

125
2ej.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRANSFERENCIA
AUTOMÁTICA COMO PARTE DE UN SISTEMA
TRANSELEVADOR DE AUTOMÓVILES PARA
UN ESTACIONAMIENTO AUTOMÁTICO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
PRESENTA:

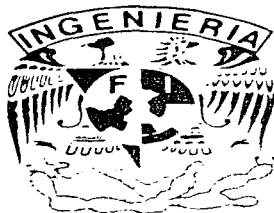
OSCAR ELIAS MORENO HATTEM

DIRECTOR DE TESIS:

M. en I. LEOPOLDO GONZALEZ GONZALEZ

CIUDAD UNIVERSITARIA, D.F.

1997



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Biblioteca Central

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

OBJETIVO

1

I.- INTRODUCCIÓN

1

II.- ANTECEDENTES

3

2.1 ELEMENTOS DE UN ESTACIONAMIENTO AUTOMÁTICO

3

2.1.1 Área de Entrega y Recepción

3

2.1.2 Sistema de Manejo y Transferencia

4

2.1.3 Sistema de Control Central

4

2.1.4 Trabajo Civil

5

2.2 PRIMEROS ESTACIONAMIENTOS MECANIZADOS

6

2.3 ESTACIONAMIENTOS MECANIZADOS, MODERNOS

6

2.3.1 Italia, País Precursor

8

2.3.1.1 Industrias ANSALDO

9

2.3.1.1.1 Radial

9

2.3.1.1.2 Longitudinal

10

2.3.1.1.3 Transversal I

11

2.3.1.1.4 Carrusel

12

2.3.1.1.5 Transversal II

12

2.3.1.2 Industrias BERTELLO

13

2.3.1.2.1 Operación

14

2.3.2 USA, Parkomat

15

2.3.2.1 Operación

15

2.3.2.2 Ventajas

16

2.3.3 Patente de Yen Tai Se , TAIWAN

17

III.- DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA TÍPICO	18
3.1 OPERACIÓN TÍPICA DE UN ESTACIONAMIENTO AUTOMÁTICO	18
3.1.1 Entrada	18
3.1.2 Salida	19
3.2 PRINCIPALES VENTAJAS DE LOS ESTACIONAMIENTOS AUTOMÁTICOS	19
3.2.1 Al Usuario	19
3.2.2 Al Empresario y/o Constructor	20
 IV.- ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	 21
4.1 NECESIDADES Y LIMITACIONES EN EL DISEÑO	22
4.1.1 Normas en la ciudad de México	23
4.1.2 Limitaciones Geométricas, los Automóviles	23
 V.- DISEÑO	 31
5.1 CONCEPTUAL	31
5.1.1 Movimientos de la plataforma	32
5.1.1.1 Elevación	32
5.1.1.2 Movimiento Horizontal	33
a) Piñon-Cremallera	33
b) Pistón-Cable	34
c) Llanta de Hule	36
5.1.2 Aceleraciones	37
5.1.3 Estructuras	40
5.2 de DETALLE	40

VI.- MEMORIA DE CÁLCULO	46
6.1 ACELERACIONES	46
6.1.1 Transelevador	46
6.1.2 Pistones de elevación	48
6.1.3 Movimiento Horizontal	50
6.2 ESFUERZO, PLATAFORMA DE TRANSFERENCIA	51
6.3 ESFUERZO, Base de la Plataforma de Transferencia	65
VII.- ANÁLISIS DE RESULTADOS	74
7.1 SELECCIÓN de EQUIPO y MATERIAL	74
7.1.1 Plataforma de Transferencia	74
7.1.2 Base de la Plataforma de Transferencia	75
7.2 COSTOS	78
VIII.- PLANOS	79
IX.- COMENTARIOS y CONCLUSIONES FINALES	80
X.- ANEXOS	85
BIBLIOGRAFÍA	

OBJETIVO:

Diseño, cálculo y elaboración de los planos de una propuesta de un Sistema de Transferencia Automática de Automóviles para ser utilizado en Estacionamientos Automáticos.

Entendiendo como Transferencia; los movimientos para estacionar y recuperar a los automóviles de las celdas de estacionamiento.

I.- INTRODUCCIÓN

Como consecuencia lógica de la explosión demográfica y la facilidad que brinda la nueva tecnología de adquirir un automóvil a un costo relativamente bajo, accesible a un gran número de personas; las ciudades se encontraron con el problema de satisfacer los requerimientos de espacio público para estacionamiento de automóviles. En un principio se habilitaron grandes terrenos como estacionamiento, pero a un gran costo por la demanda de ese mismo espacio para otras actividades como vivienda, servicios u oficinas.

Con los estacionamientos de una planta el problema se resolvió parcialmente, pero con el aumento en el número de automóviles y la alta demanda de estacionamiento en lugares específicos, se requirió de grandes edificios construidos especialmente para estacionamiento los cuales aprovechan ineficientemente las construcciones ya que se requieren grandes espacios para maniobras, pasillos de circulación y construcciones costosas destinadas al sistema de rampas para la circulación entre piso y piso.

Además de brindar un servicio lento e inseguro, por la facilidad del acceso de delincuentes a las instalaciones y por lo tanto a los automóviles, en ocasiones se requiere de maniobrar con el automóvil lo que ocasiona una acumulación de gases dentro de los edificios cerrados.

En los complejos habitacionales o condominios de oficinas en ocasiones se asignan extensiones para estacionamiento mayores a las destinadas a las viviendas u oficinas, con lo que mucho espacio se utiliza de manera ineficiente o se tienen que construir instalaciones costosas para estacionamientos subterráneos.

De todo esto surge la necesidad de diseñar sistemas que nos permitan el manejo y traslado de automóviles en estacionamientos, aprovechando al máximo el espacio disponible en el menor tiempo posible, a un costo conveniente, de gran confiabilidad en el uso, seguros para los usuarios y sin problemas relacionados con la ventilación de gases de escape de los automóviles.

Los automóviles en los sistemas de estacionamiento automático son llevados a las celdas de estacionamiento mecánicamente bajo la supervisión de sistemas automáticos de control. Estos estacionamientos se basan en el concepto de uso eficiente del espacio, son para una alta densidad de automóviles por metro cuadrado de construcción.

Tradicionalmente los sistemas de estacionamiento automáticos se construyen en lugares donde se tiene un alto costo del terreno y el espacio es limitado.

II.- ANTECEDENTES

2.1 En los estacionamientos automáticos actuales podemos identificar elementos que aparecen en la mayoría de las diferentes configuraciones, estos elementos son:

2.1.1 Área de Entrega y Recepción; está es el área de interfaces entre el sistema de transferencia automatizado y el usuario, en el caso de ser requerido esta área puede estar equipada con una plataforma giratoria para rotar el automóvil, para una salida frontal. Ver Figuras No. 2-1 y 2-2.

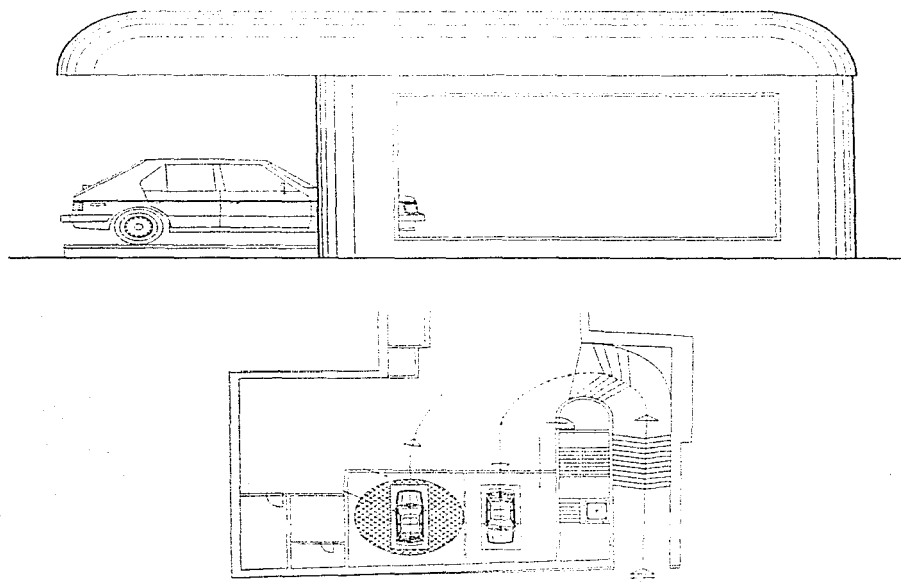


Fig. 2-1(vista lateral) y 2-2 (vista superior)

2.1.2 Sistemas de Transporte y Transferencia; la transferencia de los automóviles debe ser totalmente automática, ya sea que vengan del área de entrega a la celda de estacionamiento o viceversa, este sistema es la parte medular de la automatización del proceso.

El sistema de control central debe memorizar la localización de cada automóvil y seguir la transferencia automática a la celda, optimizando el manejo y minimizando el tiempo. Entendiendo como transporte el llevar al automóvil hasta la celda de estacionamiento. Ver **figura No. 2-3**.

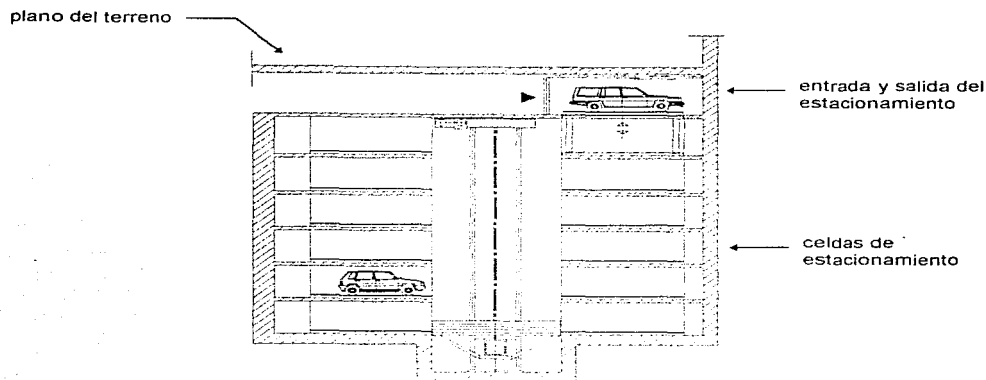


Fig. 2-3 (vista lateral)

2.1.3 Sistema de Control Central; una computadora supervisa todas las operaciones de transporte y transferencia a la celda. Interactúa con el usuario por medio de la lectura de una tarjeta magnética, emisión de boletos, lector digital, etc., dependiendo el uso. Ver **figuras 2-4 y 2-5**.

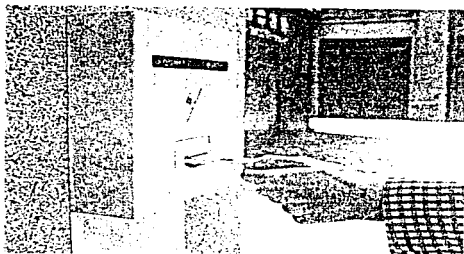


Fig. 2-4

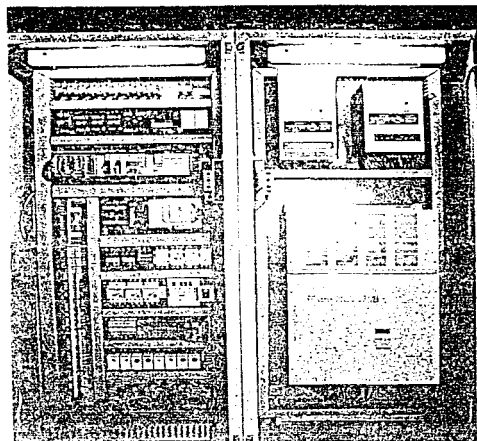


Fig. 2-5

2.1.4 Trabajo Civil; se refiere a la estructura principal del estacionamiento, que en si es el propio estacionamiento; el transelevador o rotoelevador y el sistema de transferencia solo son sistemas de transporte y transferencia de automóviles respectivamente; esta estructura principal consta de dos estructuras idénticas, simétricamente localizadas con relación a un corredor central en el cual se instala el sistema transelevador ; en el caso de los sistemas radiales, el área para estacionamiento que se requiere es circular con un espacio central para el rotoelevador. La estructura del estacionamiento puede ser reforzada con concreto o estructuras de acero y puede ser modular.

2.2 Los primeros estacionamientos mecanizados utilizaban un montacargas o elevador industrial, el elevador podía manejar solo un automóvil al mismo tiempo y estacionar dos en la misma celda de estacionamiento con la ayuda de un operador, en las horas pico de recepción y entrega, se requerían largos períodos de espera. Las fallas eléctricas y mecánicas eran comunes en estos sistemas.

En la actualidad hay estacionamientos de varios pisos que funcionan bajo este concepto; cada piso del edificio es igual al de los estacionamientos tradicionales, pero sin el sistema de rampas, el acenso y descenso de los automóviles se hace por medio de un elevador industrial.

Múltiples elevadores, uno para cada banco vertical o columna de celdas de estacionamiento equipados con plataformas para entrega y recepción de automóviles, fueron un paso adelante en los estacionamientos mecanizados, este concepto es la base de algunos sistemas utilizados hoy en día, pero ahora hay más de una celda por piso. En los años 20's se construyeron grandes estacionamientos con este tipo de sistemas, uno de los más avanzados y grandes tenía 24 pisos y con capacidad para 100 automóviles, con varios elevadores funcionando al mismo tiempo. Aunque se obtuvieron grandes ventajas con respecto a los elevadores montacargas simples, muchas desventajas permanecían: alto costo inicial, baja funcionalidad en las horas pico de entrega y recepción simultáneas y fallas aleatorias en los sistemas mecánicos y eléctricos.

2.3 Sistemas modernos de estacionamiento mecanizado; empiezan a utilizarse a mediados de los años 60's. Controladores eléctricos, posteriormente electrónicos, más rápidos, y elevadores más confiables han mejorado los estacionamientos mecanizados, hasta llegar a los sistemas de estacionamiento automáticos con la incorporación de Sistemas de Transferencia Automática de automóviles a las celdas del estacionamiento.

En algunos mecanismos de elevación, se incorporó el movimiento lateral con lo que se incrementa el rango de acción de cada sistema de elevación, con la implementación de estos mecanismos que permiten movimientos horizontales de toda la estructura de elevación, se mejoraron dichos sistemas y por lo tanto el servicio, con esto se simplifican y facilitan las operaciones de estacionar los automóviles en las celdas disponibles más cercanas al área de entrega y recepción, ya que un sólo sistema de elevación alcanza varias celdas de estacionamiento en un mismo piso y no se necesita un elevador por cada columna de celdas, además de disminuir las fallas en los elevadores con el avance de la tecnología; con esto se crean los transelevadores. figura No. 2-6.

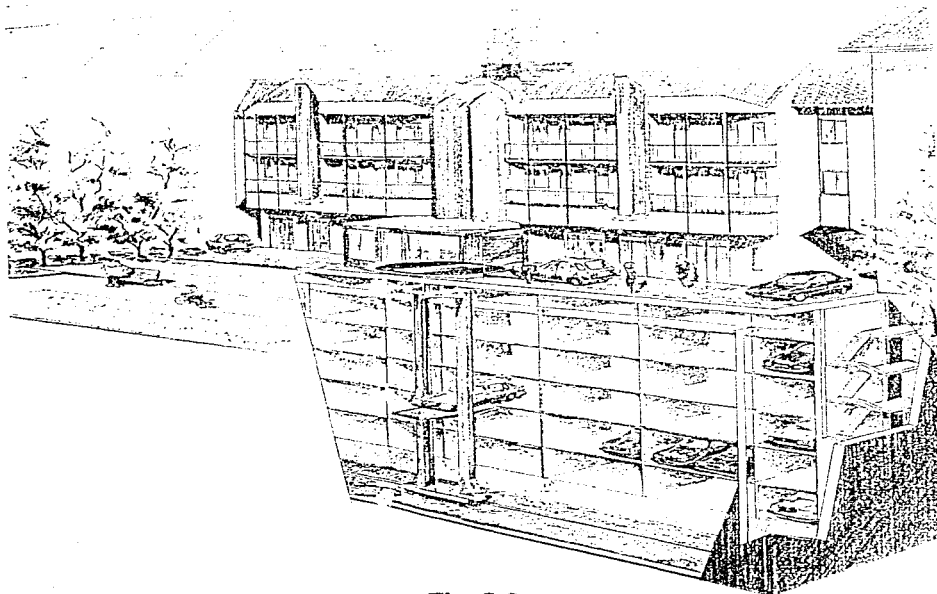


Fig. 2-6

Hay configuraciones que pueden acceder a una misma celda de estacionamiento desde varios elevadores. Los nuevos estacionamientos automatizados son mucho más rápidos que sus antecesores, y en algunos casos pueden estacionar o entregar un vehículo en menos de un minuto, y cuando un vehículo es estacionado y otro es entregado en el mismo viaje, el tiempo es de minuto y medio.

El tiempo de manejo es variable dependiendo del tamaño de la estructura principal del estacionamiento, de la capacidad del mismo, de la velocidad del elevador y del número de elevadores.

Existen varias configuraciones o tipos de sistemas de estacionamiento automático, tantos como las condiciones del sitio de instalación o de las necesidades del usuario; como estética, impacto ambiental y características del tipo de uso, arquitectura, etc. Estos sistemas se basan en los conceptos y tecnologías de automatización de procesos industriales.

2.3.1 Italia es uno de los países con más tradición en el diseño de sistemas automáticos para diferentes procesos industriales, por lo que no es extraño que sea el precursor en crear sistemas automáticos para diferentes servicios. Uno de los primeros sistemas modernos de estacionamiento automático en el mundo fue instalado en Milan, Italia. En el año de 1965 se construyó un notable edificio con un sistema de elevadores o montacargas, tiene una capacidad de 550 automóviles, el sistema se llama "SILOPARK" *FERGO* tiene 22 pisos de los cuales 11 son subterráneos, es de base elíptica y es uno de los estacionamientos con excavación más profunda, la base está a 27 metros del nivel de la calle.

Otros sistemas que ya están en el mercado son los de:

2.3.1.1 Industrias ANSALDO, Italia ^[6]

Características generales: ^[6]

- Tiempo promedio de operación para cada automóvil de 60 segundos
- Operación totalmente automática
- El tipo de construcción puede ser subterránea y/o elevada
- Número de pisos; técnicamente no hay límite para el sistema de elevación y manejo automático, pero depende de la construcción civil y de las normas de seguridad respectivas a estacionamientos en cada ciudad en donde se va a instalar el sistema.
- El piso de recepción y entrega puede estar en lo más alto, hasta abajo o ser un piso intermedio del edificio, dependiendo de los requerimientos, del flujo de automóviles, ya sea para uso comercial o habitacional, de la capacidad, de la arquitectura, y de la disponibilidad del terreno.

Diferentes arreglos de industrias ANSALDO ^[6]

2.3.1.1.1 Radial, con rotoelevador y sistema de transferencia automática

- Capacidad de 50 a 100 celdas o cajones para estacionamiento
- Potencia instalada para un sistema de 100 celdas: 30 kVA.
- El arreglo de posición radial de los automóviles respecto a la estructura principal permite tener un mejor control de los movimientos laterales donde existen situaciones geológicas especiales. Ver **figura No. 2-7**.

2.3.1.1.3 TRANSVERSAL I, con transelevador y sistema para transferencia automática

- Capacidad de 50 a 300 celdas para estacionamiento.
- Potencia instalada para un sistema de 300 celdas: 50 kVA.
- Este tipo de sistema con transelevador es óptimo para el manejo de 80 a 120 celdas, de acuerdo con el tipo de aplicación, habitacional o comercial. Para sistemas de mayor capacidad, el número de transelevadores en la misma estructura debe de ser aumentado.
- Los automóviles son posicionados perpendicularmente a la estructura principal. Ver figura No. 2-9.

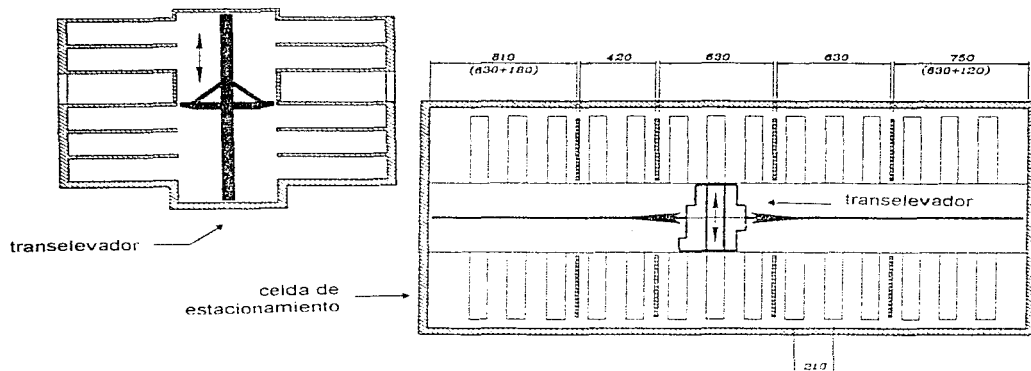


Fig. 2-9 (vistas lateral y superior)

2.3.1.1.4 Carrusel, con elevador y sistema de jaulas-plataformas.

- Capacidad de 20 a 50 celdas de estacionamiento
- Potencia instalada para un sistema de 50 celdas; 30 kVA.
- El sistema consta de un elevador del tipo carrusel o de rueda de la fortuna, que consiste de un sistema de celdas-cubo y una plataforma de manejo automático.
- Esta es la mejor solución, desde el punto de vista de costos, para los sistemas de estacionamiento de gran tamaño permite la construcción por lo menos de 30 celdas para estacionamiento. Ver figura No. 2-10.

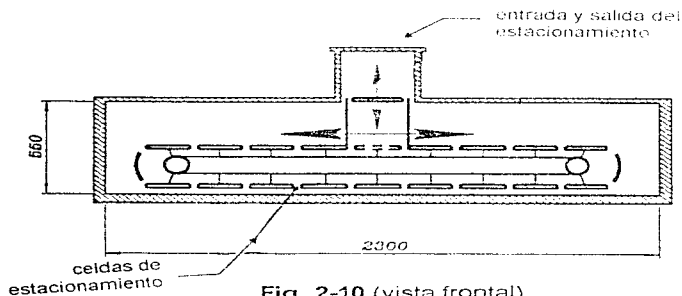


Fig. 2-10 (vista frontal)

2.3.1.1.5 TRANSVERSAL II, con elevador, sistema de manejo automático y arreglo de bases-carretillas en cada piso.

- Capacidad de 100 a 500 celdas de estacionamiento
- Potencia instalada para un sistema de 300 celdas: 50 kVA.
- El sistema consiste de un elevador y un sistema de carretillas en cada piso con una plataforma de transferencia automática, capaz de manejar 100 automóviles aproximadamente, para sistemas de mayor capacidad el número de elevadores en la misma estructura debe incrementarse.

- Este arreglo es la mejor solución desde el punto de vista de costos para grandes capacidades, para sistemas de gran capacidad permite el manejo por lo menos de 30 automóviles por piso.
- Este sistema de manejo, permite la construcción continua por medio de tramos o módulos en cada piso; de esta forma, el número de componentes aumenta, cumpliendo con las más estrictas normas de seguridad y de prevención de fuego.
- En el caso de los sistemas de estacionamiento subterráneos, los pisos por tramos resultan en elementos de la estructura permitiendo una mejor distribución de los movimientos laterales de la tierra.

Ver figura No. 2-11.

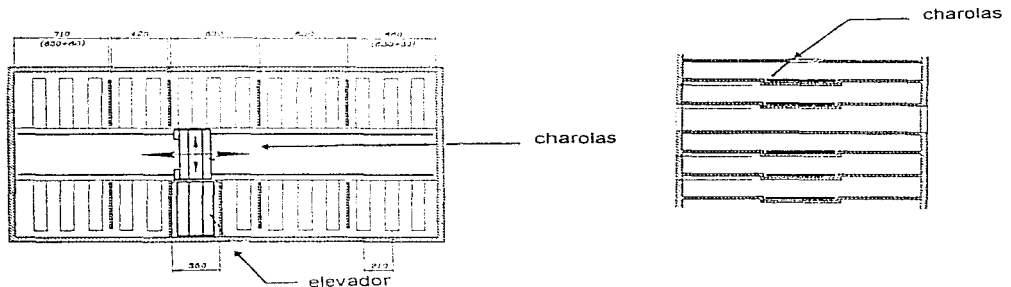


Fig. 2-11 (vistas superior y lateral)

2.3.1.2 Industrias BERTELLO, AUTOMATIC, Italia. ^[8]

Sistema totalmente automatizado, normalmente de instalación subterránea, el área de ingreso es lo único que es visible en el exterior la cual se puede diseñar de tal forma que concuerde con la arquitectura del lugar.

Este sistema esta más enfocado a estacionamientos particulares para condominios de vivienda y oficinas.

2.3.1.2.1 Operación. Funciona con operaciones simples, inicia con la lectura de una tarjeta magnética introducida al sistema por el usuario, con la operación de una llave y la colocación del automóvil en el área de entrada, estas son la únicas operaciones que realiza el usuario.

En el área de acceso, el automóvil se coloca sobre una plataforma sobre la cual se va a transferir, en esta plataforma se tienen palpadores y sensores para una colocación correcta, esta plataforma puede estar sobre una base giratoria u otros dispositivos de manejo automático dependiendo de las especificaciones requeridas.

Terminada la fase de colocación, el sistema empieza los movimientos para llevar al automóvil a la celda que le fue asignado; mover la plataforma con todo y automóvil al sistema de transelevación el cual lo posiciona en la entrada de la celda designada, la plataforma de transferencia deposita el vehículo en la celda y se retira. El ciclo de salida es inverso al de entrada.

El dispositivo de movimientos de la plataforma es del tipo de trave, contiene; los sistemas de preelevo, depósito y sistema de transporte. Todas las funciones de control de movimientos se ejecutan por un "PLC", y una "PC" se encarga de la administración de las celdas para estacionamiento con el fin de minimizar el manejo del automóvil y tiempo de traslado. Ver figura No. 2-12.

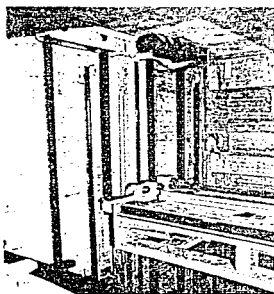


Fig. 2-12

BERTELLO al igual que **ANSALDO** también tiene varias configuraciones, en la **figura 2-13** se presenta un arreglo del tipo carrusel.

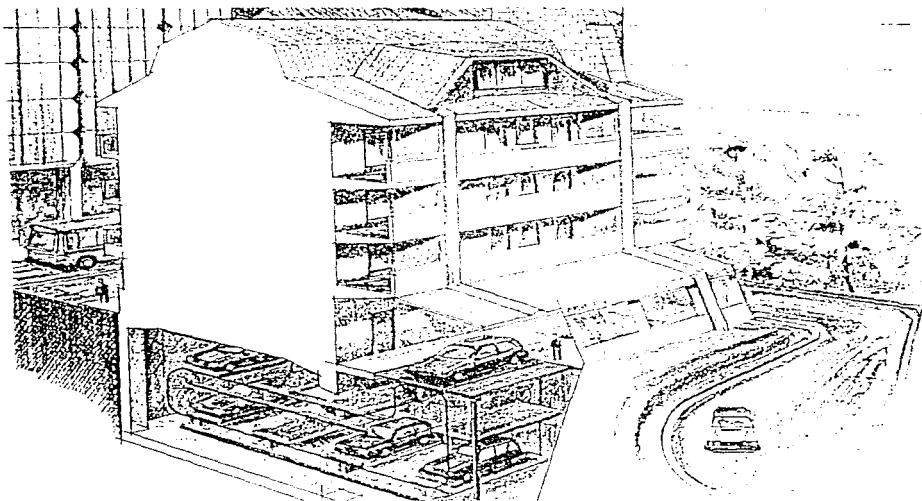


Fig. 2-13

2.3.2 PARKOMAT, USA ^[7]

“Sistema modular de estacionamiento computarizado.”

2.3.2.1 Operación

- El conductor deja el automóvil en el área de recepción, sobre una charola en la plataforma de la entrada al estacionamiento.
- Un elevador de tijera levanta la charola con el automóvil al piso apropiado donde lo espera el transportador, hay un transportador en cada piso.

- El transportador levanta la charola con el automóvil 1.5 m. sobre el nivel del piso para transportarlo encima de los carros ya estacionados en ese piso, en caso necesario.
- El transportador se mueve horizontalmente hacia la celda asignada por la computadora y baja el vehículo.
- Con el proceso inverso el sistema regresa el automóvil a la sala de espera.

2.3.2.2 Ventajas, respecto a los estacionamientos convencionales.

- Optimización en el uso del terreno, permite su instalación en espacios inusuales para los estacionamientos convencionales.
- El tamaño es adaptable a las necesidades de la aplicación, condominio o comercial.
- Ensamblado rápido, permitiendo la reubicación.
- Gran confiabilidad y seguridad para usuarios, automóviles y operarios.
- Limpio, ecológico, rápido y de fácil operación.

Ver figura No. 2-14

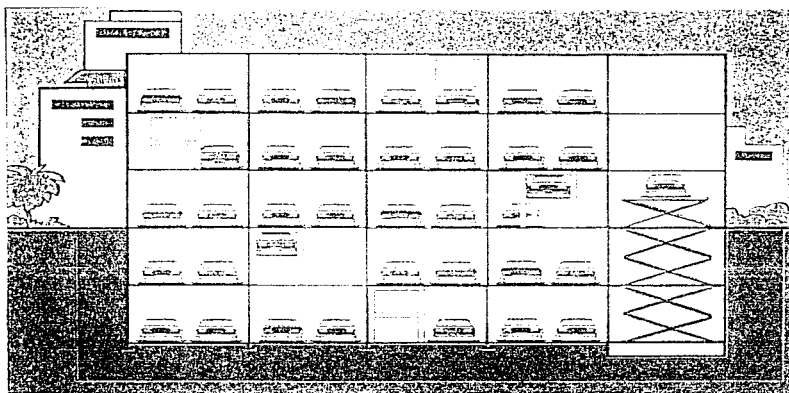


Fig. 2-14

2.3.3 Yen Tai Chung (Taiwan) tiene asignada la patente No. US5039269 aplicación US486997 de *Estacionamiento Automático tipo multialmacén de alta densidad*. Este sistema estaciona los automóviles automáticamente aprovechando el espacio de estacionamiento y de los pasillos al máximo, puede estar instalado en una sola planta o en edificios de varios pisos funcionando conjuntamente con un elevador. Los automóviles son montados en charolas, una para cada automóvil, las cuales son transportadas hasta la celda de estacionamiento con movimientos lineales en una configuración cartesiana. El movimiento de la charola se realiza con levas montadas en flechas, las cuales forman una cuadrícula. Para mover la charola en una dirección giran todas las flechas perpendiculares a dicha dirección, para cambiar la dirección estas flechas dejan de girar y empiezan a girar la flechas perpendiculares a la nueva dirección, también perpendiculares a las flechas que anteriormente giraban, con lo que se puede cambiar el sentido en 90°. La charola con el automóvil se mueve con pequeños impulsos, solo en el momento en que las levas tocan la base de la charola.^[9]

III- DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA TÍPICO

El sistema automatizado de estacionamiento debe ser constituido por una serie de subsistemas modulares, planeándose a conveniencia de la geometría y características del área disponible. Los sistemas de transporte y transferencia deben ser diseñados para optimizar el tiempo de servicio.

3.1 OPERACIÓN TÍPICA DE UN ESTACIONAMIENTO AUTOMÁTICO.

3.1.1 Entrada al sistema automático de estacionamiento; el usuario tiene acceso al sistema solamente en el área de entrega y recepción, la cual puede estar a una altura diferente respecto a la estructura principal, dependiendo de la disposición de la misma; subterránea y/o elevada. Esta área es como la de un estacionamiento o garage individual normal en donde se deposita el automóvil; con la ayuda de detectores magnéticos, sensores electrónicos, celdas fotosensibles y la supervisión del sistema de control, se sigue el manejo a lo largo de todo el recorrido y el apropiado posicionamiento del automóvil dentro del área de admisión.

Una vez que el automóvil ha sido posicionado adecuadamente, el mismo usuario inicializa el manejo del sistema, dependiendo de la aplicación, presionando un botón o con una tarjeta electromagnética, el sistema de control emite un boleto con código de barras indicando la hora, el día y la celda asignada, además de almacenar dichos datos. A partir de este momento se inicia el transporte y manejo automático del automóvil, el cual, por medio de un mecanismo de transferencia automáticas es montado en la plataforma del transelevador o rotoelevador, éste lo lleva hasta la entrada de la celda que le fue asignada.

La plataforma de transferencia deposita el automóvil dentro de la celda de estacionamiento y regresa al transelevador. En este momento el sistema está listo para realizar otra operación, recibir o entregar otro automóvil.

3.1.2 Salida del estacionamiento; el usuario entrega el boleto al operador quien lo inserta en un lector conectado al controlador central. El tiempo de entrada y salida, la fecha, la celda y el costo son indicados en un monitor, al efectuar el pago correspondiente, el sistema realiza los pasos inversos a los de recepción y el automóvil es depositado en el área de entrega sin que persona alguna intervenga en el manejo interno del automóvil.

En el caso de los sistemas destinados a condominios, todo el control se realiza con una tarjeta magnética, en este caso la computadora graba todos los datos necesarios; clave de usuario, fecha, hora y la celda que le fue asignada cada vez que se hace uso del sistema.

3.2 PRINCIPALES VENTAJAS DE LOS ESTACIONAMIENTOS AUTOMÁTICOS

3.2.1 Al usuario

- simplicidad; la entrega y recepción del automóvil tiene lugar solo en un área específica.
- menos tiempo para estacionarse; la simplicidad de las operaciones de recepción y entrega eliminan la búsqueda del espacio de estacionamiento y algunas maniobras, disminuyendo el desorden de tránsito dentro de los estacionamientos.
- seguridad; la entrega y recepción solo en el área específica, con vigilancia, evitan que el usuario se desplace a través de varios pisos no siempre seguros. Además, nadie tiene acceso a los automóviles con lo que se eliminan robos y vandalismo a automóviles.
- ecología; dentro del sistema de estacionamiento, los automóviles son manejados con el motor apagado evitando la acumulación de gases dentro del edificio y el uso eficiente del suelo permite destinar más espacio para áreas verdes.

3.2.1 Al empresario y/o constructor

- mayor disponibilidad y aprovechamiento de espacio; al eliminar las rampas y los pasillos, se tiene un mejor uso del espacio disponible, dentro de un pequeño volumen se tiene un mayor número de celdas para estacionamiento.
- adaptabilidad; en las construcciones se usan varios tipos de componentes comunes o standard, convenientes para disponer áreas en las que se puede adaptar el sistema. La posibilidad de ser construidos en elevación y/o subterráneos y de ser instalados en estructuras ya existentes, puede representar una solución a problemas relacionados a impacto ambiental o de disponibilidad de espacio.
- confiabilidad; el uso de simples y confiables componentes y subsistemas mecánicos minimiza el costo de mantenimiento y eleva la seguridad en el uso.
- uso eficiente del terreno; es posible instalarlos en espacios inusuales para estacionamientos convencionales, entre edificios por ejemplo.

El máximo rango de utilización del suelo, mayor seguridad, gran capacidad de los sistemas de estacionamiento automatizado representan un instrumento en la realización de planos urbanos satisfaciendo las necesidades y demandas de estacionamiento en gran escala.

IV- ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

El sistema de transferencia automática de automóviles es uno de los sistemas más importantes en los estacionamientos automáticos, es el corazón de la "automatización", ya que este sistema es el que nos permite prescindir de una persona para colocar el automóvil en la celda de estacionamiento. Dicho sistema debe estar construido bajo tres principios fundamentales; seguridad, confiabilidad y durabilidad, además se debe acoplar tanto a las áreas de recepción y entrega de los automóviles como a las celdas de estacionamiento.

Los sistemas automáticos de estacionamiento operan en base a conceptos de la tecnología básica de los sistemas industriales de manipulación automática de materiales, tomando de ellos elementos y políticas convenientes para solucionar diversas necesidades específicas, tales como uso de sistemas electrónicos de control automático, alta densidad de almacenamiento o un gran número de celdas de estacionamiento para uso comercial, mejor aprovechamiento del terreno para uso residencial, con un alto grado de seguridad y un mantenimiento reducido a bajo costo proporcionando un servicio rápido.

La ausencia de rampas para cambiar de piso, la adaptabilidad y flexibilidad de los diversos sistemas de estacionamiento automatizados permiten el estacionamiento de varias formas; longitudinal, transversal y radial con respecto a la estructura principal o el estacionamiento en sí; por lo que el sistema de transferencia de los automóviles a las celdas depende de la configuración del estacionamiento. En aplicaciones óptimas, la capacidad va de las 50 a 500 celdas de estacionamiento, por lo tanto las estructuras van de pequeñas a grandes, variando el tipo y número de los transelevadores, rotoelevadores o elevadores de acuerdo a las necesidades y la configuración del estacionamiento.

4.1 NECESIDADES Y LIMITACIONES EN EL DISEÑO.

El sistema de transferencia automática de automóviles a la celda de estacionamiento, diseñado en este trabajo, solo es funcional en los sistemas de Transelevador de automóviles para un estacionamiento de doble estructura, con pasillo intermedio para el transelevador. Dicho sistema de transferencia no incluye la posibilidad de movimientos laterales con respecto al automóvil en el momento de la transferencia del mismo a la celda de estacionamiento y es capaz de transferir tanto al automóvil más grande como al más pequeño del mercado nacional. Para ser competitivo, todo el sistema de estacionamiento debe hacer el ciclo, sea para estacionar o entregar el automóvil, en 60 segundos o menos.

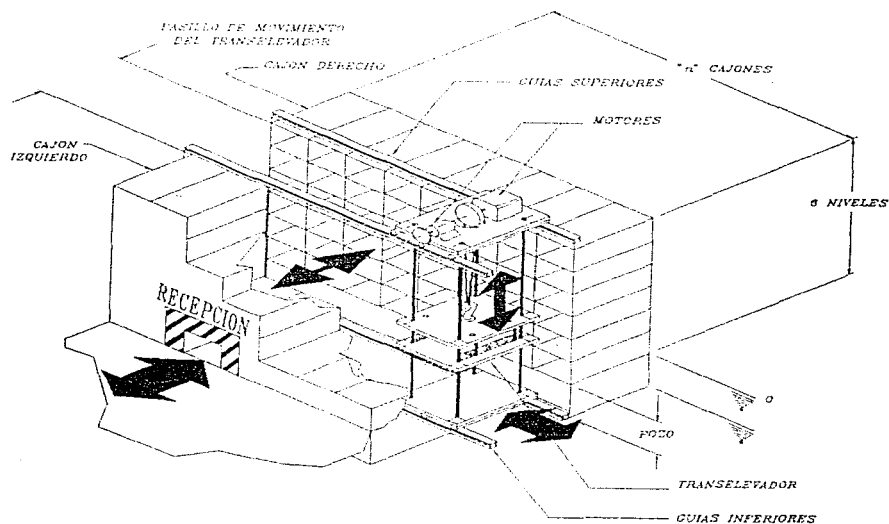


Fig. 4-1

4.1.1 Normas en la Ciudad de México.

Respecto a las normas de construcción de edificios para estacionamientos públicos y estacionamientos en edificios sin importar la actividad destinada, los reglamentos de Estacionamientos Públicos y de Construcciones del Distrito Federal, aprobados en 1987 y aún vigentes en 1996, en ningún capítulo especifican normas que limiten o controlen el diseño y construcción de estacionamientos automatizados, todas las normalizaciones legisladas en dichos reglamentos no son aplicables a este tipo de estacionamientos, ya que los elementos que regulan son el tamaño de celda, pendiente de las rampas y dimensiones de pasillos para circular y maniobrar.

La ineficiencia de estos elementos de los estacionamientos convencionales son la justificación de este trabajo, por lo que lo legislado hasta este momento en el D.F. no regula ni limita el diseño de estacionamientos automáticos. Solamente está legislado para todos los tipos de estacionamientos las normas de seguridad y prevención de incendios.

4.1.2 Limitaciones geométricas, los Automóviles.

El sistema debe ser capaz de transferir todos los automóviles comprendidos entre una *SUBURBAN* de CHEVROLET que es el automóvil más grande y el automóvil más pequeño del mercado nacional, hasta el momento de la realización de este trabajo el automóvil más angosto es el *SEDAN* de la VOLKSWAGEN y el más corto (entre ejes) es el *TSURU* de la NISSAN.

Las especificaciones técnicas de los automóviles que se deben tomar en cuenta son: el peso, las distancias entre ejes de cada automóvil, longitud máxima, tamaño y tipo de llanta que utilizan nominalmente y el ancho del automóvil al exterior de las llantas.

En la **tabla No. 4-1** se indican los pesos más significativos de automóviles, los más ligeros y el más pesado, en condiciones de entrega de agencia.

Automóvil	peso [Kgf]
<i>SEDAN VOLKSWAGEN</i>	<i>820</i>
CHEVY	865
GEO TRACKER	980
TSURU	1052
<i>SUBURBAN</i>	<i>2258</i>

TABLA No. 4-1

Para el diseño se debe tomar en cuenta la posibilidad del peso máximo, sobre el cual se deben hacer todos los cálculos, por lo que al peso nominal de la **SUBURBAN** se le debe sumar la capacidad de carga máxima nominal de equipaje y la posibilidad de tanque lleno de gasolina, lo que nos da un peso total máximo de **3240 kgf.** sin pasajeros, que es como se va a manipular dentro del sistema de estacionamiento.

En el siguiente listado se indican las especificaciones dimensionales, más importantes para este trabajo, de los automóviles más significativos en el mercado nacional y el tipo de llanta nominal con que son entregados, resaltando los casos más extremos. Los automóviles faltantes en la lista son omitidos por tener dimensiones iguales o muy parecidas a uno ya enlistado, ya que están montados en el mismo modelo de bastidor, como el Cougar y el Thunderbird, o el Intrepid y el New Yorker, etc.

Automóvil/Marca**dimensiones [mm]****SEDAN*****ancho*.....1510****VOLKSWAGEN*****distancia entre ejes*.....2420*****llanta*.....R15-155/60****JETTA*****ancho*.....1620****VOLKSWAGEN*****distancia entre ejes*.....2470*****ancho interior de llantas*.....1260*****llanta*.....R14-185/60****LUCINO*****ancho*.....1692****NISSAN*****distancia entre ejes*.....2535*****llantas*.....R13-175/70 ó R15-195/55****TSURU*****ancho*.....1600****NISSAN*****distancia entre ejes*.....2400*****llantas*.....R13-165/70****ESCORT*****ancho*.....1690****FORD*****distancia entre ejes*.....2500*****entrevía*.....1430*****llantas*.....R14-185/65 ó R15-185/60****MYSTIQUE*****ancho*.....1755****FORD*****distancia entre ejes*.....2705.1*****llantas*.....R15-205/60**

THUNDERBIRD**FORD**

ancho.....	1847
distancia entre ejes.....	2870
entrevía.....	1560
llantas.....	R15-215/70

MUNTANG**FORD**

ancho.....	1823
distancia entre ejes.....	2572
entrevía.....	1503
llanta.....	R17-245/45

GRAND MARQUIS**FORD**

ancho.....	1976
distancia entre ejes.....	2906
entrevía.....	1607
llantas.....	R15-215/70

WINDSTAR**FORD**

ancho.....	1887
distancia entre ejes.....	3066
ancho entre ejes.....	1630

NEON**CHRYSLER**

ancho.....	1710
distancia entre ejes.....	2640
llanta.....	R14-185/70

STRATUS**CHRYSLER**

ancho.....	1804
distancia entre ejes.....	2743
llantas.....	R14-195/70 o R15-195/60

VOYAGER**CHRYSLER**

ancho.....	1694
distancia entre ejes.....	2852
llantas.....	R14-195/75

GRAND VOYAGER
CHRYSLER

ancho.....1694
distancia entre ejes.....3030
entrevía.....1577
llantas.....R15-205/70

INTREPID
CHRYSLER

ancho.....1889
distancia entre ejes.....2870
entrevía.....1574
llantas.....R16-225/60 ó R15-205/70

CHEVY
GMC

ancho1608
distancia entre ejes.....2443
llantas.....R13-165/70

CAVALIER
GMC

ancho1704
distancia entre ejes.....2640
llanta.....R14-195/70

Z-24
GMC

ancho.....1730
distancia entre ejes.....2750
ancho entre masas.....1700
llantas.....R14-205/70

CENTURY
GMC

ancho.....1762
distancia entre ejes.....2662
llantas.....HR15-215/60

SILHOUETTE	ancho.....	1880
GMC	distancia entre ejes.....	2790
	llantas.....	R15-205/70
BONNEVILLE	ancho.....	1890
GMC	distancia entre ejes.....	2810
	llantas.....	R16-225/60
EIGHTY EIGHT	ancho.....	1880
GMC	distancia entre ejes.....	2810
	llantas.....	R16-225/60
CADILLAC	ancho.....	1950
CONCOURS	distancia entre ejes.....	2890
GMC	llantas.....	R16-225/60
SILVERADO	ancho.....	1951
GMC	distancia entre ejes.....	2984
	llantas.....	R15-235/75
SUBURBAN	ancho.....	1951
GMC	distancia entre ejes.....	3340
	llantas.....	R15-235/75
	<i>largo total</i>	5561

En la **tabla No. 4-2** se indican las especificaciones de las llantas, indicando las dimensiones de las mismas en condiciones de uso estáticamente a la presión nominal de trabajo que es como se van a manipular los automóviles en el sistema. ^[3]

tamaño	presión [kPa]	diámetro [mm]	radio con carga estática [mm]
R13/60	165	607	282
R13/65	165	632	295
R13/70	165	645	300
R14/65	165	650	302
R14/70	165	668	310
R14/75	165	688	318
R14/80	165	701	323
R14/85	165	716	330
R14/90	165	737	335
R15/60	179	668	310
R15/65	179	681	315
R15/67	179	699	325
R15/70	179	714	330
R15/75	179	729	338
R15/80	179	742	340
R15/82	185	757	345
R16/60	185	6985	322
R16/65	185	706	330

TABLA No. 4-2

De las especificaciones dimensionales de los automóviles, para el diseño, se tienen que tomar en cuenta los extremos: la menor distancia al interior de las llantas, mayor distancia al exterior de las llantas, la menor y mayor distancia entre ejes, el menor y mayor radio de las llantas en condiciones nominales de uso de las llantas ya montadas. Esto para determinar las dimensiones y capacidades de los sistemas motrices del sistema de transferencia, de los soportes y de los sistemas de sujeción.

De aquí en adelante el Sistema de Transferencia Automática de automóviles se divide en dos subsistemas; la plataforma sobre la cual se coloca el automóvil y la base de dicha plataforma en la cual se instalan todos los mecanismo para mover a la plataforma.

Para determinar las especificaciones dimensionales del sistema de sujeción de las llantas en la plataforma de transferencia, se analizaron todas las posibilidades en el cambio de tipo de llanta respecto a las que normalmente el constructor de los automóviles entrega montadas.

De éste análisis de campo se obtuvo que la SUBURBAN, el vehículo más ancho, con las llantas más anchas posibles del mercado para éste vehículo, tiene un ancho al exterior de las llantas de 2100 mm. y al interior de las mismas de 1500 mm., un radio ya montada con carga estática de 338 mm. que corresponde a las llantas para rin 15 pulg. con huella de 300 mm. y altura 75 mm. y es la llanta R15-300/75. En el caso del vehículo más angosto, el SEDAN VW, las llantas nominales de entrega son las más delgadas para este automóvil, el ancho al exterior de las llantas es de 1510 mm. y al interior de 1200 mm., es la llanta R15-155/60. Estas dos condiciones son los extremos de automóvil más ancho y más angosto en los que se basan todos los cálculos de especificaciones geométricas del Sistema de Transferencia Automática.

V.- DISEÑO

5.1 DISEÑO CONCEPTUAL

El diseño debe estar basado en que un mismo Sistema de Transferencia se pueda utilizar para todos los automóviles y que no se necesite una "charola" para cada celda de estacionamiento, por lo que debe hacerse bajo un diseño que permita a la plataforma de transferencia entrar a la celda de estacionamiento, depositar el automóvil, salir de la celda y estar lista para ser utilizada nuevamente, indistintamente sea para entregar o recoger otro automóvil.

En base a que en México las dimensiones de los automóviles varían mucho, lo que más afecta en el diseño de los soportes son las diferencias en el ancho y el tamaño de las llantas. Los sistemas de soporte y sujeción de las ruedas delanteras no pueden ser iguales a los que se utilizan en algunos de los sistemas europeos, en los que todos los soportes son paralelos, ya que en Europa la mayoría de los automóviles son compactos, de dimensiones y tipo de llantas muy similares y no hay problema en los sistemas de sujeción.

En la **figura 5-1** se muestra un diseño preliminar de la plataforma de transferencia, que permite intercalar los soportes de la plataforma con los de la celda de estacionamiento, que deben ser la contra de los de dicha plataforma.

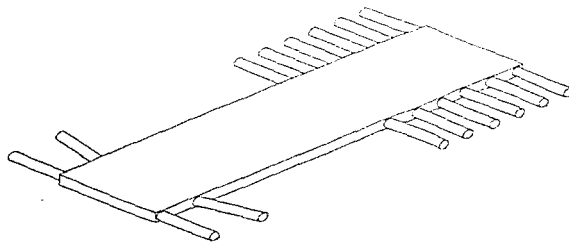


fig. 5-1

5.1.1 Movimientos de la plataforma.

Respecto a los movimientos que debe realizar la plataforma de transferencia en base a la configuración elegida son: elevación, transporte horizontal, descenso de la plataforma y regreso al transelevador, estos movimientos se deben hacer lo más rápido posible, con mecanismos que no efectúen cambios de movimientos o de aceleraciones muy bruscos; esto para evitar en lo más posible el desacomodo del automóvil sobre la plataforma y se refleje en un mal posicionamiento del mismo en la celda de estacionamiento, además de generar concentración de esfuerzos.

Dichos movimientos de la plataforma de transferencia siempre se realizan cuando el transelevador esta inmóvil, siempre se van a realizar frente a una celda de estacionamiento o a las celdas destinadas a las áreas de entrega y recepción de los automóviles, por lo que nunca se van a sumar aceleraciones que nos den una aceleración total mayor que con la que se calculan las estructuras de la plataforma de transferencia.

5.1.1.1 Elevación; se hace fácilmente con un **pistón hidráulico** que tenga una carrera mínima correspondiente al doble de la altura de los soportes de la celda de estacionamiento, los cuales se suponen iguales a los calculados para la plataforma de transferencia, más dos veces una distancia mínima que permita a ambos soportes librarse en el movimiento horizontal, al momento de entrar la plataforma a la celda o salir de la misma. El pistón debe ser capaz de elevar a la plataforma de transferencia con todo y automóvil en las condiciones de peso extremas.

Debido a las diferencias que existen en el largo de los automóviles, la localización de los centros de gravedad de los mismos varía con respecto a la plataforma de transferencia, no es conveniente utilizar un solo pistón colocado sobre el eje de simetría de la plataforma a la mitad de su longitud total.

En este trabajo se propone la utilización de dos pistones dispuestos a lo largo de dicho eje de simetría de la plataforma a una distancia de un tercio de la longitud total, controlados por servoválvulas, de tal forma que para un mismo instante ambas servoválvulas permitan el mismo gasto volumétrico teniendo el mismo desplazamiento de pistones y durante los movimientos de elevación y descenso de la plataforma esta siempre permanezca horizontal sin importar que uno de los pistones trabaje a mayor presión que el otro, ver la **figura 5-2**, en la cual solo se ilustra la colocación de los pistones.

5.1.1.2 En dirección horizontal la distancia mínima a recorrer debe permitir que el sistema de transelevación libre al automóvil más grande que se encuentre ya estacionado, en sus movimientos de transportar a otro automóvil.

Es importante tomar en cuenta que el automóvil pueda salir de la "jaula" del transelevador en dos direcciones posibles, hacia el frente y hacia atrás dependiendo de la disposición de la celda a usar con respecto al sistema de transelevación, para diseñar el mecanismo encargado de realizar los movimientos horizontales de la plataforma de transferencia. En las áreas de entrega y recepción, los automóviles siempre se posicionan en la misma dirección.

Este movimiento se puede efectuar mediante varios mecanismos, en todas las alternativas propuestas la base de la plataforma se apoya en ruedas metálicas que corren sobre rieles:

a) Piñón-cremallera; instalando una guía dentada o cremallera en el piso de la jaula del transelevador y dos piñones en la base de la plataforma de transferencia cuyas flechas están conectadas al mismo sistema motriz, cada celda debe tener un soporte con una cremallera igual, ver la **figura 5-2**, en la cual solo se ilustra el sistema de "Piñón-Cremallera" y no todo su sistema motriz ni la jaula del transelevador ni la celda de estacionamiento.

El problema de esta alternativa es que los sistemas motrices del transelevador deben ser muy precisos para alinear la jaula frente a las celdas y los piñones no pierdan el paso al llegar a la cremallera de la celda.

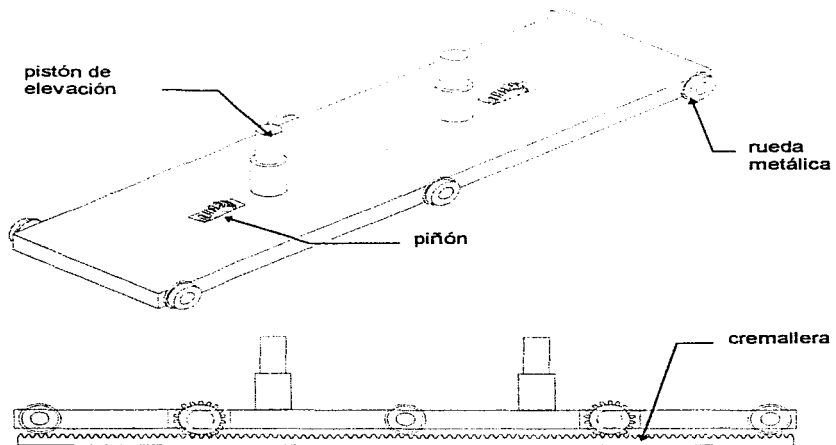
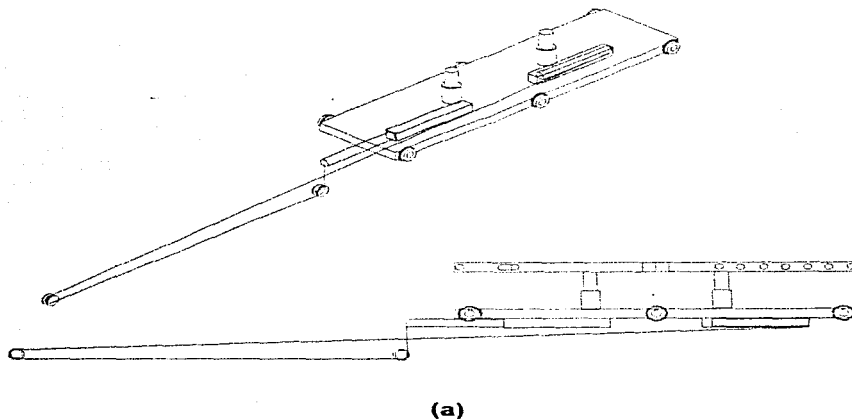
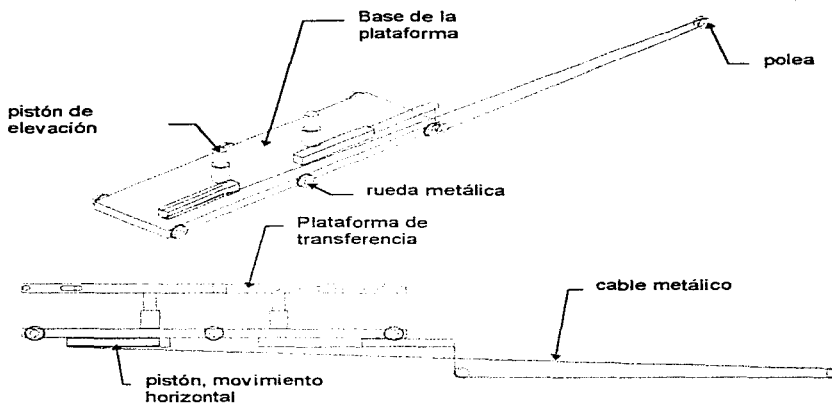


Fig. No. 5-2

b) Pistón-Cable; colocando dos pistones de doble efecto en la parte inferior de la base de la plataforma de transferencia y los extremos de sus émbolos conectados a un cable de acero que se mueve por medio de un par de poleas colocadas en el piso de la jaula del transelevador. Si el sistema motoriz de las poleas es reversible solo se necesita uno, acoplado directamente a la flecha de una polea, y la otra con eje libre.

De tal manera que, viendo al sistema de lado, haciendo girar a las poleas en sentido antihorario la plataforma se mueve hacia la izquierda y la posición final se alcanza activando el pistón de la derecha y retrayendo el de la izquierda, para mover la plataforma a la derecha el giro de las poleas y el movimiento de los pistones es inverso. Cuando la plataforma esté en la jaula del transelevador los dos pistones se encuentran a la mitad de su carrera total, la cual es el doble de la distancia que necesita entrar la plataforma en las celdas para que durante los movimientos de transelevación el sistema libere al automóvil más largo. Ver las **figuras 5-3 (a) y (b)** en la cual no se ilustran la jaula del transelevador, la celda de estacionamiento ni el sistema motriz de las poleas.





(b)

Fig. 5-3

Los problemas de esta alternativa son: el cable puede patinar en las poleas lo que evita tener control sobre los movimientos horizontales de la plataforma, al final de los movimientos horizontales todo el sistema de transferencia puede oscilar horizontalmente con lo que aumenta el tiempo de dichos movimientos. El problema de que el cable patine se resuelve utilizando cadena y catarinas pero siguen presentado oscilación.

c) Llanta de hule; utilizando dos llantas de hule montadas en la base de la plataforma y que rueden sobre el piso de la jaula del transelevador, la celda debe tener una superficie plana para que ruede la llanta, ver la **figura 5-4**, en la cual no se ilustra la jaula del transelevador, la celda de estacionamiento ni el sistema motriz de las llantas.

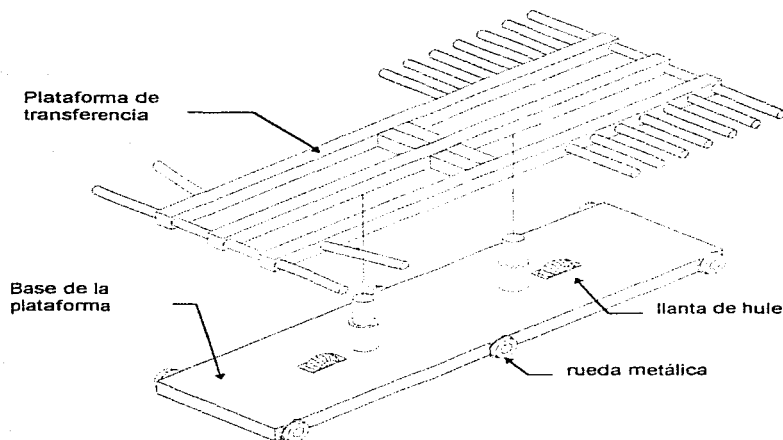


Fig. 5-4

El problema de esta alternativa es que la llanta puede patinar por lo que se debe utilizar un sistema de monitoreo o sensor de posición y velocidad que se refiera a los movimientos de la plataforma directamente y no a la flecha de motor que hace girar a las llantas.

5.1.2 Aceleraciones

Todos los movimientos de todos los sistemas y subsistemas que intervienen en el proceso de estacionado automático repercuten en las estructuras del sistema de transferencia. Por lo que la aceleración con la que se calculan dichas estructuras debe ser por lo menos igual a la mayor que se genere en cualquier movimiento durante todo el proceso.

Para todos los movimientos en los tiempos inicial y final , la velocidad y la aceleración son cero, por lo que es importante que un instante antes del tiempo final no se presenten los valores de velocidad y aceleración máximos para no manejar inercias y desaceleraciones muy grandes, lo anterior se evita si todos los movimientos se realizan bajo perfiles de posición, velocidad y sobretodo de aceleración que no presenten cambios muy bruscos con respecto al tiempo.

Los perfiles modelados por polinomios de grado n -simo no tienen dichos problemas, ya que la velocidad máxima se presenta a la mitad del tiempo total del recorrido. Es claro que a mayor grado del polinomio menos problemas en dichos incrementos pero se dificulta el control de los equipos, además no se requiere demasiada precisión en el control de la posición en dichos movimientos.

Un perfil de posición modelado por un polinomio de quinto grado es lo bastante sutil en sus incrementos de velocidad y aceleración, además fácil de controlar, que es suficiente para tomarlo como base en el diseño, considerando que rige todos los movimientos que se presenten en el proceso de estacionado.

Para hacer los cálculos de los movimientos del sistema transelevador en el que se basan el diseño propuesto y cálculos del sistema de transferencia, es importante conocer las distancias máximas que recorre. Se propone para ser utilizado en un estacionamiento de 6 celdas de alto por 12 de largo y doble cuerpo, 142 para estacionamiento, 1 para área de entrega y 1 para recepción.

Tomando en cuenta 11 veces el automóvil más ancho, 2.1 m., son 23.1 m. y una distancia entre centros de las celdas más distantes de un mismo piso de 30 m. quedan espacios entre celdas de 0.627 m. para las columnas del estacionamiento y que el automóvil pueda entrar fácilmente a la celda; y 5 veces el automóvil más alto, 1.8 m., son 9 m. y una altura de 13 m. entre piso y piso en 5 niveles, quedan espacios de 0.8 m. para las cadenas o pisos del estacionamiento y espacio para maniobras de la plataforma de transferencia en el momento de depositar al automóvil en la celda.

Para el diseño y cálculos se debe tomar el caso más extremo en los movimientos del transelevador, que las celdas destinadas a las áreas de entrega y recepción de los automóviles se encuentren en una esquina del estacionamiento, para considerar que el sistema recorra la máxima distancia hasta las celdas en la esquina diagonalmente opuesta. Por lo tanto las distancias máximas a recorrer por el sistema transelevador son: 30 m. en horizontal, "x", y 13 m. en vertical, "y".

Si el sistema debe realizar un ciclo en 60 segundos, se debe tomar en cuenta que todos los movimientos se realicen en ese tiempo. Dichos movimientos en el ciclo, indistinto si es recibir o entregar un automóvil, son:

- Salir de la jaula del transelevador y entrar a la celda origen, movimiento horizontal de la base con la plataforma, sin automóvil.
- Elevación de la plataforma, hasta los soportes de la celda, sin automóvil.
- Elevación de plataforma, sobre los soportes de la celda, con automóvil.
- Salir de la celda origen y entrar a la jaula del transelevador, movimiento horizontal de la base con la plataforma, con automóvil.
- Transporte hasta la celda destino, movimientos del sistema transelevador.
- Salir de la jaula del transelevador y entrar a la celda destino, movimiento horizontal de la base con la plataforma, con automóvil.
- Descenso de la plataforma, hasta los soportes de la celda, con automóvil.
- Descenso de la plataforma, por debajo de los soportes de la celda, sin automóvil.
- Salir de la celda destino y entrar a la jaula del transelevador, movimiento horizontal de la base con la plataforma, sin automóvil.

Si cada movimiento de elevación y descenso de la plataforma se realiza en 3 seg., y cada movimiento horizontal de la base de la plataforma se realiza en 7 seg., quedan 20 seg. para movimientos del transelevador, como máximo.

5.1.3 Estructuras

Como se vera en el capítulo "VI", en flexión el esfuerzo máximo es inversamente proporcional al módulo elástico de sección (I/y), es evidente que las barras sometidas a este tipo de esfuerzo deben ser seleccionadas con el mayor valor posible de dicho módulo. En el caso de acero estructural, las vigas de perfil "I" son preferidas a otros perfiles porque gran parte de su sección transversal se localiza lejos de su eje neutro y por lo tanto para un área determinada su diseño ofrece grandes valores de módulo elástico de sección.

El problema con utilizar vigas de perfil asimétrico respecto a cualquier eje de simetría que pase por su centro de gravedad, como las vigas de perfil "I", es que varía el valor del módulo de sección. Para que esto no influya en el comportamiento de la viga hay que asegurar que el punto de aplicación de la fuerza sea colineal con el eje vertical de simetría de la viga. En el caso de los soportes de la llantas hacer esto para cada automóvil es imposible de acuerdo al diseño propuesto. El perfil que no presenta este problema es el cilindro.

5.2 DISEÑO de DETALLE

En este trabajo se propone una estructura de soporte de las ruedas delanteras que a la vez funciona como equipo de sujeción. Esta estructura se basa en una horqueta, en al cual uno de los brazos es perpendicular a la estructura principal de la plataforma de transferencia y el otro tiene determinado ángulo con dicha plataforma que permite que los puntos de apoyo de las llantas y el centro de las mismas formen un ángulo lo más cercano a 45° con la vertical, a la vez que evita los desplazamientos laterales de las llantas y por ende los del automóvil, ver la **figura No. 5-5**.

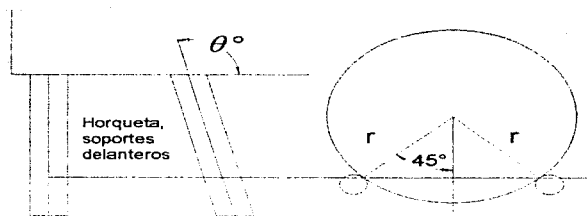


Fig. 5-5

En la **tabla No. 5-1** se indica la distancia " d " y el ángulo " ϕ " del apoyo de la llanta y el centro de la misma con la vertical. Tanto para el automóvil más angosto como el más ancho se tiene dicho ángulo de apoyo de 45° , ver la **figura No. 5-6**. Los datos mostrados en dicha tabla se basan en las especificaciones nominales de cada automóvil.

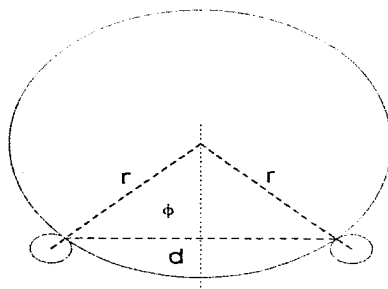


Fig. No. 5 6

AUTOMÓVIL	d [mm]	ϕ [°]
SEDAN VOLKSWAGEN	438.406	45
JETTA y GOLF	445.523	47.529
TSURU	445.525	47.948
ESCORT	451.754	48.412, 46.772
MYSTIQUE	455.758	47.315
THUNDERBIRD	463.055	44.555
MUSTANG	458.250	45.726
GRAND MARQUIS	474.534	45.971
WINDSTAR	467.504	45.100
NEON	453.533	48.667
STRATUS	461.008	48.036
VOYAGER	449.618	44.987
GRAND VOYAGER	450.330	43.025
INTREPID	467.682, 465.902	45.122, 46.452
CHEVY	444.457	47.380
CAVALIER	452.110	46.820
Z-24	449.974	46.532
CENTURY	455.491	47.279
SILHOUETTE	466.881	45.023
BONNEVILLE	465.991	46.464
EIGHTY EIGHT	465.101	46.349
CADILLAC el DORADO	468.661	46.810
CADILLAC CONCOURS	471.330	47.159
SILVERADO	470.529	43.785
SUBURBAN	470.529	44.111

TABLA No. 5-1

De los datos de la tabla No. 5-1 se observan diferencias entre los ángulos de apoyo de cada automóvil.

AUTOMÓVIL	d [mm]	ϕ [°]
SEDAN VOLKSWAGEN	428.667	43.742
JETTA y GOLF	437.545	46.420
TSURU	437.823	46.823
ESCORT	445.304	47.500 y 45.909
MYSTIQUE	450.292	46.575
THUNDERBIRD	459.362	44.120
MUSTANG	453.396	44.857
GRAND MARQUIS	473.691	44.865
WINDSTAR	464.924	44.784
NEON	447.521	47.811
STRATUS	456.832	47.462
VOYAGER	442.644	44.105
GRAND VOYAGER	443.531	42.223
INTREPID	465.146 462.929	44.811 46.069
CHEVY	436.215	46.237
CAVALIER	445.748	45.977
Z-24	443.531	45.674
CENTURY	449.960	46.531
SILHOUETTE	464.689	44.689
BONNEVILLE	463.040	46.083
EIGHTY EIGHT	461.931	45.941
CADILLAC el DORADO	466.365	46.510
CADILLAC CONCOURS	469.691	46.945
SILVERADO	468.693	43.571
SUBURBAN	468.693	43.895

TABLA No. 5-2

La **tabla No. 5-2** indica " d " y " ϕ ", manteniendo el ángulo de apoyo del automóvil más ancho en 45° y el del más angosto reduciéndolo en base a la variación media de los ángulos de los demás automóviles indicados en la **tabla 5-1**, también esta basada en las especificaciones nominales de cada automóvil. Con estos datos el ángulo " θ " del brazo inclinado de la horqueta de sujeción es aproximado a 12.5° , pero todavía hay grandes variaciones con respecto a los 45° ideales en los puntos de apoyo para todos los automóviles.

La **tabla No. 5-3** indica nuevamente los valores de " d ", " ϕ " y además se incluye " a " que es la distancia que baja la llanta en la horqueta, manteniendo el ángulo de apoyo del automóvil más ancho en 45° y manteniendo el ángulo " θ " del brazo inclinado de la horqueta de los soportes de sujeción en 13° , ver la **figura. No. 5-7**. Las especificaciones dimensionales de los automóviles utilizadas son las nominales. En los datos mostrados en dicha tabla se denotan variaciones menores a 2.5° respecto a los 45° ideales en el ángulo de apoyo de las llantas. Esta variación no afecta mucho en el desempeño de los soportes de acuerdo con el diseño propuesto.

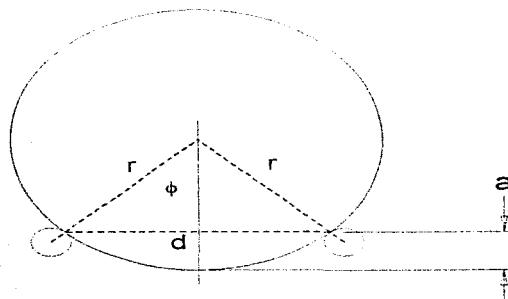


Fig. No. 5-7

AUTOMÓVIL	d [mm]	ϕ [°]	a [mm]
SEDAN VOLKSWAGEN	426.636	43.482	85.067
JETTA y GOLF	435.870	46.190	92.935
TSURU	435.870	46.590	93.836
ESCORT	443.951	47.309	97.231
MYSTIQUE	449.146	46.420	96.296
THUNDERBIRD	458.611	44.017	92.686
MUSTANG	452.378	44.730	93.067
GRAND MARQUIS	473.502	45.842	100.109
WINDSTAR	464.383	44.717	95.505
NEON	446.260	46.036	94.796
STRATUS	455.956	47.340	99.930
VOYAGER	441.181	43.922	88.949
GRAND VOYAGER	442.104	42.056	84.978
INTREPID	464.614, 462.305	44.746, 46.0	95.623, 98.137
CHEVY	434.486	46.001	92.217
CAVALIER	444.413	45.79	93.840
Z-24	442.104	45.485	95.660
CENTURY	448.799	46.340	95.983
SILHOUETTE	463.575	44.619	95.108
BONNEVILLE	462.421	46.004	98.153
EIGHTY EIGHT	461.266	45.856	97.556
CADILLAC el DORADO	465.884	46.45	99.959
CADILLAC CONCOURS	469.347	46.900	101.796
SILVERADO	468.308	43.526	93.479
SUBURBAN	468.308	43.849	94.245

TABLA No. 5-3

VI.- MEMORIA DE CÁLCULO

Tomando el peso máximo de 3240 kgf., estáticamente cada rueda ejerce una fuerza "P" de 810 kgf. sobre el soporte de la plataforma de transferencia, pero dinámicamente dicha fuerza es mayor. Para todos los cálculos se considera el valor de la gravedad es $G = 9.80665 \text{ m/s}^2$.

6.1 ACELERACIONES

6.1.1 Transelevador

El polinomio de quinto grado y sus derivadas, que modelan respectivamente la posición, velocidad y aceleración de todos los movimientos de todos los sistemas del estacionamiento es:

$$\begin{aligned} q(t) &= d(t) = b_0 + b_1 * t + b_2 * t^2 + b_3 * t^3 + b_4 * t^4 + b_5 * t^5 \\ \dot{q}(t) &= v(t) = b_1 + 2 * b_2 * t + 3 * b_3 * t^2 + 4 * b_4 * t^3 + 5 * b_5 * t^4 \\ \ddot{q}(t) &= a(t) = 2 * b_2 + 6 * b_3 * t + 12 * b_4 * t^2 + 20 * b_5 * t^3 \end{aligned} \quad (6.1-1)$$

Condiciones de frontera: si $t = 0$ entonces $d = 0$, $v = 0$, $a = 0$; y si $t = t_f$ (tiempo final) entonces $d = d_{\max}$, $v = 0$, $a = 0$, sustituyendo las condiciones de frontera en el sistema de ecuaciones (6.1-1), se tiene:

$$\begin{aligned} b_0 &= 0, b_1 = 0 \text{ y } b_2 = 0 \\ d_{\max} &= b_3 * t_f^3 + b_4 * t_f^4 + b_5 * t_f^5 \\ 0 &= 3 * b_3 * t_f^2 + 4 * b_4 * t_f^3 + 5 * b_5 * t_f^4 \\ 0 &= 6 * b_3 * t_f + 12 * b_4 * t_f^2 + 20 * b_5 * t_f^3 \end{aligned} \quad (6.1-2)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones simultáneas (6.1-2), se obtienen los valores de los coeficientes " b_3 , b_4 y b_5 ":

$$b_3 = \frac{10 * d_{\max}}{t_f^3}; b_4 = -\frac{15 * d_{\max}}{t_f^4}; b_5 = \frac{6 * d_{\max}}{t_f^5}$$

por lo tanto el sistema (6.1-1) de ecuaciones queda:

$$\begin{aligned} d(t) &= \frac{10 * d_{max}}{t_f^3} * t^3 - \frac{15 * d_{max}}{t_f^4} * t^4 + \frac{6 * d_{max}}{t_f^5} * t^5 \\ v(t) &= \frac{30 * d_{max}}{t_f^3} * t^2 - \frac{60 * d_{max}}{t_f^4} * t^3 + \frac{30 * d_{max}}{t_f^5} * t^4 \\ a(t) &= \frac{60 * d_{max}}{t_f^3} * t - \frac{180 * d_{max}}{t_f^4} * t^2 + \frac{120 * d_{max}}{t_f^5} * t^3 \end{aligned} \quad (6.1-3)$$

Como los valores que interesan son los máximos de la aceleración, la ecuación $a(t)$ en el sistema (6.1-3) se deriva con respecto a "t", iguala a cero y se encuentran las raíces:

$$0 = \frac{360 * d_{max}}{t_f^5} * t^2 - \frac{360 * d_{max}}{t_f^4} * t + \frac{60 * d_{max}}{t_f^3}$$

cuyas raíces son:

$$t_1, t_2 = \frac{3 \pm \sqrt{3}}{6} * t_f \quad (6.1-4)$$

Evaluando las ecs. (6.1-4) con $t_f = 20$ seg., se obtiene

$$t_1, t_2 = \frac{3 \pm \sqrt{3}}{6} * 20$$

$$t_1 = 15.774 \text{ seg. y } t_2 = 4.226 \text{ seg.}$$

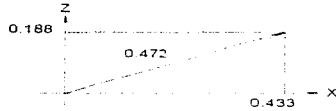
con t_1 , t_2 y la distancia máxima en diagonal que recorre el transelevador de $\sqrt{13^2 + 30^2} = 32.696$, se evalúa la aceleración en el sistema de ecs. (6.1-3), y se obtienen valores de:

$$a(t_1) = \frac{60(32.696)}{20^3} (15.774) - \frac{180(32.696)}{20^4} (15.774)^2 + \frac{120(32.696)}{20^5} (15.774)^3 = -0.472 \frac{m}{s^2}$$

análogamente para t_2 :

$$a(t_2) = 0.472 \frac{m}{s^2}$$

tomando el valor absoluto y descomponiéndolo en "x" y "z", se tiene valores de:



$$a_x = 0.433 \frac{m}{s^2}$$

$$a_z = 0.188 \frac{m}{s^2}$$

6.1.2 Pistón de Elevación de la Plataforma de Transferencia

La primer iteración para calcular la aceleración de los pistones de elevación de la plataforma se hace:

a) resolviendo la ec. (I), más adelante se deduce de la **figura 6.1**, con la carga estática de $R = P = 810 \text{ kgf}$.

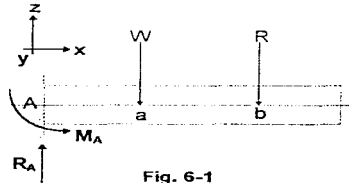


Fig. 6-1

$$M_r = M_{A, \max} = -M_b|_{x=0} = 0.4 * R \quad [Nm] \quad (I)$$

$$M_r = 3177.355 Nm$$

b) con el M_r , factor de seguridad de 1.2 y utilizando **ASTM-A36** con esfuerzo de fluencia de 248.11 MPa., de la ec. (6.1-5) se despeja "Z", que es el módulo elástico de sección, con el cual se pueden obtener las dimensiones del perfil. ⁽⁴⁾

$$\sigma = \frac{M_r}{Z} \quad [Pa] \quad (6.1-5)$$

$$248.21 MPa = \frac{1.2(3177.355)Nm}{Z} \quad \therefore Z_1 = 15.361 \times 10^{-6} m^3$$

Los tubos con módulo de sección igual o inmediato mayor se indican en la tabla 6-1 son ^[3]:

	Día. nominal (pulg) m.	Día. Exterior (pulg) m.	Espesor, pared 10^{-3} m	Área metal 10^{-3} m ² .	Módulo de sección 10^{-6} m ³
1	(2) 0.0508	(2.375) 0.0603	8.7122	1.4129	16.043
2	(2.5) 0.0635	(2.875) 0.073	5.1562	1.0994	17.436
3	(3) 0.0762	(3.5) 0.0889	3.048	0.8219	17.059
4	(3.5) 0.0889	(4) 0.1016	2.1082	0.6587	16.059

Tabla 6-1

c) dejando un espacio, verticalmente, entre los soportes de la plataforma y los de la celda de 20×10^{-3} m., en los movimientos de entrada y salida de la misma, se tienen los siguientes desplazamientos del pistón:

1.- 160.65×10^{-3} m.

2.- **186.05×10^{-3} m.**

3.- 217.80×10^{-3} m.

4.- 243.20×10^{-3} m.

Se selecciona el No. 2, por que es el más comercial de los cuatro, además el No. 1 tiene un área que incrementa en 22.2% el peso de los soporte y con los No. 3 y 4 el desplazamiento es muy grande.

d) con las dimensiones del tubo seleccionado y $M_t = 3177.355$ Nm. se resuelve la ec. (6.1-5):

$$\sigma = \frac{3177.355 \text{ Nm}}{17.436 \times 10^{-6} \text{ m}^3} = 182.23 \text{ MPa}$$

y con $V = R = P = 810 \text{ kgf.}$ se resuelve la ec. (6.1-6):

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad [\text{Pa}] \quad (6.1-6)$$

donde "Q" es el momento de primer orden de área con respecto al eje neutro, "I" es el momento de inercia y "t" es el espesor de corte, obteniendo el esfuerzo en el soporte por fuerza cortante de $\tau = 14.396 \text{ MPa.}$

e) con $\sigma_x = 0$, $\sigma_y = 182.23 \text{ MPa.}$ y $\tau_{xy} = \tau = 14.396 \text{ MPa.}$, se evalúa la ec. (6.1-7)

$$\sigma_{\text{Max,min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.1-7)$$

se obtiene el esfuerzo normal máximo $\sigma_{\text{Max}} = 183.36 \text{ MPa.}$, utilizando acero **ASTM-A36** se tiene un factor de seguridad de 1.35 que es mayor al supuesto, por lo que solo se hace una iteración.

Resolviendo las ecs. (6.1-4) para $t_f = 3 \text{ seg.}$, con el desplazamiento del pistón, se obtiene la aceleración del pistón o de elevación de la plataforma, en la ecuación $a(t)$ del sistema (6.1-3), que es:

$$a_z = 0.1194 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

6.1.3 Sistema de Movimiento Horizontal de Sistema de Transferencia.

El largo total de la suburban es de 5.561 m., es la distancia mínima que debe recorrer el sistema de transferencia automática en dirección horizontal.

Para que el sistema transelevador libre a todos los automóviles ya estacionados propongo un espacio de 0.20 m. de cada lado del pasillo, con lo que la distancia recorrida por el sistema de transferencia automática es de 5.761 m.

Con dicha distancia y un tiempo final de $t_f = 7$ seg. para recorrerla, se resuelven las ecs. (6.1-4) y la de $a(t)$ en el sistema (6.1-3), de acuerdo con el perfil de aceleración seleccionado se tiene una aceleración máxima de:

$$a_y = 0.6788 \frac{m}{s^2}$$

6.2 ESFUERZOS EN LA PLATAFORMA DE TRASFERENCIA

Ya que las estructuras de la plataforma se deben calcular en base a la aceleración mayor que se pueda presentar durante todo el proceso de estacionado, se utiliza la calculada para el transelevador.

Del diagrama de cuerpo libre de la barra de soporte y la llanta, mostrado en la **figura No. 6-2**, se obtiene la reacción "R" en la barra durante la elevación. Suponiendo para todos los cálculos que la llanta se apoya en un solo soporte aplicando la carga máxima.

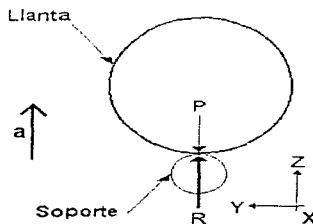


Fig. 6-2

De:

$$\sum F_z = m \cdot a$$

se obtiene:

$$-P + R = \frac{P}{G} \cdot a \quad (6.2-1)$$

sustituyendo valores en la ec. (6.2-1), y despejando R, se obtiene

$$R = \frac{810}{9.80665} * 0.188 + 810 = 825.498 \text{kgf. ó } 8094.374 \text{ N.}$$

En la **figura No. 6-3** se muestra el diagrama de cuerpo libre de una barra cualquiera empotrada en el punto "A", del cual se obtienen las ecuaciones para calcular el momento flector " M_i " y la fuerza cortante " V " que actúan en la barra. Donde " W " es el peso de la barra, " R " es la carga que se le aplica, D_w es la distancia desde la base (A) al punto (a) donde se aplica el peso del soporte y D_R es desde la base (A) al punto (b) donde se aplica la carga.

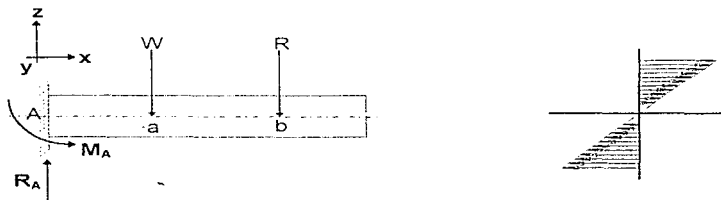


Fig. 6.3

De:

$$\sum F_z = 0$$

se obtiene:

$$R_A = W + R$$

y de:

$$\sum M_A = 0$$

se obtiene:

$$M_A = D_w * W + D_R * R$$

en el intervalo $0 < x < D_w$ se tiene:

$$V_1 = R_A$$

$$M_1 = (W + R) * X - M_A$$

en el intervalo $D_w < x < D_R$ se tiene:

$$V_2 = R$$

$$M_2 = (X - D_R) * R$$

Resolviendo la ecuaciones obtenidas de la **figura No. 6-3** para las barras de soporte, se utiliza $D_w = 0.275$ m. que es la mitad de la distancia del soporte de acuerdo con el diseño planteado y $D_R = 0.4$ m. que es la distancia entre la base del soporte y el punto en el cual se aplica la carga máxima, que corresponde a un cuarto del peso de la Suburban con llantas de 300 mm. de ancho o huella.

De aquí en adelante los subíndices de los momentos, esfuerzos, fuerzas y pesos se refieren al número de elemento de la estructura, ver fig.6-4.

Si $R \gg W$ entonces $W \approx 0$, por lo tanto se obtiene la fuerza cortante máxima y el momento flector máximo para el soporte,:

$$V_A = R$$

$$M_{f,1} = M_{A,max} = -M_b|_{x=0} = 0.4 * R \quad [Nm] \quad (6.2-2)$$

evaluando la ec. (6.2-2) con el valor de "R" obtenido de la ec. (6.2-1) se tiene: $M_{f,1} = 3238.15$ Nm.

En flexión los esfuerzos normales se calculan con ^[1,4]:

$$\sigma = -\frac{M_f * y}{I} \quad \text{esfuerzo por flexión}$$

Para obtener el esfuerzo máximo se utiliza el valor de "y" máxima, el cual se denota por "c" que es la distancia máxima al eje neutro del perfil, el signo negativo se omite y solo sabiendo el sentido del momento flector se puede determinar si el esfuerzo en el punto de análisis es de tensión o de compresión. Se denomina " $Z=I/c$ " como módulo elástico de sección ^[4], con lo que la ecuación anterior queda:

$$\sigma = \frac{M_f}{Z} \quad [\text{Pa}] \quad (6.2-3)$$

Evaluando la ec. (6.2-3), con el valor del momento flector M_{f1} y el módulo de sección del tubo **OC2.875x0.203** de diámetro exterior 73.025×10^{-3} m. y de $Z_1 = 17.436 \times 10^{-6}$ m³, ver tabla 6-1, se obtiene: $\sigma_1 = 185.716$ MPa. El peso del soporte es $W_1 = 4.753$ kgf ó 46.608 N. que es el 0.576% del valor de "R" por lo que no hay problema si no se toma en cuenta.

Para calcular esfuerzos por fuerza cortante se utiliza ^[4]:

$$\tau = \frac{V * Q}{I * t} \quad [\text{Pa}] \quad (6.2-4)$$

donde "V" es la fuerza cortante aplicada transversalmente al perfil, "Q" es el momento de primer orden de área con respecto al eje neutro, "I" es el momento de inercia y "t" es el espesor de corte.

Evaluando la ec. (6.2-4) con $V_1 = R = 8095.374$ N. y, para el tubo seleccionado, $Q = 11.898 \times 10^{-6}$ m³, $I = 636.648 \times 10^{-9}$ m⁴. y $t = 10.312 \times 10^{-3}$ m., se tiene $\tau_1 = 14.671$ MPa.

Para obtener los esfuerzo máximos y mínimos, tanto normales como cortantes, se utilizan las ecuaciones características del círculo de Mohr ^[1,4] :

$$\sigma_{Max,min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.2-5)$$

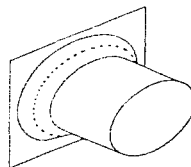
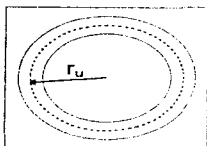
$$\tau_{Max,min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (6.2-6)$$

evaluando las ecs. (6.2-5 y 6.2-6) con $\sigma_y = \sigma_i = 185.716 \text{ MPa.}$, $\sigma_x = 0$ y $\tau_{xy} = \tau_i = 14.671 \text{ MPa.}$, son esfuerzos del elemento número uno de la estructura, se tiene: $\sigma_{Max,1} = 186.868 \text{ MPa.}$ y $\tau_{Max,1} = 94.010 \text{ MPa.}$ Para acero **ASTM-A36** el esfuerzo de fluencia a tracción es 248.211 MPa. y a cortante de 144.79 MPa. ^[4], por lo que se tiene un factor de seguridad de 1.328 en esfuerzos normales y 1.54 por esfuerzos cortantes

Los soportes de las llantas se van a soldar a las vigas laterales de la plataforma principal ya que es más fácil que cualquier otra forma de unión de piezas metálicas:

Para calcular flexión en juntas soldadas se utiliza ^[1]:

$$\sigma_s = \frac{M_t * c}{\sqrt{0.5} * h * I_u} \quad [\text{Pa}] \quad (6.2-7)$$



donde "h" es la altura o ancho del filete de soldadura y I_u es el momento de inercia unitario del perfil, para una junta circular: $I_u = \pi * r^3$

Resolviendo la ec. (6.2-7) para "h" con el momento flector obtenido con la ec. (6.2-2) y soldadura E60xx con esfuerzo de fluencia de 345 MPa., para calcular soldaduras que se van a someter a flexión se utiliza el 60% del esfuerzo de fluencia del material de soldadura, se obtiene: $h = 5.286$ mm.

Utilizando un factor de seguridad de 1.5, "h" queda de 7.929 mm. que se redondea a 8 mm.. Por lo que el diámetro total de soporte y soldadura es de 89.025 mm., que es la altura mínima de las vigas laterales de la estructura de la plataforma de transferencia, donde se van a soldar los soportes.

Con la medida del diámetro total de la soldadura y el soporte, las medidas mínimas de la plataforma requeridas para la transferencia de todos los automóviles, proponiendo una separación entre los tubos de soporte de la plataforma de transferencia y los de la celda de estacionamiento de 0.03 m. en el momento del descenso de la plataforma y depositar el automóvil sobre los soportes de la celda, se pueden deducir las dimensiones preliminares de la plataforma de transferencia, ver la **figura No. 6-4**, en la cual todas las dimensiones se encuentran indicadas en milímetros.

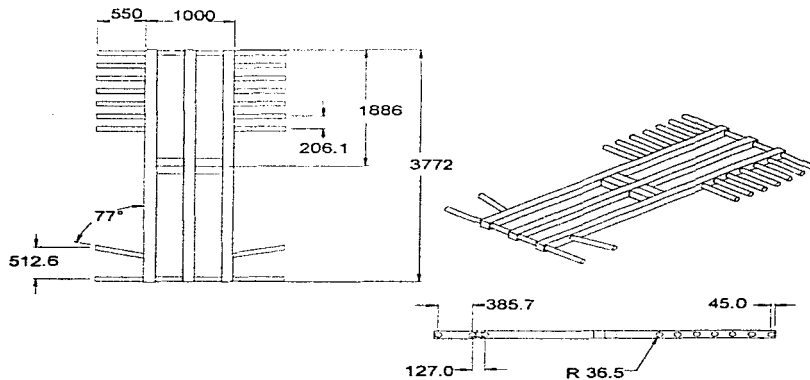


Fig. No. 6-4

La **figura 6-5** muestra simplificada las estructuras de la plataforma, D_1 es la distancia en la que se aplica la carga en el soporte a la base del mismo, D_2 es la mitad del largo total mínimo de la plataforma para manipular al automóvil con mayor distancia a ejes, D_3 es la mitad del ancho al interior de las llantas del automóvil más angosto menos 100 mm. menos la mitad del ancho de la viga lateral de la estructura principal. Los puntos "P1" y "P2" es donde se apoyan los pistones, la distancia entre B y P1 es igual que entre P1 y P2 e igual que entre P2 y B'.

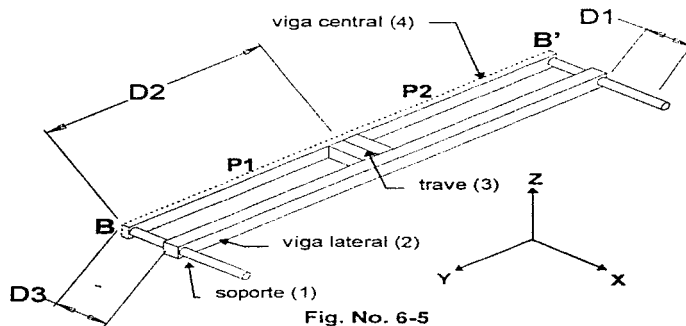


Fig. No. 6-5

Para los cálculos de los soportes, vigas laterales y través se considera que la estructura de la **figura 6-5** está empotrada a lo largo de la línea punteada B-B' y para el cálculo de la viga central de la estructura principal los puntos de apoyo son los pistones, P1 y P2.

La **figura 6-6** ilustra la dirección de las reacciones en la base del soporte, en una simplificación conceptual de la plataforma de transferencia.

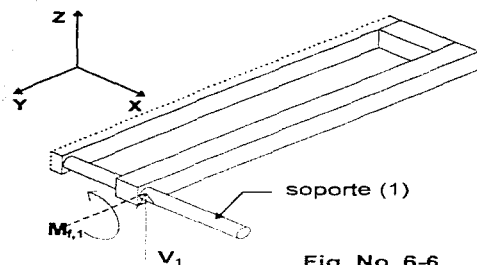


Fig. No. 6-6

Los valores de " $M_{r,1}$ " y " V_1 " se calcularon con las expresiones obtenidas de la **figura No. 6-3**. De aquí en adelante en los cálculos los valores de los pesos de las estructuras se van a tomar con la suma de las aceleraciones, la de la gravedad más la de elevación de transelevador con $W_n = m_n * (g + a_z)$, el subíndice "n" se refiere al número de elemento de la estructura, ver fig. 6-5.

La **figura No. 6-7** ilustra la dirección de las reacciones en la viga lateral en la estructura principal de la plataforma de transferencia, en los punto más críticos, basándose en una simplificación de dicha estructura.

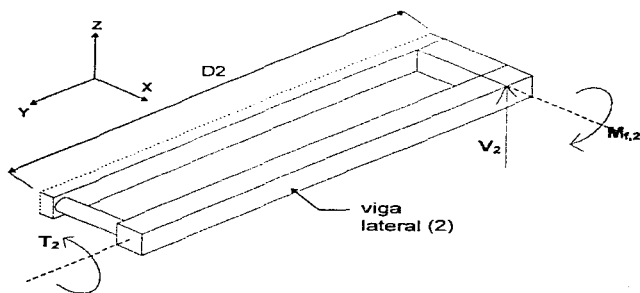


Fig. No. 6-7

Resolviendo las ecuaciones, análogamente en **figura No. 6-3**, para las vigas laterales de la estructura principal en base a las **figuras No. 6-5 y 6-7**, se tiene $D_w = 0.5D_2 = 0.943$ m, y $D_R = D_2 = 1.886$ m, y se obtiene el momento flector y la fuerza cortante máximos en dicha viga:

$$V_{A,2} = R + W_2 + W_1$$

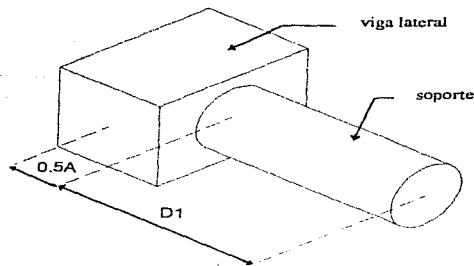
$$M_{1,2} = (R + W_1) * D_2 + W_2 * 0.5D_2 \quad [Nm] \quad (6.2-8)$$

Ya que la altura mínima de las vigas laterales de la estructura principal es 90×10^{-3} m., igual al diámetro total de soporte y soldadura, se puede seleccionar el perfil de dicha viga; hay cuatro alternativas que cumplen con esta condición, tomando en cuenta que presenten la menor area transversal y por lo tanto menor peso, cuyos datos dimensionales se indican en la **tabla 6-2**.^[2-4]

Tipo:	Viga "I" ancha	Viga "I" estándar	Canal "C"	Tubo cuadrado
Designación:	W130X23.8	S130x15.0	C100x8.0	OR102x9.5
Área, mm ² :	3040	1834	1026	3277
Altura, mm :	127	127	102	102
Ancho, mm :	127	76	40	102
h, soldar mm:	108.3	110.4	102	102
I _x , 10 ⁶ mm ⁴ :	8.87	5.12	1.602	4.454
I _y , 10 ⁶ mm ⁴ :	3.13	0.508	0.133	4.454
Z _{Max} , 10 ³ mm ³	139.7	80.6	31.4	87.670
Peso x m, N/m :	234.324	145.219	79.084	252.031

Tabla 6-2

El momento torsionante o par es $T = R * D_T$, donde D_T es D_1 más la mitad de ancho de la viga lateral, despreciando el peso del soporte para calcular el esfuerzo cortante por torsión, se analiza como un árbol hueco de pared delgada y perfil no circular^[7-9].

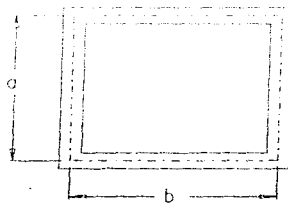


Utilizando el perfil rectangular **OR102x9.5**, resolviendo la ec. (6.2-8) se obtiene un momento flector $M_{f,2} = 15,814.273 \text{ Nm}$, con lo que se resuelve la ec. (6.2-3), y con $V_2 = 8627.299 \text{ N}$, $Q_2 = 61.178 \times 10^{-6} \text{ m}^3$, $I_2 = 4.454 \times 10^{-6} \text{ m}^4$, y $t=0.019 \text{ m}$, se resuelve la ec. (6.2-4), de dichas ecuaciones se obtiene: $\sigma_s = 180.384 \text{ MPa}$, y $\tau_s = 6.237 \text{ MPa}$.

Para calcular esfuerzo cortante por torsión en vigas huecas de pared delgada, de perfiles no circulares, se utiliza:

$$\tau = \frac{T}{2 * t * \&} \quad [\text{Pa}] \quad (6.2-9)$$

donde "T" es el momento torsionante o par, "t" es el espesor de la pared y "&" es el área media de la pared, ancho medio por altura media $\& = a \times b$.^[4.5]



Resolviendo la ec. (6.2-9) con $t = 0.0095$ m., & $= (0.102-0.0095)*(0.102-0.0095) = 8.556 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ y $D_T = 0.4+0.051 = 0.451 \text{ m.}$, ver figs. (6-5 y 6-6), por lo que $T_2 = R*0.451 = 3651.014 \text{ Nm.}$ y se obtiene: $\tau_z'' = 22.458 \text{ MPa.}$

Resolviendo las ecs. (6.2-5 y 6.2-6) con $\sigma_x = \sigma_z = 180.384 \text{ MPa.}$, $\sigma_y = 0$ y $\tau_{xy} = \tau_z' + \tau_z'' = 28.695 \text{ MPa.}$ se obtiene: $\sigma_{\text{Max},2} = 184.839 \text{ MPa.}$ y $\tau_{\text{Max},2} = 94.647 \text{ MPa.}$ con lo que se tiene un factor de seguridad de 1.343 a esfuerzos normales y 1.53 a esfuerzos cortantes, en las vigas laterales de la estructura principal.

La figura No. 6-8 ilustra la dirección de las reacciones en la viga central de la estructura principal, elemento (4), el punto crítico es en el apoyo de los pistones. Por ser simétrica respecto al plano vertical "Y-Z" no se produce momento torsionante.

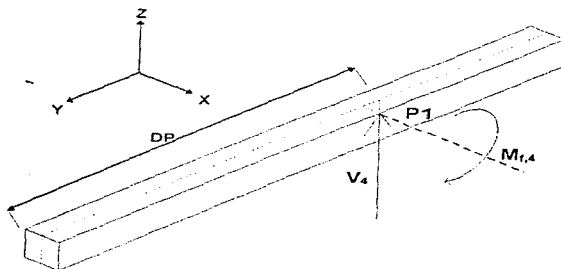


Fig. No. 6-8

Para calcular la viga central de la estructura principal, despreciando el valor del peso de las vigas trave, se utiliza:

$$R' = 2 * R + W_1 + 0.5 * W_2 \quad [\text{N}]$$

donde R' es la carga aplicada en la viga central, $R=8095.374 \text{ N.}$, $W_1 = 47.5 \text{ N.}$ y $W_2 = (256.853 \cdot 1.886) = 484.425 \text{ N.}$ por lo tanto $R'=16480.463 \text{ N.}$

El momento flector máximo y la fuerza cortante máxima se presentan en los puntos de apoyo de los pistones, ver figs. 6-5 y 6-8:

$$V_4 = R' \quad [N]$$

$$M_{f,4} = R' \cdot DP \quad [Nm] \quad (6.2-10)$$

donde DP es un tercio de la longitud total de la plataforma, $DP = 1.257 \text{ m.}$, ver fig. (6-5), por lo tanto $M_{f,4} = 20721.432 \text{ Nm.}$ y $V_4 = 16480.46 \text{ N.}$ Con los datos del tubular cuadrado OR127x6.3^[2]:

Designación:	OR127x6.35
Área, mm^2 :	2961
Altura, mm :	127
Ancho, mm :	127
$I \cdot 10^6 \text{ mm}^4$:	7.0343
$Z_{Max} \cdot 10^3 \text{ mm}^3$	111.10
Peso x m, N/m :	228.235

resolviendo la ec. (6.2-3) con $M_{f,4}$ y Z_4 y la ec. (6.2-4) con V_4 , $Q_4=69.389 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ I_4 y $t_4 = 6.35 \text{ mm.}$ se obtiene: $\sigma_1 = 186.512 \text{ MPa.}$ y $\tau_1 = 25.622 \text{ MP.}$ y resolviendo las ecs. (6.2-5 y 6.2-6) con $\sigma_x = \sigma_1 = 186.512 \text{ MPa.}$, $\sigma_y = 0$ y $\tau_{xy} = \tau_1 = 25.622 \text{ MPa.}$ se obtiene un esfuerzo máximo normal de 189.967 MPa. y esfuerzo cortante máximo de 96.712 MPa., con lo que se tiene un factor de seguridad de 1.307 a esfuerzos normales y de 1.497 a esfuerzos cortantes, utilizando acero ASTM-A36.

Con las dimensiones de las vigas laterales y de la viga central de la estructura de la plataforma se pueden deducir las dimensiones de las vigas transversales o través de dicha estructura, que denomino como $D4 = 0.3345 \text{ m}$, altura máxima de 0.102 m. que es la altura del perfil **OR102x9.5**, seleccionado para las vigas laterales de la estructura principal.

En la **figura 6-9** se ilustra la dirección de las reacciones en la base de la trave de la estructura principal. Dicha figura ilustra a dos tipos de perfil, el circular y el tubular cuadrado, pero las seis vigas seleccionadas para las través van a ser del mismo perfil.

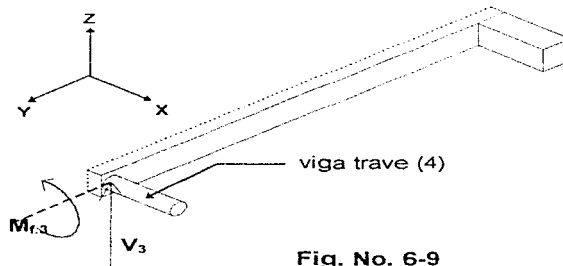


Fig. No. 6-9

Las vigas trave son sometidas a esfuerzos normales por flexión y cortantes de primer orden, solo por fuerzas cortantes no por momentos torsionantes. La fuerza cortante y el momento flector en las través, obtenidos análogamente a los soportes en la **figura 6-3**, son:

$$V_3 = R + W_1 + 0.5 * W_2 + W_3 = 8385.086 + W_3 \quad [\text{N}]$$

$$M_{r,3} = (R + W_1) * (D3 + D_T) + \frac{W_2}{2} * D3 + W_3 * \frac{D4}{2} = 7437.34 + W_3 * \frac{D4}{2} \quad [\text{Nm}] \quad (6.2-11)$$

Se debe utilizar un perfil que tenga un módulo de sección aproximado a 2.5 veces el de los soportes, el momento flector en las través es casi 2.5 veces el momento flector en los soportes. Dichos perfiles, y además cumplen con los requerimientos de altura máxima 0.102 m. son, ver la **tabla 6-3**.^[2,4]

Perfil:	I. std.	Circular	circular	cuadrado	rectángulo
modelo:	S100x11.5	OC89x11.1	OCx102x5.74	OR89x4.8	OR102x72x4.8
Área	1452	2713	1729	1540	1540
Altura	102	88.9	101.6	88.9	101.6
Ancho	67	88.9	101.6	88.9	76.2
I_x :	2.53	2.094	1.993	1.79	2.18
I_y :	0.318	2.094	1.993	1.79	1.39
Z_{Max} :	49.6	47.119	39.228	40.10	42.9
Peso:	111.921	209.119	133.251	118.66	118.66

Tabla No. 6-3

en la tabla 6-3 las unidades son: área [mm²], altura [mm], ancho [mm], I_x e I_y 10⁶ [mm⁴], Z_{Max} 10³ [mm³] y peso [N por m]. Se debe resolver la ec. (6.2-11) para cada caso en particular.

El perfil seleccionado es el tubular cuadrado de 0.0889 m., ofrece poco peso por metro, además de que es el más comercial. La fuerza cortante y el momento flector máximos son $V_3 = 8425.537$ N. y $M_{f,3} = 7444.105$ Nm. Con lo que se resuelven las ecs. (6.2-3, 6.2-4, 6.2-5 y 6.2-6), con lo que se obtienen esfuerzos norma y cortante de $\sigma_1 = 185.639$ MPa., $\tau_1 = 12.498$ MPa. y esfuerzos máximos de $\sigma_{Max} = 186.477$ MPa. $\tau_{Max} = 93.657$ MPa. manejando factores de seguridad a esfuerzo normal de 1.331 y a esfuerzo cortante de 1.546, si se utiliza acero **ASTM-A36**.

Para calcular la soldadura entre la trave y las vigas de la estructura principal se resuelve la ec. (6.2-7) para "h" con $I_u = (b+d)^3/12$ y soldadura **E70xx** con esfuerzo de fluencia de 393 MPa, el ancho de la soldadura es 4.237×10^{-3} m. y con un factor de seguridad de 1.5 queda de 6.355×10^{-3} m.

El peso total de la plataforma es 3843.629 N. ó 391.941 kgf.

Se debe utilizar un perfil que tenga un módulo de sección aproximado a 2.5 veces el de los soportes, el momento flector en las través es casi 2.5 veces el momento flector en los soportes. Dichos perfiles, y además cumplen con los requerimientos de altura máxima 0.102 m. son, ver la **tabla 6-3**.^[2,4]

Perfil:	I. std	Circular	circular	cuadrado	rectángulo
modelo:	S100x11.5	OC89x11.1	Ocx102x5.74	OR89x4.8	OR102x72x4.8
Área	1452	2713	1729	1540	1540
Altura	102	88.9	101.6	88.9	101.6
Ancho	67	88.9	101.6	88.9	76.2
I_x	2.53	2.094	1.993	1.79	2.18
I_y	0.318	2.094	1.993	1.79	1.39
Z_{Max}	49.6	47.119	39.228	40.10	42.9
Peso:	111.921	209.119	133.251	118.66	118.66

Tabla No. 6-3

en la tabla 6-3 las unidades son: área [mm^2], altura [mm], ancho [mm], I_x e I_y 10^6 [mm^4], Z_{Max} 10^3 [mm^3] y peso [N por m]. Se debe resolver la ec. (6.2-11) para cada caso en particular.

El perfil seleccionado es el tubular cuadrado de 0.0889 m., ofrece poco peso por metro, además de que es el más comercial. La fuerza cortante y el momento flector máximos son $V_3 = 8425.537$ N. y $M_{R3} = 7444.105$ Nm. Con lo que se resuelven las ecs. (6.2-3, 6.2-4, 6.2-5 y 6.2-6), con lo que se obtienen esfuerzos norma y cortante de $\sigma_1 = 185.639$ MPa., $\tau_1 = 12.498$ MPa. y esfuerzos máximos de $\sigma_{Max} = 186.477$ MPa. $\tau_{Max} = 93.657$ MPa. manejando factores de seguridad a esfuerzo normal de 1.331 y a esfuerzo cortante de 1.546, si se utiliza acero **ASTM-A36**.

Para calcular la soldadura entre la trave y las vigas de la estructura principal se resuelve la ec. (6.2-7) para "h" con $I_{xx} = (b+d)^3/12$ y soldadura **E70xx** con esfuerzo de fluencia de 393 MPa, el ancho de la soldadura es 4.237×10^{-3} m. y con un factor de seguridad de 1.5 queda de 6.355×10^{-3} m.

El peso total de la plataforma es 3843.629 N. ó 391.941 kgf.

6.3 ESFUERZOS EN LA BASE DE LA PLATAFORMA.

Si la plataforma pesa 391.941kgf. ó 3843.629N. y la suburban, en condiciones extremas, pesa 3240kgf. ó 31773.546N., con la aceleración máxima en sentido vertical (Z) $a_z = 0.188 \text{ m/s}^2$, de forma análoga a la ec. (6.2-1) se obtiene la fuerza ejercida sobre los dos pistones y tiene valor de 3701.434 kgf. ó 36298.668 N., por lo tanto la ejercida por cada pistón es de 18149.334 N. que denomino como "PT", según el diseño planteado los pistones ejercen fuerzas iguales en el caso más extremo y es la fuerza mayor que puede llegar a aplicar cada pistón.

Según el diseño la base de la plataforma tiene seis ruedas metálicas es decir tres de cada lado, una en cada extremo y una a la mitad. El diagrama de cuerpo libre de toda la base de la plataforma para obtener la reacción ejercida en cada rueda se muestra en la figura 6-10, en la cual se considera que la base esta apoyada solo en tres puntos a lo largo del eje de simetría de la misma y que es colineal con los puntos de apoyo de los pistones, más adelante se dividen las reacciones obtenidas y se trasladan a los puntos de apoyo de las ruedas, la base es simétrica en el plano vertical que pasa por los pistones.

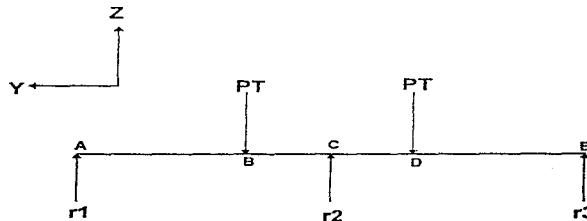


Fig. No. 6-10

Las reacciones "r1", "r2" y "r3" se obtiene con:

$$\sum M = 0$$

en "A" :

$$0 \cdot r_1 - 1.257 \cdot PT + 1.886 \cdot r_2 - 2.515 \cdot PT + 3.772 \cdot r_3 = 0$$

$$1.886 \cdot r_2 + 3.772 \cdot r_3 = 3.772 \cdot PT \quad (6.3-1)$$

en "C" :

$$-1.886 \cdot r_1 + 0.629 \cdot PT + 0 \cdot r_2 - 0.629 \cdot PT + 1.886 \cdot r_3 = 0$$

$$r_1 = r_3 \quad (6.3-2)$$

en "E" :

$$0 \cdot r_3 + 1.257 \cdot PT - 1.886 \cdot r_2 + 2.515 \cdot PT - 3.772 \cdot r_1 = 0$$

$$3.772 \cdot r_1 + 1.886 \cdot r_2 = 3.772 \cdot PT \quad (6.3-3)$$

y de:

$$\sum F_z = 0$$

$$r_1 - PT + r_2 - PT + r_3 = 0$$

$$2 \cdot r_1 + r_2 = 2 \cdot PT \quad (6.3-4)$$

ó

$$r_2 + 2 \cdot r_3 = 2 \cdot PT \quad (6.3-5)$$

Resolviendo las ecs. (6.3-1, 6.3-3, y 6.3-4 ó 6.3-5) como un sistema de ecuaciones para "r1", "r2" y "r3" con PT = 18149.334 N., se obtienen las reacciones $r_1 = r_3 = 6049.778$ N. y $r_2 = 24199.112$ N., los cuales representan las reacciones ejercidas en las ruedas de ambos lados de la base, la fuerza máxima que se ejerce sobre las ruedas metálicas es en las del centro de la base, pero la fuerza aplicada en la rueda del centro de la base en uno de los lados se obtiene con $0.5 \cdot r_2 = 12099.556$ N. ó 1233.811 kgf., en las ruedas de los extremos se ejerce una fuerza de 3024.889 N.

El diseño propuesto de la estructura de la base de la plataforma se ilustra en la **figura 6-11**, no se ilustran los pistones ni el sistema motriz horizontal.

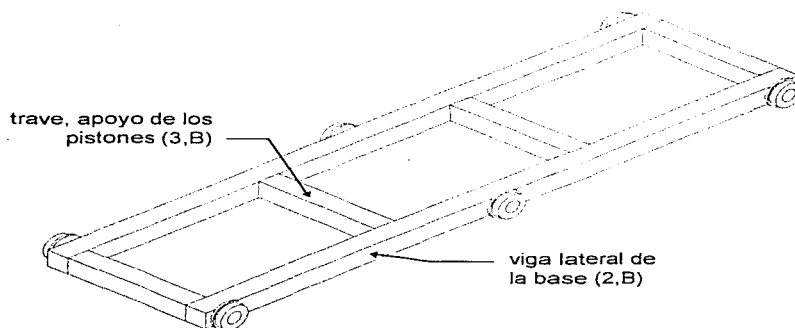


Fig. No. 6-11

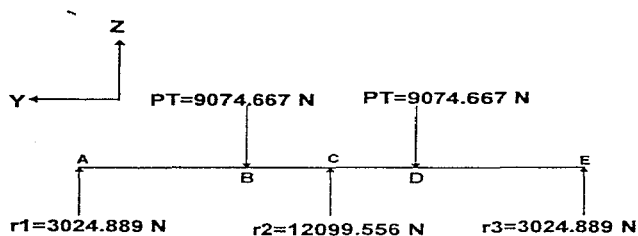


Fig. No. 6-12

De manera análoga a la ec. (6.2-2) obtenida de la fig. 6-3 se obtienen de la fig.6-12 las ecuaciones del momento flector máximo en la viga lateral de la base de la plataforma, que indican que dicho momento se encuentra en los puntos "B" y "D", ver figura 6-12

en el intervalo del punto "A" al punto "B", $0 < X < 1.257$ se tiene :

$$M_{f,2,B} = r_1(X) = 3803.294 \text{ Nm.}$$

en el intervalo del punto "D" al punto "E", $2.515 < X < 3.772$ se tiene :

$$M_{f,2,B} = r_1(X) - PT(X-1.257) + r_2(X-1.886) - (PT(X-2.515)) = 3803.294 \text{ Nm.}$$

y la fuerza cortante máxima se encuentra en el punto "C", en el intervalo de "B" a "C" ó de "C" a "D", y tiene un valor de $V_{2,B} = 6049.778 \text{ N.}$

Si se utiliza un perfil **OR89x6.3** de especificaciones ^[2] :

Designación:	OR89x6.3
Área, mm ² :	1990
Altura, mm :	88.9
Ancho, mm :	88.9
Espesor, mm:	6.35
$I \cdot 10^6 \text{ mm}^4$:	2.202
$Z_{Max} , 10^3 \text{ mm}^3$	50.00
Peso x m, N :	153.64

El momento flector máximo en la viga lateral se obtiene sumando el momento en la viga lateral producto de las fuerzas "PT", 3803.294 Nm., más el momento flector producto del peso de la viga en el mismo punto. El peso de la viga es $(153.64)(3.772) = 579.53 \text{ N.}$ El cual se aplica en el centro de la viga, punto "C" fig. 6-12.

La distancia entre el punto "C" y el "B" es 1.257 m. menos 1.886 m., (0.629 m.), y por lo tanto el momento producto del peso de la viga en el punto "D" es $579.53 \times 0.629 = 364.331$ Nm. El momento flector máximo en la viga lateral es 3083.294 más 364.331 Nm., 4167.625 Nm.. La fuerza cortante máxima es 6049.778 N. mas la mitad del peso de la viga 289.765 N., 6339.543 N.

La fuerza del pistón ejercida en las vigas trave, además produce un par torsionante en la viga lateral, la palanca de dicho par es desde el centro de la viga trave hasta el eje de giro del perfil de la viga lateral y se calcula con la mitad del ancho de la base menos la mitad del ancho del perfil de la viga lateral, es decir 0.500 menos 0.0445 m., 0.4555 m., por lo tanto $T = 8267.022$ Nm.

Con el momento flector máximo $M_{r,2,B} = 4167.625$ Nm., la fuerza cortante máxima es $V_{2,B} = 6339.543$ N. y el par torsionante es $T = 8267.022$ Nm. Se resuelven las ecs. (6.2-3, 6.2-4 y 6.2-9), para el perfil OR89X6.3 se tiene $Q = 32.518 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ y $I_x = 6.815 \times 10^{-3} \text{ m}^4$ y se obtiene: $\sigma_{2,B} = 83.353 \text{ MPa.}$, $\tau_{2,B} = 14.743 \text{ MPa.}$ y $\tau_{2,B} = 95.534 \text{ MPa.}$ respectivamente, con los datos anteriores resolviendo las ecs. (6.2-5 y 6.2-6) se obtienen $\sigma_{\text{Max},2,B} = 159.556 \text{ MPa.}$ y $\tau_{\text{Max},2,B} = 117.88 \text{ MPa.}$ utilizando acero estructural ASTM-A36 se tienen factores de seguridad a esfuerzos normales 1.56 y a cortantes de 1.23.

Para calcular los momentos y reacciones en las vigas trave, donde se apoyan los pistones, se obtienen ecuaciones análoga mente a las ecs. (6.3-1 a 6.3-5) obtenidas de la figura 6-10 y a las obtenida para la viga trave de la plataforma ec. (6.2-11) figura 6-9. El largo de las través de la base es de 0.8222 m. y con esto el momento flector máximo es $M_{r,3,B} = 0.5 \times 0.8222 (9074.667) = 3730.596$ Nm. y la fuerza cortante máxima es $V_{3,B} = 9074.667$ N.

Si se utiliza un perfil **OR76x3.2** de especificaciones dimensionales ⁽²⁾ :

Designación:	OR76x3.2
Área, mm ² :	901
Altura, mm :	76.2
Ancho, mm :	76.2
Espesor, mm:	3.175
I 10 ³ mm ⁴ :	789.3
Z _{Max} , 10 ³ mm ³	20.710
Peso x m, N/m :	69.823

Resolviendo las ecs. (6.2-3 y 6.2-4) se obtiene $\sigma_{3,B} = 180.135 \text{ MPa.}$ y $\tau_{3,B} = 23.006 \text{ MPa.}$ respectivamente, resolviendo las ecs. (6.2-5 y 6.2-6) se obtienen los valores máximos de los esfuerzos, $\sigma_{\text{Max},3,B} = 183.027 \text{ MPa.}$ y $\tau_{\text{Max},3,B} = 92.959 \text{ MPa.}$ Utilizando acero estructural **ASTM-A36** se tiene un factor de seguridad de 1.36 a esfuerzo normal y de 1.56 a esfuerzo cortante.

Para calcular las soldaduras que unen las vigas laterales con las vigas trave se utiliza la ec. (6.2-7), resolviéndola para "h" se tiene $h = 3.3 \text{ mm.}$ utilizando soldadura **E60xx**, con un factor de seguridad de 1.5 el cordón de dicha soldadura queda de 5 mm.

El peso de la estructura de la base es de 1388.694 N. ó 141.607 kgf., con lo que el peso total de la base más la plataforma más el peso de la subruan es de 37005.869 N. ó 3773.548 kgf.. Si considero que el sistema hidráulico de elevación de la plataforma pesa 1000 N.. Se puede redondear a 38000 N. ó 3875 kgf. el peso de todo el sistema de transferencia más el peso de la subruan en condiciones extremas.

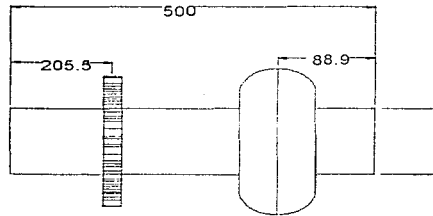
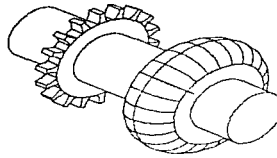
Con la aceleración en la dirección en "Y", 0.6788 M/s^2 , y la masa de todo el sistema de transferencia más la suburban, se resuelve la segunda ley de Newton, $\sum F = m \cdot a$, con la que se obtiene la fuerza necesaria para introducir o sacar un automóvil de una celda en dirección horizontal, la cual es 2630.356 N . ó 268.221 kgf. , como en el diseño conceptual se proponen dos llantas la fuerza ejercida por cada una de ellas es de 1315.173 N. , las pérdidas en el movimiento entre el hule de la llanta y el riel son del 10% por lo que se requiere de una fuerza de 1461 N. , con un factor de seguridad de 1.1 se redondea a 1600 N.

Utilizando llantas de hule de 4 pulg. ó 0.1016 m. de diámetro se tiene un par máximo ejercido en la flecha de cada llanta de 81.28 Nm.

La velocidad lineal máxima, horizontalmente o en dirección "Y", del sistema de transferencia ocurre a la mitad del recorrido, es decir a los 3.5 seg., para este tiempo se evalúa la ec. $V(t)$ en el sistema de ecs. (5.1-3) y se obtiene 1.543 m/s. , de aquí que la velocidad angular de las llantas es 290.073 rpm. ó 30.376 s^{-1} . Por lo tanto la potencia requerida en el motor es de 6.221 hp. ($P = \omega \cdot \tau$). Utilizando un motor de 7.5 hp. de 1800 rpm se tiene un factor de seguridad de 1.13, y se requiere un motorreactor 6 a 1.

Las dos flechas de las llantas de hule se conectan por medio de una cadena y catarinas de 3 pulg. de diámetro, la fuerza ejercida por dicha cadena es de 2133.333 N. ó 217.539 kgf.

Si las flechas miden 0.500 m. de largo, la mitad del ancho de la estructura de la base, colocando la llanta a 0.4111 m. y la catarina a 0.20555 m. respecto al mismo extremo, el momento flector combinado es de 283.484 Nm. obtenido de forma análoga a las ecuaciones obtenidas de la fig. 6-3 ó 6-10, el par ejercido en la flecha acoplada al motor es dos veces el par ejercido en cada llanta que es 162.56 Nm. Que son " M " y " τ ", respectivamente, en la fórmula indicada por la ASME para calcular ejes o flechas de transmisión, ec. (6.3-5).



Para calcular ejes de transmisión, según la norma ASME se debe utilizar la ec. (6.3-5) [3].

$$d^3 = \frac{16}{3\pi \sigma_s} * \sqrt{(K_b * \tau)^2 + (K_c * M)^2} \quad 6.3-5$$

Para un eje en rotación, con cuñero, en condiciones de carga aplicada gradualmente dicha norma indica $\sigma_s = 6000$ psi, ó 42 MPa., $K_b = 1.5$ y $K_c = 1$, por lo tanto el diámetro de la flecha es de 32.562 mm. La flecha comercial que más se asemeja es la fabricada por **SKF** de designación comercial **VJ-PDNB 308** de diámetro de trabajo de 32 mm, y longitud 0.491 m.

Haciendo los cálculos con las especificaciones dimensionales de dicha flecha se obtiene un momento flector combinado de 186.667 Nm, por lo que la flecha **VJ-PDNB 308** si cumple con lo requerido.

Las fuerzas que se generan por el peso de la plataforma más el de la suburban durante los movimientos en el plano horizontal, son mayores a las que pueden soportar los pistones en ese plano, por lo tanto es necesario colocar cuatro postes, uno en cada esquina de la estructura de la plataforma, que absorban los efectos de dichas fuerzas.

La fuerza máxima generada en el plano horizontal se obtiene con la aceleración máxima, del movimiento horizontal del sistema de transferencia automática, de 0.6788 m/s^2 , y con la masa de la plataforma mas la de la suburban de 370.288 kg. en $\sum F = m \cdot a$, $F = 251.311 \text{ kgf.}$ ó 2465.362 N. Por lo tanto la fuerza ejercida en cada poste es de 616.34 N.

La longitud mínima de los postes debe ser la distancia entre la plataforma y la base cuando los pistones estén extendidos que es de $448.3 \times 10^{-3} \text{ m.}$ por lo tanto el momento flector es de 276.305 Nm.

Pensando en que los postes se deslizan en bujes de bronce se propone utilizar acero inoxidable de acabado espejo, el AISI 302 tiene esfuerzo de fluencia de 276 MPa. a tracción y 152 MPa. a cortante^[3,4]. Despejando Z de la ec. (6.2-3) se obtiene :

$$Z = \frac{276.305 \text{ Nm}}{276 \text{ MPa}} = 1.0011 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Si $Z = I/c$ se tiene $r = 1.0843 \text{ cm.}$ con un factor de seguridad de 1.6 se tienen postes de 1.735 cm. ó 0.683 pulg. los cuales podemos dejar en $\frac{3}{4}$ de pulg. Resolviendo la ec. (6.2-4) para un poste de $\frac{3}{4}$ " se tiene un esfuerzo por cortante de 1.442 MPa. el cual es muy pequeño para tomarlo en cuenta ya que se absorbe con el factor de seguridad de 2.

Los bujes de bronce deben tener un largo mínimo igual a un diámetro de la flecha y para las flechas entre $\frac{1}{2}$ y 1 pulg. un espesor mínimo de pared de $\frac{1}{8}$ ". Los bujes quedan en un HOUSING de $\frac{3}{4}$ de largo mínimo con un diámetro interior mínimo de 1" ó 25.4 mm. y 1.75" ó 44.45 mm. de diámetro exterior.

VII.- ANÁLISIS DE RESULTADOS

7.1 SELECCIÓN de MATERIAL y EQUIPO

7.1.1 Plataforma de Transferencia

Todos los perfiles estructurales de la Plataforma de Transferencia son de acero ASTM-A36, conocido como acero estructural por ser el más común para perfiles estructurales^[1]:

- 1 Tubular cuadrado, para la viga central, 0.127 m. ó 5 pulg. de lado, espesor de 6.35×10^{-3} m. ó 0.25 (1/4 pulg.) y longitud 3.772 m., designación comercial **OR5x0.250**.. Pesa 860.901 N. ó 87.787 kgf. y lo fabrican Formados Pirámide e HYLSA.
- 18 tubos, para los soportes, diámetro nominal 2 pulg. ó 50.8×10^{-3} mm., diámetro exterior 73.025×10^{-3} m. ó 2.875 pulg., espesor de 5.1562×10^{-3} m. ó 0.203 pulg. (cédula 40) y longitud de 0.550 m., designación comercial **OC2.875x0.203**. Peso total de 838,935 N. ó 85.546 kgf.. Este tipo de tubo lo fabrica HYLSA, Productos Tubulares Monclova, Fabricaciones Industriales TUMEX y Tubos de Acero de México, entre otros.
- 2 Tubulares cuadrados, para las vigas laterales, 0.102 m. ó 4 pulg. de lado, espesor 9.525×10^{-3} m. ó 0.375 (3/8) pulg. y longitud 3.772 m., designación comercial **OR4x0.375**.. Peso total 1905.554 N. ó 195.312 kgf.. Lo fabrican Formados Pirámide, Tubería y Estructuras e HYLSA, etc.
- 6 Tubulares cuadrados, para las vigas transversales o traveses, de lado 88.9×10^{-3} m. ó 3.5 pulg., de espesor 4.7625×10^{-3} m. ó 0.1875 (3/16) pulg. y longitud 0.335 m., designación comercial **OR3.5x0.1875**. El peso total es 238.235 N. ó 24.294 kgf.. La fabrican Formados Pirámide e HYLSA.

7.1.2 Base de la Plataforma de Transferencia

El material de los perfiles estructurales de la base de la plataforma de transferencia tambien es acero ASTM-A36, y es:

- 2 Tubulares cuadrados, vigas laterales, 88.9×10^{-3} m. ó 3.5 pulg. de lado, de espesor 6.35×10^{-3} m. ó 0.250 (1/4) pulg. y longitud 3.772 m., designación comercial OR3.5x0.250. El peso total es 1157.069 N. ó 117.988 kgf.. La fabrica HYLSA.
- 4 Tubulares cuadrados, para las vigas transversales o traves, de 76.2×10^{-3} m. ó 3 pulg. de lado, de espesor 3.175×10^{-3} m. ó 0.125 (1/8) pulg. y longitud 0.8222 m., designacion comercial OR3x0.125. El peso total de las través es 229.635 N. ó 23.416 kgf.. La fabrica HYLSA

El material, equipo y mecanismos para los movimientos de elevación y horizontal, se instala en la base de la plataforma de transferencia, son:

- 4 ruedas metalicas con dos cojinetes, diámetro de la rueda 0.200 m. con ranura omega, capacidad 600 kgf.. Marca Roling Center (italiano) importador Ferreteria Ortiz. Designación 20038-I, peso total 62 kgf.
- 4 Pernos lubricadores y de sujecion, diámetro de apoyo 0.020 m. y largo 0.060 m.. Marca Roling Center (italiano), importador: Ferreteria Ortiz. Designacion B2-50-M20x60.
- 2 trenes de ruedas metálicas para canal OMEGA, diámetro de las ruedas 0.200 m., capacidad 1300 kgf.. Con tornillos de sujeción. Marca Roling Center (italiano) importador Ferreteria Ortiz. Designacion RBI-200.
- 2 tramos de riel omega universal (diámetro de apoyo 0.021 m.), longitud 5.561 m.. Marca Roling Center (italiano), importador: Ferreteria Ortiz. Designacion OMEGA, peso total 50.049 kgf.

- 2 Ruedas con masa fija, metálicas con recubrimiento de hule vulcanizado, de diámetro 0.1016 m. o 4 pulg. fabricadas por Poliuretano y Rodajas VOM S.A. de C.V., designación del fabricante: G4-FV, capacidad de carga 1960 N. ó 200 kgf.
- 2 flechas para soportes PDN-3 de diámetro de trabajo 32 mm. y longitud 0.491 m. fabricadas por SKF, designación VJ-PDNB 308, el cuñero según normas ISO/R 730 es 10X8X63.
- 2 Catarinas de diámetro 3 pulg. o 76.2 mm. de 24 dientes, de paso 3/8 pulg. o 9.525 mm. y flecha 1.25 pulg. ó 31.75 mm.. En marca MORSE designación B-324, en IDIAMOND C-2122H. y en *Martin* modelo 35BS24.
- 1 tramo de cadena sencilla de rodillos remachada designación ANSI-35 con un paso de 3/8 pulg. o 9.525 mm., longitud 2.735 m.. Carga de ruptura de 800 kgf. Fabricada por IDIAMOND, MORSE productos de transmisión de potencia, Cadenas LINK-BELT y Cadenas de México S.A.

Para la elevación se quieren 2 pistones hidráulicos que puedan ejercer una fuerza de 20000 N. ó 2040 kgf. y con carrera de 186.05 mm.:

- Lucas Applied Technology fabrica varios tipos de pistones hidráulicos con émbolos desde 25.4 hasta 355.6 mm. de diámetro y carreras desde 1 a 1000 mm.. El de 40 mm. de diámetro, desplazamiento de 190 mm. y presión de trabajo de 160 bar. ejerce una fuerza de 2050 kgf. ó 20110 N., de este tipo son fabricados bajo pedido y especificaciones.
- ENERPAC fabrica actuadores de 5000 psi. y 10000 psi. el RC-27 con embolo de 1 pulg². y desplazamiento de 7.125 pulg. o 181 mm. tiene capacidad para 2.5 ton. ó 22250 N. y presión nominal de accionamiento 5000 psi. ó 34.5 MPa.

- Para el pistón de LUCAS A-T (40 mm. Diámetro) se requiere de una bomba a 2320 psi. con gasto de 4.775 l/min. La SAUVER-SUNDSTRAND serie TFP 100 modelo 3.2 trabajando a 2000 rpm., desplaza 5.451 l/min. a una presión de hasta 3000 psi. requiriendo de un motor de 3 hp.

- El pistón ENERPAC RC-27 necesita una bomba con gasto de 2.5 l/min. a 5000 psi. ó 34.5 MPa., la ENERPAC PEM-5218G maneja 200 in³/min. ó 3.278 l/min. a de 10000 psi. ó 69 MPa. con motor de 5 hp. integrado.

El pistón y la bomba seleccionados son LUCAS A-T de 40 mm. de diámetro con carrera de 186 mm. y la bomba SAUVER-SUNDSTRAND TFP 100 modelo 3.2 por la disponibilidad y servicio en el mercado de dicho pistón.

Para el movimiento horizontal necesito un motor de 6 hp., de 1800 rpm. y con reductor de 1:9.:

- Motor **Dynamatic** Cutler-Hammer de 7 ½ hp., con freno magnético, velocidad de 0 a 1650 rpm., modelo AS-210754-01 con tarjeta controladora de velocidad incluida, trifásico.

- Motorreductor de corriente alterna trifásico de 7 ½ hp. con relación de reducción de 1:9, controlado con un variador de velocidad (variador de frecuencia) , varias marcas fabrican motorreductor de 7 ½ hp. con salida final de 185 rpm. (ABB, SIEMENS etc.).

- Variador de velocidad; **ABB** fabrica un variador de frecuencia para motor de 7 ½ hp. en par constante a 24.2 amp. ó 10 hp. en par variable a 30.9 amp. modelo ACS 501-007-2-00P-2. **Dynamatic** fabrica un variador de frecuencia para motor de 7 ½ hp. a 10 hp. modelo AF 150702-0240.

Se seleccionó el motorreductor y el variador de frecuencia **ABB SYSTEM**, por disponibilidad tanto de equipo como de refacciones y por el costo.

7.2 COSTO

La **tabla 7-1** indica el costo del material seleccionado. No se incluyen los costos de diseño, mano de obra ni Ingeniería necesarios para realizar el proyecto.

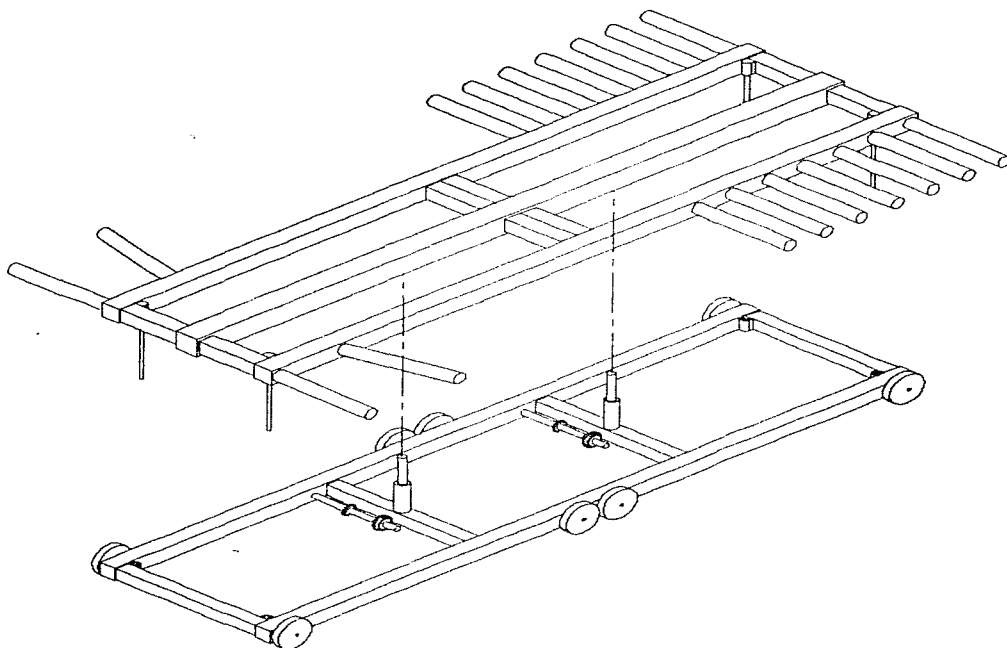
Nomenclatura Comercial	Presentación	Precio unitario	Precio total
Redondo OC2.875x0.203, soportes	6.40 mts.	\$ 413.57	\$ 725
Cuadrado OR4x0.375, laterales P	4 mts.	\$ 856.60	\$ 1,715
Cuadrado OR5x0.250 central P	4 mts.	\$ 752.10	\$ 755
Cuadrado OR3.5x0.188, través P	4 mts.	\$ 274.67	\$ 137
Cuadrado OR3.5x0.250, laterales B	4 mts.	\$ 507.50	\$ 1,015
Cuadrado OR3x0.125, través B	4 mts.	\$ 165.33	\$ 165
Tren, ruedas RBI-200	-----	\$ 1,559.6	\$ 3,119
Rueda metálica 2030	-----	\$ 580.30	\$ 2,321
Rueda de vulcanizada	-----	\$ 68.86	\$ 137
Flecha con 2 chumaceras	Juego	\$ 1,500	\$ 3,000
Guía OMEGA	3 mts.	\$ 561.46	\$ 2,245
Motorreductor 7 ½ hp. relación 1:9	-----	\$ 10,500	\$ 10,500
Variador de frecuencia	-----	\$ 22.992	\$ 22,992
Motor de 3 hp., bomba	-----	\$ 1,340	\$ 1,340
Bomba de aceite	-----	\$ 2,800	\$ 2,800
servoválvulas	-----	\$ 2500	\$ 5,000
Pistón	-----	\$ 2,000	\$ 4,000
Catarina ANSI 35, 24 D.	por pieza	\$ 35.50	\$ 72
Cadena ANSI 35	1 mts.	\$ 50.00	\$ 138
		TOTAL:	\$ 62,176

Tabla 7-1

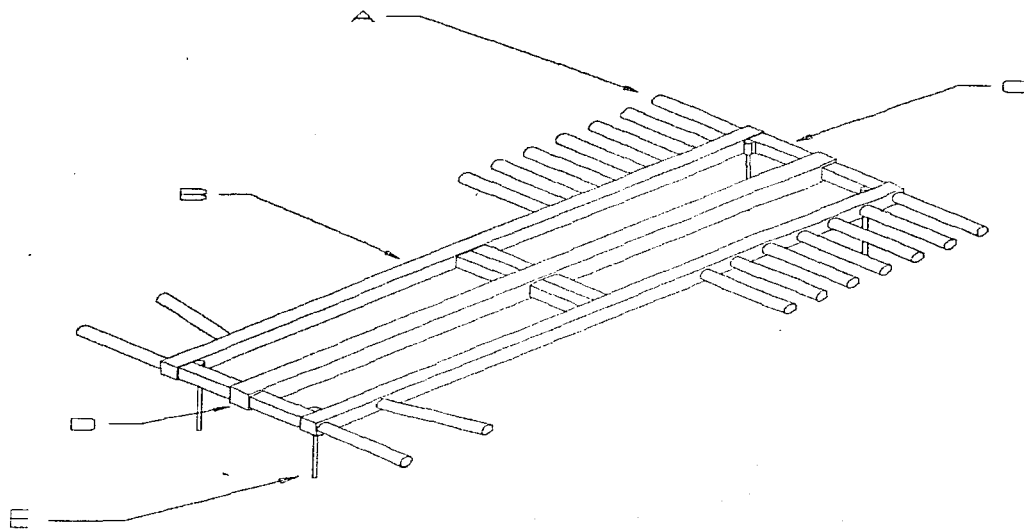
VIII.- PLANOS

ESTA UNIDAD NO PUEDE
SER DE LA EVALUACIÓN

- Plano 1 : Sistema de Transferencia Automática de Automóviles, plataforma y base.
- Plano 2 : Partes de la estructura de la Plataforma de Transferencia.
- Plano 3 : Acotaciones de la Plataforma de Transferencia.
- Plano 4 : Partes de la estructura y mecánicas de la Base de la Plataforma de Transferencia.
- Plano 5 : Acotaciones de la Base de la Plataforma de Transferencia.



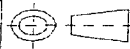
FLAND No: 1



E	4	POSTES
D	1	QR5X0.250, □ 127X127X6.35
C	8	QR3.5X0.188, □ 89X89X4.8
B	2	QR4X0.375, □ 102X102X9.5
A	18	OC2.875X0.203, Ø 73X5.2
DENOMINACION:		

PLANO No: 2

FECHA:
10/III/97



emh

FI-UNAM

DIBUJO:
CEMH

VcBc:
LGG

PROYECTO: SISTEMA de
TRANSFERENCIA AUTOMATICA

NOMBRE: PLATAFORMA

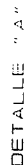
ESCALA:

ACOT:

S/E

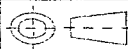
mm

A4



PLAN No: 3

FECHA:
10/11/97



emh

FI-UNAM

OBJETO:

ОЕМН

Усво:

LGG

PROYECTO: SISTEMA de
TRANSFERENCIA AUTOMATICA

NOMBRE: PLATAFORMA

ESTALA:

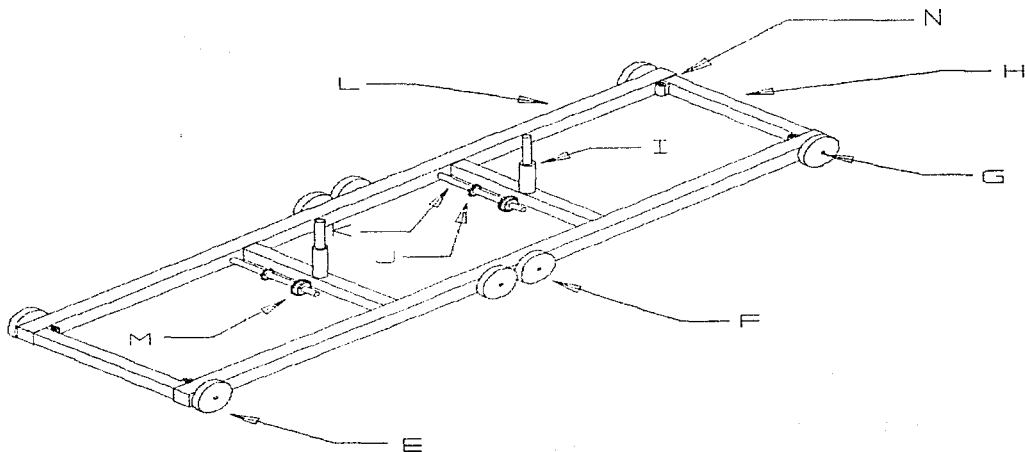
1:45

ACDT:

mm

A4

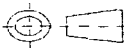
DENOMINATION:



N	2	4 Bujes de Bronce, con HOUSING
M	2	Llanta vulcanizada VOTM G4-FV
L	2	ØR3.5XØ.250  89X89X6.35
K	2	Flecha SKF VJ-PONB 308
J	2	Catarina Martin 3SBS24
I	2	Pistón Lucas AT 40X190
H	4	ØR3XØ.125  76X76X3.18
G	4	Pernos R-C 82-50-M20X60
F	2	Tren de ruedas R-C RBT-200
E	4	Rueda metálica R-C 20038-I
DENOMINACION:		

PLANO No: 4

FECHA:
10/III/97



emh

FI-UNAV

DIBUJO:

OEMH

VOBO:

LGG

PROYECTO: SISTEMA de
TRANSPERENCIA AUTOMATICA

NOMBRE:
BASE DE PLATAFORMA

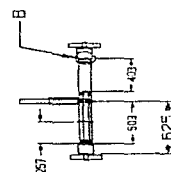
ESCALA:

S/E

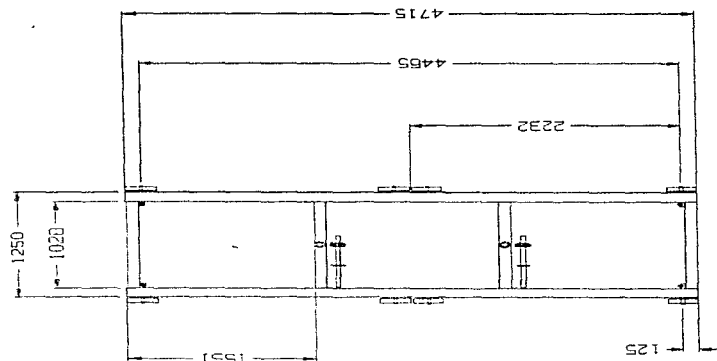
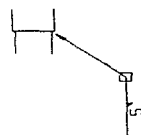
ACOT:

mm

A4



DETALLE "B"

[illegible]

IX.- COMENTARIOS Y CONCLUSIONES FINALES

Se diseñó una propuesta de un Sistema de Transferencia Automática para un Sistema Transelevador de Automóviles de un Estacionamiento Automático de configuración transversal de doble estructura con capacidad para 142 automóviles. Lo que nos permite tener una eficiencia del 150 % en el aprovechamiento del área de construcción, ya que un estacionamiento tradicional en la misma superficie y construcción tiene una capacidad entre 90 y 100 celdas de estacionamiento.

Dicha propuesta la realicé utilizando los recursos técnicos, aprendidos en las diferentes materias que se imparten en la Carrera de Ingeniería Mecánica e infraestructura que tuve al alcance. Cabe mencionar que debido al acceso a dichos recursos fue necesario utilizar factores de seguridad altos, mayores a 1.3, ya que no tuve acceso a equipo de cómputo con paquetería para simulación por elemento finito o paquetería de **CAE**, con los cuales se pueden manejar factores de seguridad de 1.1. Los factores de seguridad que utilicé en el cálculo de los cordones de soldadura son del orden de 1.5, ya que la soldadura depende de la habilidad humana.

Los principales problemas en el diseño fueron: a) encontrar la configuración que permita a un mismo Sistema almacenar y recuperar a todos los automóviles. b) que las estructuras para soportes y sujeción destinadas a las llantas delanteras funcionen tanto para las variaciones en el ancho de los automóviles que existen en el mercado nacional así como para los diferentes diámetros de las llantas.

El problema principal en los cálculos fue suponer que todos los movimientos del sistema de estacionamiento se realizan siguiendo los mismos perfiles de aceleración, velocidad y posición. Todo el proyecto, Sistema de Estacionamiento Automático, se dividió en varios subproyectos.

Comparando la propuesta del Sistema de Transferencia Automática diseñado en este trabajo con los encontrados en el mercado se obtiene:

Las configuraciones Longitudinal, Transversal I y Transversal II de Industrias ANSALDO y la de Industrias Automáticas BERTELLO utilizan básicamente el mismo sistema de transferencia: la base de la plataforma es del tipo trave empotrada la cual realiza los movimientos horizontales por medio de un sistema hidráulico (pistón), lo que imposibilita al sistema estacionar automóviles en una de las dos direcciones posibles. Siempre se mueve en una sola dirección ya sea hacia al frente, atrás o un de los costados del automóvil, pero con la ventaja de ser mas fácil el control que con la llanta de hule. Los sistemas de ANSALDO y BERTELLO solo pueden ser utilizados en estacionamientos de estructura simple. Ver figuras Nos. 9-1 a 9-5.

Con la posibilidad de tener movimiento en dos direcciones se puede utilizar una estructura doble, y solo se requiere un 33.33 % más de área y construcción pero la capacidad del estacionamiento se duplica.

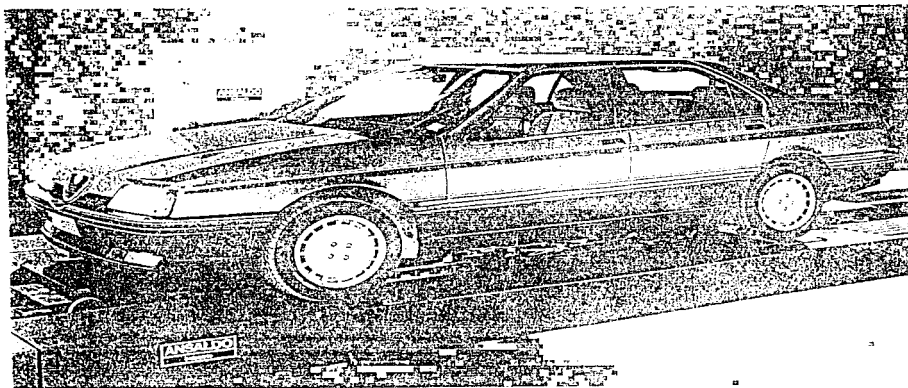


Fig. 9-1

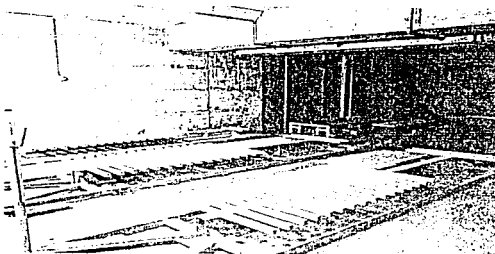


Fig. 9-2

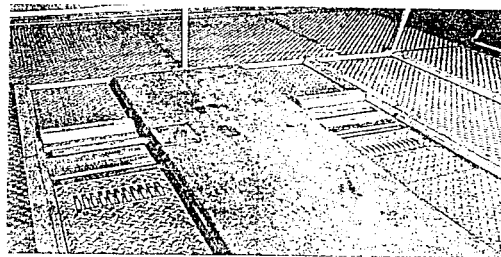


Fig. 9-3

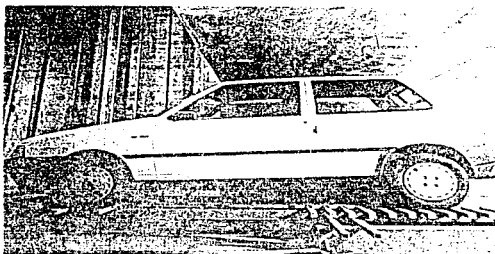


Fig. 9-4

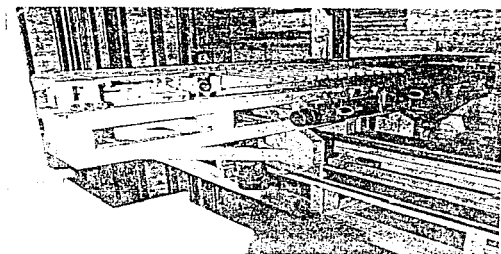


Fig. 9-5

Tanto la propuesta diseñada en este trabajo como el sistema utilizado por Industrias ANSALDO con pequeñas adaptaciones se puede utilizar en sistemas radiales de estacionamiento, la ventaja principal de esta propuesta es que el roto elevador solo necesita girar 180° y el de Industrias ANSALDO 360° para alcanzar todas las celdas de estacionamiento, lo que incrementa el tiempo de operación considerablemente.

La configuración Carrusel de Industrias ANSALDO no requiere Sistema de Transferencia Automática a las celdas de estacionamiento ya que utiliza un sistemas de jaulas-plataformas, la desventaja más importante es que al manipular un automóvil se tiene que mover a todos los demás por lo que los actuadores de dicha configuración deben se muy potentes y la estructura debe soportar grandes esfuerzos, lo cual incrementa los costos. La principal ventaja es que requiere el 66.66 % del área de los sistemas de doble estructura.

La principal desventaja con PARKOMAT, es que requiere de una "charola" para cada celda, lo que ocasiona tiempos muertos al manejar charolas vacías en el momento de requerir varias para recibir a igual número de automóviles seguidos o viajes en vacío para acomodar charolas desocupadas. El PARKOMAT requiere de menos altura para almacenar verticalmente a los automóviles, pero en ocasiones tiene que mover a varios automóviles para recuperar uno cuando esta a su máxima capacidad. Ver figura No. 9-6.

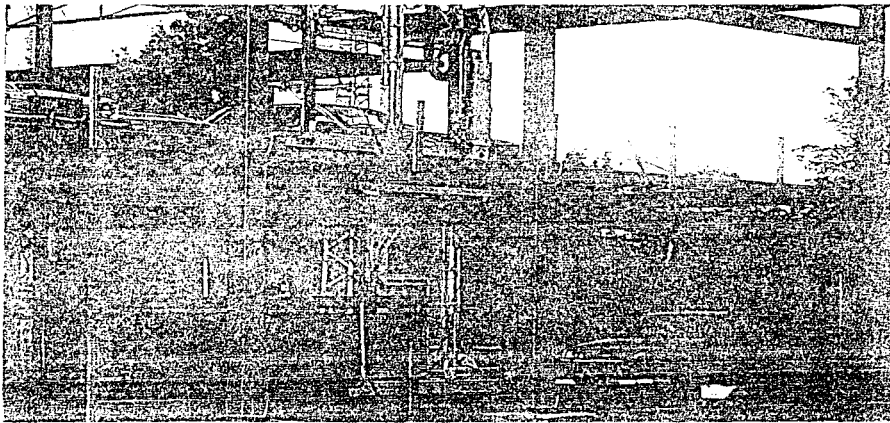


Fig. 9-6

El sistema diseñado por Yen Tai Se tiene la gran ventaja de poder ser adaptado con más facilidad a los estacionamientos convencionales, ya construidos, a la vez de que aumenta un poco su capacidad ya que no requiere espacios para maniobrar, pero tiene la desventaja de requerir espacios para circular y necesita una "charola" para cada celda de estacionamiento, y de un almacén para dichas charolas en el área de recepción de los automóviles.

El tipo de movimientos y la forma de llevarlos a cabo, de todo el proyecto "Sistema de Estacionamiento Automático", hacen que asemeje a un Robot cartesiano, de articulaciones prismáticas, por lo que para la realización completa de dicho proyecto se requiere de la interacción varias ramas de la Ingeniería; a) Civil, para la estructura principal, lo que es el edificio del estacionamiento. b) Electrónica, para los sistemas y circuitos de control de todos los movimientos y. c) Computación, implementar Software tanto para el control como para interfaces con el usuario. d) Industrial, para un análisis de tiempos y movimientos, estudio de mercado para determinar el tamaño del estacionamiento dependiendo la zona de construcción o determinar la viabilidad del proyecto. e) Mecánica, para el diseño, selección y fabricación de los mecanismos involucrados en los diversos sistemas.

X.- ANEXOS

- 1.- Especificaciones del IMCA, para perfiles de acero estructural
- 2.- Especificaciones de flechas SKF.
- 3.- Catálogo de productos Rolling Center.
- 4.- Pistones LUCAS
- 5.- Bombas SAUVER-SUNDSTRAND

BIBLIOGRAFÍA

- 1.- Manual de Diseño Mecánico, E. Shingley y Larry D. Mitchell., McGraw-Hill, 3^{ra} edición en Español, México, 1989, Caps. No. 2, 4, 9.
- 2.- Manual del Instituto Mexicano de la Construcción en Acero A.C., Trillas, 1988, Pags. 33, 37, 104-111.
- 3.- "MARKS" Manual del Ingeniero Mecánico, T. Baumeister, E. A. Avallone, T. Baumeister III, McGraw-Hill, 2^{da} Edición Español, México, 1992, Cap. No. 8
- 4.- Mecánica de Materiales, F.P. Beer y E.R. Johnston Jr., McGraw-Hill., 1^{ra} edición en Español, México, 1988, Caps. 3-5
- 5.- "Roark's" Formulas for Stress and Strain, Warren C. Young, McGraw-Hill, 6th Edition.
- 6.- Catálogo, Industrias "ANSALDO"
- 7.- Catálogo, Industrias "PARKOMAT"
- 8.- Catálogo, Industrias Automáticas "BERTELLO"
- 9.- Patente No. US-5039269, Aplicación No. US-486997, asignada como inventor Yen Tai Chung "Multi-Storey Type Automatic Parking Lot for Dense Parking", 1995, TAIWAN.

**PRINCIPALES PRODUCTORES NACIONALES
DE TUBO ESTRUCTURAL**

CM CIA. MEXICANA DE TUBOS
FI FABRICACIONES INDUSTRIALES LUMEX
HY HYLSA
PM PRODUCTORA MEXICANA DE TUBERIA
PT PRODUCTOS TUBULARES MONCLOVA

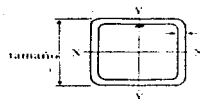
TA TUBOS DE ACERO DE MEXICO
TB TUBACERO
TE TUBERIA Y ESTRUCTURAS
TL TUBERIA LAGUNA

Tamaño nominal	Designation		PRODUCTOR
	mm x mm	in x in	
1/2	21.3 x 2.77 x 3.73	0.84 x 0.109 x 0.147	CM, HY HY
3/4	26.7 x 2.87 x 3.91	1.05 x 0.113 x 0.154	CM, HY HY
1	33.4 x 3.38 x 4.55	1.315 x 0.133 x 0.179	CM, HY HY
1 1/4	42.2 x 3.56 x 4.85	1.66 x 0.149 x 0.191	CM, HY, TA HY, TA
1 1/2	48.3 x 3.68 x 5.08	1.90 x 0.145 x 0.200	CM, HY HY, TA
2	60.3 x 3.91 x 5.54	2.375 x 0.159 x 0.218	CM, HY, PT, TA TA
2 1/2	73 x 4.04 x 5.16 x 7.01	2.875 x 0.160 x 0.203 x 0.276	CM, HY HY, PT, TA TA
3	88.9 x 4.32 x 5.49 x 7.62	3.5 x 0.170 x 0.216 x 0.300	CM, HY HY, PT, TA TA
3 1/2	101.6 x 5.74	4 x 0.226	PT, TA
4	114.3 x 4.70 x 6.02 x 8.56	4.5 x 0.185 x 0.237 x 0.337	HY, PT, TA HY, PT, TA TA
5	141.3 x 6.55 x 9.53 x 12.76	5.563 x 0.258 x 0.375 x 0.500	PT, TA PT, TA PT, TA

INSTITUTO MEXICANO DE LA CONSTRUCCIÓN EN ACERO, A.C.

PRINCIPALES PRODUCTORES NACIONALES DE ACERO ESTRUCTURAL		
FP FORMADOS PIRAMIDE HY HYLSA		PL PRODUCTOS LAMINADOS PT PRODUCTOS TUBULARES DE MONCLOVA
Designación OR tamaño y espesor		PRODUCTOR
mm x mm x mm	mm x mm x mm	
25 x 25 x 2,4 3,4	1 x 1 x 0,095 0,133	HY HY
38 x 38 x 2,8 3,2	1,5 x 1,5 x 0,109 0,125	HY HY, PL
44 x 44 x 2,7 3,4	1 3/4 x 1 3/4 x 0,105 0,133	PL PL
51 x 51 x 2,8 3,2 4,0	2 x 2 x 0,109 0,125 0,156	FP, HY, PL, PT FP, HY, PL FP, HY
64 x 64 x 3,2 3,6 4,0 4,8	2,5 x 2,5 x 0,125 0,141 0,156 0,188	FP, HY HY FP FP
76 x 51 x 3,2 3,6 4,0 4,8	3 x 2 x 0,125 0,141 0,156 0,188	FP, HY HY FP FP
76 x 76 x 3,2 4,0 4,8	3 x 3 x 0,125 0,156 0,188	HY FP FP, HY
89 x 89 x 3,2 4,0 4,8 6,35	3,5 x 3,5 x 0,125 0,156 0,188 0,250	FP, HY FP, HY FP, HY HY
102 x 51 x 3,2 4,0 4,8	4 x 2 x 0,125 0,156 0,188	FP, HY FP FP, HY
102 x 76 x 3,2 4,0 4,8 6,35	4 x 3 x 0,125 0,156 0,188 0,250	FP, HY FP, HY FP, HY HY
102 x 102 x 3,2 4,0 4,8	4 x 4 x 0,125 0,156 0,188	FP FP FP

INSTITUTO MEXICANO DE LA CONSTRUCCIÓN EN ACERO, A.C.



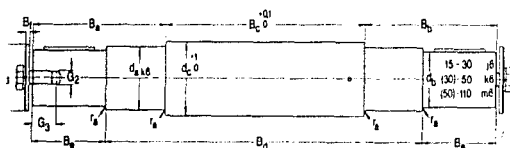
OR
TUBO CUADRADO
DIMENSIONES Y PROPIEDADES

Designation Tamaño y espesor t		Peso		Area	Ejes X-X y Y-Y		
mm x mm	in. x in.	kg/m	lb/ft		I	S	r
25 x 2.4	1 x 0.095	1.62	1.09	2.97	1.75	1.48	0.92
25 x 3.4	1 x 0.134	2.30	1.41	2.68	2.01	1.58	0.87
38 x 2.8	1.5 x 0.11	2.95	1.98	3.71	2.56	1.96	1.12
38 x 3.2	1.5 x 0.125	3.29	2.21	4.17	2.81	2.30	1.40
51 x 2.8	2 x 0.110	4.00	2.69	5.11	3.91	2.49	1.53
51 x 3.2	2 x 0.125	4.54	3.05	5.70	4.40	2.82	1.62
51 x 4.0	2 x 0.156	5.45	3.67	6.97	5.26	3.23	1.84
51 x 4.8	2 x 0.188	6.43	4.22	8.19	6.28	3.85	2.14
51 x 5.6	2 x 0.220	8.05	5.41	10.26	8.18	4.55	2.70
64 x 3.2	2.5 x 0.125	5.84	3.92	7.40	4.97	3.58	2.11
64 x 3.6	2.5 x 0.141	6.67	4.45	8.26	5.49	3.90	2.32
64 x 4.0	2.5 x 0.156	7.82	5.20	10.58	6.49	4.68	2.76
64 x 4.8	2.5 x 0.188	10.55	7.11	13.48	8.24	5.72	3.28
76 x 3.2	3 x 0.125	7.12	4.78	9.01	5.93	4.01	2.35
76 x 3.6	3 x 0.141	8.26	5.57	10.00	6.50	4.30	2.50
76 x 4.0	3 x 0.156	9.51	6.31	11.71	7.53	4.91	2.77
76 x 4.8	3 x 0.188	12.74	8.43	15.40	9.49	5.91	3.41
89 x 3.2	3.5 x 0.125	8.39	5.64	10.62	6.53	4.51	2.47
89 x 4.0	3.5 x 0.156	10.20	6.85	13.06	7.49	5.10	2.75
89 x 4.8	3.5 x 0.188	12.10	8.13	15.49	8.49	5.70	3.10
89 x 5.6	3.5 x 0.220	15.61	10.41	19.60	10.20	6.90	3.83
102 x 3.2	4 x 0.125	11.90	7.97	12.70	8.50	5.70	3.20
102 x 3.6	4 x 0.141	13.17	8.81	14.71	9.53	6.41	3.40
102 x 4.0	4 x 0.156	15.74	10.58	20.10	11.49	7.17	3.72
102 x 4.8	4 x 0.188	19.27	12.91	25.16	14.14	8.55	4.57
102 x 5.6	4 x 0.220	23.70	15.97	32.77	17.77	10.67	5.68
127 x 3.2	5 x 0.125	17.81	11.97	17.81	11.97	8.00	4.50
127 x 3.6	5 x 0.141	19.67	13.17	19.67	13.17	8.81	4.99
127 x 4.0	5 x 0.156	22.27	14.85	22.27	14.85	9.80	5.50
127 x 4.8	5 x 0.188	28.29	19.08	28.29	19.08	12.12	6.80
127 x 5.6	5 x 0.220	35.24	23.54	35.24	23.54	14.90	8.20
152 x 3.2	6 x 0.125	21.62	14.53	21.62	14.53	10.63	5.93
152 x 3.6	6 x 0.141	24.73	16.54	24.73	16.54	11.81	6.60
152 x 4.0	6 x 0.156	28.50	19.02	28.50	19.02	13.12	7.40
152 x 4.8	6 x 0.188	36.43	24.43	36.43	24.43	15.82	9.00
152 x 5.6	6 x 0.220	45.24	30.24	45.24	30.24	19.00	10.90

NOTA

Los perfiles suministrados no son de fabricación estándar, por lo que se recomienda consultar con el proveedor su disponibilidad.

Ejes para soportes dobles de la serie PDN 2
Dimensiones recomendadas

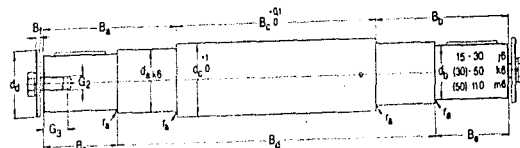


Porte kg- adn	Eje Dimensiones												Chaveta (ISO-R 773)	Masa	Designación SKF del eje ¹⁾	
	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	B _e	B _i	r _e	G ₂				G ₃
	mm															
N 206	30	24	39	32	97	95,5	117,5	219	50	4	0,8	10	27	8-7-10	1,40	VJ-PDNB 206
N 207	35	28	44	36	109,5	108	142,5	240	60	4	1,2	10	27	8-7-10	2,65	VJ-PDNB 207
N 208	40	32	49	40	135,5	134	164,5	274	80	5	1,2	12	30	10-5-63	4,25	VJ-PDNB 208
N 210	50	42	59	50	166	164,5	218,5	329	110	6	1,5	15	36	12-8-60	7,65	VJ-PDNB 210
N 211	55	48	64	63	175	173,5	242,5	371	110	6	1,5	15	40	14-9-80	10,5	VJ-PDNB 211
N 212	60	48	69	63	169	167,5	274,5	391	110	6	1,5	15	40	14-9-80	13,0	VJ-PDNB 212
N 214	70	60	79	70	206,5	205	345,5	478	140	6	1,8	16	49	15-11-109	23,0	VJ-PDNB 214
N 215	75	85	84	78	207,5	206	344,5	478	140	6	1,8	20	48	18-11-109	26,5	VJ-PDNB 215
N 216	80	70	69	90	216	214,5	361,5	512	140	6	1,8	20	48	20-12-100	31,5	VJ-PDNB 216
N 218	90	80	104	100	251	249,5	401,5	562	170	8	1,8	20	48	22-14-140	47,5	VJ-PDNB 218
N 220	100	90	114	105	256	256	435	607	170	8	2,5	24	52	25-14-140	61,0	VJ-PDNB 220
N 222	110	100	124	115	296,5	296,5	483	656	210	8	2,5	24	52	28-16-180	83,0	VJ-PDNB 222
N 224	120	110	134	132	300	300	514	694	210	12	2,5	30	60	28-16-180	102	VJ-PDNB 224

Los ejes SKF estándar se suministran con dos chavetas y dos placas de extremo de eje con tornillos de cabeza hexagonal y sus arandelas de muelle.

SKF

Eje para soportes dobles de la serie PDN 3
Dimensiones recomendadas

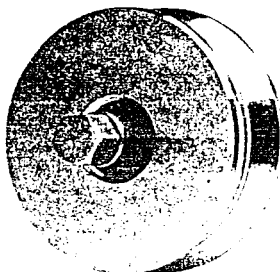


Soporte Designación	Eje Dimensiones										Chaveta (ISO/R 773)	Masa	Designación SKF del eje ¹⁾			
	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	d ₉	d ₁₀						
mm																
PDN 305	25	19	31	28	91	89,5	110,5	216	43	4	0,8	8	10	6-6-12	1,10	VJ-PDNB 305
PDN 306	30	24	39	32	101,5	100	128,5	240	50	4	0,8	10	12	6-7-10	2,20	VJ-PDNB 306
PDN 307	35	28	44	36	118,5	117	146,5	274	60	4	1,2	10	17	8-7-10	3,35	VJ-PDNB 307
PDN 308	40	32	49	40	140	138,5	172,5	331	80	5	1,2	12	20	10-8-63	5,25	VJ-PDNB 308
PDN 309	45	38	54	45	151,5	150	184,5	316	80	5	1,2	12	20	10-8-63	7,30	VJ-PDNB 309
PDN 310	50	42	59	50	175	173,5	218,5	391	110	6	1,5	12	20	12-8-60	9,95	VJ-PDNB 310
PDN 311	55	48	64	63	182,5	181	248,5	439	110	6	1,5	15	30	14-9-80	13,0	VJ-PDNB 311
PDN 312	60	48	69	63	182,5	181	248,5	476	110	6	1,5	15	30	14-9-80	15,5	VJ-PDNB 312
PDN 313	65	55	74	70	191	189,5	247,5	508	110	6	1,5	15	30	16-10-80	19,5	VJ-PDNB 313
PDN 314	70	60	79	70	205	203,5	263,5	532	140	6	1,5	16	40	18-11-109	25,0	VJ-PDNB 314
PDN 315	75	65	84	78	212,5	211	267,5	557	140	6	1,5	20	40	18-11-109	30,0	VJ-PDNB 315
PDN 316	80	70	89	90	227	225,5	283,5	578	140	6	1,5	20	40	20-12-100	34,5	VJ-PDNB 316
PDN 317	85	75	99	90	234,5	234,5	421	610	140	6	1,5	20	40	20-12-100	43,0	VJ-PDNB 317
PDN 318	90	80	104	100	269	267	445	625	170	8	1,5	20	46	22-14-140	51,0	VJ-PDNB 318
PDN 319	95	85	109	100	269,5	269,5	469	668	170	8	2,5	20	46	22-14-140	58,5	VJ-PDNB 319
PDN 320	100	90	114	105	266,5	266,5	500	693	170	8	2,5	24	52	25-14-140	67,5	VJ-PDNB 320
PDN 322	110	100	124	115	309,5	309,5	510	709	210	8	2,5	24	52	28-16-180	87,5	VJ-PDNB 322
PDN 324	120	110	134	132	314	314	522	730	210	12	2,5	30	60	28-16-180	106	VJ-PDNB 324

Los ejes SKF estándar se suministran con dos chavetas y dos placas de extremo de eje con tornillos de cabeza hexagonal y sus arandelas de muelle.

SKF

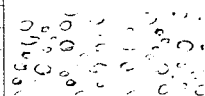
843



NORMAL WHEELS WITH BEARING
LAUFROLLEN MIT EINEM LAGER
ROUES NORMALES A 1 ROULEMENT
RUEDAS NORMALES CON UN COJINETE

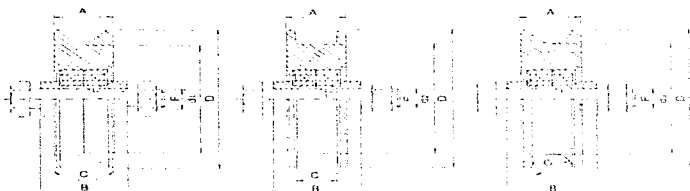


ART.	D	A	B			C		F	d1	d2	d3	L x H x S	CAPACITY PORTATA	BOXES CONFEZIONI	PRICE PREZZO		X1	
Rif.	Ø	mm		V		LI		UNI	Ø	mm	mm	mm	KG	N	KG	V	LI	Ø
618	60	18	24	96°	7	10		M 10x45	49	49	45	60X30X3	80	30	10.3			
718	70	18	24	96°	7			M 10x45	59	59		60X30X3	100	30	14.3			
820	80	20	24	96°	7			M 12x50	65	65		80X30X3	140	20	12.9			
820	80	20	34	96°	7			M 14x70	65	65		80X40X3	140	20	14.2			
827	80	27	34			21		M 12x50			60	80X40X3	140	20	15.1			
920	90	20	24	96°	7			M 12x50	75	75		80X40X3	160	20	17			
1020	100	20	34	96°	7			M 14x60	85	85		100X40X3	180	20	22.4			
1027	100	27	34			21		M 14x60			80	100X40X3	180	16	20.5			
1220	120	20	34	96°	7			M 14x60	105	105		120X40X3	200	12	19.1			
1227	120	27	34			21		M 14x60			100	120X40X3	200	10	19.4			
1420	140	20	34	96°	7			M 14x60	125	125		120X40X3	230	6	13.5			
1620	160	20	34	96°	7			M 14x60	145	145		140X40X3	250	6	17.7			

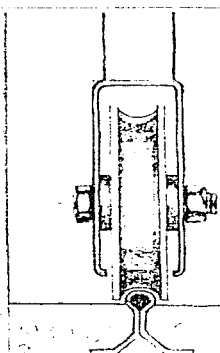


RUOTE NORMALI A DUE CUSCINETTI

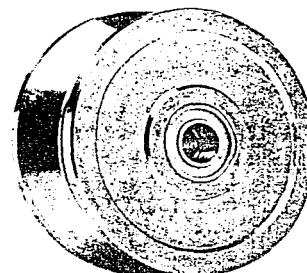
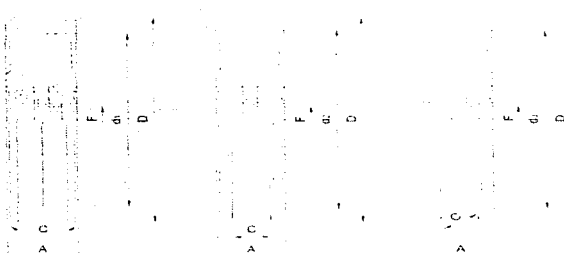
NORMAL WHEELS WITH TWO BEARINGS
LAUFROLLEN MIT ZWEI LAGERN
ROUES NORMALES A 2 ROULEMENTS
RUEDAS NORMALES CON DOS COJINETES



ART.	D	A	B	C		F	d1 d2 d3	L x H x S	CAPACITY PORTATA	BOXES CONFEZIONI		PRICE PREZZO		X1
Rif.	Ø	mm		V	□ ○	UNI	Ø	mm	KG	N	KG	V	□ ○	X1
1030	100	30	44	96°	21	M 14X70	80	100X50X3	300	12	18			
1230	120	30	44	96°	21	M 14X70	100	120X50X3	350	8	17.8			
1230	120	30	44	96°	21	M 14X70	100	120X50X3	350	8	17.8			
1430	140	30	44	96°	21	M 14X70	120	140X50X3	400	4	12.6			
1630	160	30	44	96°	21	M 14X70	140	160X50X3	440	4	16.5			
1630	160	30	44	96°	21	M 14X70	140	160X50X3	440	4	16.5			
1830	180	30	44	86°	21	M 14X70	160	180X50X3	470	4	21.5			
2030	200	30	44	96°	21	M 14X70	180	200X50X3	500	4	27.2			



LAUFROLLEN MIT ZWEI LAGERN MIT AUSWECHSELBARER ACHSE UND SCHMIERNIPPEL
ROUES AVEC 2 ROULEMENTS PREVUES POUR PIVOT GRAISSEUR
RUEDAS CON DOS COJINETES PREDISPUESTAS PARA LUBRIFICADOR



ART.	D	A	C		d1	d2	CAPACITY	BOXES		PRICE		X1
Rif	mm	mm	V	U	mm	mm	KG	N	KG	V	U	C
10030 I	100	30	96°	21	80	80	350	12	14.5			
12030 I	120	30	96°	21	100	100	380	8	16			
14030 I	140	30	96°	21	120	120	400	4	11.5			
16038 I	160	38	96°	21	133	140	520	2	10			
18038 I	180	38	96°	21	153	160	560	2	12			
20038 I	200	38	96°	21	173	180	600	2	15.5			
25038 I	250	38	96°	21	223	230	700	2	26			

PERNI INGRASSATORI

LUBRICATOR PINS

ACHSE MIT SCHMIERNIPPEL

PIVOTS AVEC GRAISSEUR

PERNOS LUBRIFICADORES

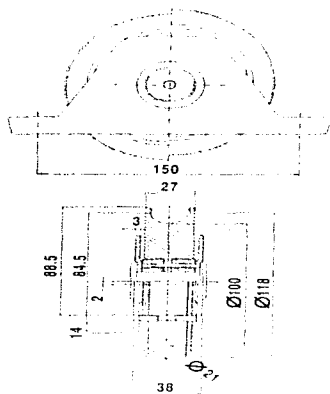
Per ruote Art. 10030 I - 12030 I - 14030 I

ART.	B	F x L	PRICE
Rif.	mm	UNI	X 1
B1 - 40	34	M 16X50	
B1 - 50	44	M 16X60	
B1 - 60	54	M 16X70	
B1 - 80	74	M 16X90	
B1 - 100	94	M 16X120	

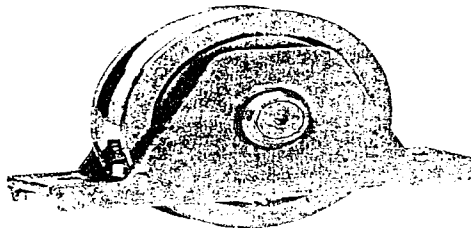
Per ruote Art. 16038 I - 18038 I
20038 I - 25038 I

ART.	B	F x L	PRICE
Rif.	mm	UNI	X 1
B2 - 50	44	M 20X60	
B2 - 60	54	M 20X75	
B2 - 80	74	M 20X90	
B2 - 100	94	M 20X120	





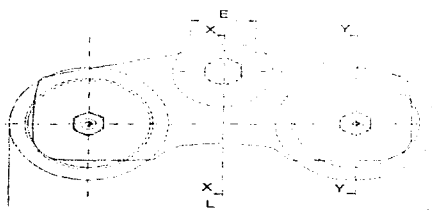
WHEELS WITH WELDED SUPPORT, ADJUSTABLE IN HEIGHT
LAUFROLLEN MIT HÖHE VERSTELLBAREN STÜTZPLATTEN
ROUES AVEC SUPPORT SOUDE RECLABLE EN HAUTEUR
RUEDAS CON SOPORTE SOLDADO REGULABLE EN ALTURA



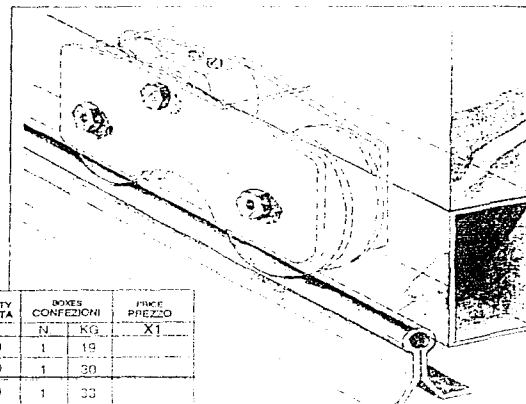
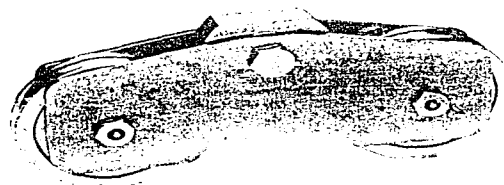
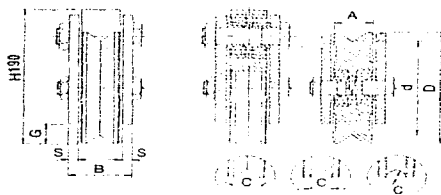
ART.	CAPACITY	BOXES	PRICE
Rit.	PORTATA	CONFEZIONI	PREZZO
	KG	N. KG	X1
1007 150 R	50	13 6	

RUOTE CON APPOGGIO CENTRALE A BILANCERE PER CANCELLI PESANTI

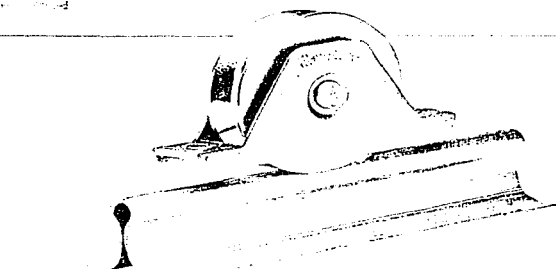
WHEELS WITH CENTRAL SUPPORT ROCKER ARM FOR HEAVY GATES
DOPPELAUFROLLE MIT MITTIGER AUFLAGE FÜR SCHWERE TORE
ROUES AVEC APPUI CENTRALE A BASCULE POUR PORTAILS LOURDS
RUEDAS ESPECIALES PARA PUERTAS Y CANCELAS MUY PESADAS CON APOYO CENTRAL BALANCEADO



Sez. X - X Sez. Y - Y



ART.	L	H	D	A	B	C	E	G	S	d	CAPACITY PORTATA	BOXES CONFEZIONI	PRICE PREZZO		
Rif.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	KG	N. KG	X1		
RBI 160	430	190	160	38	64	96	21	60	29	10	133	140	1000	1	19
RBI 200	490	270	200	38	64	96	21	70	45	10	173	180	1300	1	20
RBI 250	535	295	250	38	64	96	21	70	70	10	273	230	1800	1	23

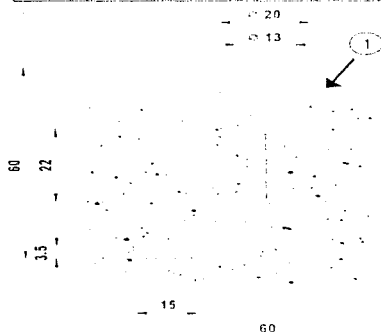


1 1

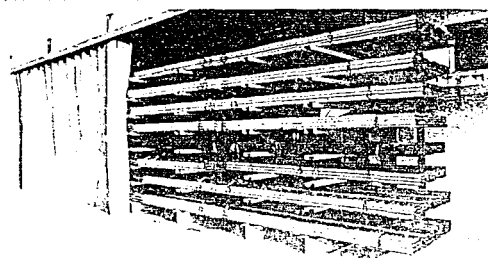
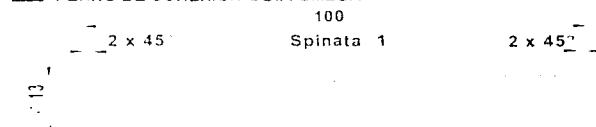
I VANTAGGI DI OMEGA

- OMEGA IL NUOVO BINARIO PRONTO ALL'USO È DI FACILE
 INSTALLAZIONE A NORMA DIN 15112
 ANTIDERAGLIAMENTO E BREVE TEMPO
 - INSTALLAZIONE PIÙ SEMPLICE E PIÙ RAPIDA
 - ELIMINAZIONE DELLA FASE MECCANICA DI COSTRUZIONE DEL BINARIO
 - ELIMINAZIONE STRIP E SALDATURE
 - LUNGHEZZE MODULARI A PIACERE ACCOPPIAMENTO PERFETTO ED ISTANTANEO
 - SCORRIMENTO ECCEZIONALMENTE FACILE PER RIDURRE AL MASSIMO L'ATTRITO
 - PRONTO ALL'USO IN ZINCATO UN SOLO MODELLO PER TUTTI I CARICHI
 - UN RISULTATO DI ALTA QUALITÀ DAL COSTO MOLTO VANTAGGIOSO

ART.	FASCI - SHEETS	PESO IN KG	PRICE PREZZO
OMEGA ZINCATO	N° 33 DA m 6 N° 33 DA m 3	m 198 m 99	X 1 m
OMEGA GREZZO	N° 33 DA m 6 N° 33 DA m 3	m 198 m 99	KG 4,5
SPINA DI GIUNZIONE	N° 10	KG 1	



- 1 1 PERNO DI GIUNZIONE GUIDA OMEGA
 1 1 PIN JOINT OMEGA GUIDE
 1 1 VERBINDUNGSSTIFT LAUFSCHIENE OMEGA
 1 1 PIVOT DE JONCTION GUIDE OMEGA
 1 1 PERNO DE CONEXION GUIDA OMEGA



THE ADVANTAGES OF OMEGA

- OMEGA THE NEW RAIL READY FOR USE IS OF EASY
 INSTALLATION ACCORDING TO DIN 15112
 ANTI-DERAILMENT AND SHORT TIME
 - PATENTED AND EASY TO INSTALL
 - SLEWER AND QUICK TO DISASSEMBLE
 - ELIMINATION OF THE MECHANICAL PHASE OF THE
 TRACK'S CONSTRUCTION
 - ELIMINATION OF STRIP MATERIAL AND WELDING
 - MODULAR LENGTHS AS REQUIRED PERFECT AND
 IMMEDIATE COUPLING
 - EXCEPTIONALY EASY TO COUPLE IN ORDER TO REDUCE
 FRICTION TO THE MINIMUM
 - READY TO USE, PREVENTS OVERLOADING OF THE SINGLE
 RAIL IN FULLY LOADED
 - A HIGH QUALITY RESULT AT AN EXTREMELY
 ADVANTAGEOUS COST



VORTEILE DER OMEGA LAUFSCHIENE:

- BODENLAUFSCHIENE FÜR OMEGA RUF
 LEICHT ZU INSTALLIEREN
 BODENLAUFSCHIENE KEIN ENTSIESEN
 - EINFACHE UND SICHERE MONTAGE
 - KEIN INTERKOMPLEXE KONSTRUKTION NOT WENDIG
 - KEIN VERSCHNITT
 - PERFERE VERBINDUNG
 - KEINE SCHWEISARBEIT
 - GERINGE REIBUNG, GUTE LAUF EIGENSCHAFT
 - NUR EIN MODELL
 - GERINGE KOSTEN FÜR ALLE QUANTITÄTEN



LE AVANTAGES D' OMEGA

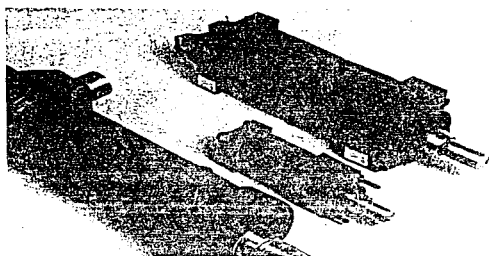
- OMEGA LE NOUVEAU RAIL PRÊT À L'USAGE DE FACILE
 INSTALLATION A NORME DIN 15112
 ANTI-DERAILMENT
 - INSTALLATION SEMPLICE ET PLUS RAPIDE
 - ELIMINE LA PHASE MECHANIQUE DE LA FABRICATION
 - ELIMINE LES Soudures
 - LONGUEURS FACILEMENT MODULABLES
 - ACCOUPLEMENT PARFAIT ET INSTANTANÉ
 - COUPLAGEMENT FACILE ET IMMÉDIAT POUR PARVENIR
 PROFITABLEMENT AU SUIVANT
 - PAS D'ALVÈRE DE Soudage
 - UN SEUL MODÈLE POUR TOUTES LES CHARGES
 - COUT RÉDUIT AVEC UN RÉSULTAT DE QUALITÉ
 SUPÉRIEURE



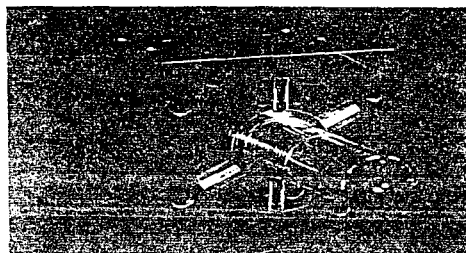
LE VENTAJAS DE OMEGA

- OMEGA ES LA NUEVA GUÍA PARA EL EMPLEO Y FACIL INSTALAC
 A NORMA DIN 15112 ANTIDERAGLIAMENTO PROBADO
 - INSTALLACIÓN RÁPIDA Y SENCILLA
 - ELIMINACIÓN DE LA FASE MECÁNICA DE CONSTRUCCIÓN
 DE LA GUÍA
 - ELIMINACIÓN DE STRIP Y SOLDADURAS
 - LONGITUDES MODULABLES SEGÚN LAS NECESIDADES
 - ACCOPPIAMENTO PERFECTO E INSTANTANEO
 - DERAGLIAMENTO E SCORRIMENTO FACILE PER RIDUCERE
 AL MINIMO L'ATTRITO
 - PRONTO ALL'USO IN ZINCATO UN SOLO MODELLO PER
 TUTTI I CARICHI

HYDRAULIC ACTUATORS



The rod, welded and mil construction hydraulic cylinders for most areas of application and sizes.



Micro Precision Dextron (formerly Elexon and Rod Johnson) semi rotary actuators, extremely compact and powerful from 100Nm to 1200Nm.

Type Cylinder	Range Bar	Range Bore mm	Stroke mm	Comments
Tie Rod	207	50.8 - 127	100 - 150	●
	207	40 - 50.8	10 - 50	▲
	170	50.8 - 127	100 - 150	▲ (Bore limit only)
	160	25 - 100	1 - 100	▲
	70	25.4 - 25.5	1 - 100	▲
	210	40 - 200		▲ Cushion available
Cylinder welded	170	40 - 200		
Cylinder Mil Type	210	40 - 200		Cushion available

Type Semi Rotary	Range Bar	Torque Nm at Max bar	Rotation Stroke mm	Comments
Vane	207	55 - 83733*	280° - 100°	1 or 2 Vane
	207	458 - 4577	230°	1 Vane Hollow Shaft
	207 - 155	55 - 1634	280° - 100°	1 or 2 Vane
	70	13 - 34490	150° - 100°	Lightweight
	50	350 - 4874	110° - 50°	1 or 2 Vane 2 or 3 Vane Rotating

Unless otherwise indicated all the actuators above offer a comprehensive range of mounting systems.
All cylinders offer a range of rod/bore combinations.

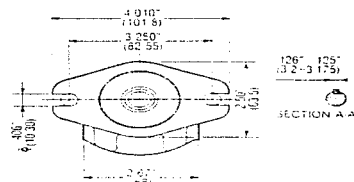
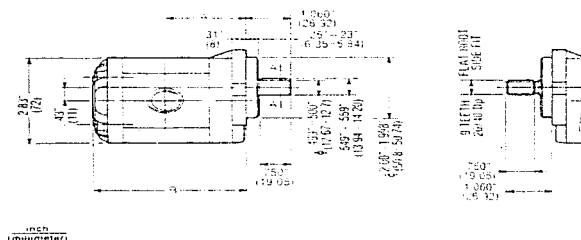
* specials to 1,000,000 Nm

● Position Transducer, servo or proportional valve manifold built in ▲ Cushion, Air Bleed or Proximity Switch available

Quick Reference

Series TFP 100

Available from local stock



OUTLET PORT - 9/16 - 18UN
INLET PORT - 3/4 - 16UN
MOUNTING FLANGE - SAE "AA"

MODEL	DISPLACEMENT		MAX. PRESSURE		MAX. SPEED	"A"		"B"	
	Cu. in./Rev.	cc/Rev.	PSI	BAR		RPM	inches	mm	inches
1.2	0.71	1.17	3000	210	6000	1.58	40.3	3.14	80
1.7	0.96	1.57	3000	210	6000	1.69	43	3.20	81.5
2.2	1.23	2.09	3000	210	5000	1.73	44	3.24	83.5
2.6	1.54	2.60	3000	210	4000	1.77	45	3.37	85.5
3.2	1.92	3.14	2000	210	5000	1.81	46	3.44	87.5
3.8	2.23	3.66	2000	210	6000	1.85	47	3.53	89.5
4.3	2.55	4.18	3000	216	4000	1.88	48	3.66	91.5
7.8	4.64	7.53	2600	185	4000	2.14	54.5	4.11	104.5

NOTE: Consult factory when using tang drive (FR) (See page 25)

The charts below are representative of this series. Figures are based on IAG specifications using a mineral base oil with viscosity of 150 SSI at 120° F.

GALLONS PER MINUTE									
TYP 100 Model No.		1	1.7	2.2	2.5	3.2	3.8	4.3	7.8
Cu In Displacement		0.71	0.95	1.28	1.58	1.92	2.23	2.55	4.63
RPM	PSI								
500	500	0.14	0.19	0.25	0.31	0.38	0.44	0.52	0.84
	1000	0.13	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.49	0.83
	2000	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	0.31	0.42	0.76
	MAX	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R
2000	500	0.60	0.81	1.08	3.4	1.62	1.99	2.17	3.35
	1000	0.59	0.79	1.06	1.31	1.59	1.84	2.14	3.39
	2000	0.56	0.76	1.01	1.24	1.51	1.76	2.03	3.33
	MAX	0.53	0.73	0.97	1.44	1.44	1.44	1.44	3.33
6000	500	2.2	1.64	2.19	2.71	3.29	3.82	4.38	7.94
	1000	1.20	1.62	1.17	2.67	3.25	3.77	4.35	7.90
	2000	1.17	1.59	1.27	2.61	3.18	3.69	4.26	7.78
	MAX	1.17	1.59	1.27	2.59	3.18	3.69	4.26	7.78
6000	500	1.83	2.47	3.30	4.07	4.95	5.75	N/R	N/R
	1000	1.82	2.46	3.27	4.04	4.91	5.71	N/R	N/R
	2000	1.79	2.42	3.27	3.99	4.84	5.62	N/R	N/R
	MAX	1.65	2.38	3.18	4.25	5.03	5.82	N/R	N/R

N/R - Operation at this condition not recommended

Note: Liters per minute = GPM x 3.785

INPUT HORSEPOWER									
T/F 100 Model No.		1.7	1.7	2.2	2.6	3.2	3.8	4.3	7.8
Cu. In. Displacement		0.12	0.96	1.28	1.98	1.92	2.23	2.55	4.63
RPM	PSI								
500	500	0.07	0.08	0.11	0.12	0.15	0.17	0.19	0.35
	1000	0.11	0.15	0.19	0.22	0.27	0.31	0.35	0.61
	2000	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	0.59	0.67	N/R
	M.A.X.	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R	N/R
2000	500	0.28	0.34	0.42	0.50	0.59	0.66	0.75	1.25
	1000	0.46	0.59	0.75	0.90	1.08	1.24	1.41	2.46
	2000	0.82	1.08	1.41	1.70	2.06	2.38	2.72	4.86
	M.A.X.	1.8	2.5	3.2	3.9	4.6	5.3	6.0	10.3
4000	500	0.56	0.69	0.85	1.01	1.18	1.34	1.54	2.7
	1000	0.92	1.18	1.52	1.83	2.18	2.50	2.89	5.2
	2000	1.56	2.18	2.89	3.47	4.17	4.82	5.60	10.3
	M.A.X.	2.9	3.9	5.1	6.2	7.4	8.6	9.8	16.5
5000	500	0.85	1.04	1.30	1.54	1.81	2.12	N/R	N/R
	1000	1.41	1.81	2.32	2.79	3.34	3.96	N/R	N/R
	2000	2.54	3.31	4.32	5.21	6.27	7.43	N/R	N/R
	M.A.X.	4.6	6.0	7.8	9.5	11.4	13.5	N/R	N/R

N/R - Operation at this condition not recommended.

Note: Kilowatts = HP x 0.746