uno de los equipos para manejo de materiales, como son las grúas, transportadores, carros, robots, entre otros. Además contiene el desarrollo del diseño de los elementos mecánicos de una grúa puente como también el diseño de las estructuras de acero (vigas) para implementarlo en el espacio y tiempo de los laboratorios de la EIM-FIA

CAPITULO I

1. ANTECEDENTES

El manejo de materiales es una técnica que a través del tiempo se ha enriquecido con aportes tecnológicos, como reflejo de su importancia en la garantía de seguridad y eficiencia para personas, equipos y materiales.

Para una actividad de fabricación de cualquier tipo, que posea una sola máquina, un grupo de máquinas, o una planta entera, es posible identificar tres funciones básicas que definen la actividad total. Las funciones son el trabajo realizado, el manejo, y el control.

Sin embargo, el manejo de materiales implica dos funciones: movimiento y almacenamiento. Este incluye el movimiento entre máquinas o estaciones de trabajo, entre departamentos, entre edificios, entre la carga y descarga de los transportes, así como también el manejo hecho en el lugar de trabajo. Incluye el almacenamiento de materiales (herramientas y suministros) que se encuentran alrededor de todo el lugar, inclusive almacenamiento de materia prima y producto en proceso. También incluye el almacenamiento de productos terminados y otras actividades de almacenamiento relacionadas entre el productor y el consumidor.

La naturaleza de la empresa y los tipos de operaciones que esta realiza le sugerirán otras obligaciones al ingeniero encargado del manejo de materiales. En general, sus actividades abarcarán cualquier aspecto de cualquier operación en la que el manejo este involucrado. De hecho, en años recientes, el manejo de materiales era desarrollado como un área especializada del campo de la Ingeniería Industrial.

Históricamente, la industria ha tendido a concentrarse en el arte y la técnica de fabricar cosas y ha descuidado el arte y la técnica de mover cosas. Hay dos excepciones notables: la técnica del transporte, y la técnica del estudio del movimiento en el lugar de trabajo.

1.1 Historia

Desde principios de la historia el hombre ha acudido a máquinas y herramientas para ayudarse a realizar los trabajos que están más allá de la habilidad de los músculos humanos. La construcción de las pirámides, minas, el movimiento de piedras para edificios o estatuas, el transporte de agua desde pozos y ríos, la construcción de barcos y las operaciones de carga y descarga de estos lo forzó a desarrollar grúas, elevadores, trineos, carretillas, y mecanismos semejantes. Con la Revolución Industrial y el crecimiento de las fábricas, el hombre continuó desarrollando equipos para manejo de materiales para hacer los trabajos en los cuales los músculos humanos y animales eran insuficientes en capacidad o velocidad. Cuando las fábricas crecieron, el significado de costo de mano de obra llegó a ser también más evidente, y era deseable reducir las labores de manejo de materiales, lo cual usualmente agregaba costos al producto, pero contribuía un poco en algo a su valor. Aún hoy en día, la reducción de costos de mano de obra es todavía la razón más frecuentemente citada para justificar el progreso del manejo de materiales.

Sin embargo, la relativa importancia del costo de mano de obra como un componente del costo de fabricación es rechazada. La industria ahora se esfuerza en mejorar el manejo porque existen muchos beneficios en ahorro de trabajo que surgen del ambiente industrial moderno. Por supuesto, no todos estos beneficios aparecen en cada instalación de manejo de materiales. Al contrario, los sistemas de manejo de materiales se justifican frecuentemente sólo a base de una o unas pocas razones. No obstante, ambos el director y el ingeniero siempre deben tomar un punto de vista amplio para considerar las implicaciones totales del manejo de materiales. Los beneficios pueden surgir en forma de reducción de costos, aumento de capacidad y mejoras en las condiciones de trabajo.

1.2 Manejo de material

Existen aspectos muy importantes del manejo de materiales, además de la geometría y herramientas. Entre estas consideraciones se incluyen el movimiento de hombres, maquinas, herramientas e información. El sistema de flujo debe de apoyar los

objetivos de la recepción, la selección, la inspección, el inventario. La contabilidad, el empaque, el ensamble y otras funciones de la producción. Se necesita una decisión muy juiciosa acerca del sistema, seguida por una diplomacia adecuada, para establecer un plan del movimiento de materiales que se ajuste a las necesidades del servicio sin subordinar la seguridad y la economía de la producción, en función de lo anterior conoceremos algunos principios de manejo de materiales que pudiesen aplicarse dentro de un proceso de producción, no sin antes mencionar, que pueden existir muchos más que éstos y que dependerá de la naturaleza de cada proceso de producción para su aplicación.

1.2.1 Principios de manejo de materiales.

El manejo (transporte) de los materiales puede llegar a ser en realidad el mayor problema de la producción porque agrega muy poco valor al producto. Pero consume una parte del presupuesto de manufactura. El manejo de materiales incluye consideraciones de movimiento, tiempo, lugar, cantidad y espacio. Primero, el manejo de materiales debe asegurar que las partes, materias primas, material en proceso, productos terminados y suministros se desplacen periódicamente de un lugar a otro. Segundo, como cada operación del proceso requiere materiales y suministros a tiempo en un punto en particular, es importante el eficaz manejo de materiales. Se asegura que los materiales serán entregados en el momento y lugar adecuado, así como, la cantidad correcta. Los principios deben de tratarse como una guía o como razonamientos que pueden conducir a una mayor eficiencia y obtener algunos beneficios como por ejemplo reducción de costos, aumento de capacidad y mejor distribución, por lo que se mencionan a continuación.

➤ Eliminar

Si no es posible, se deben hacer las distancias del transporte tan cortas como sea posible. Debido a que los movimientos más cortos requieren de menos tiempo y dinero que los movimientos largos.

➤ **Mantener el movimiento.**

En la medida de lo posible se debe de reducir el tiempo de permanencia en las terminales de una ruta tanto como se pueda.

➤ **Emplear patrones simples.**

Se deben de reducir los cruces y otros patrones que conducen a una congestión, tanto como lo permitan las instalaciones.

➤ **Transportar cargas en ambos sentidos.**

Se debe de minimizar el tiempo que se emplea en "transporte vacío". Pueden lograrse sustanciales ahorros si se pueden diseñar sistemas para el manejo de materiales que solucionen el problema de ir o regresar sin una carga útil.

➤ **Transportar cargas completas.**

Se debe de considerar un aumento en la magnitud de las cargas unitarias disminuyendo la capacidad de carga, reduciendo la velocidad o adquiriendo un equipo más versátil.

➤ **Evítese el manejo manual.**

Cuando se disponga de medios mecánicos que puedan hacer el trabajo en formas más efectiva.

El número de dispositivos para el manejo de materiales de que actualmente se dispone es demasiado grande, por lo que existe una clasificación de éstos dispositivos la cuál conoceremos a continuación.

1.3 Clasificación de dispositivos para el manejo de materiales.

El equipo para el transporte horizontal o vertical de materiales en masa puede clasificarse en las dos categorías siguientes.

1.3.1 Equipo con trayectoria fija

Existen una gran variedad de equipos con trayectoria fija que se pueden mencionar, como por ejemplo, grúas, transportadores, vehículos guiados, robots, entre otros. A continuación veremos algunos de los equipos antes mencionados.

Grúas

Que manejan el material en el aire, arriba del nivel del suelo, a fin de dejar libre el piso para otros dispositivos de manejo. Los objetos pesados, voluminosos y problemáticos son candidatos lógicos para el movimiento en el aire.

La principal ventaja de usar grúas se encuentra en el hecho de que no requieren de espacio en el piso.

Transportadores.

Es un aparato relativamente fijo diseñado para mover materiales, pueden tener la forma de bandas móviles: rodillos operados externamente o por medio de gravedad o los ductos utilizados para el flujo de líquidos, gases o material en polvo a presión: Los ductos por lo general no interfieren en la producción, ya que se colocan en el interior de las paredes, o debajo del piso o en tendido aéreo.

Los transportadores tienen varias características que afectan sus aplicaciones en la industria. Primero son independientes de los trabajadores, es decir, se pueden colocar entre maquinas o entre edificios y el material colocado en un extremo llegara al otro sin intervención humana. Esta característica de independencia conduce a otro factor: se pueden usar los transportadores para fijar el ritmo de trabajo.

Otra característica de los transportadores es que siguen rutas fijas. Esto limita su flexibilidad y los hace adecuados para la producción en masa o en procesos de flujo continuo.

Una característica final de los transportadores es que proporcionan un método para el manejo de materiales mediante en cual los materiales no se extravían con facilidad.

1.3.2 Equipo móvil

Entre los que se incluyen vehículos operados manualmente o con motor. Los carros operados en forma manual (carretillas), las plataformas y los camiones de volteo son adecuados para cargas ligeras, viajes cortos y lugares pequeños: para mover objetos

pesados y voluminosos, se utilizan entre otros los tractores. La seguridad, la visibilidad y el espacio de maniobra son las principales limitaciones.

La mecanización ha tenido un enorme impacto en el manejo de materiales en años recientes. Se desarrollaron maquinas para mover material en formas y bajo condiciones nunca antes posibles. El desarrollo repentino hizo que las instalaciones existentes se volvieran casi incompetentes de la noche a la mañana. En la prisa por ponerse al día, se desarrollaron métodos más novedosos. Por supuesto, algunas industrias aun tienen que actualizarse, pero el problema actual más grande es como utilizar mejor el equipo moderno y coordinar su potencial en forma más eficiente con las necesidades de producción.

1.4 Descripción de los equipos de manejo de materiales

Es menester conocer los equipos de manejo de materiales de forma descriptiva, con el objeto de crearnos una idea de mayor amplitud de visión en nuestras mentes, Hay muchos tipos y variedades de equipos pero no se han incluido todos los conceptos y componentes que describen estos equipos. Las descripciones que se mencionarán incluyen:

- Diferenciales (aparejos de cadena) y grúas
- Transportadores
- Vehículos guiados (sin conductor)
- Robots
- Equipo móvil

1.4.1 Diferenciales (aparejos de cadena) y grúas

Los diferenciales (aparejos de cadena) y grúas se utilizan para el movimiento intermitente de cargas en un área fija. Las cargas varían en tamaño y peso y no son uniformes. La mayor parte del movimiento de materiales es para elevar y descender

cargas, aunque algunos aparatos pueden desplazarse en sentido lateral dentro de un área específica. A continuación se enumeran los tipos de aparejos, grúas y aditamentos.

Aparejos manuales y motorizados. Los aparejos manuales y motorizados (Fig. 1.1) son el equipo para elevación más básico y económico y permiten al operador mover una carga hasta de 50 toneladas en sentido vertical con el uso de alguna ventaja mecánica.

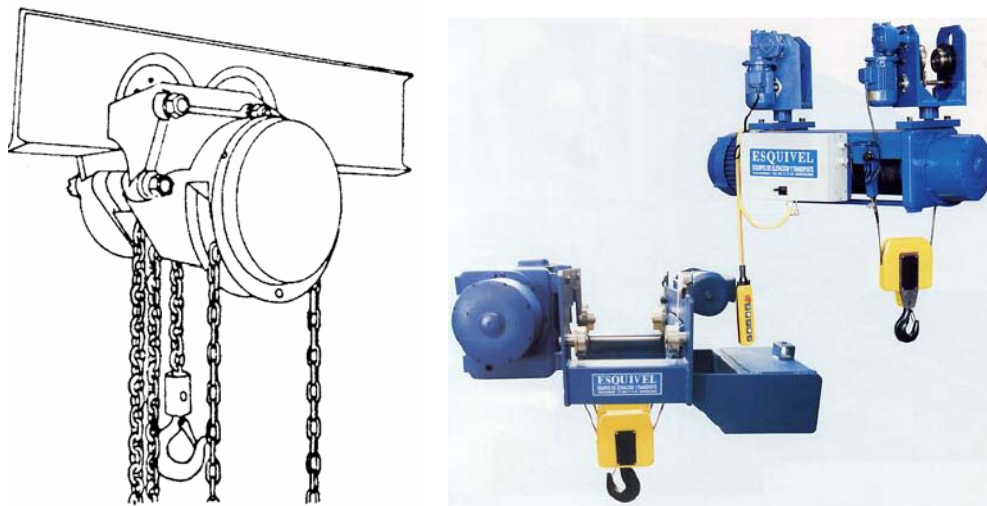


Figura 1.1. Diferencial (aparejo de cadena) y motorizados

Grúas de pared. Las grúas de pared (Fig. 1.2a) constan de un aparejo montado en una corredera en la pluma. El mecanismo elevador se puede mover en sentido lateral en la corredera y la pluma se puede girar en un arco limitado por los muros o el sistema de montaje de la pluma. Las grúas de pared básicas son pluma con ménsula, pluma en voladizo y pluma de pilar. Sus capacidades de carga pueden ser desde grúas manuales pequeñas hasta torres de carga para más de 300 toneladas.

Grúas de puente. Estas grúas consisten en un aparejo elevador montado en un puente de guía soportado por dos carros con ruedas en cada extremo y se mueve sobre vías soportadas por los elementos estructurales. Los puentes con vía superior para los carros pueden soportar un peso combinado de la grúa y de la carga de centenares de toneladas, pero los puentes con suspensión o con vías inferiores en que los carros van suspendidos

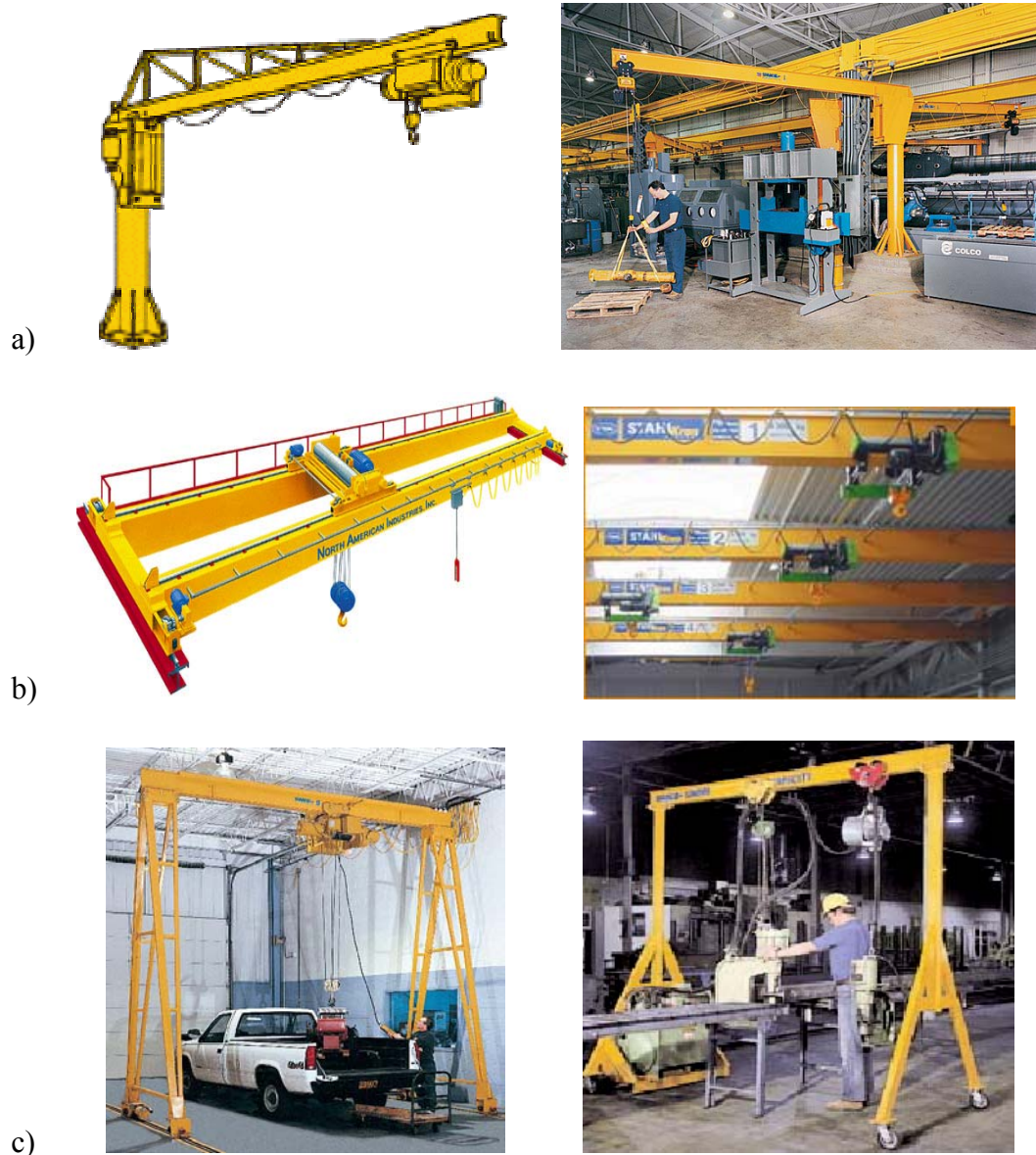


Figura 1.2. Tipos de grúas, a) Grúa de pared, b) Grúa de puente, c) Grúa de pórtico

de las cejas inferiores de la vía, se utilizan para cargas de menos de 20 toneladas. Las grúas de puente pueden ser manuales, motorizadas o, las muy grandes, pueden tener control remoto (Fig. 1.2b).

Grúas de pórtico. Son muy similares a las grúas de puente excepto que están soportadas por piernas integrales que se mueven sobre vías en el piso; se suelen utilizar cuando no es posible tener vías elevadas debido a las restricciones en el edificio. Este sistema tiene

también la ventaja de que se puede emplear al aire libre sin tener que construir una costosa estructura de soporte (Fig. 1.2c).

Grúas apiladoras. Estas grúas constan de un mástil rígido suspendido desde un puente superior que se mueve en sentido lateral. Una plataforma o un grupo de horquillas (uñas) sube y baja en barras deslizadoras para elevar y descender las cargas. Esta grúa tiene uso común para colocar o retirar cargas en estanterías desde ambos lados de un pasillo. En los sistemas de almacenamiento y retiro automatizados, la grúa apiladora se controla por computadora; ésta tiene almacenada en la memoria la posición de cada artículo en la estantería y puede ordenar el movimiento de la plataforma de soporte de carga hacia un lugar específico para depositar o retirar una carga.

1.4.2 Transportadores

Los transportadores son aparatos por gravedad o motorizados que se utilizan para mover cargas uniformes de modo continuo de un punto a otro, en una trayectoria fija. La función primaria del transportador es mover materiales cuando las cargas son uniformes y las trayectorias no varían. El volumen, velocidad y sentido del movimiento suelen ser fijos, aunque los sistemas se pueden diseñar para que no crucen otras rutas para el transporte. Los tipos principales de transportadores y mecanismos relacionados con ellos son los toboganes (vertederos) y transportadores de ruedas y rodillos.

Toboganes (vertederos). Los toboganes son el aparato de trayectoria fija más sencillo, en los cuales se utiliza la gravedad para mover materiales a granel o cargas unitarias en una pendiente. Hay disponibles tipos rectos y en espiral. El tobogán en espiral (Fig. 1.3) es un canal continuo sobre el cual se guían materiales a granel u objetos discretos en una trayectoria helicoidal.

Transportadores de ruedas y rodillos. Dependen de la gravedad y de la potencia aplicada para mover materiales. Se pueden mover objetos de diversas formas si se cambia la sección transversal de la superficie de rodamiento o se alinean los objetos en

la estructura del transportador. Por lo general, estos transportadores son para movimiento horizontal de los materiales.

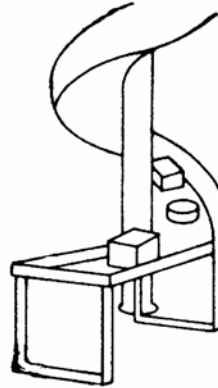


Figura 1.3. Tobogán en espiral

Consideraciones para toboganes y transportadores de ruedas y rodillos.

A continuación se describen los aspectos que se deben tener en cuenta para diseñar y especificar ambas clases de transportadores.

Características de la carga. Incluyen los tamaños máximo y mínimo de las cargas y la forma y superficies para transporte de todas las unidades. Es muy importante que la configuración de la carga sea adecuada para manejarla con transportadores de ruedas o de rodillos. Los envases sin soporte, como los sacos (Fig. 1.4), no se recomiendan para este tipo de equipo.



Figura 1.4. ¿Se puede manejar en un transportador de rodillos?

Condiciones de operación. Incluyen el tamaño y peso de las superficies para el transporte, condiciones ambientales y métodos para carga y descarga. Estas consideraciones determinan el tipo y capacidad, material y tamaño del bastidor, rodillos o ruedas y el tipo de cojinetes que se debe utilizar.

Espaciamiento y colocación de rodillos o ruedas. Se determinan con el tamaño mínimo de paquete o carga unitaria (Fig. 1.5). Para determinar los centros de los rodillos, se divide la longitud mínima de la carga entre tres. Se debe especificar la colocación de las ruedas a fin de tener un mínimo de cinco ruedas debajo de cada recipiente. Otras recomendaciones incluyen:

- ◆ Un mínimo de tres rodillos debajo de una superficie de base dura.
- ◆ Un mínimo de cuatro rodillos debajo de una superficie de base flexible.

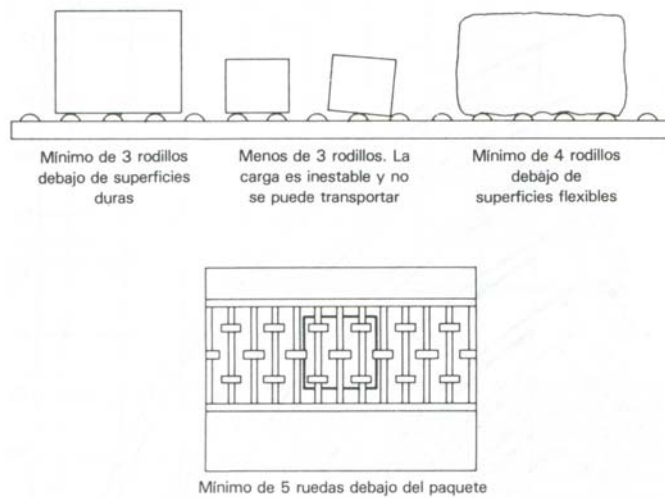


Figura 1.5. Factores para espaciamiento de los rodillos y ruedas.

Para determinar la capacidad de los rodillos y ruedas, se divide el peso de la carga más pesada que se vaya a manejar entre el número mínimo de rodillos o ruedas debajo de las superficies de soporte de la carga. Si se deben tener en cuenta requisitos especiales, como carga de caída, de choque o lateral, habrá que utilizar rodillos con mayor capacidad nominal de carga.

Anchura del transportador; separación entre ruedas y rodillos. La anchura del transportador se determina por la dimensión de espalda con espalda del bastidor a fin de tener suficiente espacio libre para mover la carga en una curva de 90°. El espacio libre mínimo depende de la separación entre los rodillos. Si los rodillos se colocan altos, el

transportador puede mover cargas hasta de 1.25 veces la anchura del transportador. Si los rodillos se colocan bajos, se deben dejar un espacio mínimo de 1 in (2.5 cm.) entre el bastidor y la carga en cada lado. También se debe considerar el sesgamiento de los recipientes para determinar esta dimensión. El diseño de las secciones curvas depende del tamaño y forma de las cargas. La alineación de los recipientes en el transportador es importante, en especial cuando hay muchas curvas y el efecto de sesgamiento se vuelve acumulativo. Este efecto puede minimizarse con el uso de rodillos cónicos (Fig. 1.6) o una sección diferencial con rodillos dobles.

Selección de cojinetes. Depende de las condiciones de operación del transportador. Los cojinetes de bolas (baleros) sencillos se utilizan bajo techo, cuando no hay condiciones ambientales severas. Los cojinetes sellados, destinados para funcionar en seco, son ideales en lugares con mucho polvo. Los cojinetes engrasados requieren más fuerza para girar y su empleo debe ser mínimo en los transportadores por gravedad.

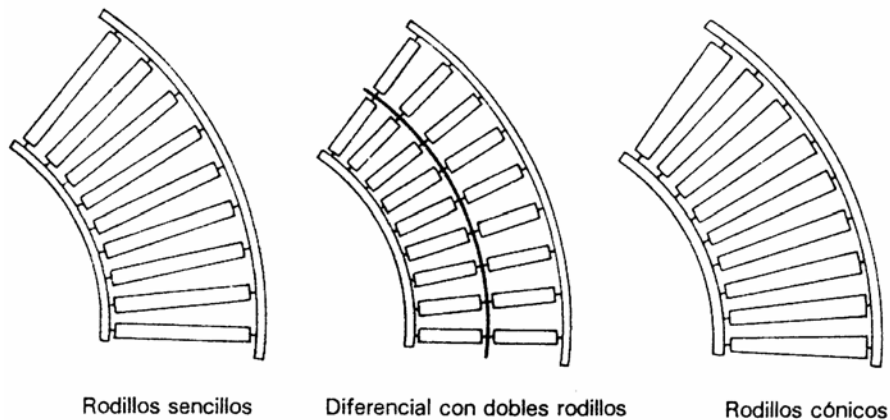


Figura 1.6. Secciones curvas de transportadores de rodillos

Capacidad de los soportes y bastidor del transportador. Los soportes para los transportadores pueden ser de uno de tres tipos: permanentes en el piso, suspendidos del techo o portátiles. Se deben localizar los puntos de soporte (Fig. 1-7) para lograr un manejo uniforme de la carga. La carga de diseño es el peso de la sección del transportador, más la carga unitaria máxima para esa sección del transportador.

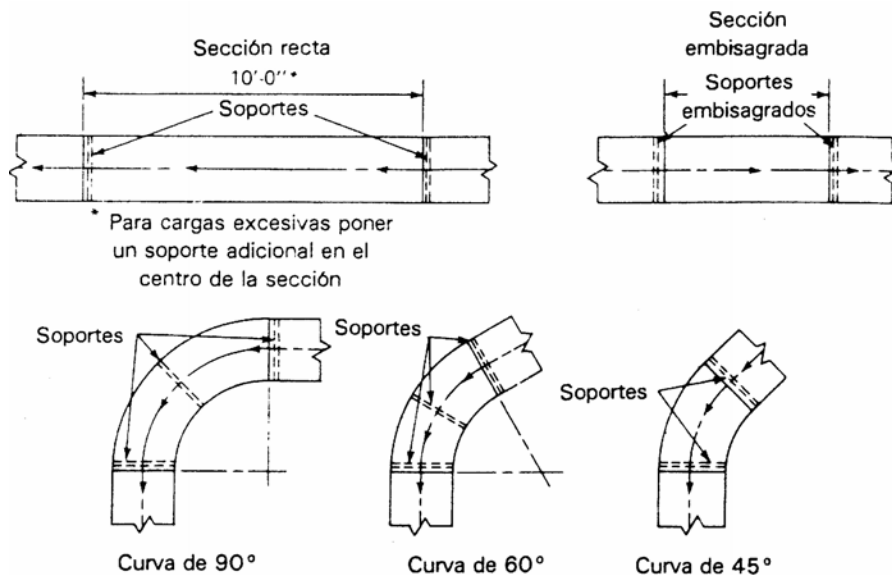


Figura 1.7. Ubicaciones sugeridas para los soportes.

Consideraciones especiales para transportadores de ruedas. Estos transportadores se utilizan para aplicaciones de trabajo ligero y tienen algunas ventajas en relación con los transportadores de rodillos para cargas unitarias ligeras. Los transportadores de ruedas por gravedad consisten en una serie de ruedas, que pueden ser de muchos estilos y materiales diferentes, montadas sobre ejes comunes y soportados entre dos bastidores. Por lo general son menos costosos y de menos peso, lo cual los hace ideales como transportadores portátiles. Las cargas unitarias ligeras se mueven mejor en transportadores de ruedas porque se necesitan menos declive y menos fuerza para poner en movimiento las ruedas (véase tabla 1-1). Otra ventaja inherente en el uso de superficies de transporte de contacto múltiple es que las ruedas tienen acción de giro que permite al recipiente mantener su posición original.

Los bastidores para soportar los ejes de las ruedas son de acero o de aluminio. El bajo peso y la resistencia a la corrosión pueden dar preferencia por el aluminio, pero se debe utilizar acero cuando las condiciones exigen el uso de un transportador más fuerte.

Tipos de ruedas. Hay una gran variedad disponible de ruedas de metal y de plástico, que incluyen:

- *Ruedas de acero con cojinetes de bolas (baleros).* Son las ruedas más fuertes y de uso más común y se emplean cuando se necesita larga duración. La duración potencial de estas ruedas es diez veces mayor que la del aluminio. Las ruedas de acero se pueden cubrir con *llantas de neopreno* y se utilizan para reducir los choques, evitar el deslizamiento o patinaje, aumentar la tracción, evitar daños y ralladuras a superficies frágiles y reducir el ruido.
- *Ruedas de aluminio con cojinetes de bolas de acero o de plástico.* Se utilizan cuando el peso es importante, en particular para transportadores portátiles. En atmósferas corrosivas se deben utilizar cojinetes de plástico.
- *Ruedas de Nylon.* Se utilizan cuando se necesita resistencia a la sal, el agua y productos químicos, así como en aplicaciones en donde hay que limpiar con frecuencia los transportadores. Las ruedas de Nylon no rayan ni marcan los recipientes.
- *Ruedas de polipropileno.* Poseen muchas propiedades que las hacen ideales para una amplia gama de aplicaciones. Este material es muy resistente a muchos materiales corrosivos y a temperaturas de 230 a -30° F (110 a -34°C). Las ruedas no absorben la humedad y se pueden lavar con vapor a intervalos frecuentes.
- *Ruedas histeréticas.* Son ruedas de metal con una llanta o bandaje formado con material elastomérico; se utilizan para el almacenamiento lineal de cargas pesadas. Su finalidad es absorber la energía del impacto inicial de la carga y controlar el movimiento de ella a una velocidad segura.

Lubricación. Las ruedas metálicas se pueden engrasar, aceitar o hacer funcionar en seco. Las ruedas de Nylon y de plásticos se usan secas. Se deben usar cojinetes lubricantes con aceite o secos cuando las altas temperaturas puedan ocasionar adelgazamiento y fugas de grasa. Los cojinetes secos se recomiendan cuando las temperaturas son menores a 0°F (-18°C).

Tipos especiales de transportadores de ruedas. Se construyen para manejar productos específicos o actividades industriales especiales y se ilustran algunos en la figura 1.8.

Transportadores motorizados. Están destinados al movimiento continuo de productos en superficies niveladas, en pendientes y en curvas. Muchos de los aspectos a considerar para los transportadores por gravedad se aplican a los transportadores motorizados. Los transportadores de rodillos y banda motorizados son los de empleo más general para mover cargas unitarias.

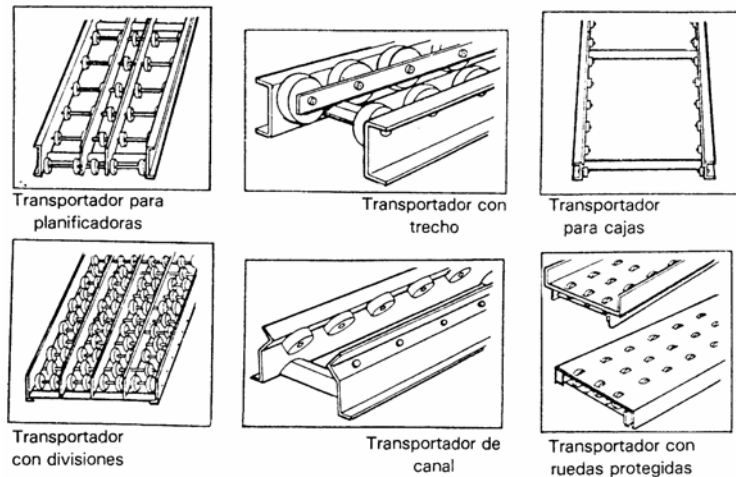


Figura 1.8. Tipos especiales de transportadores de ruedas.

Transportadores de rodillos motorizados. Su uso principal es para acumular cargas, porque es muy fácil desacoplar la impulsión cuando hay que detener el movimiento de avance de la carga unitaria. Por lo general, el desacoplamiento de la impulsión es automático cuando la carga unitaria se encuentra alguna obstrucción, lo cual crea una reacción opuesta que hace que el buje (casquillo) del rodillo transportador suba por una ranura angular, con lo cual se eliminan la presión y el contacto entre la banda y los rodillos.

Los transportadores de rodillos motorizados pueden tener impulsión con cadenas o con bandas. Las unidades impulsadas con cadena son para trabajo pesado y cuando el aceite o los contaminantes pueden perjudicar la banda. Los transportadores impulsados por banda están destinados a acumulación cuando la presión entre la banda y los rodillos

es muy ligera o para secciones del transportador en donde la presión entre la banda y los rodillos se aumentan mediante rodillos tensores centrales y con el uso de bandas de alta fricción.

Los transportadores de rodillos motorizados no se utilizan para pendientes de más de 5°, porque la fuerza de contacto entre la carga unitaria y la superficie de los rodillos no es suficiente para contrarrestar la fuerza de la gravedad, debido a un bajo coeficiente de fricción. Este tipo de transportador no se utiliza en tramos rectos debido a su mayor costo, en comparación con los transportadores de banda.

Transportadores de banda. Los transportadores de banda son una banda (correa) sin fin movable que lleva los materiales sobre un bastidor de soporte. La banda se puede hacer con muy diversos materiales y puede o no estar equipada con garras u otros tipos de sujetadores. La banda puede estar soportada por una base deslizable, maciza, de madera o metal o con rodillos.

Los fabricantes de transportadores sugieren las bandas con superficie de fricción en pendientes hasta de 13°; para pendientes hasta de 25° se deben utilizar bandas de caucho (hule) con superficie rugosa. En aplicaciones en donde se requiere una pendiente mayor, se pueden utilizar bandas con superficie con acanaladuras, realzadas o con garras. También se deben tener en cuenta los requisitos especiales para el material de las bandas cuando se necesita resistencia a los productos químicos, aceite o cuando lo requiere la necesidad de higiene máxima.

Parámetros para transportadores de banda. Los parámetros que se deben definir antes de especificar el equipo son velocidad y longitud de la banda, carga máxima sobre la banda en cualquier momento, cargas de tensión, potencia requerida y componentes para soporte y montaje. La velocidad especificada para la banda debe ser compatible con el equipo de proceso y otros mecanismos para el manejo de materiales. La longitud de la banda debe ser adecuada para acumular la máxima capacidad esperada de productos.

Consideraciones para transportadores de banda de materiales a granel. Estas consideraciones son similares a las de todos los transportes; sin embargo, las

propiedades de los materiales que se van a mover influyen en los parámetros y en las especificaciones del transportador. El empleo de transportadores de banda para materiales a granel está limitado por las características de los materiales, algunas de las cuales son:

- Pegajosidad, se puede evitar la descarga total de los materiales de la banda o producir interferencia con los componentes de la unidad de impulsión.
- Las temperaturas que exceden de 150° F (21°C) pueden ocasionar degradación o daños a la mayor parte de los materiales para bandas.
- Las reacciones químicas de los materiales transportados con el material de la banda. Algunos aceites, productos químicos, grasas y ácidos pueden dañar las bandas.
- Los terrones o trozos de tamaño grande también intervienen y, por lo general, requieren que el sistema sea de tamaño más grande que el necesario para la cantidad de peso que se mueve.

El peso y la fricción son los factores comunes que determinan la cantidad de pendiente posible con transportadores para manejo de cargas unitarias y material a granel. Los transportadores para material a granel deben incluir las características de los materiales, como uniformidad del tamaño, forma de los terrones, contenido de humedad, ángulo de reposo y fluidez. El ángulo máximo de pendiente para diversos materiales a granel se indica en la tabla 1.1. La combinación ideal de anchura y velocidad de la banda (Tabla 1-2) se determina con las características de los materiales manejados.

Tabla 1.1. Angulo máximo de pendiente

Material transportado	Angulo máximo de pendiente, grados *	Material transportado	Angulo máximo de pendiente, grados *
Alúmina, seca, flujo libre	10-12	Granos	8-16
terrones de 1/8 de in		Minerales	15-20
Ejotes (habichuelas) enteras	8	Paquetes	15-25
Carbón, antracita	16	Roca	15-20
Carbón, bituminoso, clasificado,		Arena, flujo muy libre	15
terrones de 4 in	15	Arena poca fluidez (húmeda)	20
Carbón, bituminoso, clasificado ⁺ ,		§	24
terrones de 4 in y menores	16	Arena de fundición templada	15
Carbón, bituminoso sin	18	Piedra clasificada, trozos de 4	
clasificar ⁺	20	in	16
Carbón bituminoso, finos, flujo		Piedra clasificada, trozos de 4	
libre ⁺	22	in o menos o mas de 3/8 in	16
Carbón bituminoso, finos poca	17	Piedra sin clasificar, trozos de	
fluidez ⁺ §	20	4 in o mas	18
Coque, clasificado	22	Piedra sin clasificar, trozos de	20
Tierra libre flujo ⁺	12	4 in o menos o de mas de 3/8	27
Tierra apelmazada § ⁺	15	in	18
Grava clasificada, lavada		Piedra, finos 3/8 in o menos	
Grava clasificada, sin lavar		Astillas de madera	
		Grava sin clasificar	

⁺ ángulo de reposo: 30 a 45°

§ Ángulo de reposo mayor de 45°. Muy húmeda o muy seca, con ángulo de reposo menor de 30°.

Tabla 1-2 Velocidad recomendada de la banda, determinada por el material manejado

Material		Velocidad recomendada de la banda, pies/min*									
Características	Ejemplo	Anchura de banda, pulg									
		14	16	18	20	24	30	36	42	48	54
Tamaño máximo de terrones, clasificado o sin clasificar	Carbón, tierra	300	300	400	400	450	500	550	600	600	650
ligeramente abrasivo		300	300	400	400	450	500	550	600	600	600
Muy abrasivo, romo	Grava de cantera	300	300	400	400	450	500	550	600	600	600
Muy abrasivo,	Piedra minerales	250	250	300	350	400	450	500	500	550	550
desgarrado agudo		400	450	450	500	600	700	800	800	800	800
Hojuelas	Astillas, corteza, semilla de madera	400	450	450	500	600	700	800	800	800	800
Granular, terrones de 1/8 a 1/2 pulg finos	Granos, carbón, semilla de algodón, arena	400	450	450	500	600	700	800	800	800	800
Ligeros, esponjosos, secos, polvo	Sosa comercial, carbón	220-250 ft/min									
Gruesos	pulverizado	250-300 ft/min									
	Cemento, hollín										

*Normal para bandas de movimiento horizontal con poleas locas con cojinetes de bolas o de rodillos.

Transportadores de banda metálica. Su diseño es similar al de los transportadores de banda normales; la diferencia es que la superficie de la banda es metal tejido o macizo.

Los materiales incluyen acero al carbono, acero galvanizado, aceros inoxidable al cromo y otros metales o aleaciones especiales para aplicaciones y ambientes específicos. También están disponibles bandas de alambre cuando las temperaturas del proceso varían entre 320 y 2500°F (160 y 1416°C). El uso principal de los transportadores con banda de alambre es para productos o cargas unitarias en procesos que incluyen tratamiento con líquidos o químico, tratamiento térmico o calcinación en hornos rotatorios. Las bandas de alambre se pueden limpiar o esterilizar mientras están en movimiento. Las aberturas de la malla permiten la circulación de agua, gases, calor y aire para enfriamiento. Los usos típicos de estos transportadores incluyen operaciones como el lavado de recipientes de vidrio por aspersión, movimiento de artículos de panadería a los hornos, transporte de tubos de rayos catódicos a lo largo de diversos procesos y movimiento de piezas calientes desde el equipo para fundición a presión automática.

La alineación en movimiento de la banda de malla de alambre es problemática, porque la banda está formada con cierto número de secciones unidas entre sí y la amplia gama de temperaturas a que pueden estar sometidas produce dilatación y contracción del material de la banda. Con frecuencia, las especificaciones para el transportador incluyen una de las siguientes características para contrarrestar estas condiciones y asegurar que la banda se mueva en línea recta.

- Impulsión por banda con catarinas de dientes múltiples.
- Alineadores de bandas, que consisten en poleas o rodillos montados en el bastidor de soporte.
- Bandas de autoalineación, con alambres en forma de V en la parte inferior que se mueven en tambores impulsados ranurados.

Transportadores de superficie con cadenas. Los transportadores de superficie o superficiales con cadenas (Fig. 1.9) incluyen los tipos de cadena corrediza, barras empujadoras, listones, de arrastre y de trole con carros.

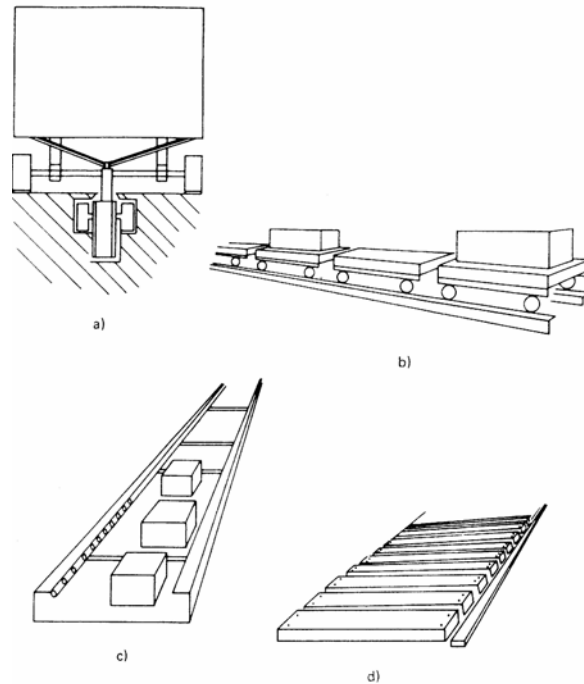


Figura 1.9. Tipos de transportadores. a) Con remolque en el piso, b) transportador para roles o carros; c) transportador de barras empujadoras, d) transportador de listones.

Transportadores de cadena corrediza. Son los más sencillos porque utilizan la cadena en sí para mover recipientes a lo largo de dos vías corredizas. Se utilizan para manejar cargas mayores que las que pueden manejar los transportadores de banda, como tarimas con carga o cargas unitarias, pero tienen las mismas limitaciones en cuanto a pendientes que los transportadores de banda y rodillos motorizados.

Transportadores de barras empujadoras. Se utilizan para subir cargas en pendientes más pronunciadas (hasta 45°) porque la carga se empuja con un carro conectado a las impulsiones por cadena y la carga se mueve a lo largo de una base o canal metálico. Por

lo general estos transportadores se utilizan para movimiento entre los pisos (plantas) en almacenes o plantas con niveles múltiples.

Transportadores de listones. Se emplea una cadena sinfín para impulsar una superficie transportadora de listones, de madera o metal, que no se traslapan ni están interconectados. Se pueden utilizar como mesas de trabajo movible y para mover cargas unitarias pesadas; son ideales para aplicaciones en las cuales la superficie del transportador debe quedar al ras con una estación de trabajo o con el piso. En esta aplicación, la instalación permite que los montacargas o carretillas crucen o se transporten sobre los listones. Estos transportadores pueden funcionar en pendientes, cuyo ángulo está limitado por la fricción entre las superficies de los listones y la carga. Se pueden agregar garras o abrazaderas para soportar la carga cuando se requieren pendientes más pronunciadas.

Transportador remolcador. En este transportador se utiliza una cadena sinfín soportada desde un riel elevado o que corre en una vía debajo del piso para arrastrar carros y carretillas. El sistema de remolque debajo del piso es el de uso más común en almacenes y es muy adaptable porque se puede tender alrededor de las zonas de almacenamiento y a lo largo de los pasillos y también puede tener espuelas para carga y descarga y para almacenar los carros vacíos. La vía dentro del piso permite utilizarlo para otro equipo; pero el sistema de vías y de impulsión con cadenas es difícil de cambiar de lugar una vez instalado. Los carros y carretillas utilizados en este sistema van desde una carretilla normal para tarimas provista con ganchos de remolque para engancharlos en la cadena, hasta carros o carretillas especiales para una aplicación específica.

Transportadores para carretillas. Se emplea una cadena sinfín para tirar de una serie de carretillas o carros pequeños con el material que se va a mover. A menudo tienen dispositivos para utilizarlos en las líneas de montaje o llevan moldes para uso en las funciones.

Transportadores elevados. Los transportadores elevados incluyen los básicos de trole y los motorizados y libres. Estos transportadores están soportados y funcionan en una vía de trole y los impulsa una cadena para mover piezas o productos. La trayectoria del transportador puede ser recta, en pendiente y alrededor de esquinas; puede hacer uso óptimo de la distribución física del edificio y seguir el flujo de las operaciones de trabajo dentro de las limitaciones del edificio y de diseño del equipo. Los transportadores pueden tener soportes independientes o estar conectados con las vigas y armaduras existentes, según sean las necesidades de carga.

Para determinar los factores de diseño del equipo se debe aplicar el siguiente procedimiento.

1. Mediante las gráficas de flujo de procesos, determinar todas las operaciones a las cuales servirá el transportador.
2. Determinar la trayectoria del transportador en un plano de distribución de la planta (Fig. 1.10) que muestre todas las obstrucciones, como columnas, muros, maquinaria y pasillos.
3. Trazar una elevación vertical para determinar las dimensiones de las pendientes ascendentes y descendentes. En este momento, se podría preparar una vista tridimensional a fin de tener una vista en planos múltiples de la instalación propuesta.
4. Determinar el volumen y velocidad de movimiento, tamaño de la carga unitaria, espaciamiento y diseño de los carros.
5. Modificar los radios de las curvas a fin de tener los espacios necesarios en ellas (Fig. 1.11).
6. Modificar el espaciamiento para la carga a fin de tener espacio libre en las pendientes; conforme éstas se hacen más pronunciadas, hay que aumentar el espaciamiento para la carga para tener una separación constante para ella. En la tabla 1.3 se indica el espaciamiento para las cargas a fin de tener una separación dada en pendientes de diversos ángulos.
7. Vuélvase a trazar la trayectoria del transportador y las vistas de elevación vertical, utilizando radios e información de las pendientes nuevas.

8. Calcular la tensión de la cadena, la cual es el peso total de la cadena, los carros y otros componentes, así como el peso de los carros y la carga. Por ejemplo, para un sistema dado, la tensión probable para la cadena se calcula como sigue:

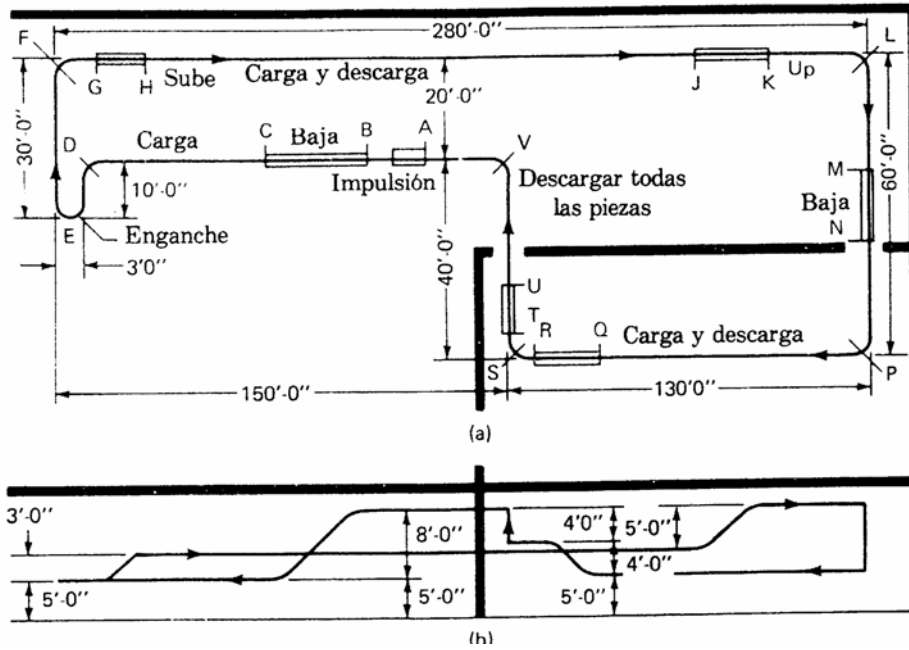


Figura 1.10. Vista en planta y elevación vertical para sistemas de transportador con carros.

Tabla 1.3 Espacio libre para la carga en vía inclinada para transportadores

Espacio para carga, in	Angulo de pendiente, grados											
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	Distancia entre centros horizontales, pulg											
12	12	11%	11%	11%	10%	10%	9%	9%	8%	7%	6%	6
16	15%	15%	15%	15%	14%	13%	13%	12%	11%	10%	9%	8
18	18	17%	17%	17	16%	15%	14%	13%	12%	11%	10%	9
24	24	23%	23%	22%	21%	20%	19%	18%	17	15%	13%	12
30	29%	29%	29	28%	27%	26	24%	23	21%	19%	17%	15
32	31%	31%	31	30%	29	27%	26%	24%	22%	20%	18%	16
36	35%	35%	34%	33%	32%	31%	29%	27%	25%	23%	20%	18
40	39%	39%	38%	37%	36%	34%	32%	30%	28%	25%	23	20
42	41%	41%	40%	39%	38%	36%	34%	32%	29%	27	24%	21
48	47%	47%	46%	45%	43%	41%	39%	36%	34	30%	27%	24
54	53%	53%	52%	50%	49	46%	44%	41%	38%	34%	31	27
56	55%	55%	54%	52%	50%	48%	45%	42%	39%	36	32%	28
60	59%	59%	58	56%	54%	52	49%	46	42%	38%	34%	30
64	63%	63	61%	60%	58	55%	52%	49	45%	41%	36%	32
72	71%	70%	69%	67%	65%	62%	59	55%	51	46%	41%	36
80	79%	78%	77%	75%	72%	69%	65%	61%	56%	51%	45%	40

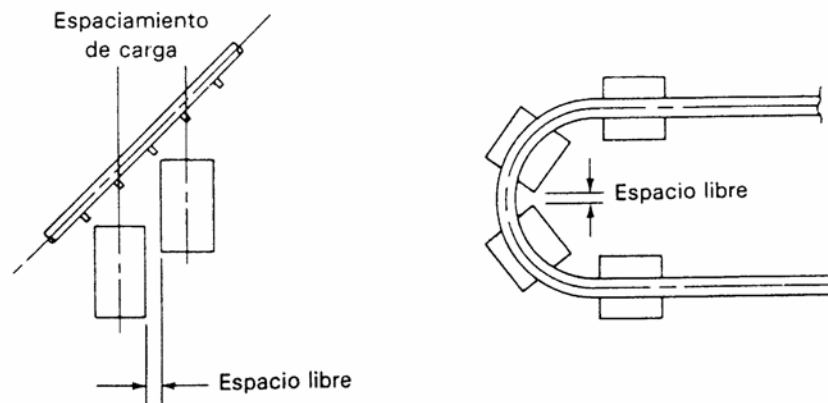


Figura 1.11. Consideraciones de espaciamento de carga para transportadores elevados.

Tensión probable total en la cadena $700 \times 60.00 \times 0.03 = 1260$

En donde:

700 = longitud del transportador, ft

0.03 = porcentaje de coeficiente de fricción

60.00 = 10.0 lb/ft (cadena y carros) + 12.5 lb/ft (soportes) + 37.5 lb/ft (carga lineal)

Para este cálculo inicial se supone que las pendientes son secciones a nivel si el número de descensos compensa el de ascensos; pero para cada pendiente adicional hay que sumar el peso para determinar la tensión total en la cadena. Si, en este ejemplo se requiere una pendiente vertical para elevar una carga 8 ft, entonces la tensión adicional de la cadena es:

$$37.5 \text{ lb} \times \text{elevación } 8 \text{ ft} = 300 \text{ lb}$$

Entonces la tensión total de la cadena queda $1260 + 300 \text{ lb} = 1560 \text{ lb}$.

9. Seleccionar tamaños probables del transportador basados en la carga en los carros y la tensión de la cadena.

10. Seleccionar los radios de las curvas verticales.
11. Determinar los requisitos de potencia y la ubicación de las impulsiones. Esto exige un cálculo de la tensión de la cadena de punto a punto en toda la trayectoria del transportador, que se indica en la figura 1.9. Se utilizan las tres fórmulas siguientes para calcular la tensión de la cadena de punto a punto.

a) Tensión para tramo horizontal recto:

$$P_H = XWL \quad (\text{ecu. 1.1})$$

En donde:

$X = 0.02$ para carros estándar con cojinetes de bolas

$W =$ Peso total en movimiento, lb/ft (vacíos o cargados, según el caso)

$L =$ Longitud del tramo recto, ft

b) Tracción o tensión en cada giro de las ruedas o rodillos de tracción:

$$P_T = YP \quad (\text{ecu.1.2})$$

En donde:

$Y = 0.02$ por cada giro de rueda o rodillo de tracción

$P =$ tracción en el giro o vuelta, lb

c) Tracción para cada curva vertical:

$$P_v = XWS + ZP + HW(1 + Z) \quad (\text{ecu. 1.3})$$

En donde:

$X = 0.02$ para carros estándar con cojinetes de bolas

$W =$ Peso total en movimiento, lb/ft

$S =$ Claro horizontal de las curvas verticales, ft

$H =$ Cambio total de nivel del transportador, ft (más, cuando el transportador sube la curva; menos, cuando el transportador baja la curva).

$Z = 0.03$ para pendiente de 30° , 0.045 para pendiente de 45° ; 0.06 para pendiente de 60° ; 0.09 para pendiente de 90° .

P = Tracción al comienzo de la curva, lb

El caballaje para la impulsión se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$Hp \text{ para impulsión} = \frac{\text{capacidad de impulsión}(lb) * \text{velocidad máxima}}{33000 * 0.6} \quad (\text{ecu. 1.4})$$

12. Diseñar los soportes y superestructuras para el transportador.
13. Diseñar los protectores y guardas requeridos por los reglamentos gubernamentales debajo de los tramos altos para carretillas, en particular sobre los pasillos y áreas de trabajo. Los paneles protectores se suelen hacer con malla de alambre tejida o soldada con ángulos y canales estructurales de acuerdo con el tamaño y el peso del material que se maneja.

Transportadores motorizados y libres. Consisten en dos sistemas separados de vías para los carros: uno se mueve impulsado por una cadena; el otro tiene una vía debajo de la vía motorizada para colocar un trole libre que lleva un carro o dispositivo del cual se suspende la carga (Fig. 1.12). En el modo de funcionamiento motorizado, el sistema de trole motorizado se acopla con el trole libre mediante el contacto de un perro empujador en el sistema motorizado con un perro retráctil en el sistema libre. El desacoplamiento se logra al hacer contacto con otra carga o al mover el accionador del perro. La ventaja principal de este sistema es que se puede detener un carro en el momento en que se desee sin interrumpir todo el sistema. La adaptabilidad del transportador motorizado y libre se puede aprovechar en una línea de proceso o de producción en donde las operaciones no necesitan el mismo tiempo para concluirías o en donde se necesita acumular unidades fuera de la línea, por ejemplo, para reparaciones. Este tipo de transportador se utiliza en muchas industrias como ensamble de motores y transmisiones, en plantas empacadoras de carnes para el destazado y en aplicaciones no industriales como la distribución de suministros médicos y alimentos para los pacientes en los hospitales.

Para los transportadores libres y motorizados se aplican los mismos criterios de diseño que para otros sistemas de troles y carros impulsados por cadena.

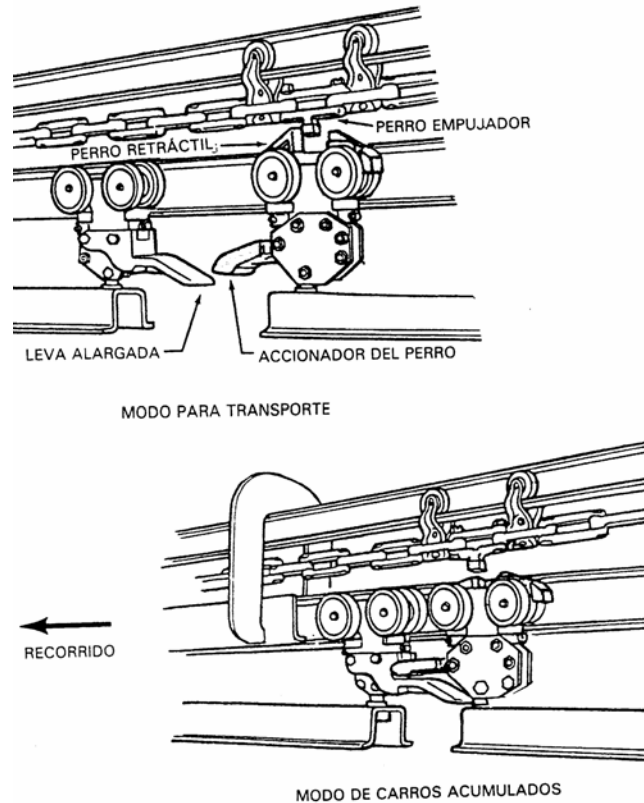


Figura 1.12. Transportador con carros motorizados y libres.

Transportadores verticales para materiales a granel. Estos transportadores (Fig. 1.13) se suelen utilizar para elevar materiales a granel hasta silos, tolvas u otros recipientes desde donde se entregarán para operaciones de mezclado, empaque, carga de camiones o directamente a un proceso. Algunas de las industrias que utilizan este equipo incluyen la del vidrio, fertilizantes agrícolas y productos químicos en polvo.

- *Montacargas de cajón.* Se utilizan para elevar materiales a granel por lotes o cargas a gran altura. Un cajón o cangilón que lleva el material se mueve en sentido vertical en sus guías y se eleva o desciende con un cable accionado por un aparejo o un malacate.

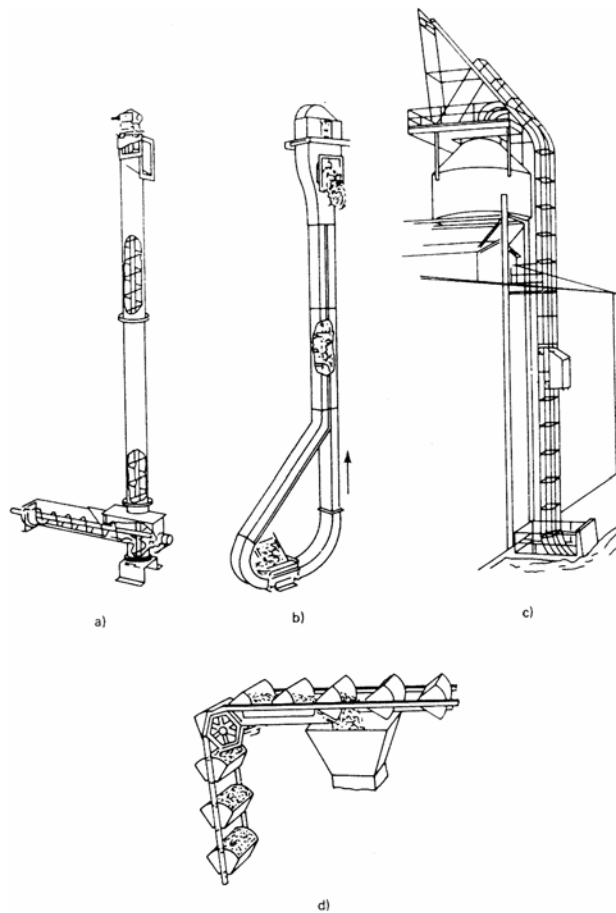


Figura 1.13. Transportadores verticales para material a granel.

- *Transportadores elevados de descarga por gravedad.* Mueven el material en trayectorias horizontales y verticales. Los cangilones están montados en forma rígida en dos tramos de cadena que se mueven sobre rieles o guías. El material se carga en un cangilón en la base del equipo al alimentarlo a un canal inferior; la descarga se efectúa cuando el cangilón cambia de posición en el tramo horizontal.
- *Bulk-flo.* Elevan el material con paletas movidas por cadenas, las cuales están en un alojamiento hermético. Los Bulk-flo son de autoalimentación y de descarga automática y son adecuados para procesos con movimiento continuo de materiales a granel.

- *Elevadores de rotor.* Son similares a los transportadores de sinfín (gusano) pero son de montaje vertical para mover materiales a granel y tienen un alojamiento hermético a prueba de intemperie. Por lo general, se utilizan transportadores o alimentadores de sinfín para entregar el material a este tipo de elevador.

Otros transportadores especiales. Hay innumerables variantes de los sistemas transportadores normales, algunos de ellos exclusivos en ciertas industrias. A continuación se describen seis ejemplos comunes.

Transportador de sin fin. Este transportador (Fig. 1.14) consiste en un tornillo que gira en un canal estacionario y el material avanza con la rotación del sinfín o gusano. Este tipo de transportador tiene doble aplicación, pues se puede utilizar en procesos como incorporación y mezcla de materiales mientras se mueven. Suelen tener un alojamiento para evitar el escape de polvo o vapores y poder calentar o enfriar el transportador. La carga o des-carga pueden estar en cualquier punto a lo largo del transportador.

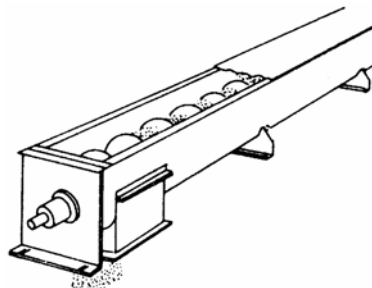


Figura 1.14. Transportador de sinfin.

Transportadores con riel en espiral. Estos transportadores (Fig. 1.15) consisten en una vía continua en espiral con una impulsión que la hace girar, para mover cualquier objeto que se cuelgue de ella. Tiene amplia aplicación en la industria del vestido y se suele utilizar para artículos que pesen menos de 10 lb (5kg). Los segmentos de Nylon para interconexión permiten tomar curvas en cualquier sentido en un radio de 18 in (46 cm).

Transportadores oscilatorios y vibratorios. Se utiliza la frecuencia natural de vibración de un canal para mover el material, En los transportadores oscilatorios se tiene

impulsión motorizada para mover un canal que lleva el material en contra de soportes con resortes que producen retorno y carrera descendente rápidos y hacen que el canal vibre y transporte el material, En los transportadores vibratorios se utiliza algún tipo de pulsaciones magnéticas para producir el movimiento vibratorio; se pueden lograr grandes variaciones en la frecuencia con controles sencillos, lo cual permite cambios en la velocidad para compensar diferencias en los materiales.

Ambos tipos de transportadores tienen uso creciente en muchas industrias distintas, por ejemplo, en el transporte de productos alimenticios ligeros, como los cereales, en la industria alimentaria; movimiento, enfriamiento y disgregación de terrenos de arena de fundición; enfriamiento y eliminación de la pedacería (“cullet”) de vidrio en canales llenos con agua en la industria del vidrio; separación de materiales ferrosos y no ferrosos en sistemas separadores y alimentación de piezas pequeñas para equipo automático de empaque o ensamble.

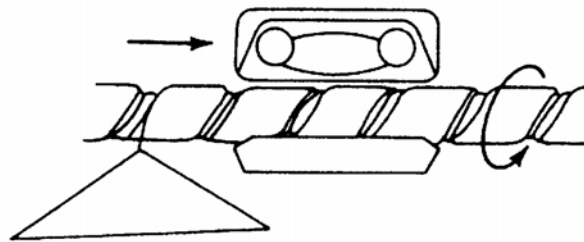


Figura 1.15. Transportador con riel en espiral.

Transportadores de paletas. Estos transportadores (Fig. 1.16) tienen placas rascadoras para empujar material no abrasivo a granel a lo largo de un canal que puede ser horizontal o inclinado.

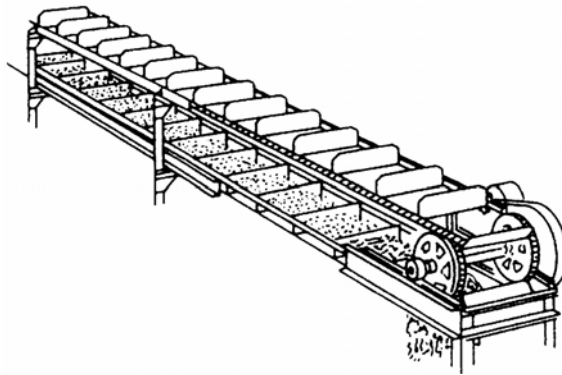


Figura 1.16. Transportador de paletas.

Transportadores de faldón. Estos transportadores (Fig. 1.17) tienen una serie de faldones interconectados soportados en un bastidor estacionario para mover materiales pesados, abrasivos y en terrones, como minerales, piedra, desechos industriales y materiales de desecho.

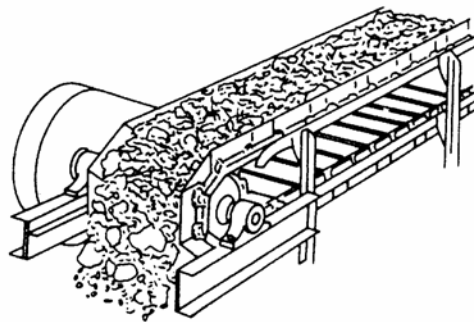


Figura 1.17. Transportador de faldón.

Tubos neumáticos. Utilizan un sistema de presión o de vacío para mover materiales o un recipiente a velocidad un tanto alta. La principal aplicación es para mover documentos dentro de un edificio, aunque también se pueden emplear en el movimiento de ciertos particulados finos de gran volumen.

1.4.3 vehículos guiados (sin conductor)

Los vehículos guiados (sin conductor) mueven el material en trayectorias fijas pero no requieren operador, ni un mecanismo de impulsión debajo del piso o un remolque elevado. Son útiles cuando hay que mover una gran variedad de materiales a distancias largas, desde y hasta una serie de estaciones fijas. Hay tres tipos de estos vehículos: primero, el tractor sin conductor (Fig. 1.18) que arrastra remolques o carros con material; segundo, para mover cargas unitarias o tarimas individuales (Fig. 1.19) y, tercero, el vehículo integrado, con entrepaños múltiples; este último tipo se utiliza para el movimiento de correspondencia en edificios de oficinas y para suministros y alimentos en los hospitales.

Sistemas de guía y control. Son similares para los tres tipos de vehículos. Se utilizan dos sistemas: el óptico, en el cual el vehículo sigue una línea marcada con una cinta o pintura especiales en el piso; o el magnético, en el cual hay un alambre delgado colocado en un canal de poco fondo, con tapa, en el piso. Este segundo sistema es menos flexible y más costoso para su control, pero no es susceptible de desgaste o desaparición de las marcas, que pueden ser un problema en ciertas fábricas.

Como el tractor sin conductor no puede mover sus remolques en reversa (marcha atrás), requiere por lo general un sistema de circuito cerrado o continuo aunque se pueden utilizar sistemas con circuitos múltiples. Los vehículos para mover cargas unitarias suelen ser reversibles y pueden trabajar en un desviador o “espuela”.

La programación que determina las trayectorias y paradas se puede establecer en el programador del tractor o se puede controlar desde un punto central de despacho. Estos sistemas, por lo general, tienen unidades de lógica para permitir que el tractor tome el camino más corto hasta su destino sin recorrer todo el circuito. A menudo se utilizan transmisores y receptores de radio para cambiar de lugar el tren en una estación de carga, lo cual elimina que el personal camine sin necesidad, por ejemplo, al surtir pedidos o cargar el tren en el andén de recibo.

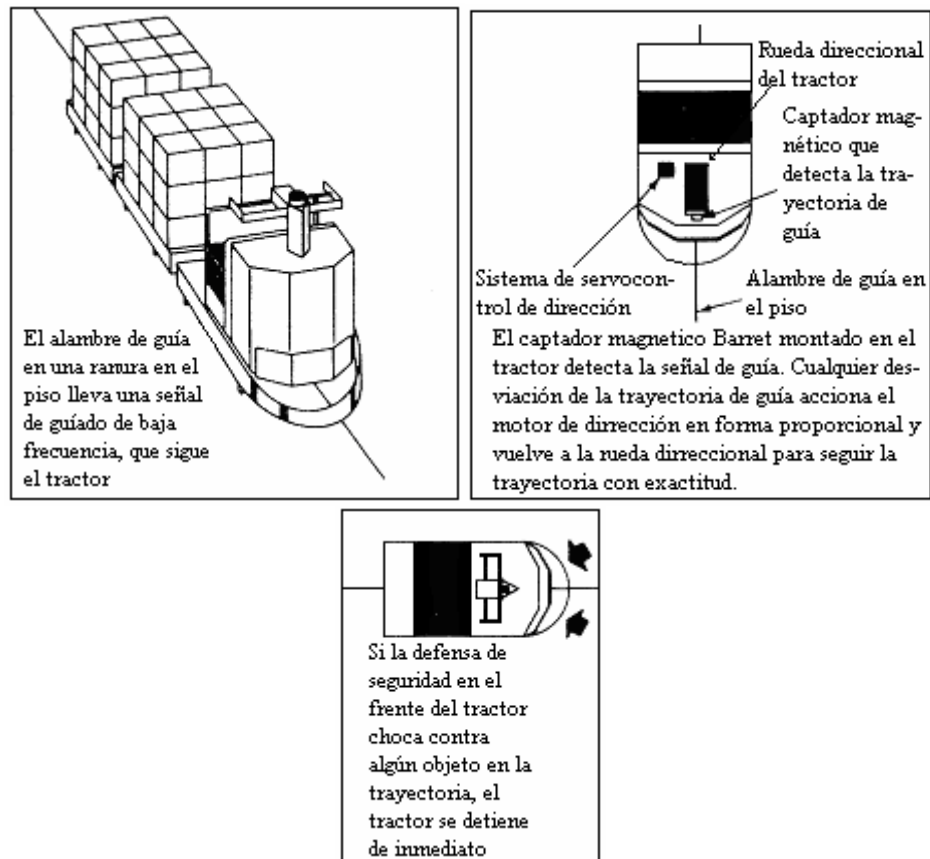


Figura 1.18. Características típicas de un sistema de tractor sin conductor.

Carga y descarga. Aunque un operario puede cargar y descargar los vehículos, también pueden tener mecanismos para carga y descarga automática, sean tractores o para cargas unitarias. El tractor y remolque puede tener un desenganche automático opcional. Son más comunes las opciones en las cuales los remolques tienen rodillos en las superficies para carga y las estaciones para carga y descarga en las cuales se puede utilizar un empujador para mover la carga. Se pueden utilizar sistemas similares para los transportadores de cargas unitarias, a veces, con transportadores de rodillos motorizados. El elevador más común se muestra en la figura 1.22; tienen más posibilidades en operaciones de manufactura cuando hay que llevar los materiales directamente a la estación de trabajo.

Las trayectorias dependen de las condiciones del piso. Las losas agrietadas o rotas pueden ocasionar interrupciones en las guías de cinta o de alambre. Se deben tener en cuenta las pendientes dentro de la planta, por lo cual el equipo debe incluir un sistema

para acelerar o desacelerar. Se pueden utilizar trayectorias en el exterior conectadas con control automático para las puertas, semáforos internos y rampas automáticas para cubrir las vías de ferrocarril. Sin embargo, el uso de estos equipos no es muy grande y hay que preparar las superficies a la intemperie con mucho cuidado, en especial en zonas con lluvias intensas o con nevadas y heladas.

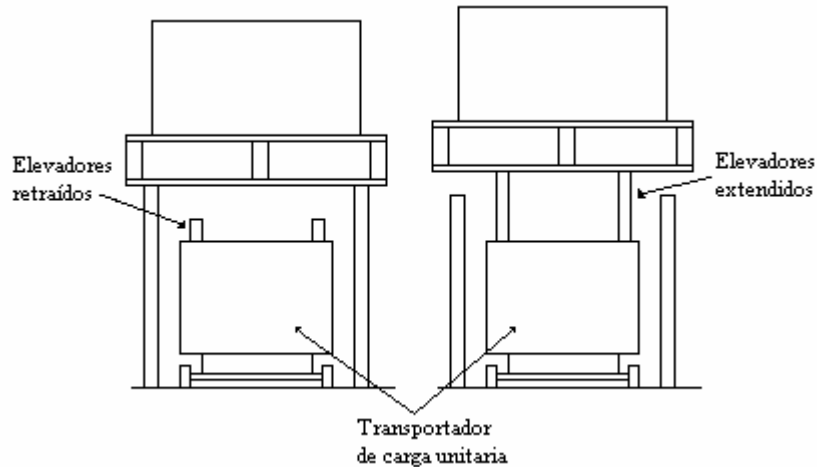


Figura 1.19. Transportador de carga unitaria o tarimas

Seguridad. Los tractores sin conductor cuentan con más dispositivos de seguridad opcionales que cualquier otro sistema automático para transporte e incluyen sistemas como detección de obstrucciones, detectores sónicos y detectores ópticos que detendrán el tractor si se encuentra alguna obstrucción en el camino. Otros sistemas adicionales de seguridad incluyen una luz estroboscópica, sirena y botones para emergencia que pueden cancelar todos los demás controles. El uso de rótulos de advertencia y espejos en las esquinas y puntos ciegos son buenas medidas de seguridad; también es aconsejable que la velocidad del tractor sea menor que 5 mph (8 km/h).

1.4.4 ROBOTS

Los robots son máquinas programables que pueden efectuar el movimiento individual de piezas u objetos en trayectorias precisas en el espacio. También se puede programar un robot para que mueva piezas en diferentes trayectorias, efectuar

movimientos repetitivos, repetir los movimientos del brazo humano y mover piezas en cuatro ejes en el espacio.

Aplicaciones. Las aplicaciones actuales para el manejo de materiales incluyen carga y descarga de máquinas, transferencia desde y hacia transportadores y carga y de tarimas. Las aplicaciones más prácticas en este aspecto son las que necesitan operaciones manuales repetitivas, en especial las que incluyen la interacción entre los operarios y las máquinas. Los robots también son ideales para esas operaciones en condiciones extremas, en las cuales hay exposición al calor, frío, vapores o radiaciones. Las áreas con mayor potencial para su aplicación son pintura y soldadura.

Componentes. Los robots (Fig. 1.20) están disponibles para muchas clases de trabajo y en diversos diseños. Los principales componentes incluyen un “manipulador” que efectúa la operación y mueve las piezas, un controlador para el almacenamiento de datos que ordena los movimientos del “manipulador” y la fuente de corriente eléctrica.

Un robot complejo, con seis ejes de movimiento, puede efectuar muchos de los movimientos de un hombro, codo y muñeca. Los más sencillos y menos costosos, con dos grados de libertad, llamados *unidades para poner y colocar* son empleo de típico en la carga de máquinas y deberán tener un amplio uso en el campo del manejo de materiales en la siguiente década.

Manipulador. El manejo de los objetos se facilita con el uso de herramientas que actúan como si el robot tuviera “mano”. Las categorías generales son sujetadores o elevadores superficiales.

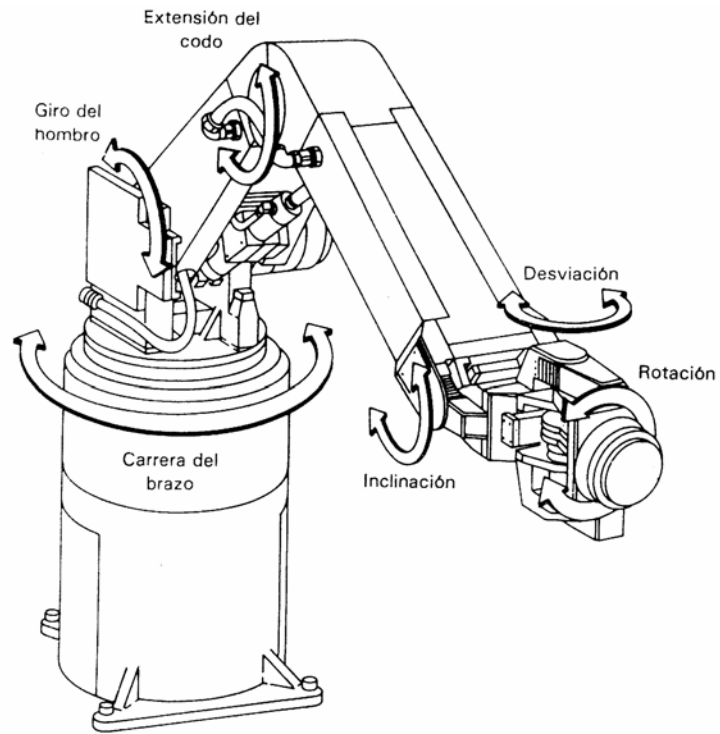


Figura 1.20. Robot con seis ejes de movimiento

Sujetadores mecánicos. Estos sujetadores (Fig. 1.21) son palancas con movimiento similar al de los dedos humanos, que trabajan por pares una contra la otra. En términos muy amplios serían los equivalentes del índice y el pulgar.

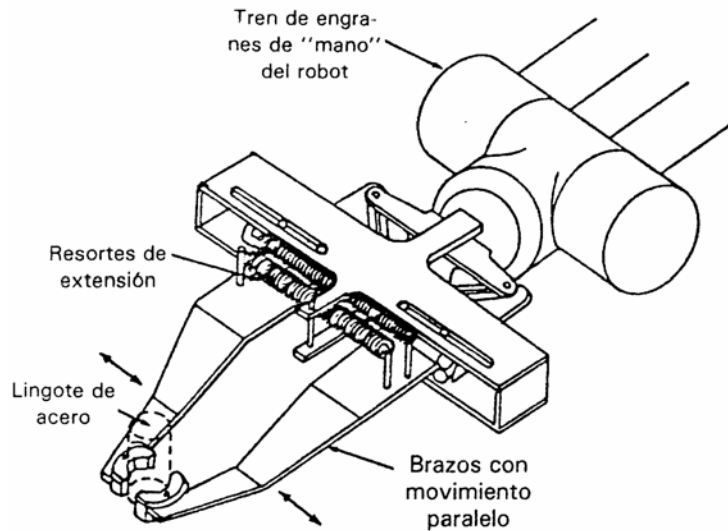


Figura 1.21. Sujetadores del robot equipados con dedos bajo carga o resorte

Elevadores superficiales. Incluyen horquillas o uñas elevadoras, ventosas de vacío (Fig. 1.22), ganchos o elementos magnéticos.

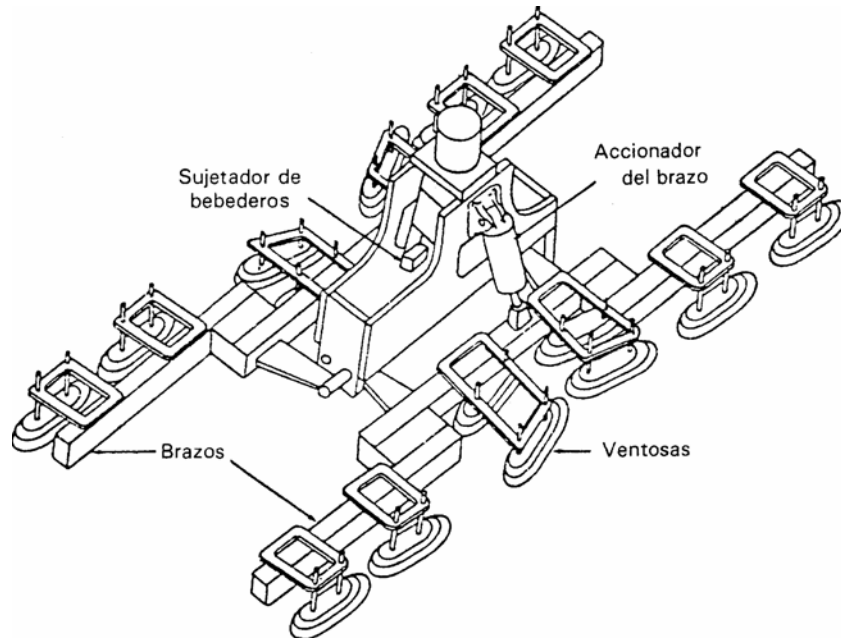


Figura 1.22. Ventosas de vacío para robots.

Controlador. El controlador inicia los movimientos del “manipulador” en una secuencia de los puntos deseados y detiene el movimiento cuando se requiere. El controlador se puede programar mediante el ajuste de levas, topes mecánicos e interruptores limitadores en los robots de poner y colocar, que son los más sencillos. A los robots más complejos el operador les puede “enseñar” la secuencia de movimientos. Para ello, el operador mueve a mano al “manipulador” en toda la secuencia de operaciones y las coordenadas del movimiento se almacenan en la memoria del controlador.

Fuentes de energía. Los robots de *tomar y colocar* sin servomecanismos funcionan por medio de un sistema hidráulico o neumático y son los más sencillos y de menor costo. Tienen adaptabilidad limitada en términos de capacidad de programas y de movimientos, pero son muy confiables. En el funcionamiento de este robot, conforme se indexan las secuencias, se mueven los componentes del “manipulador” hasta llegar al límite preestablecido de recorrido. Dado que sólo se pueden adoptar dos posiciones para

cada eje, la programación se puede hacer con el ajuste de los topes de extremo en cada eje a fin de establecer la secuencia de funcionamiento.

Los robots del tipo con servo tienen servomotores o válvulas para mover los componentes del “manipulador” y se pueden dividir, además, en tipos para punto a punto o de trayectoria continua. Los servo-robots para *punto a punto* se programan al alimentar los datos de posición del “manipulador” en lugares discretos; luego, efectuará las labores programadas y seleccionará el trayecto hasta ese punto. Los servo-robots con *trayectoria continua* se programan para seguir una trayectoria precisa y se utilizan en operaciones en donde el movimiento es importante, en particular en la pintura con pistola de aire.

Futuros adelantos. La tecnología de los robots crecerá en el futuro para incluir la capacidad para discriminar las diferencias entre los objetos mediante aparatos detectores ópticos o mecánicos, que enviarían una señal de retroalimentación al controlador, en donde se tomaría la decisión de iniciar una orden para el movimiento del “manipulador”. Otros futuros adelantos incluyen el reconocimiento de la voz para programación y detectores ópticos tridimensionales. Además, aunque los robots actuales son unidades grandes, montadas en el piso, los del futuro incluirán también los montados en un banco para ayudar en operaciones de sub-ensamble y ensamble final de piezas pequeñas.

Consideraciones en la planeación del empleo de robots. Hay cuatro aspectos que se deben tener en cuenta en la evaluación de la factibilidad del empleo en un robot para manejo de materiales. Ellos son: el volumen de unidades, peso de los objetos, orientación de los objetos y el número de objetos diferentes que se van a manejar.

➤ ***Volumen de unidades.*** Los robots no son equipo de manejo a alta velocidad. Si el volumen de unidades excede de 15 por minuto, se debe pensar en otro método.

➤ ***Peso de los objetos.*** La capacidad actual de los robots es de 500 a 2 000 lb, según su tipo. Cuanto más pesada sea la carga más baja será la velocidad para el manejo.

➤ ***Orientación de los objetos.*** La colocación del objeto es importante y debe ser siempre igual. Una limitación importante en los robots actuales es la orientación precisa requerida en las piezas que va a tomar el robot y, por tanto, se suele requerir un mecanismo de alimentación o de ubicación.

➤ ***Número de objetos que se van a manejar.*** Los tiempos de preparación para los cambios de producto se pueden reducir con el uso de sujetadores de cambio rápido y sistemas para la selección automática del programa. En los casos en que se manejan piezas desiguales en la misma operación, se puede utilizar un sujetador para usos múltiples junto con un detector que pueda ordenar al robot el cambio a un programa preestablecido.

1.4.5 Equipo móvil para manejo de materiales

El equipo móvil para manejo de materiales consta de máquinas que, en esencia, dependen de su propia fuente de potencia para su movimiento y tienen trayectorias independientes. Este equipo de transportadores motorizados produce un enlace para transporte, flexible y de bajo costo relativo entre las secciones de una planta. Esta clasificación general de equipo incluye desde las carretillas sencillas de dos ruedas hasta aparatos muy complejos controlados a base de computadoras.

En el grupo de equipo móvil para manejo de materiales hay una amplia serie de vehículos para usos generales y especializados. Hay dos categorías básicas de equipo móvil. El equipo motorizado depende de su fuente de potencia integral para su operación. El equipo no motorizado depende de una máquina motriz desconectable, que puede ser un tractor o en muchos casos lo mueve a mano un operario. El equipo menos complejo permite el transporte entre dos puntos, pero no tiene capacidad para colocar ni elevar. Otras unidades elevan o colocan en posición aproximada la carga, además de transportarla. Los transportadores con ejes múltiples mueven la carga y también tienen capacidad para ubicarla a lo largo de dos o más ejes para efectuar la carga y descarga.

El equipo móvil para manejo de materiales se describirá en cuatro grupos generales, cada uno de los cuales se mencionan a continuación:

1. Carretillas y carros de mano
2. Montacargas motorizados
3. Tractores y trenes con tractor
4. Grúas industriales móviles

Antes de iniciar a detallar cada uno de los equipos antes mencionados, se presentan a continuación algunas consideraciones que se deben tomar en cuenta en la selección de los equipos, en función de la aplicación de los mismos.

A) Utilización y selección del equipo.

Los datos disponibles indican que el equipo móvil, a menudo, tiene un bajo nivel de utilización. El equipo motorizado se utiliza mucho después de que ha concluido su utilización económica y aumentan sus costos debido a los inventarios de piezas de repuesto (refacciones) y mantenimiento, y se reduce su productividad. Se ha calculado que la duración económica promedio de un vehículo motorizado son 11 000 horas o unos 5 años de operación del motor de combustión interna. Otras consideraciones generales para establecer los requisitos de equipo incluyen:

- Condiciones de la carga unitaria y su tamaño y centros
- Terreno, condiciones ambientales y anchura de pasillos en las zonas de movimiento
- Longitud, tipo y frecuencia de los movimientos
- Requisitos de ubicación de las cargas
- Riesgos inherentes en la zona de movimiento
- Economía de operación y facilidad de mantenimiento
- Mantenimiento y piezas de repuesto (refacciones)
- Normalización (estandarización) del equipo

- Naturaleza crítica de las operaciones de la planta a las cuales sirven

B) Factores para la selección y empleo de ruedas

➤ *Ruedas macizas.* Se hacen con hierro semiacerado, acero forjado, plásticos moldeados, caucho (hule) duro y materiales compuestos. Se deben limitar a diámetros pequeños y movimiento a baja velocidad y no se deben utilizar para transmitir potencia. Tienen poca resistencia al giro, y muy corta duración si van sobrecargadas o se emplean en pisos malos. Producen vibración de la carga porque no hay amortiguación.

➤ *Ruedas con llantas de hule acojinadas.* Son ruedas metálicas que tienen la circunferencia maquinada, sobre la cual se instala a presión o moldea una llanta de caucho. Es la de menor capacidad de carga de todas las ruedas. Se requiere mínima potencia para mover el vehículo, porque hay mínima fricción por rodadura.

➤ *Ruedas con llantas resistentes al aceite.* Las llantas son de compuestos especiales de caucho resistentes al aceite y resistirán los efectos perjudiciales del aceite sobre el caucho.

➤ *Ruedas con llantas de alta tracción.* Las llantas son de caucho impregnado con abrasivos u otros materiales para dar tracción adicional en pisos mojados o con hielo.

➤ *Ruedas con llantas para baja potencia.* Las llantas se fabrican con compuestos de caucho que ofrecen mínima resistencia a la rodadura y requieren baja potencia, para ocasionar menor descarga de los acumuladores de los vehículos.

➤ *Ruedas con llantas que no dejan marca.* Las llantas se fabrican con un llenador para el caucho que no sea carbono, para evitar marcas en el piso y contaminación.

➤ *Ruedas con llantas conductoras.* Las llantas evitan la posibilidad de producir chispas por electricidad estática en lugares con atmósferas peligrosas o explosivas, pues mantienen la conductividad entre el vehículo y el piso.

➤ *Ruedas con llantas laminadas.* Las llantas se hacen con secciones del “casco” de llantas neumáticas ensartadas en una banda de acero. Son muy duras y tienen un rodamiento muy brusco. Se prestan para lugares en donde hay mucha basura, como depósitos de chatarra o manejo de desechos.

- *Ruedas con llantas de poliuretano.* Aunque son más costosas que las de caucho, tienen mucha mayor capacidad de carga y son menos susceptibles a las cortaduras que la mayor parte de las llantas de caucho y sus compuestos. La dureza de las llantas de poliuretano produce rodamiento mucho más brusco y más daños en el piso de la planta.
- *Ruedas con llantas inflables (neumáticas).* Estas ruedas tienen llantas neumáticas de caucho vulcanizado y reforzado, muy similar a las de los vehículos automotores. Son de los tipos con cámara y sin cámara. Su capacidad de carga es menor, para su tamaño, que las llantas macizas. Su uso amortigua más la carga, permite más velocidad, mantenimiento más fácil y reduce los daños en el piso.

C) Factores para la selección y uso de motores de combustión interna

- ❖ *Motores de combustión interna.* Se utilizan para trabajo a la intemperie, en interiores con muy buena ventilación, en atmósferas no peligrosas y cuando no importa el ruido.
- ❖ *Motores industriales.* Estos motores para trabajo pesado están destinados a trabajar a menos rpm que el motor de tipo automotriz. Se puede esperar una duración útil de 10 000 h antes del reacondicionamiento. Esto equivale, a una velocidad promedio de 20 mph en un automóvil, a unas 200 000 millas (320 000 km).
- ❖ *Motores automotrices.* Son de construcción menos fuerte que los motores industriales y como se producen en grandes cantidades, su costo relativo es algo menor. Por lo general, funcionan con más eficiencia a rpm elevadas y se puede esperar una duración útil de 7 000 h antes del re-acondicionamiento, que equivalen a unas 140 000 millas de recorrido de un automóvil o camión. Una ventaja de este tipo de motor es la facilidad para obtener piezas de repuesto (refacciones).
- ❖ *Motores enfriados por aire.* Están restringidos para aplicaciones de trabajo muy ligero, en donde el peso, tamaño y costo inicial son los principales factores. El hecho de que no tienen sistema de enfriamiento con radiador es una ventaja, aunque la duración probable de estos motores no es de más de i 500 a 2 000 horas de operación.
- ❖ *Motores Diesel.* Estos motores se instalan en equipos muy grandes en donde el tamaño y costo adicionales no son importantes. Pero, con las recientes mejoras en su diseño, los motores Diesel se utilizan cada vez más en vehículos pequeños. Esto se debe

a que necesitan mucho menos mantenimiento, menor consumo de combustible por hora de operación y una duración probable de 20 000 horas antes del reacondicionamiento.

D) Factores para la selección y empleos de vehículos impulsados con acumuladores

• *Equipo eléctrico con acumuladores.* Sus componentes son más sencillos que los de motor de combustión interna. El motor típico de cc, de alta torsión (par) se acopla directamente con el eje propulsor mediante un tren de engranes de acoplamiento constante. Un control electrónico de velocidad con rectificador de silicio controlado (SCR) permite al operador regular las revoluciones por minuto del motor mediante un pedal. Su funcionamiento en reversa se logra con un circuito de demora, para no invertir la rotación del motor eléctrico hasta que esté detenido por completo.

• *Acumuladores.* Necesitan carga o reemplazo por otros de repuesto a intervalos frecuentes. Los acumuladores utilizados en un equipo dado deben suministrar amplia energía para funcionamiento eficaz durante un turno de 8 horas, determinado por su capacidad en amperes-hora (Ah). La capacidad en Ah, limita hasta cierto grado, el tiempo real de funcionamiento del equipo con acumuladores y requiere disponer de intervalos fijos para cargarlos o reemplazarlos por otros cargados. Además, debido al peso de uno o más de estos acumuladores, que son de gran tamaño, se puede reducir el alcance de la operación.

◆ *Ventajas de los vehículos con acumuladores.* Sus ventajas son mínima emisión de vapores y contaminación por calor, son muy silenciosos y limpios y, por lo general, requieren menos mantenimiento.

◆ *Tipos de acumuladores.* Los dos tipos principales de acumuladores son los de plomo-ácido y de níquel-hierro-alcálinos. Un acumulador de plomo-ácido produce de 2.0 a 2.3 V por celda; el de níquel-hierro-alcálinos produce 1.2 V por celda. Los voltajes para los vehículos con acumuladores son 12, 24, 36, 48 y 72 y en vehículos grandes se trabaja con voltajes más altos.

◆ *Ventajas.* Las ventajas de los acumuladores de plomo-ácido son su menor costo inicial, alta capacidad en amperes-hora y poca resistencia a la auto descarga. Los acumuladores de níquel-hierro-alcálinos son deseables por su mayor duración,

resistencia a los daños físicos, electrolito no corrosivo (hidróxido de potasio) y régimen más rápido y menos crítico para volver a cargarlos.

◆ *Tiempos para la carga.* Para ajustarlos a diferentes acumuladores, se divide la capacidad en Ah del acumulador entre el régimen en Ah durante 8 horas del cargador y se multiplica por 8. Por ejemplo, un acumulador con capacidad de 600 Ah y un cargador de 450 Ah requerirán:

$$(600 + 450) \times 8 = 10.64 \text{ horas}$$

1.4.5.1 Carretillas y carros de mano.

Este tipo de equipo es el más fundamental para manejo de materiales. Su sencillez básica permite una fácil adaptación para un solo uso. Los catálogos indican la amplia variedad disponible y hay muchos para industrias específicas. Pero también se pueden especificar diseños especiales con poco costo adicional.

En general, las carretillas y carros se describen como sigue:

Carretillas de dos ruedas. Las carretillas (diablos) de dos ruedas (Fig. 1.23) son, en esencia, palancas montadas sobre dos ruedas. El eje que conecta las ruedas sirve como fulcro para la palanca y soporta hasta el 80% del peso de la carga. Por lo general, esta carretilla se utiliza para movimientos en distancias cortas, no repetitivos de cargas pequeñas sobre pisos lisos. Las carretillas suelen tener de 48 a 64 in (1.2 a 1.6 m) de altura, y están destinadas para llevar gran variedad de material en sacos, barriles, pacas (balas) y cajas. Los accesorios típicos incluyen extensiones para altura, mecanismo para subir escaleras, freno de seguridad, abrazaderas y cinchos.

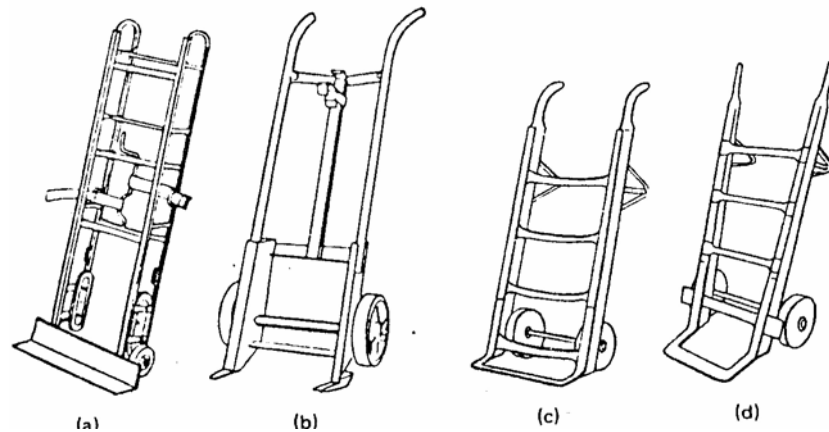


Figura 1.23. Carretillas de mano de dos ruedas. a) Tipos para artefactos domésticos, b) Para tambores y barriles, c) Uso general con mangos curvos, d) Uso general con mangos rectos

Plataformas con rodajas para maniobras. Estas plataformas son pequeñas para mover una carga a una distancia corta y en forma intermitente. Estas plataformas típicas tienen ruedas del tipo de rodajas y el operario tira o empuja para moverlas.

Carros para fábricas. Los carros para fábricas (Fig. 1.24) son plataformas o recipientes con ruedas, los cuales, mueve el operario o los remolca un tractor desconectable. Hay gran variedad de tipos en este grupo y una variedad todavía mayor de usos para movimiento de materiales y para almacenamiento móvil.

Los carros para fábrica son de mano, se guían por el sentido de la fuerza del movimiento y son muy similares a las plataformas con rodajas para maniobras. Están disponibles varias disposiciones de ruedas, que son un término medio entre maniobrabilidad y estabilidad.

Los carros remolcados se conectan a una máquina motriz con una barra de tiro que sirve como control de la dirección. Está disponible la dirección en dos y cuatro ruedas para los carros remolcados. La dirección en dos ruedas suele ser la menos costosa y más común. Debido a la geometría de la dirección, cada carro seguirá una curva de menor radio que el carro precedente. Cuando se conectan varios carros para formar un tren, su continua aproximación en las curvas requiere más espacio para maniobras.

El carro con dirección en las cuatro ruedas, si tiene la dirección bien ajustada, puede seguir la misma trayectoria que el vehículo que lo precede. Cuando hay justificación

económica y son deseables los trenes largos, se pueden utilizar carros con dirección en las cuatro ruedas para minimizar el uso del valioso espacio de la fábrica como pasillos.

Patines semivivos. El patín semivivo es una plataforma o caja rectangular que tiene dos ruedas en un extremo y dos soportes o patines fijos en el otro. El lado que tiene los soportes fijos tiene también un fuerte pasador para enganche en el cual se conecta un gato de dos ruedas. El gato y su palanca se emplean para elevar y dirigir, lo cual permite que el operario maniobre el patín.



Figura 1.24. Carros para fábrica y colocación de las ruedas.

Carretillas llevadoras hidráulicas. Estas carretillas (Fig. 1.25) se utilizan para movimiento en la estación de trabajo y, a veces, en distancias cortas. Su capacidad, por lo general, es de 2500 a 4500 lbs. El operador acciona un sistema hidráulico parecido al de un gato de piso para elevar una tarima lo suficiente desde el piso para moverla. En algunas carretillas se utiliza un sistema electro-hidráulico para elevar la carga, casi siempre a más del máximo de 5 in de la carretilla de accionamiento manual. En estas carretillas se suelen utilizar horquillas (uñas) para levantar tarimas o plataformas para recipientes especiales y para mover y colocar cargas pesadas, por ejemplo, troqueles.

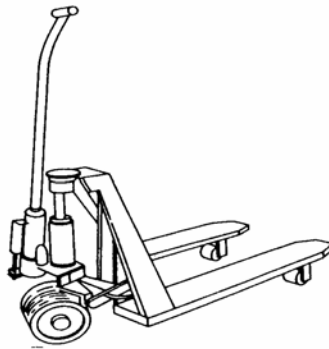


Figura 1.25. Carretilla elevadora hidráulica.

1.4.5.2 Montacargas motorizados

Este grupo de equipo es el más grande y variado para movimiento de materiales. El montacargas motorizado debe su popularidad a su adaptabilidad, pues puede tomar con facilidad una carga unitaria, transportarla con rapidez en lugares muy distintos y luego colocar la carga en sentido vertical en casi cualquier punto dentro de su alcance. Según sean los volúmenes por manejar, los montacargas son menos económicos en recorridos de más de 300 ft (91 m) porque su velocidad máxima suele ser entre 5 y 10 mph (8 y 16 Km./h). Los montacargas motorizados suelen tener horquillas (uñas) para llevar una carga unitaria, aunque hay gran variedad de aditamentos especiales que se pueden utilizar en vez de las uñas. La potencia para los montacargas se obtiene de un motor de combustión interna y de un motor eléctrico y acumuladores.

Los diversos montacargas pueden operar en gran variedad de terrenos, según sea su diseño y, en forma específica, depende de la combinación de ruedas y llantas. Son comunes las capacidades de carga desde 1000 hasta más de 40 000 lbs (450 a 18000 kg). Hay montacargas con capacidad superior a 100000 lb (45450 kg); éstos son para uso de la intemperie, en particular para mover y apilar los contenedores grandes para embarques.

El establecimiento de las anchuras de los pasillos y su relación de la selección del montacargas son críticas cuando se tienen almacenes de tamaño muy grande. Por supuesto, cuantos más estrechos sean los pasillos, más hileras habrá que apilar. Los fabricantes de montacargas han diseñado tipos especiales para trabajar en pasillos estrechos. Se debe tener en cuenta que el fabricante especifica los radios de giro y, por tanto, se necesita espacio en los pasillos para facilitar la maniobrabilidad de los montacargas. Los diseñados para pasillos estrechos permiten mejor utilización del espacio a expensas de otros aspectos del rendimiento, un factor que se debe tener en cuenta al especificar montacargas especiales en vez de los de uso general.

La capacidad de carga del montacargas, por lo general, se calcula como sigue: (Fig. 1.26).

A = distancia, in, desde el centro del eje delantero hasta el talón de la uña

B = distancia, in desde el talón de la uña hasta el centro de la carga

C = distancia ($A + B$) desde el centro del eje delantero hasta el centro de la carga

D = longitud, in, de la carga en las uñas

W = peso de la carga, lb

1. Capacidad en libras por pulgada

$$\text{Capacidad en libras por pulgada} = W X C$$

2. Longitud máxima de la carga para una carga dada

$$C = \frac{\text{capacidad en libras por pulgada}}{W}$$

3. Carga máxima para una longitud dada de la carga

$$W = \frac{\text{capacidad en libras por pulgada}}{C}$$

En el siguiente ejemplo se ilustran los cálculos reales.

1. El montacargas está especificado para 3 000 lb (W) sobre 20 in [carga de 3 000 lb que tiene un centro a 20 in (B) desde el talón de la uña]
2. La distancia desde el centro del eje hasta el talón de la uña es de 10 in (A)
3. La carga que se va a manejar en las tarimas es de 2 000 lb (W)

$$C = A + B = 10 + 20 = 30 \text{ pulg}$$

Capacidad en lb. Por pulg. = $W \times C = 3\,000 \times 30 = 90\,000$ lb Por in

$$C = \frac{\text{capacidad en libras por pulgada}}{W} = \frac{90000}{2000} = 45 \text{ pulg}$$

$$B = C - A = 45 - 10 = 35 \text{ pulg.}$$

$$D = 2 \times B = 2 \times 35 = 70 \text{ pulg. de longitud permisible de la carga}$$

4. Para seleccionar aditamentos, hay que consultar con el fabricante para determinar el grado de efecto negativo que tiene el aditamento en la capacidad útil de carga del montacargas.

Por lo general, las anchuras de los pasillos se establecen como sigue:

A = anchura del pasillo

TR = radio de giro del montacargas

L = longitud de la carga

C = espacio libre en el pasillo (total en ambos lados)

AX = distancia desde la esquina trasera de la carga hasta la línea de centro del eje

$$A = TR + L + C + AX$$

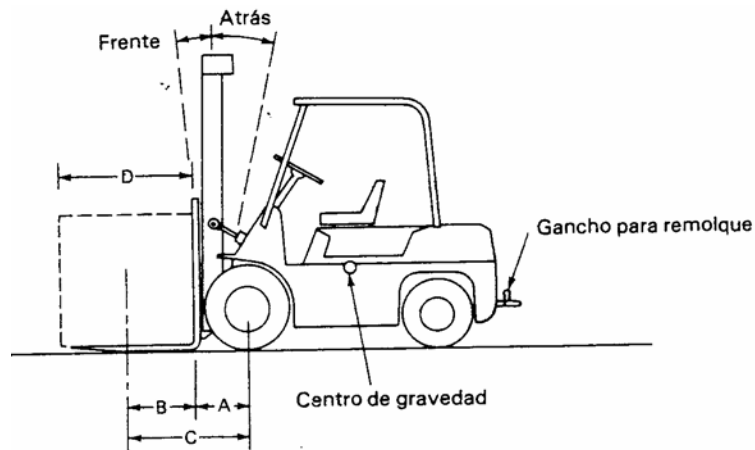


Figura 1.26. Capacidad nominal de carga de un montacargas con contrapeso.

A continuación se describen los diversos tipos de montacargas motorizados.

Montacargas con contrapeso. En estos montacargas (Fig. 1.26) se utiliza un contrapeso del tamaño requerido para contrabalancear la masa de la carga que mueven. Por lo general, tiene un mástil o torre inclinable a fin de inclinar el mecanismo elevador hacia atrás desde la vertical para contrabalancear más la carga durante el movimiento, La carga queda colocada en el frente del montacargas a fin de que éste no interfiera con las estibas adyacentes de material. Esto minimiza la anchura requerida en los pasillos.

Montacargas de caballete. El montacargas de caballete o a horcajadas (Fig. 1.27) difiere el tipo con contrapeso en que no depende de la masa del contrapeso para contrabalancear el peso de la carga. En vez de ello, en el montacargas de caballete se colocan las dos ruedas principales de soporte de carga en o hacia delante del centro de la carga; con ello, este montacargas es muy estable.

El diseño de caballete es más compacto y de menor peso que el de contrapeso. Es necesario, al colocar o sacar cargas de las estanterías, que el montacargas tenga un mecanismo (pantógrafo) para extensión de las uñas o que las estanterías estén construidas o colocadas para permitir la entrada de las ruedas delanteras del montacargas.

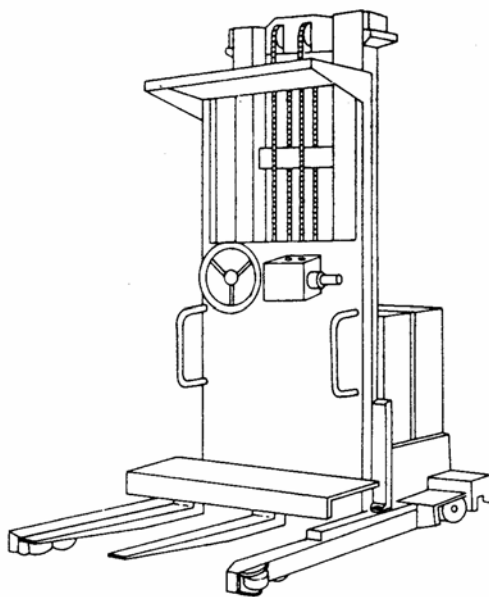


Figura 1.27. Montacargas de caballete.

Montacargas de carga lateral. Estos montacargas (Fig. 1.28) son una combinación especial de montacargas de caballete y montacargas para pasillos estrechos. Se utilizan cuando hay pasillos estrechos, se requiere transporte rápido o hay que manejar cargas largas y estrechas, como tubos o barras. No hay que girar ni voltear este montacargas para tomar o dejar las cargas.

Montacargas con conductor a pie. En estos montacargas (Fig. 1.29) el conductor camina junto con el vehículo y dirige su funcionamiento mediante una unidad de control, la cual es básicamente igual a la utilizada en los montacargas con contrapesos y de caballete de tamaño más grande. Se utilizan para elevar y apilar cargas ligeras y moverlas en distancias cortas.

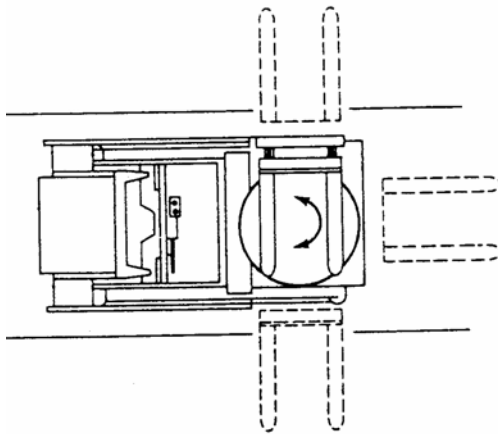


Figura 1.28. Montacargas de carga lateral

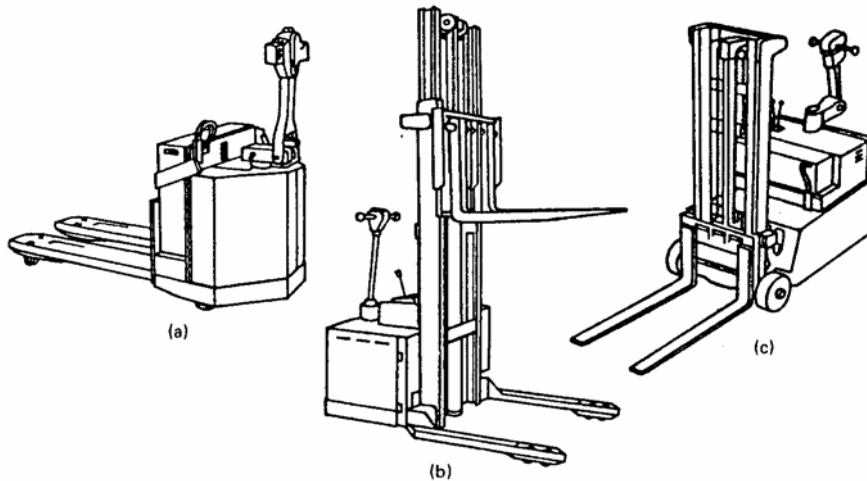


Figura 1.29. Montacargas con conductor a pie.

Montacargas con carga en la parte inferior. Estos montacargas (Fig. 1.30) son motorizados, de gran capacidad, muy maniobrables. Para cargar y descargar se mueve el montacargas sobre la carga unitaria, La carga y descarga son muy rápidas, aunque la colocación precisa de la carga requiere otros métodos. Se pueden transportar cargas unitarias casi a velocidades de carretera.

Carros para surtir pedidos. Estos carros tienen una plataforma elevada delante de la torre, desde la cual se pueden manejar el montacargas y la plataforma. Su uso típico es para tomar cargas parciales en pasillos estrechos y a alturas hasta de 24 ft (7.2 m) lo cual permite ahorros considerables de mano de obra y espacio.

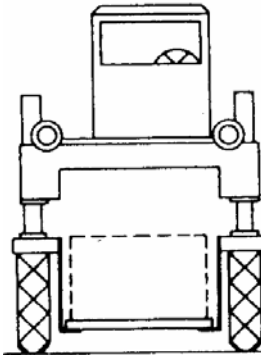


Figura 1.30. Montacargas con carga en la parte inferior.

Aditamentos para manejo de materiales

Los aditamentos de mayor uso son las uñas de los montacargas. Se pueden ajustar a diversas anchuras y su longitud suele ser entre 30 y 60 in (75 y 152 cm). Las uñas deben tener una longitud de, cuando menos, $\frac{2}{3}$ partes de la longitud de la carga máxima que se va a elevar.

Las piernas normales de dos etapas permiten una altura de elevación de unos 18 ft (5.5 m); las piernas de tres y de cuatro etapas permiten alturas hasta de 20 ft (6 m). Hay montacargas especiales diseñados para trabajar a más de 20 ft (6 m). La diferencia en la altura de las uñas y la altura total extendida es, por lo general, de 4 ft (1.2 m), que refleja la altura del tope trasero de la torre. Para edificios de baja altura, se deben especificar montacargas de *elevación libre*; esto permite elevar las uñas para levantar cargas hasta casi la mitad de la altura de elevación sin extender las piernas.

Muchas veces se equipa a los montacargas con un aditamento o combinación de aditamentos para efectuar funciones especiales de manejo o sólo para que opere con más eficiencia en una situación dada. En algunos casos, estos aditamentos sustituyen a las uñas convencionales para manejar productos que no se pueden llevar en las uñas. En otros casos, el aditamento se utiliza para aumentar la capacidad de trabajo de las uñas porque les permiten movimientos adicionales.

Para la selección de aditamentos, se debe consultar con el fabricante, pues pueden tener un efecto negativo sobre la capacidad útil de transporte del montacargas. Cuando se instalan aditamentos, hay que modificar la placa de especificaciones o información del montacargas, para indicar la nueva capacidad efectiva, según lo exigen los reglamentos de seguridad industrial.

Los aditamentos hacen que el montacargas sólo efectúe una función especializada y limitan su utilización general. Algunos de los aditamentos más sencillos se montan en los rieles de soporte de las uñas y sólo se requieren unos minutos para instalarlos y desmontarlos. Los aditamentos más complejos, en especial son los que necesitan conexiones hidráulicas, se deben considerar como conversiones permanentes.

A continuación se hace una breve descripción de los aditamentos más comunes (Fig. 1.31).

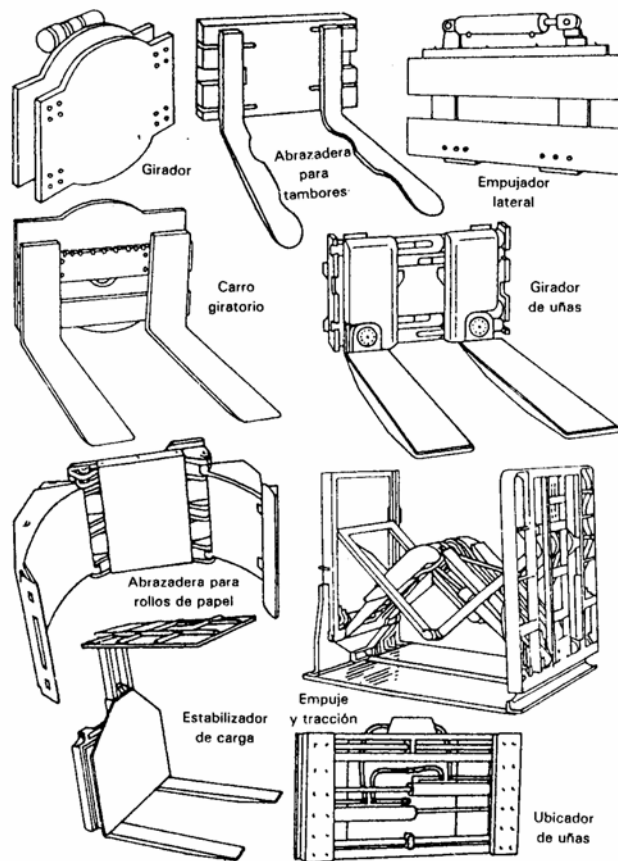


Figura 1.31. Aditamentos comunes para manejo de materiales.

Ariete. Un solo saliente o barra, montado en lugar de las uñas para transportar rollos o bobinas en donde es fácil la entrada horizontal. Los arietes son de muchas longitudes y diámetros para manejar gran variedad de productos, desde bobinas de acero hasta rollos de alfombra.

Aditamento para barriles. Se utiliza para agarrar el reborde superior de tambores metálicos y transportarlos en posición vertical.

Uñas para bloques de concreto. Estas uñas y las similares para ladrillos están destinadas específicamente para mover pilas de material de construcción sin tarimas.

Abrazadera para rollos de papel. Diseñadas para sujetar con cuidado y transportar rollos en posición vertical. Con frecuencia está combinada con un girador que permitir transportar el rollo en posición horizontal cuando son materiales que están embobinados flojos o que es fácil que se dañen.

Empuje y tracción. Se utiliza una placa pulida en lugar de las uñas para llevar la carga. Su finalidad es colocar las cargas en almacenamientos de gran densidad sin usar tarimas. En lugar de tarima, se utiliza una hoja delgada para arrastrar debajo de la carga. Esta hoja se agarra con abrazaderas hidráulicas, se tira de ella hacia la placa del montacargas para cargar y se empuja a su siguiente posición.

Abrazadera para pacas (balas). Es hidráulica y agarra las pacas (balas) por los lados para transportarlas.

Cucharón. Se utiliza para mover material suelto o a granel y consiste en un cucharón metálico montado en lugar de las uñas y tiene mecanismo para vaciarlo. La inclinación del cucharón para cargar y transportar se logra con la inclinación de la torre del montacargas hacia el frente y atrás.

Abrazadera de compresión. Se utiliza para asir los lados de cajas en forma similar a la abrazadera para pacas, excepto que los brazos de sujeción son lisos y aplican una presión uniforme al cartón para no dañar su contenido. Esta abrazadera elimina la necesidad de tarimas, pero requiere espacio libre adicional en cada lado del material que mueve para que haya lugar para las abrazaderas.

Elevador para cartones plegados. Transporta los cartones plegados porque engancha en la solapa plegada del cartón de la parte superior. Su ventaja más importante es que se

puede lograr una alta densidad de almacenamiento, pues sólo se necesita espacio lateral mínimo sin usar tarimas ni hojas para arrastrar.

Empujador lateral. Se utiliza con casi todos los tipos de aditamentos y con las uñas y permite colocar las cargas con precisión de derecha a izquierda sin cambiar de lugar el montacargas. Su función principal es acelerar la colocación de cargas y aprovechar al máximo el espacio entre las cargas en las estanterías. El empujador también reduce el desgaste del montacargas, pues no hay que moverlo con tanta frecuencia.

Uñas ajustables. Cuando se trabaja con gran variedad de tamaños de tarimas y de cargas, se utilizan las uñas ajustables. Aunque la mayor parte de las uñas son de ajuste manual, las de ajuste mecánico o hidráulico permiten al operador ajustarlas desde su asiento.

Estabilizadores de carga. Para sujetar con seguridad las cargas sueltas e inestables durante el transporte, están disponibles diversos estabilizadores de carga. Consisten en una abrazadera vertical que ejerce presión descendente contra la carga y la mantiene en su lugar durante el movimiento.

Uñas de sujeción. Son similares al ubicador de uñas y se pueden emplear para tomar cargas en la forma convencional o para sujetar las cargas entre las uñas. Estas uñas son de uso muy común con las uñas ranuradas especiales para transporte de tambores.

Girador. Permite girar la carga 360°, por lo general, para descargar. El girador se usa con uñas para carga unitaria que circundan las uñas y quedan fijas en ellas durante la rotación. También se pueden utilizar con diversas abrazaderas cuando se necesita la rotación.

Uñas de extensión. Son de uso común con los montacargas de caballete para poder alcanzar una carga en las estanterías mientras las ruedas delanteras quedan fuera de la estantería. Este aditamento permite también alcanzar material en las estanterías cuando

se estiba en dos hileras. El mecanismo para extensión es un pantógrafo hidráulico entre la torre y las uñas del montacargas.

Carritos transportadores motorizados

Si el proceso de manufactura es en un gran volumen, se utilizan sistemas de transportadores para mover materiales de un punto a otro. Cuando se trata de volúmenes pequeños o de varios movimientos de densidad variable, se utilizan vehículos con plataforma fija, los cuales dependen de un sistema auxiliar para carga y descarga y no están relacionados con un módulo específico de unidad de carga. Estos vehículos se conocen como carritos transportadores motorizados.

Estos carritos están disponibles en muy diversos tamaños y formas. Y en dos tipos básicos (Fig. 1.32). Uno es del tipo con conductor a pie y el otro es con conductor. Se pueden obtener con motores eléctricos o de combustión interna. Suelen estar limitados en su capacidad de carga; las cargas grandes se manejan con otros tipos de equipo.

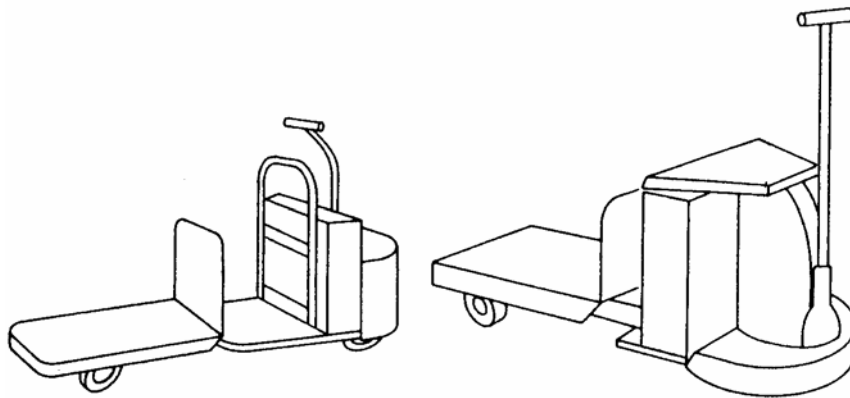


Figura 1.32. Carritos transportadores motorizados.

Carrito con conductor a pie. Este carrito típico es de suspensión en tres puntos y tiene motor eléctrico y acumulador, aunque algunos están disponibles con un motor pequeño de combustión interna, enfriado por aire. Son similares en diseño a los montacargas sin conductor ya descritos, excepto que tienen plataforma fija. Los hay con capacidades de cargas de 1000 a 3000 lb y su aplicación está limitada a cargas que no están en

recipientes. Se cargan y descargan a mano o, si son objetos pesados, se utilizan diferenciales y grúas.

Carrito con conductor. Este carrito está construido para gran variedad de aplicaciones especiales, como transporte de personal, carros contra incendio y talleres portátiles para mantenimiento. En su forma más sencilla, tienen asiento para el conductor y plataforma plana para la carga. En esta configuración sirve para mover toda clase de suministros y materiales dentro de un edificio en distancias de más de 300 pies (90 m). La impulsión es con motor eléctrico o con motores de gasolina enfriados por aire. Son comunes la suspensión de tres y de cuatro puntos; las unidades grandes tienen un sistema completo de suspensión junto con llantas neumáticas. Estos vehículos pueden trabajar en terrenos irregulares y alcanzar velocidades hasta de 20 mph (30 km/h).

1.4.5.3 Tractores y trenes con tractor.

El término tractor (Fig. 1.33) se aplica a un vehículo de motor desconectable que sirve de medio de locomoción para un vehículo o un grupo de vehículos transportadores de carga que no tienen su propia impulsión. El tractor es un vehículo dirigible que maneja un operador. Se clasifican, por lo general, de acuerdo con la capacidad de tracción en la barra de tiro, como pequeños, medianos y grandes.

En todas las pendientes de más de 5% hay que consultar con el fabricante, pues se debe tener en cuenta una serie de factores que varían según el tipo de tractor.

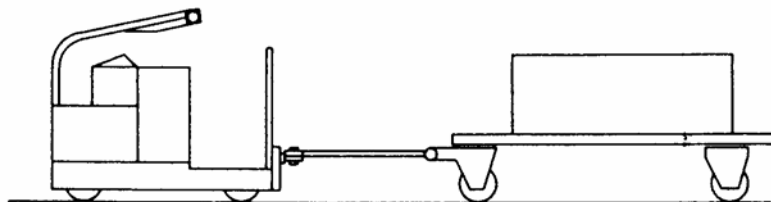


Figura 1.33. Carritos transportadores motorizados.

Los criterios mínimos para seguridad se incluyen en la Sección 1910.178 de la norma OSHA (Powered Industrial Trucks) y en los reglamentos similares de otros países y se deben consultar al seleccionar estos vehículos.

La aplicación principal de estos vehículos es el movimiento de artículos en gran volumen en distancias demasiado grandes para un montacargas, o sea, alrededor de 300 ft (90 m). Dado que los trenes con tractor no se cargan por si solos, se necesita un sistema para cargar el tractor y los demás tractores y remolques, que exigen enganchar y desenganchar los tractores y remolques en forma constante. Una alternativa es usar un montacargas como tractor, cuyo operador cargue los remolques.

Aparte de los montacargas, se utilizan cinco tipos de tractores para las aplicaciones industriales más comunes.

Tractores para carretera. Estos tractores se utilizan para el transporte en carretera y son de tipos más o menos especializados. Pero también tienen aplicación en complejos industriales grandes para mover materiales entre lugares o plantas lejanas, cuando lo aconsejan la rapidez y el volumen de movimiento de materiales. Además, este tractor se utiliza mucho en patios de fábricas para mover remolques (“trailers”) cargados o yacios.

Tractores con conductor a pie. Estos tractores son los más pequeños de los del tipo industrial. Tienen motor eléctrico y acumuladores; el frenaje y dirección son por medio de un volo volante o rueda o un par de ruedas muy cercanas entre sí. El mecanismo de impulsión tiene controles manuales en la varilla de dirección, igual que en otro equipo con conductor a pie, y también se utilizan controles del tipo de “hombre muerto”. Se utilizan otras dos ruedas traseras para darle estabilidad. Está disponible gran variedad de acoplado-res y enganches para conectar el tractor con los remolques o los patines semivivos.

Tractores grandes con conductor de pie. Este tractor es una versión más grande del conductor a pie. Las diferencias principales son que en el tractor grande se ha provisto una plataforma en la cual va de pie el operador durante la operación y tiene dos velocidades de avance: una velocidad baja comparable con lo que una persona puede

andar, de unas 3 mph (5 kmlh), y una velocidad alta de unos 7 mph (11 km/h) son comunes en este equipo. Debido a su mayor velocidad de operación, tienen también más autonomía; por ello cuentan con acumuladores más grandes, lo cual los hace más pesados y grandes que los tractores con conductor a pie solamente.

Tractores con conductor. Estos tractores están disponibles en configuraciones en las cuales el conductor va de pie o sentado. El tipo con conductor de pie es más compacto y se presta más en lugares congestionados o con poco espacio. El tractor con asiento es más grande y se utiliza cuando se requieren mayores velocidades y distancias hasta de 0,5 milla (800 metros) o más. Se utilizan motores eléctricos o de combustión interna en ambos tipos; sin embargo, es más usual el motor eléctrico en modelos con conductor de pie y el motor de combustión interna es más común en los tractores con asiento para el conductor.

Tractores especiales. Los tractores especiales suelen estar destinados a cargas pesadas y a menudo son parte del transportador sobre ruedas en sí. Las dos aplicaciones más comunes son manejo de grandes cargas sueltas, como metales fundidos y materiales granulares y, también, para mover carros de ferrocarril en los patios.

1.4.5.4 Grúas industriales móviles

Las grúas industriales móviles o autopropulsadas (Fig. 1.34) desempeñan una serie de funciones de manejo de materiales para producción y dentro de una planta. Son adaptables en especial para cargas de tamaños grandes o poco comunes o cuando se requiere una colocación cuidadosa. En algunas aplicaciones, sólo se utilizan para colocar una carga dada; en otras aplicaciones, son transportador y colocador primario.

Las grúas móviles no necesitan ninguna estructura de soporte dentro de la planta. Su ventaja principal es que pueden llegar a lugares que no suelen ser accesibles para otros tipos de equipo de manejo de materiales. Al contrario de las grúas de pórtico o puente, la grúa móvil requiere una pluma para alcanzar y elevar. La posición de la pluma es la que determina dónde se puede colocar una carga y el peso de ella que puede elevar con seguridad.

A continuación se describen los tipos de grúas móviles de empleo común.

Grúas manuales portátiles. Estas grúas son similares a una carretilla elevadora manual, pequeña, pero en vez de uñas tienen pluma y gancho. Son de uso común para mover, colocar y retirar piezas de trabajo del equipo de proceso, cuando el volumen no hace costear un equipo elevador permanente. También se utilizan con frecuencia en los talleres de mantenimiento y reparación para ayudar a desmontar y montar el equipo de la planta. La elevación se hace con un malacate y cable manuales o con un sistema hidráulico de accionamiento manual. Las capacidades típicas de elevación están limitadas a 8000 kg (17600 lbs) o menos.



Figura 1.34. Grúa industrial móvil.

Grúas de estibador. Esta grúa no es giratoria y hay que mover todo el vehículo para colocar el gancho. Esto limita su empleo a lugares más o menos despejados. El operador puede extender la pluma para alcanzar la carga y retraerla a una posición más cercana al vehículo para el transporte. Esta grúa trabaja a velocidad más o menos alta y se utiliza para tomar una carga y transportarla a su destino.

Las ruedas delanteras, de soporte de carga, son también las ruedas motrices; las ruedas traseras son las direccionales. Se utilizan suspensiones de tres y de cuatro puntos y esta grúa, a menudo, se utiliza para remolcar los carros de la fábrica a la vez que los

carga y descarga. Sus capacidades típicas de carga van de 4 000 a 8 000 lb (1 800 a 3 600 kg).

Grúas de pluma giratoria. Estas grúas son de mayor capacidad que las grúas de estibador, existen hasta de cinco toneladas con seis metros de bandera y seis metros de altura, y se utilizan más bien para colocar cargas que para transporte. La pluma está construida de modo que el operador la pueda girar 180°. Tiene estabilizadores laterales. Pueden tener motor Diesel o de gasolina y también las hay con motor eléctrico y acumuladores (fig.1.35).



Figura 1.35. Grúa pluma giratoria

Grúas de vuelta completa. Estas grúas pueden girar una carga a 360° y, por lo general, son las grúas móviles más grandes. Su uso normal es para colocar y no para transportar cargas. Muchas veces se montan en un chasis de camión para movimiento rápido entre los puntos de trabajo (fig.1.36). Su impulsión es con motores diesel o de gasolina o gas mediante convertidores hidráulicos directos de torsión (par).

La capacidad de elevación con la pluma en la posición más vertical posible puede ser hasta de 100 toneladas cortas (90 000 kg) y son posibles alcances de más de 100 ft (30 m). Su impulsión es con motores diesel o de gasolina o gas mediante convertidores hidráulicos directores de torsión (par). Sus aplicaciones industriales están limitadas casi por completo a trabajos de construcción y mantenimiento de estructuras grandes.



Figura 1.36. Grúas móviles montada en chasis de camión.

Grúas de pórtico. La grúa de pórtico (fig.1.37) no tiene pluma sino una estructura montada sobre ruedas en la cual dentro de los límites de la estructura para la ubicación precisa de la carga. La grúa de pórtico es similar a los montacargas con la carga en la parte inferior; es una grúa muy adaptable y tiene aplicaciones para colocar y mover materiales. Además, su construcción le da gran estabilidad y se puede mover a velocidades un tanto altas.

La estructura consiste en cuatro columnas montadas sobre las ruedas de alta flotación, que soportan dos rieles horizontales de la grúa en donde se mueven los aparejos elevadores. Su capacidad de carga es entre 10 y 60 toneladas cortas (9 000 a 55 000 kg) por aparejo, o sea, una capacidad total de 20 a 120 toneladas cortas (18 000 a 110 000 kg). Se utilizan diversos sistemas para impulsión, todos con motor de combustión y colocación. Un fabricante utiliza un generador eléctrico con motor de combustión interna para todas las funciones de la grúa con motores eléctricos.

La grúa de pórtico puede funcionar en zonas de alta densidad y es muy maniobrable, pues se puede impulsar en forma independiente cualquiera de las cuatro ruedas. Sus aplicaciones más comunes son en los patios para almacenamiento de acero, carga y manejo de contenedores para embarque, piezas de concreto comercial precoladas, carga de camiones y carros de ferrocarril y en los astilleros. Se pueden adaptar dispositivos especiales para elevación, lo cual aumenta la utilidad de esta grúa.



Figura 1.37. a) Grúa de tipo pórtico



Figura 1.37. b) Grúa de tipo pórtico de brazo ancho



Figura 1.37. c) Grúas de tipo semipórtico sin caminos de rodadura.



Figura 1.37. d) Grúa de tipo pórtico circular

1.5 Laboratorios de la EIM-FIA

Dentro de los laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) se encuentra la unidad productiva Metal-Mecánica, la cual nos interesa analizar ya que en esta unidad se pretende a futuro hacer el montaje de la grúa puente que diseñaremos en el capítulo siguiente, en la figura 1.38 se puede ver como se encuentra las instalaciones de la Unidad Productiva Metal-Mecánica (UPMM) actualmente, como podemos ver en dicha figura, se cuenta con diferentes tipos de máquinas como por ejemplo tornos, cortadora y dobladora de lámina, taladro de banco, equipos de soldadura (eléctrica y autógena) entre otros, algunos de estos equipos tienen un peso de aproximado de 2 toneladas, la grúa puente tendrá una capacidad máxima de levantamiento de objetos de 5 toneladas y esta se utilizará (en caso de que se construya) para mover estos equipos y la materia prima.



Figura 1.38. Unidad Metal-Mecánica de la EIM-FIA

Las dimensiones (ancho y largo) de la UPMM nos permitirán conocer las longitudes que tendrán las vigas carrileras y la viga viajera en el diseño de estas, se puede hacer notar también algunos de los equipos con los que cuenta la UPMM para tener una idea clara de la configuración geométrica para el izaje (véase figura 1.39), el tipo de losa con la

que se construyo la UPMM tiene una altura de 3.72 metros (véase figura 1.40) y no tiene la capacidad para soportar la carga para un montaje de una grúa puente.



Figura 1.39. Dimensiones de la UPMM de la EIM-FIA



Figura 1.40. Losa de la UPMM de la EIM-FIA

En el siguiente capítulo diseñaremos la grúa puente y los elementos mecánicos que esta tiene considerando el espacio físico de la UPMM.

CAPITULO II

2. DISEÑO DE GRÚA PUENTE

2.1 Parámetros para el diseño de tipo de grúa

Actualmente existen diferentes tipos de grúas puentes las cuales son diseñadas y construidas con dos grados de libertad, es decir, que tienen un movimiento longitudinal y un movimiento transversal en donde se utilizan diferentes tipos de elementos mecánicos que permiten que la grúa puente se pueda desplazar en ambas direcciones.

Los elementos mecánicos a diseñar los veremos en la siguiente sección, tal como se muestra a continuación.

2.2 Diseño de elementos mecánicos

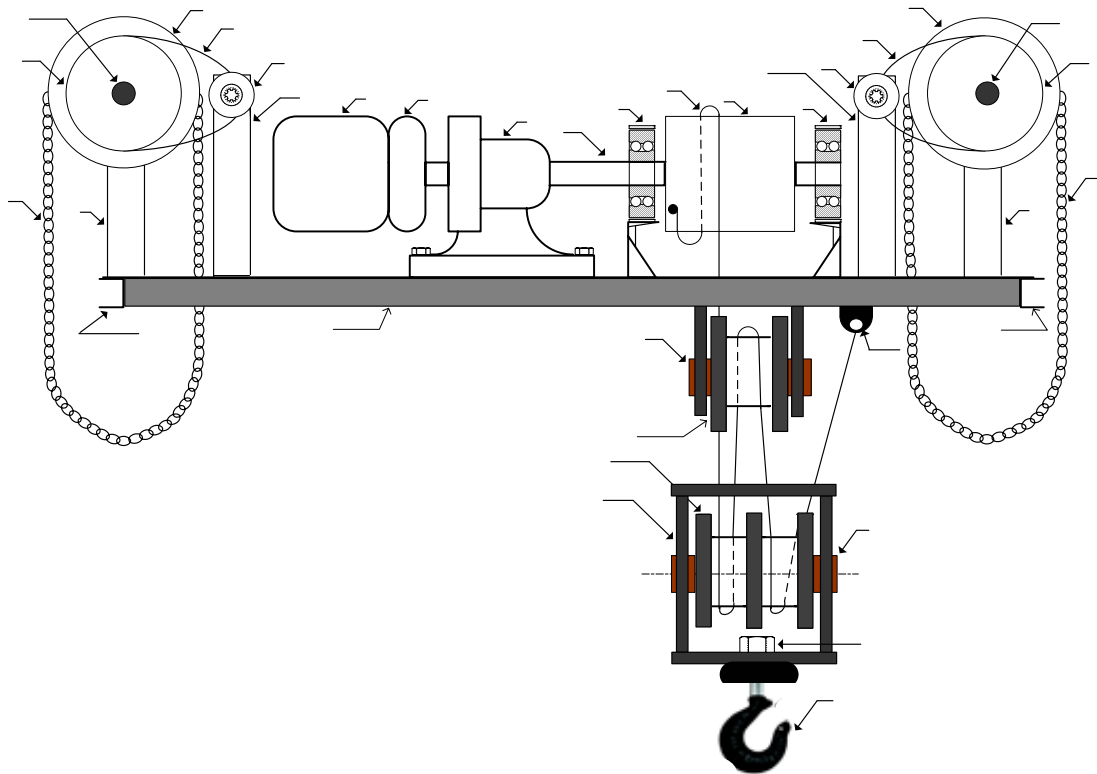


Figura 2.1. Elementos mecánicos para el movimiento transversal de la grúa puente

Tabla 2-1. Descripción de los elementos

Número	Descripción
1	Motor eléctrico
2	Freno del motor eléctrico
3	Reductor de velocidad
4	Cojinetes de bola
5	Tambor de enrollamiento del cable
6	Cable de acero
7	Eje de acoplamiento
8	Ruedas lisas de desplazamiento de acero
9	Cadena de transmisión con piñón
10	Rueda de cadena de transmisión manual
11	Cadena de transmisión manual
12	Piñón de cadena de transmisión
13	Soporte de platina de $\frac{3}{4}$ pulg de espesor
14	Eje de rueda y piñón de cadena
15	Polea doble
16	Eje de polea doble
17	Platina de estructura base $\frac{3}{4}$ pulg de espesor
18	Viga de estructura de acero tipo "C"
19	Estructura de platina de $\frac{3}{4}$ pulg. de espesor
20	Gancho de espiga para prensa
21	Elemento de fijación
22	Eje de polea simple
23	Polea simple
24	Elemento de fijación para el cable

2.3 Análisis dinámico de la carga

La parte de la mecánica que estudia los cuerpos en movimiento es la dinámica, dentro de la cual se encuentra el estudio del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado en donde la aceleración es constante, es este movimiento el que nos interesa para hacer el análisis de la carga de cinco toneladas que levantaremos desde el piso hasta una altura de 3.5 metros en 18 segundos, en donde tomaremos como positivo desde el nivel de referencia (NR^{*}) hacia arriba y negativo lo contrario (ver fig. 2.3). En el gráfico v-t (fig.2.2) se puede ver tres segmentos de línea que muestra un comportamiento del movimiento de la carga, iniciaremos analizando el tramo que va de cero a dos segundos, para esto se asume una velocidad máxima de 0.20 m/s (en base a un estudio de campo de las grúas puentes) y un tiempo de 2 segundos y haciendo uso de un diagrama de cuerpo libre (fig.2.3) encontramos una aceleración tal como se presenta a continuación

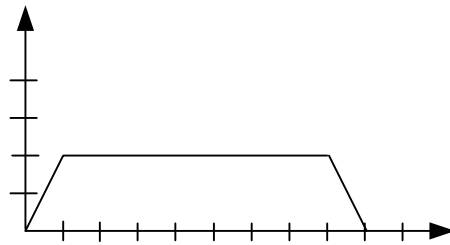


Fig. 2.2-Gráfico velocidad – tiempo

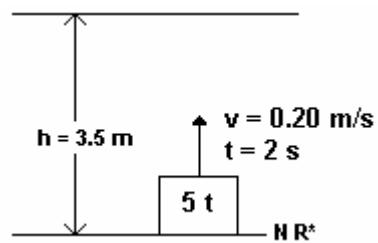


Fig. 2.3-Diagrama de cuerpo libre

$$v = v_0 + at \quad \text{ecua. 2.1}$$

$$a = \frac{v}{t} = \frac{0.20 \text{ m/s}}{2 \text{ s}}$$

$$a = 0.10 \text{ m/s}^2$$

Ahora encontramos la distancia que sube la carga con la velocidad y el tiempo de 0.20 m/s y de cero a dos segundos, respectivamente, utilizando la siguiente ecuación

$$Y = Y_0 + v_0 t + \frac{1}{2} at^2 \quad \text{ecua. 2.2}$$

$$Y = \frac{1}{2} at^2$$

$$Y = \frac{1}{2} (0.10 \text{ m/s}^2) (2 \text{ s})^2$$

$$Y = 0.20 \text{ m}$$

En el tramo de línea recta de la curva v-t donde la velocidad es constante o la aceleración es cero, encontramos la altura que ha alcanzado el objeto de cinco toneladas hasta un tiempo total de 16 segundos utilizando la ecuación 2.2 y el diagrama de cuerpo libre de la figura que se muestra a continuación

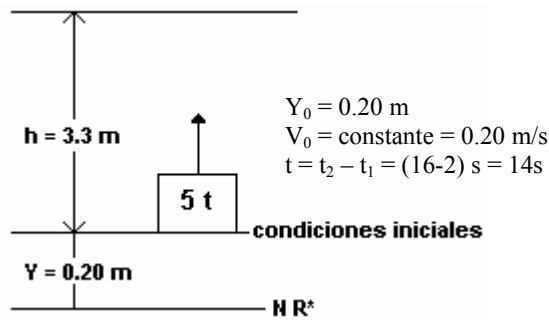


Fig.2.4-Diagrama de cuerpo libre en el trayecto donde la velocidad es constante

$$Y = Y_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

$$Y = Y_0 + v_0 t$$

$$Y = 0.20 \text{ m} + 0.20 \text{ m/s} * 14 \text{ s}$$

$$Y = 3 \text{ m}$$

En el último tramo del gráfico v-t se observa por simple inspección que el sistema entra en una desaceleración hasta alcanzar el reposo o la velocidad final es cero, para hacer el análisis en este tramo utilizaremos la ecuación 2.1 y encontraremos la aceleración

$$v = v_0 + a t$$

$$0 = v_0 + a t$$

$$a = -\frac{v_0}{t} = -\frac{0.20 \text{ m/s}}{2 \text{ s}}$$

$$a = -0.10 \text{ m/s}^2$$

El signo negativo significa que el sistema se esta desacelerando como observamos en el gráfico v-t, ahora encontraremos la altura total utilizando la ecuación 2.2

$$Y = Y_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

$$Y = 2.95m + (0.20m/s)(t_3 - t_2) + \frac{1}{2}(-0.10m/s^2)(t_3 - t_2)^2$$

$$Y = 2.95m + (0.20m/s)(2s) - \frac{1}{2}(0.10m/s^2)(2s)^2$$

$$Y = 3.15m$$

La altura máxima que debe tener el objeto a levantar es de dos metros, ya que con esta altura estamos asegurando que el objeto se levante como mínimo 1.15 m desde el piso por lo que la altura máxima con la que se cuenta es de 3.5 m.

2.3.1 Movimiento dependiente del sistema polea-cable

El sistema cuenta con una polea doble fija como se muestra en la figura 2.5 (para una mejor comprensión se dibujo el tambor), esto significa que es necesario realizar un análisis de movimientos dependientes justo en este instante conociendo que la longitud total del cable a utilizar es de seis metros (longitud constante) y se tienen cuatro cables en el sistema, analizaremos un punto en particular conocido como punto “A” y respecto ha este punto tenemos

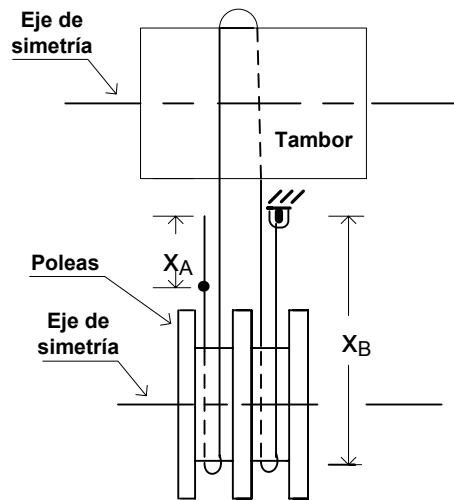


Fig. 2.5-Diagrama de cuerpo libre del sistema polea-cable

$$4X_B - X_A = L \quad \text{ecua.2.3}$$

$$\frac{4dX_B}{dt} - \frac{dX_A}{dt} = 0$$

$$4v_B - v_A = 0$$

$$v_A = 4v_B \quad \text{ecua. 2.4}$$

Como ya conocemos la velocidad V_B encontrada en el análisis anterior con un valor de 0.20 m/s, podemos calcular el valor de la velocidad en el punto "A" (V_A) con la ecuación 2.4

$$v_A = 4 (0.20 \text{ m/s}) = 0.80 \text{ m/s}$$

De igual forma como derivamos la ecuación que denota la posición, derivamos la ecuación de la velocidad para obtener la aceleración del punto "A"

$$\frac{dv_A}{dt} = 4 \frac{dv_B}{dt} \quad \text{ecua. 2.5}$$

$$a_A = 4 a_B$$

ecua. 2.6

Sustituyendo el valor de la aceleración respecto a “B” (a_B) en la ecuación 2.6 se tiene

$$a_A = 4 (0.10 m / s^2) = 0.4 m / s^2$$

De esta forma hemos encontrado la velocidad y aceleración del cable, ahora haremos el análisis de fuerza utilizando la segunda ley de newton para la carga de 5 toneladas (10000 lb)

2.3.2 Análisis de fuerza

En base al diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 2.6 se tienen cuatro tensiones (T) una por cada cable en una polea doble, ubicando un sistema de referencia (hacia arriba es positivo) y utilizando la segunda ley de newton se tiene

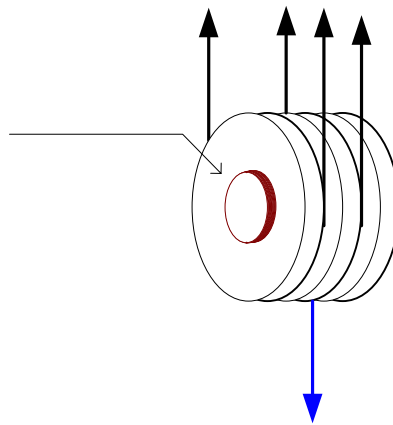


Fig. 2.6. Diagrama de cuerpo libre en análisis de fuerza

$$(+)\uparrow \Sigma F_y = m a_y$$

ecua. 2.7

$$4T - w = ma_y$$

$$4T = w + ma_y$$

$$T = \frac{w + ma_y}{4} = \frac{322000 \text{ lbs} - \text{ft}/\text{s}^2 + (10\,000 \text{ lbs})(0.3281 \text{ ft}/\text{s}^2)}{4}$$

$$T = (322000 + 3281)/4 = 325,281/4 = 81,320.25 \text{ lb} - \text{ft}/\text{s}^2$$

$$T = 11.243 \text{ KN}$$

En este análisis se puede ver que la tensión en cada cable es la misma y que la tensión en el cable debido a la aceleración es pequeña comparada con la tensión de la carga de cinco toneladas. El valor encontrado de la tensión del cable es el que nos permitirá conocer el tipo de cable que soportará dicha fuerza.

2.4 Diseño del cable

En el diseño del cable relacionamos tres fuerzas que involucran este análisis, las cuales son; la fuerza última, fuerza de trabajo y la fuerza que la polea le hace al cable, dentro de esta relación de fuerzas consideramos un factor de seguridad (n) mínimo para cables de acero (ver tabla 3), todas estas variables se reflejan en la siguiente ecuación

$$n = \frac{F_U - F_B}{F_T} \quad \text{ecua.2.8}$$

Donde: $n =$ factor de seguridad

$F_U =$ fuerza última del alambre

$F_T =$ es la mayor tensión de trabajo

$F_B =$ fuerza de la polea en el cable

La fuerza de la polea en el cable se define de la siguiente forma

$$F_B = E_r A_m / D_s \quad \text{ecua. 2.9}$$

Donde: $E_r =$ es el módulo de elasticidad (12E6 psi)

$A_m =$ área de metal en la sección transversal

$D_s =$ diámetro de la polea

Tabla 2-2. Propiedades de cables metálicos

Peso aproximado del cable w en libras por pie; $D_r =$ diámetro del cable; $D_s =$ diámetro de la polea; $A_m =$ área de metal en la sección transversal, en pulgadas cuadradas; $E_r =$ módulo de elasticidad del cable; los valores I.P.S. son válidos para acero de arados; M.P.S. para acero dulce de arados. Todos los valores son para cable con núcleo de fibra.

Diámetro Del cable (D_r)	Cable metálico 6x7			Cable metálico 6x19			Cable metálico 6x37		
	$w = 1.52D_r^2 \text{ lb / pie}$ $D_s \text{ mín.} = 42D_r \text{ pulg}$ $D_s \text{ deseable} = 72D_r \text{ pulg}$			$w = 1.6D_r^2 \text{ lb / pie}$ $D_s \text{ mín.} = 30D_r \text{ pulg}$ $D_s \text{ deseable} = 45D_r \text{ pulg}$			$w = 1.55D_r^2 \text{ lb / pie}$ $D_s \text{ mín.} = 18D_r \text{ pulg}$ $D_s \text{ deseable} = 27D_r \text{ pulg}$		
	Dimensiones de polea $D_w = 0.111D_r$ $A_m = 0.38D_r^2 \text{ plg}^2$ $E_r = 13 \times 10^6 \text{ psi}$			Dimensiones de polea $D_w = 0.067D_r$ $A_m = 0.4D_r^2 \text{ plg}^2$ $E_r = 12 \times 10^6 \text{ psi}$ I WRC $w = 1.76D_r^2 \text{ lb / pie}$			$D_w = 0.048D_r$ $A_m = 0.4D_r^2 \text{ plg}^2$ $E_r = 12 \times 10^6 \text{ psi}$ I WRC $w = 1.71D_r^2 \text{ lb / pie}$		
		RESISTENCIA NOMINAL A LA ROTURA EN TONELADAS DE 2000 LIBRAS, F_U							
pulg	mm	I.P.S.	P.S.	M.P.S.	I.P.S.	P.S.	M.P.S.	I.P.S.	P.S.
1/4	6,40	2.64	2.30	2.00	2.74	2.39	2.07	2.59	2.25
5/16	8,00	4.10	3.56	3.10	4.26	3.71	3.22	4.03	3.5
3/8	9,50	5.86	5.10	4.43	6.10	5.31	4.62	5.77	5.02
7/16	11,50	7.93	6.90	6.00	8.27	7.19	6.25	7.82	6.80
1/2	13,00	10.3	8.96	7.79	10.7	9.35	8.13	10.2	8.85
9/16	14,50	13.0	11.3	9.82	13.5	11.8	10.2	12.9	11.2
5/8	16,00	15.9	13.9	12.0	16.7	14.5	12.6	15.8	13.7
3/4	19,00	22.7	19.8	17.2	23.8	20.7	18.0	22.6	19.6
7/8	22,00	30.7	26.7	23.2	32.2	28.0	24.3	30.6	26.6
1	26,00	39.7	34.5	30.0	41.8	36.4	31.6	39.8	34.6
1 1/8	29,00	49.8	43.3	37.7	52.6	45.7	39.8	50.1	43.5
1 1/4	32,00	61.0	53.0	46.1	64.6	56.2	48.8	61.5	53.5

Fuente: Tomada del libro de Faires, ver bibliografía

La tabla 2-2 relaciona las variables geométricas representadas en la ecuación 2.9 utilizada para encontrar la fuerza de la polea.

Tabla 2-3. Factores de seguridad mínimos para cables de acero *

Descripción	Factor de seguridad (n)	Descripción	Factor de seguridad (n)
Cables de vía	3.2	Para ascensores de pasajeros 50 300 800 1200 1500	7.60 9.20 11.25 11.80 11.90
Tirantes	3.5		
Tiros de mina	8.0		
Hasta 500	7.0		
1000-2000	6.0		
2000-3000	5.0	Para elevadores de carga 50 300 800 1200 1500	6.65 8.20 10.00 10.50 10.55
Más de 3000	5.0		
De izaje	5.0		
De arrastre	6.0		
		7.0	
		7.5	
Para grúas y cabrias	6.0	Para volcadores motorizados 50 300 500	4.8 6.6 8.0
Para montacargas eléctricos	7.0		
Para elevadores manuales	5.0		
Para elevadores privados	7.5		
Para volcador manual	4.5		
Para elevadores de granos	7.5		

*El uso de estos factores no impide una falla por fatiga.

Fuente: tomada del libro Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph E. Shigley, 5ª Edición, pag. 779

Seleccionando el factor de seguridad mínimo igual a cinco correspondiente al de izaje (ver tabla 2-3), tomando el valor de la tensión en libras encontrado en el análisis de carga como la fuerza de trabajo (F_T) y utilizando las ecuaciones 2.8 y 2.9 se tiene

$$5 = \frac{F_U - E_r A_m D_w}{F_T} = \frac{F_U - (12E6 \text{ psi} * 0.4D_r^2 * 0.067D_r)}{2525.474 \text{ lbs}}$$

$$F_U = 12627.368 + 10720D_r^2 \quad \text{ecua. 2.10}$$

Si asumimos un diámetro del cable igual a 3/4 pulgadas (19 mm) se tiene

$$F_U = 12627.368 + 10720(0.75 \text{ pulg})^2 = 18657.368 \text{ lbs}$$

Con este valor encontrado y el diámetro del cable de $\frac{3}{4}$ pulg (19 mm) buscamos en la tabla 1 un tipo de cable que cumpla con estas condiciones, seleccionando un cable metálico 6x19 para acero dulce de arado (M.P.S.), ya que para Grúas - tipo puente, portal, pluma, derrick, etc. Se toma un cable con un mínimo de seis torones, por lo que se tiene

$$18.0 * 2000 \text{ lbs} = 36\,000 \text{ lbs}$$

El valor encontrado de 36000 lbs es 1.9 veces mayor respecto al valor de la fuerza última del cable observando que esta sobredimensionado, por lo tanto, utilizando la ecuación 2.10 y eligiendo un nuevo diámetro de cable igual a $\frac{7}{16}$ pulg (11 mm) se tiene

$$F_U = 12627.368 + 10720(7 / 16 \text{ pulg})^2 = 14679.243 \text{ lbs}$$

Si tomamos de la tabla 1 el mismo tipo de cable de 6x19 para acero de arados (I.P.S.) tenemos

$$8.27 * 2000 \text{ lbs} = 16540 \text{ lbs}$$

Este valor obtenido es 1.13 veces mayor respecto al valor de la fuerza última, por lo tanto seleccionamos este tipo de cable el cual resumimos las características en la tabla 2-4

Tabla 2-4. Características del cable seleccionado

Diámetro del cable (D_r) en pulg	Tipo de cable	Fuerza última (F_U) en libras
7/16	6x19 con núcleo de fibra	16,540

El peso (w) aproximado del cable esta dado por la siguiente ecuación en unidades de lb/pie

$$w = 1.6D_r^2 \quad \text{ecua. 2.11}$$

Sustituyendo el valor del diámetro en la ecuación anterior tenemos

$$w = 1.6(7/16)^2 = 0.31 \text{ lb/pie} = 4.52 \text{ N/m}$$

2.4.1 Análisis vibratorio del cable

Vamos a suponer que durante el movimiento descendente de la carga de 5 ton (44972 N) se detiene repentinamente el extremo superior del cable, conociendo que el diámetro del cable es de 7/16 in (11 mm) por lo que el área (A) de la sección transversal del cable es 95.03 mm², el modulo de elasticidad (E) es 827.40 GPa (12x10⁶ psi), la velocidad del cable (V_A) es 0.80 m/s.

Durante el movimiento uniforme del objeto a levantar, la fuerza de tracción (F) ejercida en el cable es de 44972 N y el esfuerzo en el cable es

$$\sigma = F/A = 44972 \text{ N} / 95.03 \text{ mm}^2 = 473.24 \text{ N/mm}^2 \quad \text{ecua. 2.12}$$

Donde

σ = esfuerzo en el cable (N/ mm²)

F = fuerza de tracción en el cable (N)

A = área de la sección transversal del cable (mm²)

Si despreciamos el peso del cable y conociendo que la longitud del cable es de 6000 mm (6 m), encontramos el alargamiento del cable en el momento en que se detiene con la siguiente ecuación

$$\delta = WL/AE \quad \text{ecua. 2.13}$$

Donde

δ = alargamiento del cable o deflexión estática (mm)

W = peso del objeto (N)

L = longitud del cable (mm)

A = área de la sección transversal del cable (mm²)

E = Modulo de elasticidad (N/mm²)

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene

$$\delta = WL/AE = (44972 \text{ N}) \cdot (6000 \text{ mm}) / (95.03 \text{ mm}^2) \cdot (827400.48 \text{ N/mm}^2)$$

$$\delta = (269832000 / 78627867.614) \text{ mm} = 3.43 \text{ mm} \approx 0.14 \text{ in}$$

Debido a la velocidad V_A el objeto no se detendrá repentinamente, y vibrará con el cable. Contando el tiempo a partir del instante del paro repentino, al desplazamiento del objeto de la posición de equilibrio es, en ese instante, igual a cero y V_A su velocidad. De la ecuación del movimiento vibratorio * del peso la cual es

$$x = x_0 \cos(p t) + \frac{\dot{x}_0}{p} \text{sen}(p t) \quad \text{ecua. 2.14}$$

Se concluye que la amplitud de la vibración será igual a V_A/p , siendo p expresada de la siguiente forma

$$p = \sqrt{g / \delta} \quad \text{ecua. 2.15}$$

Donde

p = velocidad angular (rad/s)

g = constante de la gravedad (m/s²)

δ = alargamiento del cable o deflexión estática (mm)

Sustituyendo los valores correspondiente en la ecuación de velocidad angular se tiene

$$p = \sqrt{g / \delta} = \sqrt{\frac{9800 \text{ mm/s}^2}{3.43 \text{ m m}}} = 53.45 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

* tomada del libro problemas de vibración en ingeniería

Encontrando la amplitud de la vibración (V_A/p) tenemos

$$V_A/p = (0.8 \text{ m/s}) / (53.45 \text{ rad/s}) = 0.015 \text{ m} = 15 \text{ mm} \quad \text{ecua. 2.16}$$

De aquí que el alargamiento máximo del cable es

$$\delta_{\text{máx}} = \delta + V_A/p = 3.43 \text{ mm} + 15 \text{ mm} = 18.43 \text{ mm} = 0.725 \text{ in} \quad \text{ecua. 2.17}$$

Y el esfuerzo máximo es de

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma * (\delta_{\text{máx}} / \delta) \quad \text{ecua. 2.18}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma * (\delta_{\text{máx}} / \delta) = 473.24 \frac{N}{\text{mm}^2} * (18.43 \text{ mm} / 3.43 \text{ mm}) = 2542.80 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Se ve que, debido al paro repentino del extremo superior del cable, el esfuerzo sobre el mismo aumento 5.37 veces en este caso.

Ahora analizamos este esfuerzo máximo respecto al esfuerzo último del cable, es decir, utilizando la fuerza última del cable (F_u) utilizando la ecuación 2.12 se tiene

$$\sigma_u = F_u/A = 73576.51 \text{ N} / 95.03 \text{ mm}^2 = 774.245 \text{ N} / \text{mm}^2$$

Donde

σ_u = esfuerzo último en el cable (N / mm^2)

F_u = fuerza última de tracción en el

A = área de la sección transversal del cable (mm^2)

Si dividimos $\sigma_{\text{máx}} / \sigma_u$ se tiene

$$2542.80 / 774.245 = 3.28$$

Esto significa que el cable no fallará ya que el factor de seguridad es de 5 y el valor encontrado de 3.28 siendo menor que dicho factor, por lo tanto podemos decir que el cable seleccionado es confiable.

La falla por fatiga en cable metálico no es repentina, como en los cuerpos macizos, sino progresiva y se manifiesta como la fractura de un alambre exterior. Es importante hacer notar que un cable debe tener sin falta una inspección periódica y los procedimientos de lubricación y mantenimiento adecuados durante todo el tiempo de servicio del cable, dicho esto, podemos mencionar que el servicio que prestara el cable seleccionado en la unidad productiva tendrá una frecuencia de uso de seis veces por semana aproximadamente.

2.5 Diseño de poleas

Uno de los factores importantes que influye en la vida útil de un cable de acero es la relación entre el diámetro de la polea y el diámetro del cable (D_s/D_r) y esto a su vez tiene relación con el tipo de construcción y cantidad de alambres en el cable.

En palabras simples, se puede decir que para un cable determinado su vida útil aumentará proporcionalmente al aumento en el diámetro de la polea sobre el cual el cable se mueve o trabaja. Igualmente se puede decir que si el diámetro de la polea es inferior a lo aceptable, entonces su rendimiento o vida útil podría ser notoriamente inferior a lo esperado.

En la Tabla 2-5 se ha puesto una lista de las construcciones de cables de acero más conocidas corresponde a una relación mínima aceptable y que se puede considerar como el límite mínimo. Si por alguna razón un equipo tiene poleas con una relación D_s/D_r inferior al mínimo aceptable, difícilmente se puede esperar un rendimiento óptimo de cable.

Tabla 2-5. Relación mínima aceptable para polea y cable

Construcción del Cable	Diámetro de Poleas Mínimo Aceptable
6x7	42 x Øcable
6x7 Seale	32 x Øcable
19x7 o 18x7 Resistencia a la rotación	34 x Øcable
6x19 Común	26 x Øcable
6x19 Seale	34 x Øcable
6x21 (6x16 Filler)	30 x Øcable
6x26 Warrington Seale	30 x Øcable
8x19 Seale	26 x Øcable
6x25 (6x19 Filler)	26 x Øcable
6x31 Warrington Seale	26 x Øcable
6x29 (6x22 Filler)	23 x Øcable
6x36 Warrington Seale	23 x Øcable
6x43 Filler Seale	23 x Øcable
8x25 (8x19 Filler)	20 x Øcable

El diámetro mínimo de la polea (D_s) para el tipo de cable seleccionado, se encuentra de acuerdo a la ecuación planteada en la tabla 2-1 la cual es

$$D_s = 30 D_r \quad \text{ecua.2.19}$$

Sustituyendo el valor del diámetro del cable en la ecuación anterior tenemos

$$D_s = 30(7/16) \text{ pulg} = 13.13 \text{ pulg} = 33.35 \text{ cm}$$

El diámetro deseable (D_s) que se requiere para la polea se encuentra con la siguiente ecuación

$$D_s = 45 D_r \quad \text{ecua. 2.20}$$

Al sustituir el diámetro del cable en la ecuación 2.13 encontramos el diámetro deseable así

$$D_s = 45(7/16 \text{ pulg}) = 19.69 \text{ pulg} = 50.01 \text{ cm}$$

La relación diámetro mínimo de polea y el diámetro del cable (D_s/D_r) es

$$\frac{D_s}{D_r} = \frac{13.13}{(7/16)} = 30.01$$

Si elegimos este valor para el diámetro de la polea no estaríamos beneficiando al cable con el alargamiento de la vida útil, ya que para un cable de 6x19 común estamos con un valor casi igual al que presenta la tabla 4, por lo tanto encontraremos la relación con el diámetro deseado de la polea la cual es

$$\frac{D_s}{D_r} = \frac{19.69}{(7/16)} = 45.00$$

De estos dos valores encontrados para el diámetro de las poleas seleccionamos el valor de 50.01 cm (diámetro deseable) ya que este valor se encuentra por arriba del valor mínimo que presenta la tabla 2-5 para un cable 6x19 común y además con este diámetro estamos beneficiando la vida útil del cable ya que esto solo se puede lograr con el uso de diámetros mayores de los recomendados, porque disminuye la fatiga por flexión que se presenta en la superficie del cable, en la figura 2.7 se puede observar la flexibilidad y la corrosión para algunos cables de acero.



Fig. 2.7. El cable 6x41 es el más flexible, gracias al menor diámetro de sus alambres externos, además es el menos resistente a la abrasión en cuanto que lo contrario ocurre con el cable de 6x7

2.5.1 Selección del material de las poleas

Las poleas son elementos que no están sometidas a esfuerzos muy grandes ya que estas se emplean para cambiarle el sentido de la fuerza dentro de un sistema de cable polea, por lo tanto seleccionamos un acero 1045 rolado en caliente con resistencia última igual 570 Mpa (82 Kpsi) según tabla A-20 de libro de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (5ª Edición), con esto estamos asegurando que la polea tenga una vida útil prolongada.

2.6 Diseño del tambor del cable

En el diseño del tambor calcularemos la longitud mínima que debe de tener, las vueltas del cable en el tambor y el material que seleccionaremos, ya que se tiene el diámetro de este el cual es el mismo que encontramos para las poleas, siendo de 50 cm (19.69 pulg) tal como se muestra en la figura 2.8

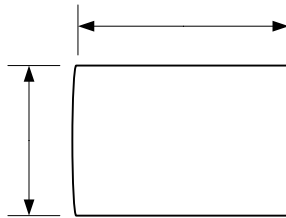


Figura 2.8. Tambor de enrollamiento del cable

Primero encontramos el número de vueltas con la siguiente ecuación

$$N_{vueltas} = \frac{L_C}{P_T} \quad \text{ecua 2.21}$$

Donde:

- $N_{vueltas}$ = número de vueltas del cable en el tambor
- L_C = longitud del cable (6 metros)
- P_T = perímetro del tambor ($D_s \times \pi$)

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.21 tenemos

$$N_{vueltas} = \frac{L_C}{P_T} = \frac{6 \text{ m}}{(0.5 \text{ m})\pi} = 3.82 \text{ vueltas} \cong 4.0 \text{ vueltas}$$

La longitud del tambor se encuentra con la siguiente ecuación

$$L_T = N_{vueltas} \cdot D_r \quad \text{ecua.2.22}$$

Donde: L_T = es la longitud del tambor (cm)
 $N_{vueltas}$ = número de vueltas del cable en el tambor
 D_r = es el diámetro del cable

Al sustituir los valores en la ecuación anterior tenemos

$$L_T = N_{vueltas} \cdot D_r = 3.82 \times 1.11 \text{ cm} = 4.24 \text{ cm}$$

Para evitar que el cable se enrolle muy ajustado en el tambor y esto provoque daño en el cable definimos la longitud total del tambor diciendo que por cada vuelta del cable en el tambor tendremos tres centímetros de longitud, es decir

$$L_T = N_{vueltas} \cdot 3 = 3.82 \times 3 \text{ cm} = 11.46 \text{ cm} \cong 12 \text{ cm}$$

2.7 Selección del motor eléctrico y reductor de velocidad

La velocidad tangencial en el tambor es la velocidad del cable que calculamos anteriormente y esta tiene un valor de 0.80 m/s, con este dato más el radio del tambor podemos conocer la velocidad angular en el tambor con la siguiente ecuación

$$\alpha_t = \frac{V_t}{R_t} \quad \text{ecua. 2.23}$$

Donde: α_t = velocidad angular del tambor
 V_t = velocidad tangencial del tambor
 R_t = radio del tambor (0.25 m)

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.23 se tiene

$$\alpha_t = \frac{V_t}{R_t} = \frac{0.80 \text{ m/s}}{0.25 \text{ m}} = 3.2 \text{ radianes / seg}$$

$$\alpha_t = 3.2 \frac{\text{radianes}}{\text{seg}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ radianes}} = 0.509 \frac{\text{rev}}{\text{seg}} = 30.56 \text{ rpm}$$

Esta es la velocidad angular con la que trabajará el tambor y es también la velocidad de salida del reductor de velocidad, el torque del tambor se encuentra con la ecuación siguiente

$$T_t = F * R_t = 11.243 \text{ kN} * 0.25 \text{ m} = 2810.75 \text{ N} - \text{m} = 24,876.2 \text{ lb} - \text{in}$$

Ahora encontramos la potencia del tambor con la siguiente ecuación

$$H = \frac{F_t \pi D_t \alpha_t}{60000} \quad \text{ecua. 2.24}$$

Donde: F_t = carga transmitida, kN
 H = potencia, kW
 D_t = diámetro del tambor, mm
 α_t = velocidad angular del tambor, rpm

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.24 tenemos

$$H = \frac{F_t \pi D_t \alpha_t}{60000} = \frac{11.243 \text{ kN} * \pi * 500\text{mm} * 30.56 \text{ rpm}}{60000}$$

$$H = 8.995 \text{ kW} = 12.057 \text{ hp}$$

Utilizando una eficiencia de 95% tenemos

$$H = \frac{12.057 \text{ hp}}{0.95} = 12.69 \text{ hp} \cong 13 \text{ hp}$$

Con la velocidad angular del tambor seleccionamos el reductor de velocidad ya que esta velocidad es la que tiene el reductor a la salida, en la tabla 2-6 se presenta las características del reductor de velocidad seleccionado siendo este de posición horizontal

Tabla 2-6. Características de reductor de velocidad

Reductor de velocidad de 15 horsepower				
Output rpm	Ratio	Output Torque (in-lb)	Overhung Load (lb)	Model
34.30	51	25500	6600	4185-YA

La velocidad de entrada del reductor de velocidad será la misma velocidad del motor eléctrico, la cual se encuentra con la relación de velocidades del reductor conocida como *ratio* de la siguiente manera

Ratio*velocidad de salida

$$51 * 34.30 = 1749.3 \text{ rpm}$$

Esta es la velocidad del motor eléctrico y la aproximamos a 1750 rpm, las características del motor eléctrico con su respectivo freno de motor se presenta en la tabla 2-7

Tabla 2-7. Características de un motor eléctrico

Motor eléctrico con su freno								
HP	Type		Brake Torque		Brake Delay Time (sec)		Coil Current AC AVERAGE	
	Motor Frame	Brake Model	Std.	Max	Normal Braking Action	Fast Braking Action	230 V	208 V
							0.8	0.7
15	F-160M	FB-15B	80	80	0.5 - 0.6	0.04-0.05	0.8	0.7

2.8 Esfuerzos en el diseño de vigas

Una viga constituye un miembro estructural que se somete a cargas que actúan transversalmente al eje longitudinal. Las cargas originan acciones internas o resultantes de esfuerzo en forma de fuerzas cortantes y momentos flexionantes. Se consideran únicamente vigas que tienen inicialmente ejes longitudinales rectos.

Las cargas laterales que actúan sobre una viga, provocan flexión de la misma, lo que deforma el eje longitudinal de la viga en una línea curva. Un ejemplo se representa en la figura 2.9a, que muestra una viga en voladizo AB sometida a una carga P en su extremo libre. Antes de que la carga se aplique, el eje longitudinal de la viga es una recta. Después de aplicar la carga, el eje se dobla hasta adquirir la forma de una curva (figura 2.9b), lo que conoceremos como la **curva de flexión** (o **curva elástica**) de la viga.



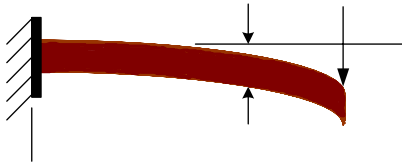


Figura 2.9. Flexión de una viga en voladizo

Para fines de referencia, construimos un sistema de ejes coordenados con su origen en el empotramiento. El eje x positivo se dirige hacia la derecha a lo largo del eje longitudinal de la viga, y el eje y es positivo hacia abajo. El eje z , que no se muestra en la figura anterior, se dirige hacia adentro de la página (esto es, en dirección paralela al observador), de tal modo que los ejes forman un sistema coordenado derecho.

Una consideración no menos importante es la suposición de vigas simétricas respecto del plano xy , lo que significa que el eje y es un eje de simetría de las secciones transversales. Además, se supone que todas las cargas actúan en el plano xy . En consecuencia, las deflexiones por flexión se presentan en este mismo plano, que conoceremos como *plano de flexión*. Así la curva de flexión AB de la viga indicada en la figura 2.9b, es una curva plana ubicada en el plano de flexión. Denotaremos la deflexión en la dirección y por la letra v .

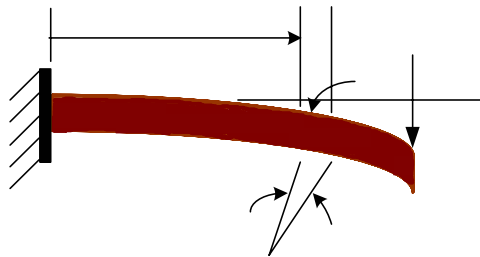


Figura 2.10. Curvatura de una viga flexionada

Considérense ahora dos puntos m_1 y m_2 sobre la curva de flexión (fig. 2.10); el punto m_1 se localiza a una distancia equis del eje y , y el punto m_2 está situado a una

pequeña distancia ds más adelante sobre la curva. En cada uno de estos puntos se traza una normal a la tangente de la curva de flexión. Estas normales se intersecan en el punto O , que constituye el **centro de curvatura** de la elástica a una distancia x del apoyo. La longitud de una normal (esto es, la distancia desde el centro de curvatura hasta la curva misma) se denomina **radio de curvatura** ρ . Según se define en cálculo y geometría analítica, la curvatura κ es el recíproco del radio de curvatura:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} \quad \text{ecua. 2.25}$$

También, de la geometría de la figura obtenemos

$$\rho d\theta = ds \quad \text{ecua. 2.26}$$

Donde $d\theta$ es el pequeño ángulo entre las normales, y ds es la distancia a lo largo de la curva entre las normales. Si las deflexiones de la viga son pequeñas, lo que constituye el caso más común, entonces la curva de deflexión es bastante plana, y la distancia ds a lo largo de la curva puede igualarse a su proyección horizontal dx (fig. 2.9). Entonces obtenemos

$$\kappa = \frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{dx} \quad \text{ecua. 2.27}$$

En general, la curvatura varía a lo largo del eje de la viga; es decir, κ es una función de x .

Los **signos convencionales para la curvatura** se refieren a la orientación de los ejes coordenados. Si el eje x es positivo hacia la derecha y el eje y es positivo hacia abajo, como se muestra en la fig. 2.11, entonces la curvatura del eje de la viga es positiva cuando la viga es cóncava hacia abajo, y negativa cuando la viga es cóncava hacia arriba. Estos signos convencionales se representan en la figura 2.11.

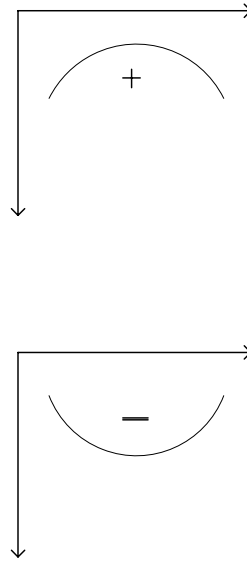


Figura 2.11. Signos convencionales para curvatura

Antes de iniciar un estudio de los esfuerzos por flexión necesitamos señalar la diferencia entre flexión pura y flexión no uniforme. La **flexión pura** se refiere a la flexión de una viga bajo un momento flexionante constante, lo que significa que la fuerza cortante es cero (ya que $V = dM / dX$). En contraste, la **flexión no uniforme** se refiere a flexión en presencia de fuerzas cortantes, lo que significa que el momento flexionante varía a lo largo del eje de la viga. Para ejemplificar estas definiciones, considérese una viga simple cargada simétricamente por dos fuerzas P (fig. 2.12a). Los diagramas correspondientes de fuerza cortante y momento flexionante se muestran en las figuras 2.12b y c. En la región entre las cargas P no existe fuerza cortante, por lo que está sometida únicamente a un momento flexionante igual a Pa ; en consecuencia la región central de esta viga está en flexión pura. Las regiones de longitud a cerca de los extremos están en flexión no uniforme, ya que el momento flexionante M no es constante y se presentan fuerzas cortantes. Otros ejemplos de flexión pura se muestran en la figura 2.13. En cada uno de éstos últimos casos, la viga está cargada únicamente con momentos concentrados que originan momentos flexionantes constantes y no producen fuerzas cortantes.

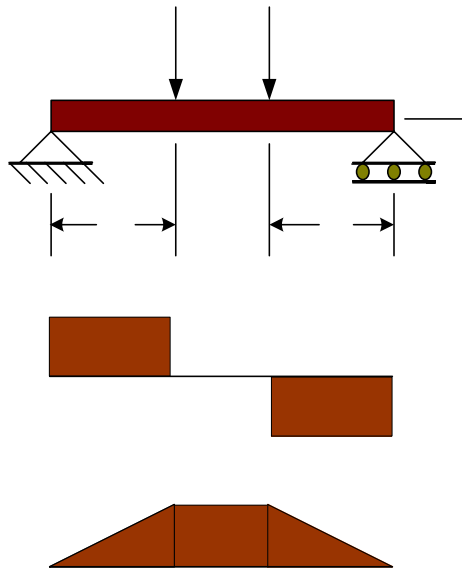


Figura 2.12. Viga con su región central en flexión pura

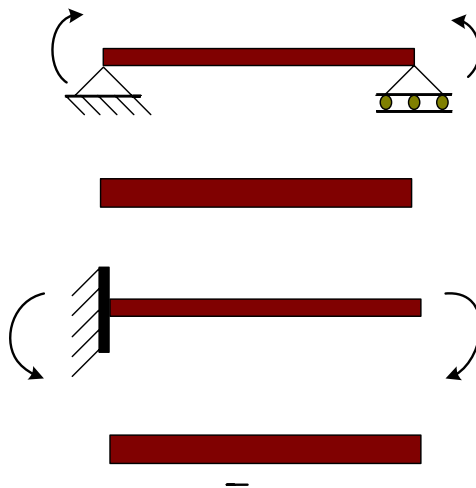


Figura 2.13. Viga en flexión pura: a) Viga simple sometida a momentos flexionantes positivos $M = M_1$ y b) Viga en voladizo sometida a momentos flexionantes negativos $M = -M_2$

2.8.1 Esfuerzos normales en vigas

A partir de las deformaciones normales ϵ_x podemos obtener los esfuerzos σ_x que actúan perpendiculares a la sección transversal de una viga. Cada fibra longitudinal de la viga está sometida únicamente a tensión o compresión (esto es, las fibras están en un estado de esfuerzo uniaxial); en consecuencia, el diagrama esfuerzo-deformación para el material proporcionará la relación entre σ_x y ϵ_x . Si el material es elástico, con un diagrama lineal esfuerzo-deformación, podemos utilizar la ley de Hooke para esfuerzos uniaxiales ($\sigma = E\epsilon$) y obtener

$$\sigma_x = E\epsilon_x = -E\kappa y \quad \text{ecua. 2.28}$$

Así, los esfuerzos normales que actúan sobre la sección transversal varían linealmente con la distancia y , medida a partir de la superficie neutra. Este tipo de distribución de esfuerzos se representa en la figura 2.14a, donde los esfuerzos son negativos (de compresión) por debajo de la superficie neutra y positivos (de tensión) por arriba de ella, cuando el momento aplicado M_o actúa en la dirección señalada.

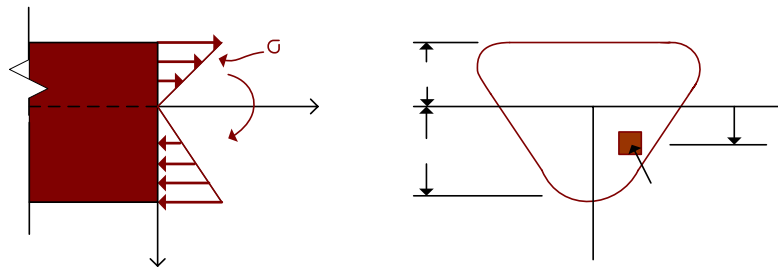


Figura 2.14. Distribución de esfuerzos normales σ_x en una viga de material linealmente elástico

Consideremos ahora la resultante de los esfuerzos normales σ_x que actúan sobre la sección transversal. En general, esta resultante debe consistir en una fuerza horizontal en la dirección x y un momento que actúa alrededor del eje z . Sin embargo, dado que no actúan fuerzas axiales sobre la sección transversal, la única resultante es el momento

Mo. Así, obtenemos dos ecuaciones de la estática; la primera establece que la fuerza resultante en la dirección x es cero, y la segunda establece que el momento resultante es igual a **Mo**. Para evaluar estas resultantes, considérese un elemento de área dA en la sección transversal a una distancia y desde el eje neutro (fig.2.14b). La fuerza que actúa sobre el elemento es normal a la sección transversal, y tiene una magnitud $\sigma_x dA$. Como no actúa ninguna fuerza resultante normal a la sección transversal, la integral de $\sigma_x dA$ sobre toda el área de la sección debe ser nula; luego, tenemos:

$$\int \sigma_x dA = -\int E\kappa y dA = 0 \quad \text{ecua. 2.29}$$

Ya que la curvatura κ y el módulo de elasticidad E son constantes en la sección transversal, concluimos que

$$\int y dA = 0 \quad \text{ecua. 2.30}$$

Para una viga en flexión pura. Esta ecuación establece que el primer momento del área de la sección transversal con respecto del eje z es cero; en consecuencia, se aprecia que el eje z debe pasar por el centroide de la sección transversal. Dado que el eje z también es el eje neutro, concluimos que *el eje neutro pasa a través del centroide del área de la sección transversal* cuando el material de la viga cumple con la ley de Hooke. Para nuestra consideración limitaremos el estudio a vigas para las cuales el eje y es un eje de simetría. Como consecuencia el eje y también debe pasar por el centroide; de aquí que *el origen de coordenadas O se localiza en el centroide de la sección transversal*. Además, la simetría de la sección respecto del eje y significa que el eje y es un eje principal. El eje z también constituye un eje principal ya que es perpendicular al eje y . por lo tanto cuando una viga de material linealmente elástico se somete a flexión pura, los ejes y y z son ejes **centroidales principales**.

Consideremos a continuación el momento resultante de los esfuerzos σ_x que actúan sobre la sección transversal (Fig. 2.14a). La fuerza elemental $\sigma_x dA$ sobre el elemento dA actúa en la dirección positiva del eje x cuando σ_x es positivo, y en la

dirección negativa cuando σ_x es negativo. Por lo que su momento respecto del eje z , que representa la contribución infinitesimal de $\sigma_x dA$ al momento M_o , es

$$dM_o = -\sigma_x y dA \quad \text{ecua. 2.31}$$

La integral de estos momentos elementales sobre toda el área de la sección transversal debe conducir al momento total M_o ; luego,

$$M_o = -\int \sigma_x y dA$$

Al notar nuevamente que el momento flexionante M es igual a $-M_o$, y también sustituir σ_x de la ecu. 2.4, obtenemos

$$M = \int \sigma_x y dA = -\kappa E \int y^2 dA$$

Esta ecuación puede expresarse en forma más sencilla:

$$M = -\kappa EI \quad \text{ecua. 2.32}$$

Donde

$$I = \int y^2 dA \quad \text{ecua. 2.33}$$

Constituye el momento de inercia del área de la sección transversal con respecto al eje z (esto es, con respecto al eje neutro). Los momentos de inercia tienen dimensión de longitud a la cuarta potencia, y algunas unidades representativas son plg^4 , m^4 y mm^4 para cálculos de vigas. La ecuación 2.25 puede reformularse como sigue:

$$\kappa = \frac{1}{\rho} = -\frac{M}{EI} \quad \text{ecua. 2.34}$$

Esta ecuación establece que la curvatura del eje longitudinal de una viga es proporcional al momento flexionante M e inversamente proporcional al producto del modulo de elasticidad por el momento de inercia, en donde este producto lo conoceremos como **rigidez a flexión** de la viga.

El signo menos en la ecuación curvatura-momento (*ecua. 2.34*) es una consecuencia de los signos convencionales adoptados para momentos flexionantes. Utilizando las convenciones de signos para la curvatura y momentos flexionantes y comparando estos signos, se aprecia que un momento flexionante positivo produce curvatura negativa y un momento flexionante negativo produce curvatura positiva, como se representa en la figura 2.15 (si se emplean signos convencionales opuestos para el momento flexionante, o si se considera al eje y positivo descendente, entonces el signo menos se omite en la *ecua. 2.34*).

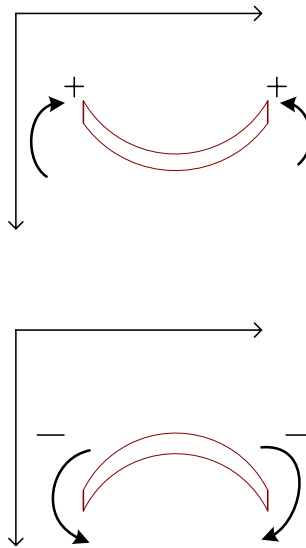


Figura 2.15. Relaciones entre los signos de momentos Flexionantes y los signos de las curvas (*ecua. 2.27*)

Los esfuerzos normales en la viga se relacionan con el momento flexionante al sustituir la expresión para la curvatura (*ecua. 2.25*) en la expresión σ_x (*ecua. 2.31*), y se tiene

$$\sigma_x = \frac{My}{I} \quad \text{ecua. 2.35}$$

Esta ecuación establece que los esfuerzos son proporcionales al momento flexionante M e inversamente proporcionales al momento de inercia I de la sección transversal. También, los esfuerzos varían linealmente con la distancia y desde el eje neutro. Si sobre la viga actúa un momento flexionante positivo, los esfuerzos son positivos (tensión) sobre la porción de la viga en la que y es positiva. Estas relaciones se muestran en la figura 2.16. La ecuación 2.35 para los esfuerzos normales se denomina usualmente **fórmula de la flexión**. (Obsérvese que si se invierte el signo convencional de M , o si el eje y se supone positivo ascendente, se requiere un signo menos en la fórmula de la flexión.)

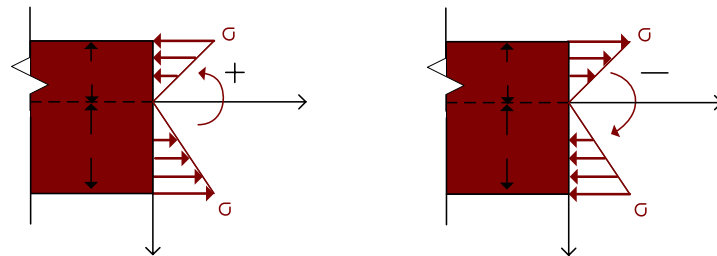


Figura 2.16. Relaciones entre los signos de los momentos flexionantes y los signos de los esfuerzos normales (ecua. 2.28)

Los **esfuerzos máximos** de tensión y compresión en la viga se presentan en los puntos más alejados del eje neutro. Denotaremos por c_1 y c_2 las distancias desde el eje neutro hasta las fibras extremas en las direcciones y positiva y negativa, respectivamente (véanse figuras 2.14 y 2.16). Entonces los esfuerzos normales máximos son como sigue:

$$\sigma_1 = \frac{Mc_1}{I} = \frac{M}{S_1} \quad \sigma_2 = -\frac{Mc_2}{I} = -\frac{M}{S_2} \quad \text{ecu. 2.36a, b}$$

En donde

$$S_1 = \frac{I}{c_1} \quad S_2 = \frac{I}{c_2} \quad \text{ecu. 2.37a, b}$$

Las cantidades S_1 y S_2 se conocen como **módulos de sección** del área transversal, y tienen dimensión de longitud a la tercera potencia (por ejemplo, plg^3 , m^3 y mm^3). Si el momento flexionante M es positivo el esfuerzo σ_1 es de tensión, y σ_2 , de compresión; si M es negativo, los esfuerzos se invierten (véase figura 2.16).

Si la sección transversal es simétrica respecto del eje z (sección transversal doblemente simétrica), entonces $c_1 = c_2 = c$ y los esfuerzos de tensión y compresión máximos son numéricamente iguales:

$$\sigma_1 = -\sigma_2 = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S} \quad \text{ecua. 2.38}$$

Donde

$$S = \frac{I}{c} \quad \text{ecua. 2.39}$$

En el siguiente apartado se hace el análisis de esfuerzos permisibles, factor de seguridad y el esfuerzo de fluencia en el diseño de un perfil “W” para una viga viajera de grúa puente.

2.9 Diseño de viga viajera de grúa puente

El proceso global de diseño de una viga requiere la consideración de numerosos factores, tales como tipo de construcción, materiales, cargas y condiciones ambientales. Sin embargo, en este caso reduciremos la selección de una viga de forma o perfil y tamaño particulares, tales que los esfuerzos reales en la viga no excedan los esfuerzos permisibles. En este análisis consideraremos únicamente los esfuerzos por flexión (esto es, los esfuerzos obtenidos de la fórmula de la flexión, ecua. 2-35).

Con el fin de seleccionar una viga, es conveniente determinar el módulo de sección requerido S dividiendo el momento flexionante máximo entre el esfuerzo permisible en el material (véase ecua. 2.38):

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_{perm}} \quad \text{ecua. 2.40}$$

En esta ecuación, σ_{perm} es el esfuerzo normal máximo permisible, el cual se basa en las propiedades del material y la magnitud del factor de seguridad deseado. Para que no se rebasen los esfuerzos permisibles, la viga seleccionada debe tener un área de sección transversal que presente un módulo de sección al menos tan grande como el obtenido en la ecuación 2.40. Si los esfuerzos permisibles son los mismos a tensión que a compresión, entonces (y, en consecuencia, también su eje neutro) a media altura de la viga tendremos las distancias a las fibras extremas a tensión y compresión aproximando de este modo a la misma relación que los esfuerzos permisibles.

2.9.1 Análisis de carga del peso de la viga

Primeramente haremos un análisis considerando solo el peso de la viga, para esto supondremos un perfil para la viga W21X142 de la AISC (American Institute of Steel Construction) teniendo un peso de 0.2329 ton/m (142 lb/ft) y multiplicando este valor por un factor de seguridad de 1.4 por ser una carga muerta según la ACI318 (American Concrete Institute) en el código 9.1.2 el cual establece, usar un factor de 1.4 para carga muerta y 1.7 para carga viva en estructuras de acero, tenemos

$$q = 0.2329 \text{ ton/m} * 1.4 = 0.326 \text{ ton/m}$$

Esta carga q se encuentra distribuida uniformemente a lo largo de los 15 metros que tiene la viga, los valores máximos o mínimos de las fuerzas cortantes y momentos flexionantes son necesarios para el diseño, comenzamos encontrando las reacciones en cada uno del apoyo simple de la viga tal como se ve en la figura 2.17

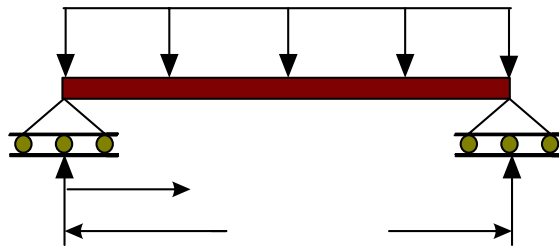


Figura 2.17. Diagrama de cuerpo libre de carga distribuida

$$R_a = R_b = \frac{qL}{2} = \frac{0.326 \text{ ton/m} * 15 \text{ m}}{2} = 2.445 \text{ ton} \quad \text{ecua. 2.41}$$

Los valores de las fuerzas cortantes y el momento flexionante se analizan en el centro de la viga, es decir, a 7.5 metros de distancia respecto al apoyo; utilizando las ecuaciones siguientes

$$V = \frac{qL}{2} - qx \quad \text{ecua. 2.42}$$

Donde

- V = fuerza cortante (ton)
- q = carga distribuida (ton/m)
- L = longitud total del claro (m)
- x = es una distancia cualquiera

$$V = \frac{qL}{2} - qx = \frac{0.326 \text{ ton} / \text{m} * 15 \text{ m}}{2} - (0.326 \text{ ton} / \text{m})(7.5 \text{ m}) = 0.0 \text{ ton}$$

$$M = \frac{qLx}{2} - \frac{qx^2}{2} \quad \text{ecua.2.43}$$

Donde

M = momento flexionante

L = longitud total del claro (m)

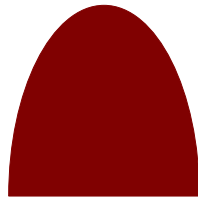
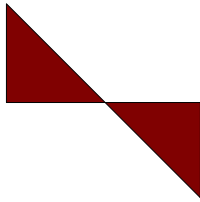
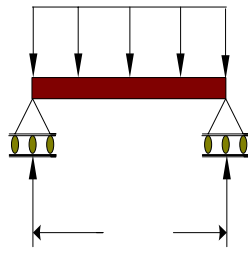
x = es una distancia cualquiera

El valor máximo del momento flexionante se presenta en el punto en donde $dM/dx = 0$ (esto es, en la sección transversal donde la fuerza cortante es cero). Esta sección se encuentra en el centro de la viga; por tanto se sustituye $x = L/2$ en la ecuación 2.43, obteniendo

$$M_{\text{máx}} = \frac{qL^2}{8} \quad \text{ecua.2.44}$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{(0.326 \text{ ton} / \text{m})(15 \text{ m})^2}{8} = 9.16 \text{ ton} - \text{m} = 721,947.375 \text{ lb} - \text{in}$$

Como lo indica el diagrama de momento flexionante en la figura 2.18



$$q = 0.326 \text{ ton/m}$$

A

Figura 2.18. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante

2.9.2 Análisis de carga de izaje

Ahora hacemos el análisis teniendo como carga la suma de la carga de 5 ton (carga a levantar) más la carga de los elementos mecánicos la cual consideramos de 0.25 ton, teniendo un total de 5.25 ton; aplicando el factor de seguridad de 1.7 por ser una carga viva según la ACI318 (American Concrete Institute) en el código 9.1.2 tenemos

R_a

$$L = 15 \text{ m}$$

$$P = 5.25 \text{ ton} \cdot 1.7 = 8.925 \text{ ton}$$

(a)

El primer paso en el análisis de la viga es determinar las reacciones R_a y R_b haciendo momento en los extremos A y B. Para una viga simple con una carga P de 8.925 ton (17850 lbs) en medio de la viga (véase fig. 2.19) se tienen las siguientes ecuaciones

$qL/2$

V

0

$$R_a = \frac{P}{2} \qquad R_b = \frac{P}{2} \qquad \text{ecua. 2.45}$$

Donde:

P = carga puntual de la viga (ton)

Sustituyendo los valores de la carga y la longitud en la ecuación 2.45 tenemos

$$R_a = \frac{P}{2} = \frac{8.925 \text{ ton}}{2} = 4.463 \text{ ton}$$

$$R_b = \frac{P}{2} = \frac{8.925 \text{ ton}}{2} = 4.463 \text{ ton}$$

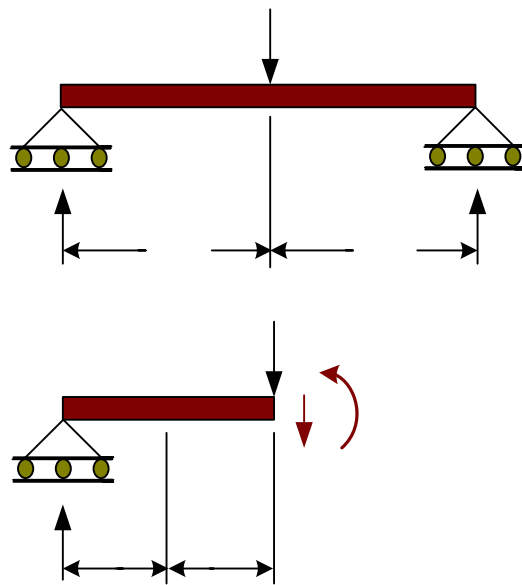


Figura 2.19. Reacciones internas de la viga

A continuación se corta la viga en una sección transversal justo a la izquierda de la parte media de la misma y se dibuja el diagrama de cuerpo libre eligiendo la porción izquierda de la viga (ver figura 2.19). La fuerza **P** y la reacción R_a aparecen en este diagrama junto

con la fuerza cortante V y el momento flexionante M desconocidos, los cuales se muestran en sus direcciones positivas (ver figura 2.15). De la sumatoria de fuerzas en la dirección vertical se tiene

$$R_a - P - V = 0 \quad \text{ecua.2.46}$$

Despejando el cortante y sustituyendo los valores en la ecuación 2.46 tenemos

$$V = 4.4625 \text{ ton} - 8.925 \text{ ton} = -4.4625 \text{ ton}$$

Este resultado muestra que cuando \mathbf{P} actúa en la dirección mostrada en la fig.2.19 la fuerza cortante es negativa y opera en dirección contraria a la supuesta en la figura 2.19. Al tomar momentos respecto de un eje que pasa por la sección transversal en donde la viga fue cortada (véase fig. 2.19) se obtiene

$$-R_a \left(\frac{L}{2} \right) + M = 0 \quad \text{ecua. 2.47}$$

El momento flexionante M puede ser positivo o negativo, lo que depende de las magnitudes relativas de los términos en esta ecuación. Sustituyendo los valores en la ecuación 2.47 tenemos

$$-4.4625 \text{ ton} \left(\frac{15}{2} \right) + M = 0$$

$$M = 33.469 \text{ ton} - m = 2,635,329.375 \text{ lb} - in$$

Este Momento flexionante máximo esta indicado en la figura 2.20

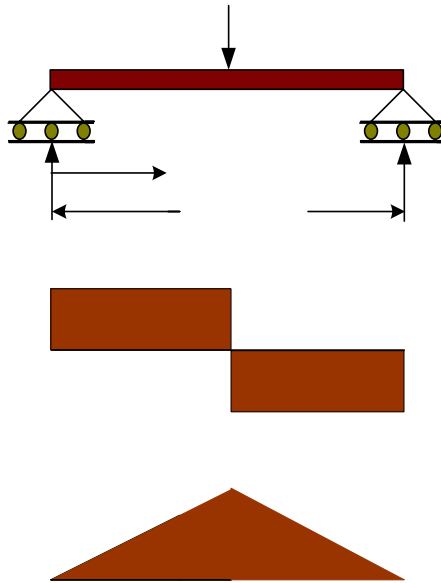


Figura 2.20. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante de viga viajera

2.9.3 Selección de perfil para la viga viajera

Iniciamos la selección de la viga asumiendo que la sección transversal de esta, es simétrica respecto del eje z (sección transversal doblemente simétrica), entonces $c_1 = c_2 = c$ y los esfuerzos de tensión y compresión máximos son numéricamente iguales, continuamos haciendo una superposición de momentos encontrados respecto a las cargas muerta y viva, y tomando en cuenta para esto que el análisis se realizo en el mismo punto, es decir, a la mitad de la viga; por lo que al sumar estos momentos de flexión se tiene

$$M_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = (9.16 + 33.469) \text{ ton/m} = 42.629 \text{ ton-m} \quad \text{ecua 2.48}$$

$$M_{\text{m}\acute{\text{a}}\text{x}} = 3, 357, 276.75 \text{ lb-in}$$

Al tomar la ecuación 2.40 y tomando un esfuerzo de fluencia igual a 60,000 psi (acero estructural), sustituimos el valor de momento máximo (ecua.2.48) y el módulo de

sección (tomado de la tabla 8 de la AISC) en la que se muestra las características físicas y mecánicas de diseño de perfiles tipo W y S, se tiene

$$\sigma_{permissible} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S} = 60,000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{permissible} = \frac{3,357,276.75 \text{ lb} \cdot \text{pulg}}{63.0 \text{ pulg}^3} = 53290.11 \text{ psi} = 60,000 \text{ psi}$$

El valor de 53,290.11 psi nos indica que la viga no fallará, ya que es menor que el esfuerzo de fluencia el cual es de 60,000 psi (valor tomado de estructura de acero A60 de la AISC), por lo tanto seleccionamos la viga con designación igual a W 21X 142 con los valores que se muestran en la tabla 2-8

Tabla 2- 8. Propiedades de perfiles para diseño de viga tipos W y S

Designation	Área A	Depth d	Width b _f	Tick- ness t _f	Web Tick- Ness t _w	Elastic Properties					
						Axis X-X			Axis Y-Y		
						I	S	r	I	S	r
						in ⁴	In ³	in	in ⁴	in ³	in
W24X120 X110	35.4	24.31	12.088	0.930	0.556	3650	300	10.2	274	45.4	2.78
	32.5	24.16	12.042	0.855	0.510	3330	276	10.1	249	41.4	2.77
W24X100 X94 X84	29.5	24.00	12.00	0.775	0.468	3000	250	10.1	223	37.2	2.75
	27.7	24.29	9.061	0.872	0.516	2690	221	9.86	108	23.9	1.98
	24.7	24.09	9.015	0.772	0.470	2370	197	9.79	94.5	21.0	1.95
W21X142 X127	41.8	21.46	13.132	1.095	0.659	3410	317	9.03	414	63.0	3.15
	37.4	21.24	13.061	0.985	0.588	3020	284	8.99	366	56.1	3.13
W21X96 X82	28.3	21.14	9.038	0.935	0.575	2100	198	8.61	115	25.5	2.02
	24.2	20.86	8.962	0.795	0.499	1760	169	8.53	95.6	21.3	1.99
W12X79 X72	23.2	12.38	12.080	0.736	0.470	663	107	5.34	216	35.8	3.05
	21.2	12.25	12.040	0.671	0.430	597	97.5	5.31	195	32.4	3.04
S20X75 X65.4	22.1	20.00	6.391	0.789	0.641	1280	128	7.60	29.6	9.28	1.16
	19.2	20.00	6.250	0.789	0.500	1180	118	7.84	27.4	8.77	1.19
S18X70 X54.7	20.6	18.00	6.251	0.691	0.711	926	103	6.71	24.1	7.72	1.08
	16.1	18.00	6.001	0.691	0.461	804	89.4	7.07	20.8	6.94	1.14
S15X50 X42.9	14.7	15.00	5.640	0.622	0.550	486	64.8	5.75	15.7	5.57	1.03
	12.6	15.00	5.501	0.622	0.411	447	59.6	5.95	14.4	5.23	1.07

Tomado de la AISC (American Institute of Steel Construction)

Algunas características físicas de perfiles se muestran en la figura 2.21

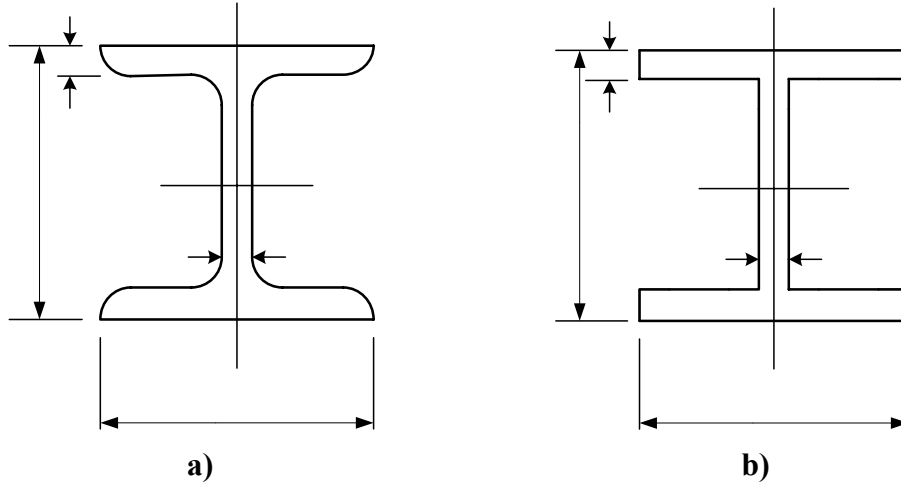


Figura 2.21. Características físicas de perfiles, a) tipo S y b) tipo W según la AISC

2.9.4 Velocidad de traslación de viga viajera

La velocidad a la que se desplazará longitudinalmente la viga viajera es de 27 m/min (88.58 ft/min), con esta velocidad tangencial asumida y el valor del radio de la rueda dentada (engrane) iniciamos diseñando el engrane que tendrá junto con el piñón en los extremos de la viga con la siguiente ecuación

$$w_e = \frac{V_{TE}}{R_E} \quad \text{ecua.2.49}$$

Donde:

- W_e = velocidad angular del engrane
- V_{TE} = velocidad tangencial del engrane
- R_E = radio exterior del engrane

Sustituyendo los valores en la ecuación anterior se tiene

$$w_e = \frac{V_{TE}}{R_E} = \frac{27 \text{ m/min}}{0.15 \text{ m}} = 180 \text{ rad/min} = 28.65 \text{ rpm}$$

Con la velocidad angular conocida del engrane encontramos la velocidad angular del piñón con la siguiente ecuación de diseño

$$W_e N_e = W_p N_p \quad \text{ecua.2.50}$$

Donde

W_e = velocidad angular del engrane

N_e = número de dientes del engrane

W_p = velocidad angular del piñón

N_p = número de dientes del piñón

Utilizando una relación de dientes de 3:1 y los diámetros de paso estarán en la misma relación, es decir, el piñón tendrá 16 dientes y el engrane 48 dientes. Sustituyendo los valores mencionados en la ecuación anterior tenemos

$$W_p = \frac{W_e N_e}{N_p} = \frac{28.65 \text{ rpm} * 48}{16} = 85.94 \text{ rpm}$$

Diseñando con un paso circular de 1.994 cm para dientes rectos (De piñón y engrane) encontramos el diámetro de paso con la siguiente ecuación

$$p = \frac{\pi d}{N} \quad \text{ecua.2.51}$$

Donde

p = paso circular

d = diámetro de paso

N = número de dientes

Con la ecuación anterior determinamos el diámetro de paso del piñón y engrane de la forma siguiente

$$d_p = \frac{p N}{\pi} = \frac{1.994 \text{ cm} * 16}{\pi} = 10.155 \text{ cm}$$

$$d_e = \frac{p N}{\pi} = \frac{1.994 \text{ cm} * 48}{\pi} = 30.466 \text{ cm}$$

Ahora seleccionamos un acero tomado de la tabla A-20 del libro de diseño en ingeniería mecánica de shigley quinta edición para el piñón y engrane el cual tiene las siguientes características

Tabla 2.9. Características del acero para el piñón y engrane

UNS NÚM.	SAE Y/O AISI NO	PROCESA- MIENTO	RESISTENCIA ÚLTIMA MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)

Conociendo que la velocidad angular del piñón es de aproximadamente de 86 rpm seleccionamos un motor de 5 hp a 1750 rpm con un reductor de velocidad de 83.30 rpm a la salida para obtener las condiciones de velocidad de la viga viajera que se necesitan, las características del motor y el reductor se muestran en las siguientes tabla 2.10 y 2.11 respectivamente

Tabla 2.10. Características del motor eléctrico para viga viajera

Motor eléctrico con su freno								
HP	Type		Brake Torque		Brake Delay Time (sec)		Coil Current AC AVERAGE	
	Motor Frame	Brake Model	Std.	Max	Normal Braking Action	Fast Braking Action	230 V	208 V
							0.5	0.4
5	F-112M	FB-5B	27	36	0.4 - 0.5	0.02-0.03	0.5	0.4

Tabla 2.11. Características del reductor de velocidad en motor eléctrico de viga viajera

Reductor de velocidad de 5 horsepower				
Output rpm	Ratio	Output Torque (in-lb)	Overhung Load (lb)	Model
34.30	51	25500	6600	4185-YA

La marca del motor eléctrico y reductor de velocidad es SUMITOMO de la serie 4000 del catalogo de la misma marca.

El detalle del motor montado en la viga viajera se puede ver en la figura 2.22

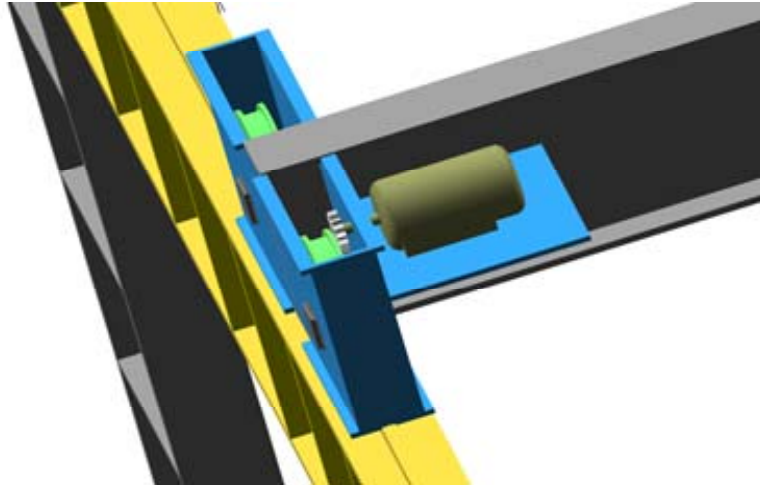


Figura 2.22. Detalle del piñón y motor eléctrico montado en la viga

2.10 Diseño de vigas carrileras

En el diseño de vigas carrileras, tomaremos estas como vigas continuas ya que dichas vigas descansan sobre muchos apoyos y que comúnmente podemos encontrar en edificios, tuberías, puentes y varias clases de estructuras especializadas. Si las cargas sobre una viga continua son verticales y no existen deformaciones axiales, entonces todas las reacciones serán verticales. El estudio general sobre las vigas se aplica también a las vigas continuas; la fuerza cortante en cualquier sección es igual a la suma algebraica de las componentes paralelas a la sección de todas las fuerzas externas que obran en uno u otro de los dos lados de la misma. El momento flexionante en una sección cualquiera es igual al momento de todas las fuerzas externas que se encuentran a uno u otro de los dos lados de la sección. Las relaciones establecidas con anterioridad entre los diagrama de fuerzas cortantes y de momentos siguen siendo ciertas para las vigas continuas.

2.10.1 Análisis del peso de la viga carrilera

Iniciamos el análisis considerando solamente el peso de la viga continua asumiendo un perfil para la viga W24X120 de la AISC teniendo un peso de 0.196 ton/m

(120 lb/ft) multiplicando este valor por 1.4 (para carga muerta en estructuras de acero) según la ACI318 se tiene

$$q = 0.196 \text{ ton/m} * 1.4 = 0.28 \text{ ton/m} \quad \text{ecua. 2.52}$$

La carga q se encuentra distribuida en los 18 m de los tres claros de la viga continua, las fuerzas cortantes y momentos flexionantes son necesarios para el diseño de la viga, primero encontramos las reacciones en cada uno de los apoyos de la siguiente forma (véase figura 2.23)

$$R_A = R_D = \frac{2qL}{5} = \frac{2 * 0.28 \text{ ton} / \text{m} * 6 \text{ m}}{5} = 0.672 \text{ ton} \quad \text{ecua. 2.53}$$

$$R_B = R_C = \frac{11qL}{10} = \frac{11 * 0.28 \text{ ton} / \text{m} * 6 \text{ m}}{10} = 1.85 \text{ ton} \quad \text{ecua. 2.54}$$

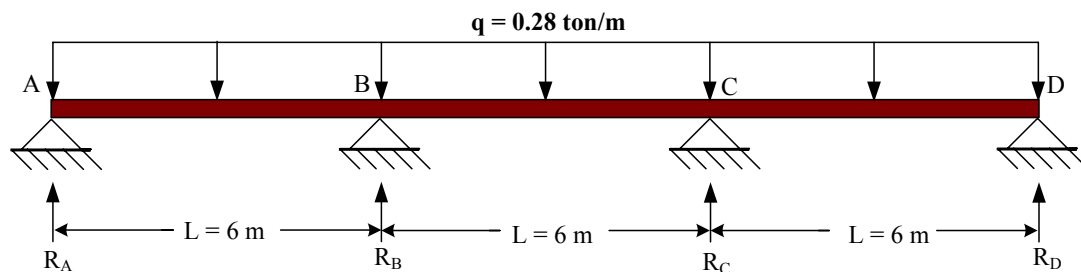


Figura 2.23. Diagrama de cuerpo libre de las reacciones en los apoyos

Los valores de los momentos flexionante en los apoyos de en medio son

$$M_B = M_C = -\frac{qL^2}{20} = -\frac{0.28 \text{ ton} / \text{m} * (6 \text{ m})^2}{20} = -0.50 \text{ ton} - \text{m} \quad \text{ecua. 2.55}$$

El momento flexionante en cualquiera de los tres claros se encuentra con la ecuación siguiente (ecua.2.43)

$$M = \frac{qLx}{2} - \frac{qx^2}{2}$$

Donde

M = momento flexionante

L = longitud total del claro (m)

x = es una distancia cualquiera

$$M_{AB} = \frac{0.28 \text{ ton/m}(6\text{m})(2.38\text{m})}{2} - \frac{0.28 \text{ ton/m}(2.38)^2}{2} = 1.21 \text{ ton-m}$$

$$M_{BC} = \frac{0.28 \text{ ton/m}(6\text{m})(2.97\text{m})}{2} - \frac{0.28 \text{ ton/m}(2.97)^2}{2} = 1.25 \text{ ton-m}$$

$$M_{CD} = \frac{0.28 \text{ ton/m}(6\text{m})(3.72\text{m})}{2} - \frac{0.28 \text{ ton/m}(3.72)^2}{2} = 1.21 \text{ ton-m}$$

El diagrama de momentos se indica en la figura 2.24

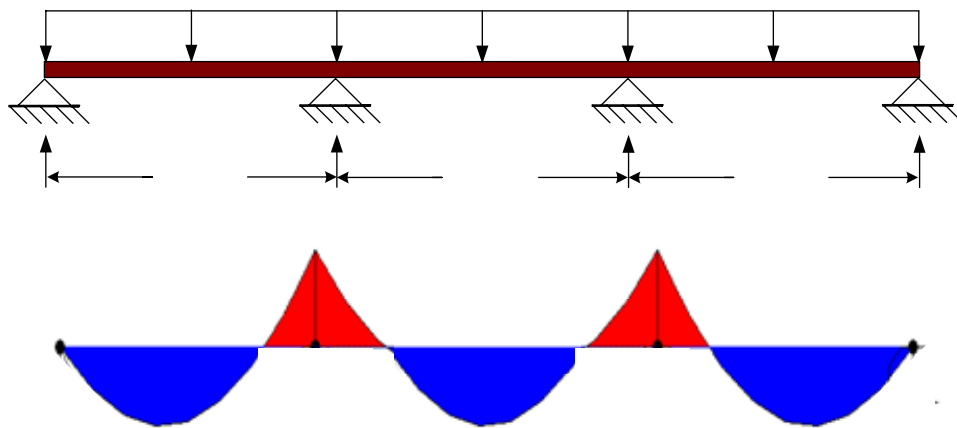


Figura 2.24. Diagrama de momentos de carga distribuida

El momento con el cual diseñaremos la viga continua en esta parte del análisis con carga distribuida, será tomando un envolvente del diagrama de momentos, es decir la sumatoria de las magnitudes del momento máximo en uno de los apoyos más el momento máximo de uno de los tres claros así como se muestra a continuación

$$M_{\text{máx}} = 1.25 \text{ ton-m} + 0.50 \text{ ton-m} = 1.75 \text{ ton-m}$$

$$M_{\text{máx}} = 98,425 \text{ lb-in}$$

2.10.2 Análisis de cargas en vigas carrileras

El peso de la viga viajera es igual 0.2329 ton/m (142 lb/pie) multiplicando este valor por la longitud total de la viga viajera la cual es de 15 metros, obtenemos un peso de 3.49 ton (6980 lb), luego decimos que la carga máxima que levantará la viga es de 5 ton (10,000 lb), la carga total **P** que tendremos es la siguiente

$$P = 3.49 \text{ ton} + 5.0 \text{ ton} = 8.49 \text{ ton} = 16,980 \text{ lb} \quad \text{ecua. 2.56}$$

El valor de la carga puntual **P** encontrado lo multiplicamos por 1.7 por estar considerado como una carga viva según la ACI318 código 9.1.2 para aceros estructurales, tenemos

$$P = 8.49 \text{ ton} * 1.7 = 14.43 \text{ ton} \quad \text{ecua. 2.57}$$

Esta carga se ubica en el centro del claro de la viga (ver figura 2.25) para conocer las reacciones en los apoyos y momentos flexionantes de la siguiente manera

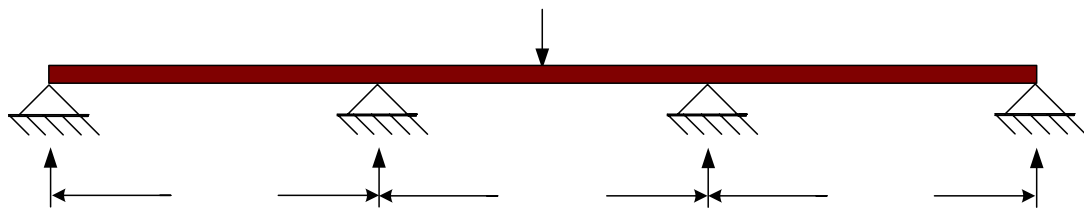


Figura 2.25. Diagrama de cuerpo libre de viga continua

Los valores de los momentos flexionantes que se producen en los apoyos intermedios se encuentran con la siguiente ecuación

$$M_B = M_C = -\frac{3PL}{40} = -\frac{3 * 14.43 \text{ ton} * (6 \text{ m})}{40} = -6.50 \text{ ton} - \text{m} \quad \text{ecua. 2.58}$$

Habiendo aplicado el método de superposición para encontrar los momentos redundantes (M_B y M_C) de una viga continua tenemos ahora una estructura liberada, consistente en vigas simples, se muestra en la figura 2.26 para los tres claros adyacentes. Cada claro esta cargado por las cargas externas aplicadas mas los dos momentos flexionantes redundantes, por lo que el claro cargado BC es el único con una carga puntual externa en el centro del claro, el análisis lo haremos en este claro como una viga simple encontrando las reacciones, fuerzas cortantes y momentos flexionantes como sigue

$$R_B = R_C = P/2 = 14.43 \text{ ton}/2 = 7.215 \text{ ton} \quad \text{ecua. 2.59}$$

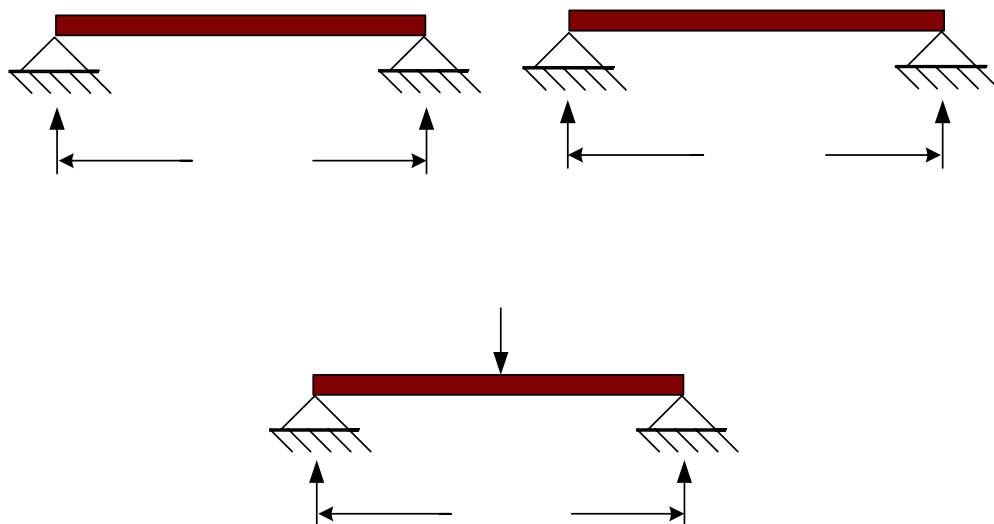


Figura 2.26. Diagrama de cuerpo libre de viga liberada

A continuación se corta la viga en una sección transversal justo a la izquierda de la parte media de la misma y se dibuja el diagrama de cuerpo libre eligiendo la porción izquierda de la viga. La fuerza \mathbf{P} y la reacción R_B aparecen en este diagrama junto con la fuerza cortante V y el momento flexionante M desconocidos, los cuales se muestran en sus direcciones positivas (ver figura 2.27). De la sumatoria de fuerzas en la dirección vertical se tiene

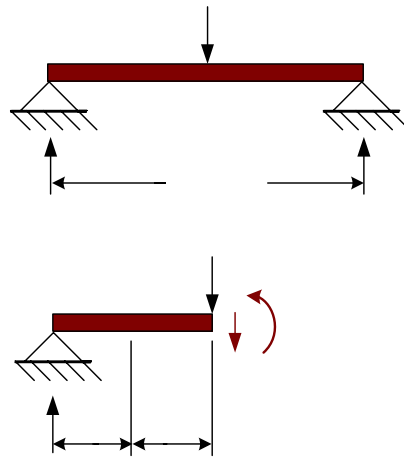


Figura 2.27. Diagrama de cuerpo libre de reacciones internas

$$R_B - P - V = 0 \quad \text{ecua.2.60}$$

Despejando el cortante y sustituyendo los valores en la ecuación 2.37 tenemos

$$V = 7.215 \text{ ton} - 14.43 \text{ ton} = -7.215 \text{ ton}$$

Este resultado muestra que cuando \mathbf{P} actúa en la dirección mostrada en la fig.2.27 la fuerza cortante es negativa y opera en dirección contraria a la supuesta en la fig. 2.27. Al tomar momentos respecto de un eje que pasa por la sección transversal en donde la viga fue cortada (fig. 2.27), se obtiene

$$-R_B \left(\frac{L}{2} \right) + M = 0 \quad \text{ecua. 2.61}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.61 tenemos

$$M = 7.215 \text{ ton} \left(\frac{6 \text{ m}}{2} \right) = 21.645 \text{ ton} - \text{m}$$

$$M = 21.645 \text{ ton} - \text{m}$$

Convirtiendo el valor del momento al sistema inglés tenemos

$$M = 1,704,327.3 \text{ lb} - \text{in}$$

El diagrama de fuerza cortante y del momento flexionante se puede ver en la figura 2.27.

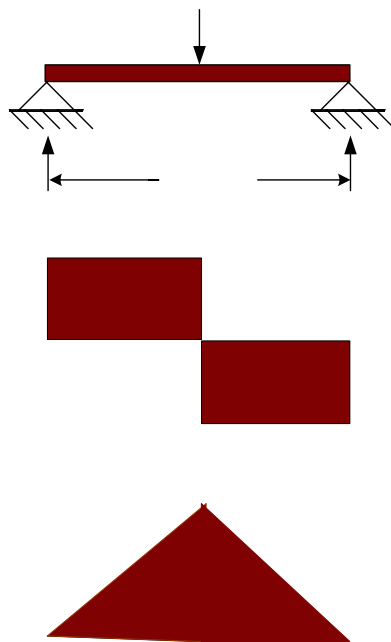


Figura 2.28. Diagrama de fuerza cortante y momento flexionante de viga carrilera

Conociendo los momentos flexionantes redundantes y el momento máximo en el claro hacemos un envolvente, es decir sumamos las magnitudes del momento del claro y uno de los momentos redundantes y obtenemos un momento máximo

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 6.50 \text{ ton-m} + 21.645 \text{ ton-m}} \quad \text{ecua. 2.62}$$

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 28.145 \text{ ton-m} = 2, 216, 137.3 \text{ lb-in}}$$

2.10.3 Selección de perfil para viga carrilera

Iniciamos la selección de la viga asumiendo que la sección transversal de esta, es simétrica respecto del eje **z** (sección transversal doblemente simétrica), entonces $c_1 = c_2 = c$ y los esfuerzos de tensión y compresión máximos son numéricamente iguales, continuamos haciendo una superposición de momentos encontrados respecto a las cargas muerta y viva, y tomando en cuenta para esto que el análisis se realizo en el mismo punto, es decir, a la mitad de la viga; por lo que al sumar estos momentos de flexión se tiene

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = (1.75 + 28.145) \text{ ton/m} = 29.895 \text{ ton-m}} \quad \text{ecua 2.63}$$

$$\mathbf{M_{m\acute{a}x} = 2, 353, 932.3 \text{ lb-in}}$$

Al tomar la ecuación 2.43 y tomando un esfuerzo de fluencia igual a 60,000 psi (acero estructural), sustituimos el valor de momento máximo (ecua.2.63) y el módulo de sección (tomado de la tabla 8 de la AISC) en la que se muestra las características físicas y mecánicas de diseño de perfiles tipo W y S, se tiene

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{M_{\text{m\acute{a}x}}}{S} = 60,000 \text{ psi}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} = \frac{2, 353, 932.3 \text{ lb} - \text{pulg}}{45.4 \text{ pulg}^3} = 51848.729 \text{ psi} = 60,000 \text{ psi}$$

El valor de 51,848.729 psi nos indica que la viga no fallará, ya que es menor que el esfuerzo de fluencia el cual es de 60,000 psi (valor tomado de estructura de acero A60 de la AISC), por lo tanto seleccionamos la viga con designación igual a W 24X 120 con los valores que se muestran en la tabla 2.8

2.11 Diseño de columnas

Se considerará una columna esbelta con extremos empotrados, cargada por una fuerza vertical \mathbf{P} que se aplica en el centroide de la sección transversal y que esta alineada en el eje longitudinal de columna. La columna misma es perfectamente recta y esta hecha de un material linealmente elástico que satisface la ley de Hooke. Por lo tanto se diseñará una columna ideal. El plano xy es un plano de simetría, y se supone que cualquier flexión de la columna se lleva a cabo en tal plano.

Cuando se aplica la carga axial \mathbf{P} en la parte superior, se desarrolla en la base una fuerza reactiva igual. Cuando ocurre el pandeo, en los empotramientos se desarrollan también momentos reactivos M_o (Fig. 2.28). La curva de deflexión para el primer modo de pandeo es una curva trigonométrica que tiene puntos de inflexión a una distancia $L/4$ desde los extremos. El sistema es estable mientras la carga $\mathbf{P} < \mathbf{P}_{CR}$ y es inestable cuando $\mathbf{P} > \mathbf{P}_{CR}$. Cuando el sistema se encuentra en la primera condición ($\mathbf{P} < \mathbf{P}_{CR}$), este regresa a su posición inicial. Cuando $\mathbf{P} > \mathbf{P}_{CR}$ el equilibrio es inestable y no puede conservarse. La menor alteración ocasionará el colapso de la barra en estas condiciones. La ecuación general para la carga crítica es como sigue:

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad \text{ecua.2.64}$$

Donde

E = modulo de elasticidad (psi)

I = momento de inercia (in^4)

L_e = longitud efectiva (in)

EI = rigidez a la flexión

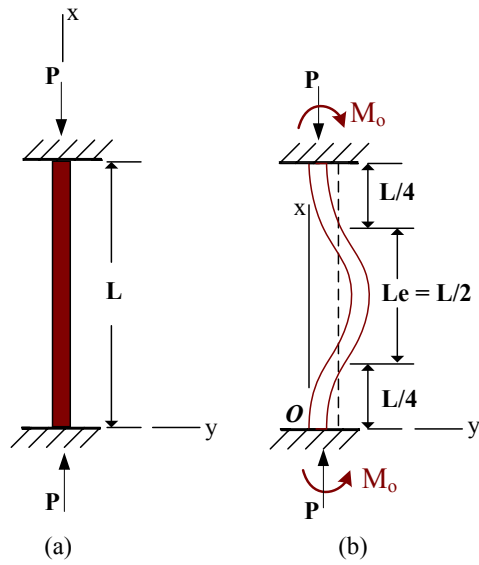


Figura 2.29. Longitud efectiva para una columna con ambos extremos empotrados para evitar rotación

Luego la longitud efectiva, igual a la distancia entre los puntos de inflexión, es

$$L_e = L/2 \quad \text{ecua.2.65}$$

Donde:

L = longitud de la columna

Sustituyendo en la ecua. 2.64 se obtiene la carga crítica

$$P_{CR} = \frac{4\pi^2 E I}{L^2} \quad \text{ecua.2.66}$$

2.11.1 Selección de columna

Iniciamos haciendo la sumatoria de cargas a la cual estará sometida la columna, obteniendo una carga puntual **P** como sigue

$$\mathbf{P} = \mathbf{C}_I + \mathbf{R}_w + \mathbf{R}_{wC} \quad \text{ecua.2.67}$$

Donde

C_I = carga de izaje

R_w = reacción del peso de la viga viajera

R_{wC} = reacción del peso de la viga carrilera

$$\mathbf{P} = 5.25 \text{ ton} + 2.45 \text{ ton} + 0.672 \text{ ton} = 8.372 \text{ ton}$$

$$\mathbf{P} = 16744 \text{ lb}$$

Ahora este valor de carga puntual (**P**) lo multiplicamos por un factor de seguridad de 1.7 según la norma ACI318, obteniendo un valor en la forma siguiente

$$\mathbf{P} = 8.372 \text{ ton} * 1.7 = 14.232 \text{ ton} \quad \text{ecua.2.68}$$

$$\mathbf{P} = 28464.80 \text{ lb}$$

Conociendo la carga puntual, encontraremos el valor de la inercia mínima respecto al eje equis (**I_x**) que nos permita soportar la carga puntual **P**, para esto igualamos la carga **P** con la carga crítica (**P = P_{CR}**). Conociendo un valor de E (= 30,000 psi) y una longitud de la columna de 4 m (157.48 in) de altura (L) resolvemos la ecuación de la siguiente forma

$$P = 28464.80 \text{ lb} = P_{CR} = \frac{4\pi^2 (30\,000 \text{ psi}) I}{(157.48)^2} = (47.756 \frac{\text{lb}}{\text{in}^4}) I_x$$

$$I_x = \frac{28464.80}{47.756} \text{ in}^4 = 596.05 \text{ in}^4$$

Si tomamos un perfil W12X72 de la tabla 2-8 de la AISC en donde este tiene una inercia de 597 in⁴ encontramos una carga crítica (**P_{CR}**) como se muestra a continuación

$$P_{CR} = \frac{4\pi^2 (30\,000 \text{ psi})(597 \text{ in}^4)}{(157.48)^2} = 28510.478 \text{ lb}$$

Con el valor de P_{CR} encontrado decimos que el sistema se encuentra en equilibrio estable, es decir, la carga puntual \mathbf{P} es menor que la carga crítica ($\mathbf{P} < P_{CR}$), por lo tanto seleccionamos este perfil para las columnas de acero estructural de la grúa puente. En la figura 2.29 se muestra la columna con sus dimensiones

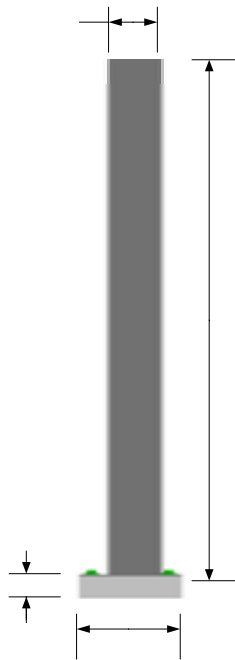


Figura 2.30. Dimensiones de la columna

2.12 Marco Estructural columnas-vigas

El marco estructural de la grúa puente se muestra a continuación en la figura 2.30

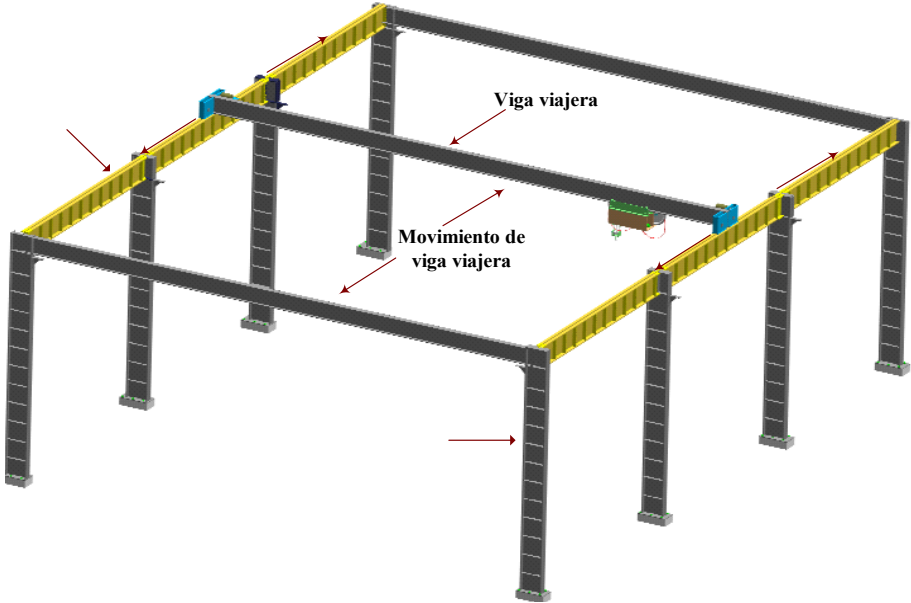


Figura 2.31. Marco estructural columnas-vigas de grúa puente

Viga carril

CAPITULO III

3. ASPECTOS ECONÓMICOS

3.1 Presupuesto de inversión en grúa puente

En la siguiente tabla se presentan los precios actuales con el impuesto al valor agregado (IVA) de los elementos mecánicos y estructurales de mayor envergadura de la grúa puente, así como también un porcentaje de imprevisto que se debe de considerar dentro de un presupuesto de esta magnitud.

Tabla 3.1. Precios de elementos mecánicos y estructurales

Item	Descripción de elementos	Cantidad	Unidad	Precio en Dollars (\$)
1	Cable 6x19 con núcleo de fibra de 6 m de longitud y 7/16 in (11 mm) de diámetro	1	u	343.00
2	Motoreductor marca sumitomo, Tipo CHHM-15-6190-YB-59	1	u	7458.00
3	Motor Eléctrico de 5 hp a 1800 rpm, marca SIEMENS	2	u	456.52
4	Estructura de Acero de elementos mecánicos	1	u	200.00
5	Estructura de Acero de viga viajera (W21X142)	1	u	3983.46
6	Estructura de Acero de vigas Carrileras (W24X120)	2	u	8079.13
7	Columna de Acero estructural (W12X72)	8	u	7710.61
8	Montaje de Grúa Puente	1	u	46285.71
9	SubTotal			74516.43
	5% de imprevisto			3725.82
	Total			78242.25

CONCLUSION

- ◆ Se desarrollo una propuesta de diseño de una grúa puente aplicando las definiciones de diseño y el criterio propio del diseñador encontrando una velocidad de izaje de 0.20 m/s y una velocidad horizontal de la viga viajera igual a 0.45 m/s.
- ◆ Encontramos que el diseño del cable tiene un factor de seguridad muy bueno para la seguridad del operario y personas involucradas en el izaje para el levantamiento de objetos pesados con una capacidad máxima a levantar de cinco toneladas.
- ◆ Se determino diseñar las columnas de acero ya que no se encontró los planos de las columnas de concreto ubicadas en la unidad productiva metal-mecánica e información que garantice que estas columnas de concreto soportara las vigas carrileras.

BIBLIOGRAFIA

[1] Manual de Mantenimiento Industrial

Tomo I

Robert C. Rosales, P.E.

James O. Rice Associates

Edit. McGraw-Hill

Año 1995

[2] Diseño en Ingeniería Mecánica

5ª Edición en Inglés (Cuarta Edición en español)

Joseph Edward Shigley - Charles R. Mischke

Edit. McGraw-Hill

Año 1995

[3] Diseño de Elementos de Máquinas

1ª Edición

Virgil Moring Faires

Edit. Montaner y Siman S.A.

Año 1970

[4] Problemas de Vibración en Ingeniería

3ª Edición en Inglés

Segunda impresión en español:

Octubre de 1960

S. Timoshenko (Profesor de Ingeniería Mecánica Universidad de Stanford)

D. H. Young (Profesor de Ingeniería Mecánica Universidad de Stanford)

Edit. CECSA

[5] Mecánica de Materiales

2ª Edición

Gere – Timoshenko

Grupo Editorial Iberoamérica

Año 1986

[6] Strength of Materials

Fourth Edition

Alfred P. Poorman, A.B., C.E. (Professor of Engineering, Purdue University)

Mc Graw Hill Book Company, INC.

Año 1945

[7] www.spanco.com

[8] www.industriasforvis.com

[9] www.stahl.com

[10] www.esquivel.com

[11] www.crane.com

ANEXOS