

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Diseño de una Plataforma Basculante con Capacidad de 4 Tn. de Peso Neto para el Transporte de Residuos Sanitarios ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

EDWING RICARDO HUAMAN HUERTA

PROMOCION: 1989 - 1

LIMA . PERU . 1992

**DISEÑO DE UNA PLATAFORMA BASCULANTE CON CAPACIDAD DE 4TN.
DE PESO NETO PARA EL TRANSPORTE DE RESIDUOS SANITARIOS**

PROLOGO	1
1.- INTRODUCCION	3
1.1 Objetivos .	3
1.2 Alcances .	4
1.3 Necesidad del empleo de estos vehiculos equipos en el acarreo de residuos sanitarios en zonas urbanas del Perú .	6
2.- CONDICIONES DE DISEÑO	8
2.1 Análisis de la generación, recolección y transporte de residuos sólidos .	8
2.1.1 Definición de residuos .	8
2.1.2 Generación y composición de los residuos sólidos en Lima metropolitana y zonas urbanas del Peru .	10
2.1.3 Sistema de recolección y transporte de residuos sólidos .	20
a. Recolección de residuos	
b. Equipos de recolección	
c. Frecuencia de recolección	
d. Métodos de recolección	
e. Selección del método de recolección	
2.1.4 Requerimiento de camiones porta- contenedores a nivel de Lima metropolitana y zonas urbanas de Peru, proyectadas al año 2010 .	26

- 3.4 Dimensionamiento del sistema , 120
 - 3.4.1 Plataforma , 121
 - 3.4.2 Dispositivos de desplazamiento
(Brazos de accionamiento) , 123
- 3.5 Análisis cinético-dinámico del sistema , 130
 - . velocidades
 - . aceleraciones
 - . fuerzas
- 3.6 Cálculo de fuerzas actuantes en el sistema
para diferentes posiciones instantaneas en
las maniobras , 155
- 3.7 Dimensión y diseño del container , 166
 - a. Cálculos y selección de materiales
 - b. Características constructivas
- 3.8 Diseño y cálculo de los componentes estruc-
turales , 178
 - 3.8.1 Plataforma , 178
 - a. Cálculos y selección de materiales
 - b. Características constructivas
 - 3.8.2 Brazos de accionamiento , 183
 - a. Cálculos y selección de materiales
 - b. Características constructivas
 - 3.8.3 Soporte posterior , 218
 - a. Cálculos y selección de materiales
 - b. Características constructivas

4.- CALCULO DEL SISTEMA HIDRAULICO

248

- 4.1 Análisis del desplazamiento , 248

2.2 Descripción del prototipo básico del sistema ,	35
2.3 Situaciones para el análisis del mecanismo ,	36
2.4 Materiales a utilizarse ,	50
3.- SELECCION, ACONDICIONAMIENTO DEL VEHICULO, Y DISEÑO DE LA UNIDAD PLATAFORMA Y MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO	53
3.1 Selección y adecuación del vehículo ,	53
3.1.1 Análisis de la distribución de cargas en el vehículo ,	53
3.1.2 Análisis de la estabilidad y suspensión del vehículo ,	63
3.1.3 Análisis de la dinámica de propulsión del vehículo ,	79
a. Potencia	
b. Velocidad	
c. Balance de potencias	
d. Momento y fuerza de propulsión	
e. Factor dinámico	
f. Aceleración	
3.1.4 Análisis de la maniobrabilidad del vehículo con el container ,	107
3.2 Disposición general de las estructuras de las plataformas ,	117
3.2.1 Estructuras longitudinales ,	117
3.2.2 Estructuras transversales ,	118
3.3 Acondicionamiento de los dispositivos de desplazamiento (Brazos de accionamiento) ,	119

4.2 Cálculo y selección de los componentes del sistema hidráulico ,	250
4.2.1 Tanque de aceite hidráulico ,	250
4.2.2 Filtros de aceite ,	254
4.2.3 Pistones hidráulicos ,	261
4.2.4 Bombas de aceite ,	283
4.2.5 Tuberías ,	292
4.2.6 Válvulas y sistemas de control ,	294
5.- METRADOS Y PRESUPUESTOS	297
5.1 Metrados ,	297
5.2 Análisis de costos directos e indirectos ,	297
5.3 Presupuesto ,	300
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	314
BIBLIOGRAFIA	320
PLANOS	
APENDICE	

PROLOGO

La necesidad de incrementar y mejorar el recojo y eliminación de los residuos sanitarios de las grandes ciudades que adolecen de un buen servicio, plantea el diseño de nuevas unidades con una mayor productividad y de fácil maniobra.

Si bien la adquisición de nuevos equipos demandaría, para las áreas de limpieza urbana, mayores inversiones, al equiparse los futuros vehículos con estos nuevos sistemas se estará mejorando la eficiencia y la rapidez en el manipuleo de los residuos sanitarios.

El equipamiento de los vehículos con estos sistemas cumplen con dos objetivos principales:

El mejorar la rapidez en el recojo de los residuos sanitarios permitirá un requerimiento menor de personal que en los sistemas actuales.

Reducir los costos por unidad de peso de residuos sanitarios eliminado, así como los costos por mantenimiento de estos sistemas.

En el capítulo II se realiza un "reconocimiento de la necesidad", siendo ésta la de contribuir a mejorar la recolección de residuos sanitarios, efectuándose un análisis minucioso de las características que normalmente tienen los residuos en los distritos de Lima Metropolitana y ciudades urbanas del Perú, para luego

proyectar hasta el año 2010 la cantidad de residuos que sería generada; esto con el objeto de determinar la cantidad de unidades recolectoras que se requerirán en los próximos años hasta el 2010. En las partes finales del Capítulo II se realiza una descripción del prototipo a diseñar y se describen los problemas por los que pasará el vehículo, planteándose situaciones críticas que tendrá que afrontar la unidad recolectora.

El Capítulo III comprende la selección del vehículo, previo análisis de los requisitos indispensables que tiene que cumplir, para luego acondicionar sobre él, al sistema que se diseñará. A continuación se realiza el dimensionamiento y diseño de los componentes de la plataforma basculante, el cual involucra el análisis estático y dinámico y el análisis de fuerzas a las que estarán sometidos los diferentes componentes del sistema para el diseño final de éstos.

El Capítulo IV comprende el análisis del sistema hidráulico para luego seleccionar los equipos y accesorios que requiere el sistema.

En el Capítulo V se realiza el metrado de todos los elementos del sistema con la finalidad de determinar el costo que significará producir estas unidades.

También se presentan costos de alternativas, referente a la unidad vehículo - plataforma.

Finalmente se incluyen los planos de fabricación del container y de la plataforma basculante.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 Objetivos

a.- Diseño de una unidad plataforma basculante, con capacidad de 4 TN. de peso neto máximo, destinado a la recolección y transporte de residuos sanitarios, utilizando una adecuada tecnología que parte de las propias necesidades de nuestro medio.

b.- Contribuir en lo posible a la solución del problema de recojo de residuos, por cuanto al establecer un diseño propio de unidades de bajo costo, pueden construirse en la cantidad necesaria para cumplir con los requerimientos de limpieza en las ciudades urbanas.

c.- Incentivar la fabricación de estas unidades con miras a su empleo a nivel nacional, dando solución a los problemas de limpieza en las diferentes ciudades. En tal sentido se podrán utilizar vehículos de igual o diferente capacidad según sean los requerimientos en número y capacidad de estas unidades; utilizando perfectamente materiales y equipos de producción nacional.

1.2 Alcances

El diseño de la unidad comprenderá los siguientes aspectos:

a.- Identificación y estudio del "problema" para el cual se diseña el sistema. Análisis de la generación de los residuos sanitarios a nivel de Lima Metropolitana y ciudades urbanas del Perú, con el objeto de determinar el número de unidades recolectoras que se requiere actualmente y en el futuro, proyectado al año 2010.

b. Acondicionamiento del sistema en un vehículo determinado y análisis de la unidad recolectora vehículo-plataforma basculante en forma separada y en conjunto, para tener una unidad que cumpla satisfactoriamente con los requerimientos para el almacenamiento, transporte y eliminación de residuos sanitarios.

c.- Dimensionamiento y especificaciones técnicas, para la construcción del container de residuos sanitarios con una capacidad neta máxima de 4 TN. Los análisis se establecerán de acuerdo al peso específico promedio del material a manipular, y la construcción estará constituida por material de procedencia nacional.

El container estará fabricado con estructuras adicionales de manera que puedan desplazarse con

facilidad y sin producir daños a la plataforma del vehículo, tal como se especificará posteriormente.

d.- Diseño de la plataforma basculante propiamente, constituida por estructuras de acero de fabricación nacional o importada.

El tipo de estructura, así como el acondicionamiento será motivo de análisis estructural en función al tipo de cargas actuantes, así como de las características de las estructuras.

e.- El análisis del sistema hidráulico y los mecanismos correspondientes, considerando las diferentes cargas actuantes, según las posiciones del sistema de izaje o levantamiento, así como en el momento de descarga de residuos.

En este caso, en función al análisis todos los sistemas hidráulicos serán seleccionados y adquiridos en el mercado nacional o de importación.

f.- El diseño de la unidad será considerado para una capacidad neta máxima de 4 TN. sin embargo, con las mismas características se pueden construir unidades con capacidades mayores o menores a lo establecido, tanto como sean requeridas según sus necesidades. Esto flexibilizará las construcciones y consecuentemente se acondicionará a las circunstancias.

1.3 Necesidad del empleo de estos vehículos equipados en el acarreo de residuos sanitarios en zonas urbanas del Peru.

Uno de los problemas típicos de las grandes ciudades es la limpieza, el cual va relacionado con la densidad demográfica cada vez más creciente y con un déficit económico para la solución de dichos problemas.

En Lima Metropolitana el mantenimiento de la ciudad es un reto permanente, que hasta ahora no se soluciona cabalmente dado el déficit económico que limita la adquisición de unidades recolectoras necesarias para la limpieza.

Según informaciones dadas por el Departamento de Aseo Urbano de la Municipalidad de Lima Metropolitana, señalan que actualmente se cuenta con 226 unidades recolectoras de residuos sanitarios, de los cuales el 40% se encuentra en estado defectuoso y es recuperable solamente con una fuerte inversión de dinero.

Al problema anterior se suma el déficit de unidades recolectoras y la creciente demanda de servicios de recolección de residuos sanitarios para los próximos años, directamente relacionados con el crecimiento de la población y la emigración de la gente del campo hacia las ciudades urbanas; es por estos motivos que se tiene que buscar soluciones

prontas que involucren poca inversión de dinero, debido a la situación económica que atravieza nuestro país.

CAPITULO II

CONDICIONES DE DISEÑO

2.1 Análisis de la generación, recolección y transporte de residuos sólidos

Tanto la determinación de residuos sólidos, así como las características de la demanda de los servicios de **limpieza**, en sus aspectos de recolección, transporte y disposición final, están en función de los diferentes tipos de residuos sólidos.

2.1.1 Definición de residuos

Se denominan así a los materiales inútiles e inservibles (desechos) para las unidades económicas que los generan y sienten la necesidad de deshacerse de ellos.

Todas las unidades económicas en su actividad formal y cotidiana generan residuos sólidos, tales como restos de comidas, envases, papeles, etc., generados en forma individual o colectiva.

Estos residuos sólidos pueden ser clasificados de diferentes maneras, según sean combustibles o no combustibles, orgánicos o inorgánicos, etc.; para efectos del presente estudio clasificaré por su origen de generación, detallándolos a continuación:

Residuos domésticos

Son los conformados por los desechos generados en las actividades cotidianas de los hogares y la preparación de platos y comidas provenientes de los bienes de los mercados, así como los tipos de envase: papel, cartones, trapos, latas de hojalata, vidrio, lozas, plásticos, etc.

Residuos Comerciales

Proceden de zonas que aglutinan establecimientos comerciales, incluidas las bodegas.

Están conformados por residuos combustibles, tales como papel, trapos, cartones, cajas, madera, pajas, caucho, plásticos etc. y residuos no combustibles, tales como tarros de hojalata y botellas.

Residuos industriales

Se consideran así a los materiales sólidos desechados en fábricas o instalaciones de procesamiento o transformación. Consisten en residuos procedentes de tratamiento de productos alimenticios, residuos de madera, metales, plásticos, etc.

En este tipo de residuos es conveniente distinguir los tóxicos y no tóxicos.

Residuos de Mercados

Son residuos de alto contenido orgánico, provenientes de los centros de abastos de productos

para consumo doméstico y los resultantes de la manipulación, almacenamiento y venta de los mismos al por mayor y menor.

Follajes

Son los provenientes de parques y jardines, generalmente residuos orgánicos, combustibles. En este tipo se incluyen ramas de árboles, ramas pequeñas, hierbas, arbustos cortados y hojas.

Residuos voluminosos

Consisten en muebles, refrigeradoras, automóviles deteriorados y los que requieran de servicio de recolección especial. En nuestro país y en Lima Metropolitana son poco comunes este tipo de residuos.

Residuos provenientes de la demolición o construcción de viviendas

Conformado por los residuos procedentes de los desechos de edificios y otras estructuras, aquí se incluyen los escombros, desmonte o residuos sobrantes de la construcción y reparación de casas, tales como: tierra, piedra, yeso, madera, cartón, etc.

2.1.2 Generación y composición de los residuos sólidos en Lima Metropolitana y zonas urbanas del Perú

La demanda del servicio está expresada por la generación diaria de residuos sólidos de todos los distritos considerados dentro del área geográfica de Lima Metropolitana y las zonas urbanas del Perú.

a. Generación per cápita (GPC)

La generación per cápita (GPC) se define como la producción diaria de residuos sólidos por persona (Kg/hab./día).

El parámetro es usado por la mayoría de los países del mundo como un indicador de la cobertura de producción y su magnitud tiene relación con el grado de desarrollo alcanzado por los países. En el gráfico # 1, se muestra la producción per cápita de algunas ciudades importantes del mundo.

b. Sectorización De Lima Metropolitana

Para efectos de analizar la generación de residuos sólidos por distritos se definen los siguientes sectores:

Sector Residencial

Sector Medio

Sector Popular

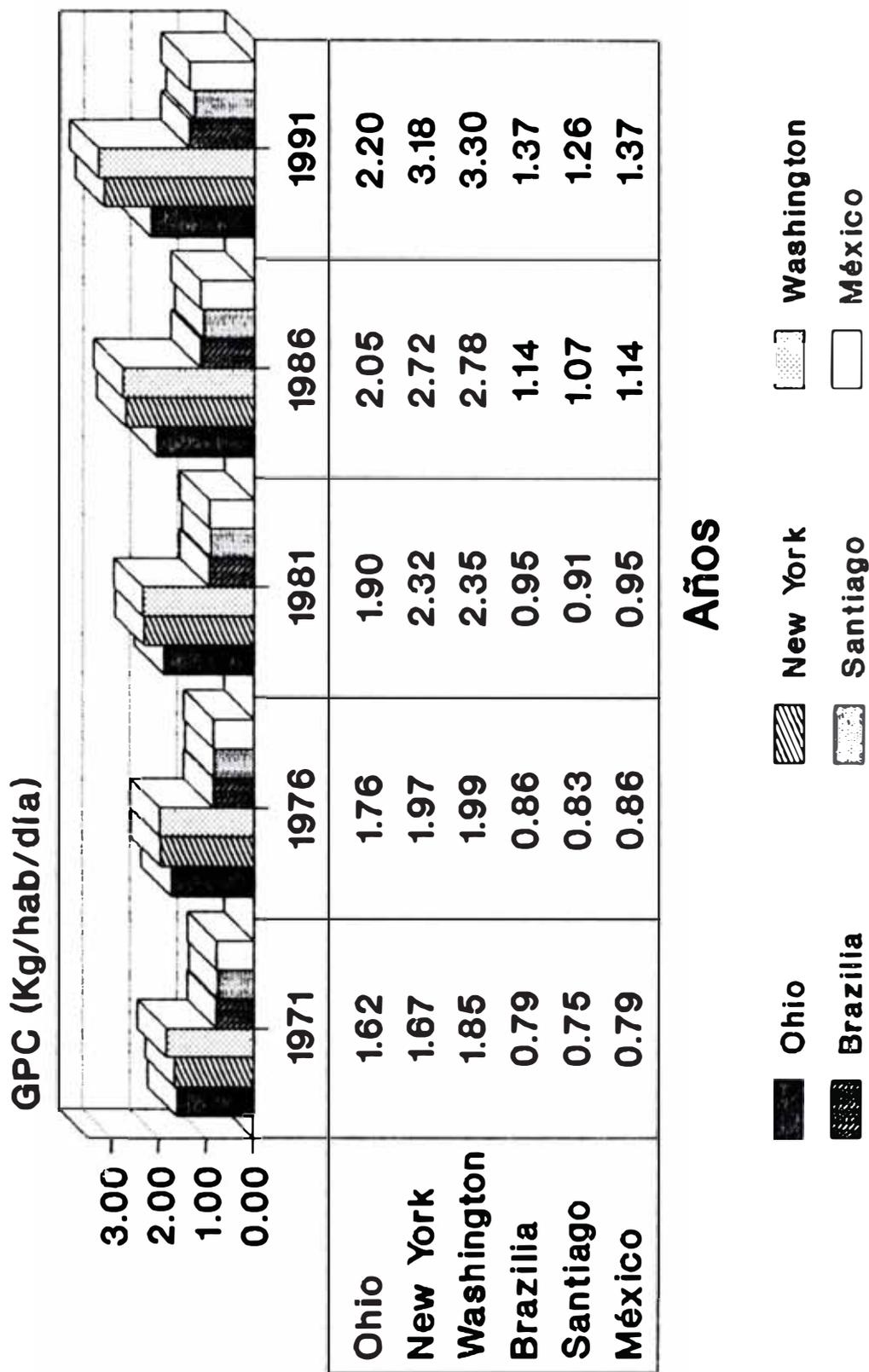
Sector Pueblos Jovenes

Los sectores son clasificados en función de las características que lo identifican.

Sector Residencial (A)

Este sector está caracterizado porque tiene ingresos económicos elevados, cuenta con los servicios existentes, viviendas amplias de material noble, acabado de lujo, con jardines exteriores e interiores, por

GENERACION PER-CAPITA DE RESIDUOS principales ciudades del mundo



GRAF. 1

Ejemplo: San Isidro, Miraflores, San Borja, Monterrico y Otros.

Sector Medio (B)

Este sector está caracterizado porque sus habitantes tienen ingresos económicos entre medios y altos, cuentan con los servicios básicos de agua, desagüe, luz, teléfono (parcialmente), limpieza pública aceptable, vivienda de material noble, unifamiliares de 1 o 2 pisos con acabados de primera, jardines exteriores, Ejem. Urb. Balconcillo, Urb. Corpac, Maranga, Pueblo Libre, San Luis y otros.

Sector Popular (C)

Este sector está caracterizado por tener habitantes con ingresos económicos entre medios y bajos, cuenta con los servicios básicos (agua, desagüe, luz), limitadas áreas verdes, servicio de transporte deficitario, viviendas de material noble (50%), construcciones antiguas, vías de comunicación en mal estado, ejemplo: La Victoria, Barrios Altos, San Martín de Porras.

Sector Pueblos Jóvenes (D)

Este sector está caracterizado por estar habitado por familias de ingresos económicos

bajos, servicios básicos de agua-desague, luz en forma limitada (50%), limpieza pública deficitaria, escasas áreas verdes, servicio de transporte deficitario, viviendas de material noble, seminoble, rustico, vias de comunicación sin asfaltar, Ejemplo: Carabayllo, Villa María del Triunfo, Comas, etc.

En las Tablas # 1 y # 2, se muestran los componentes de los residuos sanitarios (basura), por distritos y zonas a nivel de Lima Metropolitana, como también la producción per cápita y sus respectivas densidades.

c. Generación Actual de Residuos Sólidos por Distrito

La generación de residuos sólidos, está dada principalmente por la producida por viviendas familiares a la que se denomina comunmente residuos domésticos, que tendrán características y composición variada según los sectores antes definidos.

Otro agente generador de residuos sólidos, son los mercados que abastecen diariamente de productos de consumo directo.

Del mismo modo, para estimar la generación total de residuos se considera como agentes

TABLA 1

(%) DE MATERIALES COMPONENTES DE LA BASURA POR DISTRITOS Y ZONA , PRODUCCION PER-CAPITA Y DENSIDAD

ZONA	RESIDENCIAL			MEDIA					
	DISTRITOS	MIRAFLORES	SURCO	SAN ISIDRO	PROMEDIO MAS PROBABLE	JESUS MARIA	LINCE	PUEBLO LIBRE	PROMEDIO MAS PROBABLE
MATERIALES									
PAPEL		24.00	19.20	12.90	18.70	21.50	22.50	22.20	22.00
CARTON		2.70	3.10	1.50	2.40	1.40	2.80	2.80	2.30
MADERA		0.70	0.30	0.00	0.30	1.20	1.20	0.40	0.90
TRAPOS		2.20	0.80	1.70	1.60	1.70	2.10	1.30	1.70
CUERO		0.00	0.10	0.00	0.00	0.20	0.60	0.60	0.30
CAUCHO		0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.00	0.40	0.20
PLASTICO									
DURO		0.00	0.20	0.40	0.20	0.40	0.40	0.60	0.50
PLASTICO									
BLANDO		3.30	2.10	2.60	2.70	1.90	1.20	2.60	1.90
FOLLAJE		4.50	7.50	9.50	7.20	2.10	0.20	2.00	1.40
RESTOS DE ALIMENTOS		24.20	44.10	26.90	31.70	22.50	39.20	34.50	32.00
METAL FERRO SO(latas)		6.40	3.40	3.60	4.50	3.80	2.90	3.30	3.30
METAL NO FERROSO		0.00	0.00	2.80	0.90	0.30	0.00	0.00	0.10
VIDRIO		2.20	1.30	2.30	1.90	1.20	2.20	1.70	1.70
AGREGADO GRUESO		10.40	11.10	18.90	13.50	20.20	8.80	4.40	11.10
AGREGADO FINO		19.20	6.80	17.40	14.50	21.50	15.90	23.80	20.40
TOTAL		100.00	100.00	100.00		100.00	100.00	100.00	
d = kg/m ³		101.10	144.20	149.00	131.40	159.40	161.70	152.40	157.80
ACION CAPITA kg/hbt.		0.675	0.620	0.728	0.670	0.670	0.635	0.650	0.651

TABLA 2

ZONA	POPULAR				PUEBLO JOVEN			
	DISTRITOS	LA VICTORIA	LIMA	BREÑA	PROMEDIO MAS PROBABLE	COMAS	VILLA MARIA	EL AGUSTINO
MATERIALES PAPEL	17.50	20.00	18.00	18.50	8.30	14.50	9.90	10.90
CARTON	1.30	1.80	1.40	1.50	1.20	2.80	1.40	1.80
MADERA	1.50	1.50	1.20	1.40	1.00	0.60	0.70	0.80
TRAPOS	2.50	1.80	1.60	2.00	1.00	2.70	1.30	1.70
CUERO	0.60	1.40	0.10	0.70	0.40	0.40	0.30	0.40
CAUCHO	4.20	0.10	0.40	1.60	0.00	0.10	0.40	0.20
PLASTICO DURO	0.50	0.40	0.40	0.40	0.40	0.90	1.40	0.90
PLASTICO BLANDO	1.50	1.40	1.60	1.50	0.90	2.30	1.50	1.60
FOLLAJE	0.80	0.50	0.90	0.70	4.30	3.50	3.40	3.70
RESTOS DE ALIMENTOS	19.60	17.00	24.20	20.30	6.50	10.40	10.50	9.10
METAL FERRO SO(latas)	5.40	2.80	2.60	3.60	3.80	2.80	2.80	3.10
METAL NO FERROSO	0.03	0.10	0.20	0.11	0.10	0.20	0.40	0.20
VIDRIO	2.30	2.00	2.10	2.10	1.80	1.20	3.00	2.00
AGREGADO GRUESO	7.80	11.00	9.90	9.60	14.70	13.60	15.60	14.60
AGREGADO FINO	34.30	38.20	35.30	35.90	55.50	44.00	47.40	49.00
TOTAL	100.00	100.00	100.00		100.00	100.00	100.00	
d = kg/m ³	174.00	167.40	176.70	172.70	238.20	247.10	239.50	241.60
PRODUCCION PERCAPITA = kg/hbt.	0.594	0.679	0.654	0.642	0.481	0.469	0.473	0.474

productores de los mismos, a las grandes tiendas comerciales (Tía, Monterrey, Scala, etc.), e instituciones públicas y privadas (Ministerios, Hospitales, etc.) y finalmente la generación en las industrias.

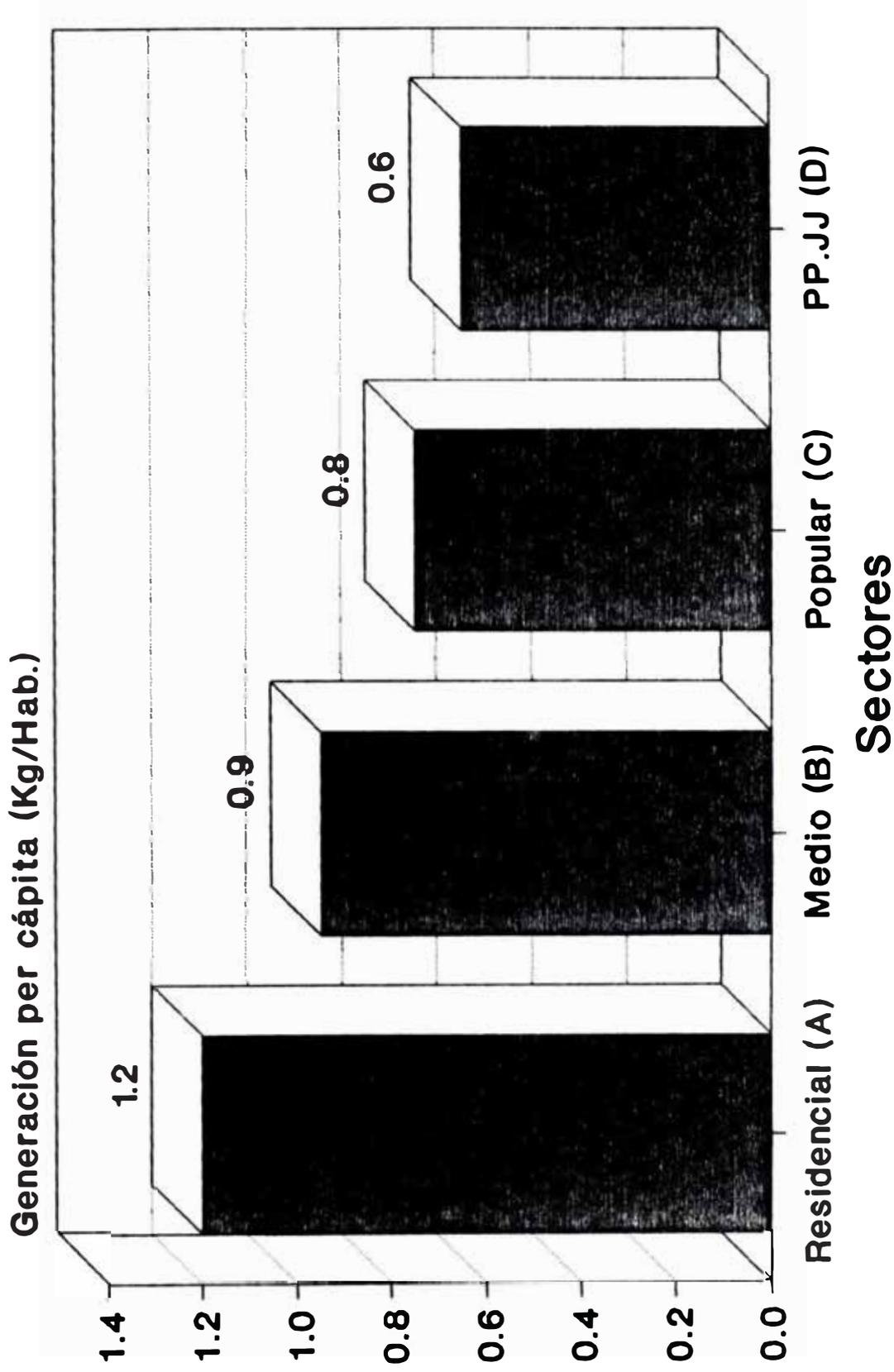
Para estimar la generación actual de residuos sólidos, se utiliza la sectorización realizada para los distritos de Lima Metropolitana, tal como se muestra en el gráfico # 2.

En el citado gráfico, para el estimado de la GPC, se ha considerado que la generación de residuos sólidos domésticos está en función directa de la estructura de consumo del sector socio-económico y por tanto de su nivel de ingreso.

Para el cálculo de generación total de residuos sólidos de Lima Metropolitana, se ha determinado la GPC promedio de cada distrito y se ha considerado la distribución poblacional estimada para cada uno de los sectores socio-económicos considerados. La generación per cápita se obtiene del producto de la distribución poblacional propuesta y producción per cápita asignada a los sectores.

Si se relaciona la generación total y población cubierta se tiene que la generación

GENERACION PER CAPITA (GPC) en Lima Metropolitana, por sectores



Fuente : Bases del Plan de Aseo Urbano
GRAF. 2

per cápita promedio de Lima Metropolitana alcanza a 0.616 kg/día (ver tabla # 3).

2.1.3 Sistema de recolección y transporte de residuos sólidos

a. Recolección de residuos

La recolección de los desechos sólidos es el lazo de unión entre el almacenamiento en el lugar de origen y el sistema de disposición final. El sistema de recolección estará organizado de forma que permita un servicio eficiente y a bajo costo, sin la producción de malos olores, polvos, ruidos molestos y desorden, en condiciones aceptables para un servicio de esta naturaleza.

El rendimiento y eficacia de un sistema de recolección depende de la correcta armonía de una serie de factores que se entrelazan, tendientes a conseguir un recogido efectivo y un alto nivel estético, entre estos factores destacan: la capacidad de los vehículos de recolección, número de hombres por vehículo, tipo de desechos recogidos, número de viajes por día al sitio de disposición final y la magnitud del sector que sirve cada vehículo. En términos generales, existen dos sistemas típicos de operación para la recolección: Servicio Público y Servicio Privado.

b. Equipo de recolección**. *vehículo compactador de carga frontal***

Estos vehículos generalmente son de 20 a 25 metros cúbicos de capacidad, con diferentes mecanismos de vaciado. Su eficiencia de recolección es muy alta cuando se usa adecuadamente. Se usa principalmente para recolectar desechos ubicados en centros de gran generación como mercados, hospitales, multifamiliares, fábricas, supermercados, etc.

. *Vehículo compactador descarga trasera.*

Este vehículo es bastante utilizado en la recolección domiciliaria por su eficiencia y su baja altura de descarga de desechos. Este equipo recolector puede contar también con aditamentos especiales para el servicio de contenedores, su capacidad varía de 12 a 25 metros cúbicos.

. *Vehículo compactador de carga lateral.*

Existen dos tipos principales, de forma rectangular y de forma cilíndrica, su capacidad regularmente es de 12 a 15 metros cúbicos.

El uso de este tipo de vehículo debe tender a desaparecer, puesto que su altura de descarga afecta directamente a la eficiencia del personal de recolección, además de no proporcionar lugares adecuados para el almacenamiento de los materiales penados.

. Vehículo Volquete.

Cuando se trata de desechos que no tengan necesidad de compactación, este tipo de vehículos cumple con su función. Requisitos que deberán cumplir los vehículos:

Los desechos a transportar deberán estar cubiertos siempre.

Deberán ser contruidos a prueba de fallas estructurales.

La altura de descarga no debe exceder de 1.20 metros.

Deberán ser seguros para la cuadrilla de recolección.

Deberán contar con los sistemas de descarga por volteo o eyección .

Deberán ser fáciles de limpiar y desinfectar.

c. Frecuencia de recolección

La frecuencia de recolección de los desechos sólidos está en función de tres factores fundamentales:

El tiempo en el cual la producción de desechos sólidos pueda almacenarse en un recipiente con dimensiones convenientes.

El tiempo que tardan los desechos sólidos en producir olores desagradables en condiciones medias de temperatura de cada región, principalmente en el verano.

El ciclo de reproducción de la mosca, el cual en tiempo de calor tendrá una duración menor a los 7 días.

Se recomienda que en los sectores habitacionales, la frecuencia de recolección a utilizar sea de dos a tres veces por semana. La frecuencia de recolección de los desechos comerciales puede ser de tres veces por semana; sin embargo, si el volumen producido obliga a una frecuencia mayor esto es, si el volumen es demasiado grande entonces, deberá realizarse diariamente (residuos sólidos de mercado).

Para la recolección por medio de contenedores, deberá hacerse un estudio con el fin de conocer el tiempo promedio en que un contenedor se llena, con el objeto de estandarizar la recolección.

d. Método de recolección

Los sistemas comúnmente utilizados para efectuar la recolección domiciliaria de los desechos sólidos son: parada fija en la acera, patios, y contenedores. A continuación, se hará una breve explicación de cada uno de estos métodos.

Método de Parada Fijas.

El establecimiento de este método de recolección domiciliaria de los desechos sólidos consiste en diseñar rutas de recorrido para cada unidad recolectora, donde se les señale en que lugar

efectuarán las paradas, con el objeto de que en estos puntos concurra la gente a entregar sus recipientes y los descarguen en el interior del vehículo.

Para el cumplimiento de este método las paradas se fijarán de manera que los usuarios no caminen más de 50 mts. con sus recipientes; para tal efecto se avisará la llegada del vehículo al punto de recolección, mediante la utilización de un campanero o de un claxón previamente identificado por la población a servir. También puede ser colocado un anuncio en el lugar de la parada, donde se indique el horario y los días de recolección.

Método de recolección en patios.

Este método de recolección opera de manera que el vehículo recolector efectue una parada por cada casa y los recolectores entren al patio, garaje o lugar donde se encuentren los recipientes de la casa-habitación a servir, recogen, acarrean, vacían y regresan el recipiente a su lugar de origen, siendo éste el ciclo para cada hogar y para la población en general. Dentro de este sistema de recolección domiciliario se encuentra un similar al anterior, consistente en lo siguiente: la población a una hora determinada coloca sus desechos sólidos generados en la acera de su casa y posteriormente el vehículo recolector

realizará paradas por cada casa que tenga el recipiente a la vista, y los recolectores vacían y llevan los recipientes al interior del patio o garaje de la casa servida.

Método de Recolección de Acera.

En este método, el usuario debe sacar su recipiente al borde de la banqueta, avisado por una campana o claxón; posteriormente el vehículo recolector pasará haciendo una parada en cada lugar en donde haya recipientes o pasarán lentamente para que el personal de recolección (corriendo) recojan, depositen y regresen a su lugar de origen el recipiente.

También en este método, la recolección domiciliaria en los desechos sólidos puede efectuarse de dos formas; la primera consiste en efectuar la recolección solamente de una acera y la segunda se realiza por ambas aceras, dependiendo de las características o la zona habitacional a servir, pero con los puntos arriba indicados.

Método de recolección por contenedores.

El método de recolección por contenedores, generalmente es utilizado en los centros de mayor generación de desperdicios, como son los multifamiliares, mercado y zonas de gran densidad de población; este método consiste en diseñar cajas metálicas con cierta capacidad volumétrica e

instalarlas en dichos centros de generación para que la población deposite sus desperdicios en dichos contenedores.

e. Selección del método de recolección

La selección del método de recolección más adecuado, se debe hacer en función de cierto análisis, el cual tomará en cuenta, entre otros, los siguientes factores :

El grado de cultura de los habitantes y del personal de servicio de limpieza.

Las características de los vehículos que forman la flotilla de recolección.

El número de vehículos que componen la flotilla de recolección .

El tipo y cantidad de desechos sólidos generados por los habitantes.

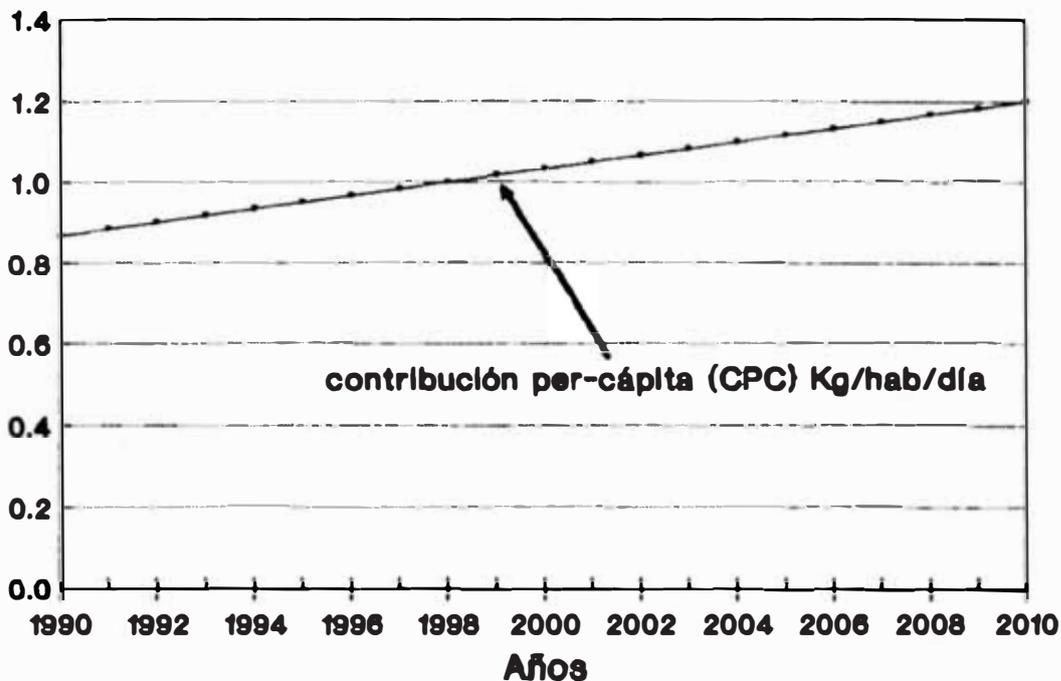
2.1.4 Requerimiento de camiones portacontenedores a nivel de Lima Metropolitana y zonas urbanas del Perú, proyectado al año 2010.

a. **Contribución per-cápita y población urbana: Años 1990-2010**

Segun estudios efectuados respecto la contribución "per cápita" en Kg, de residuos solidos por habitantes, se concluye que su tendencia es creciente, como se puede observar en el gráfico # 3 (Fuente: Centro de Investigación de Ingeniería Sanitaria, CEPIS).

CONTRIBUCION PER-CAPITA EN PESO

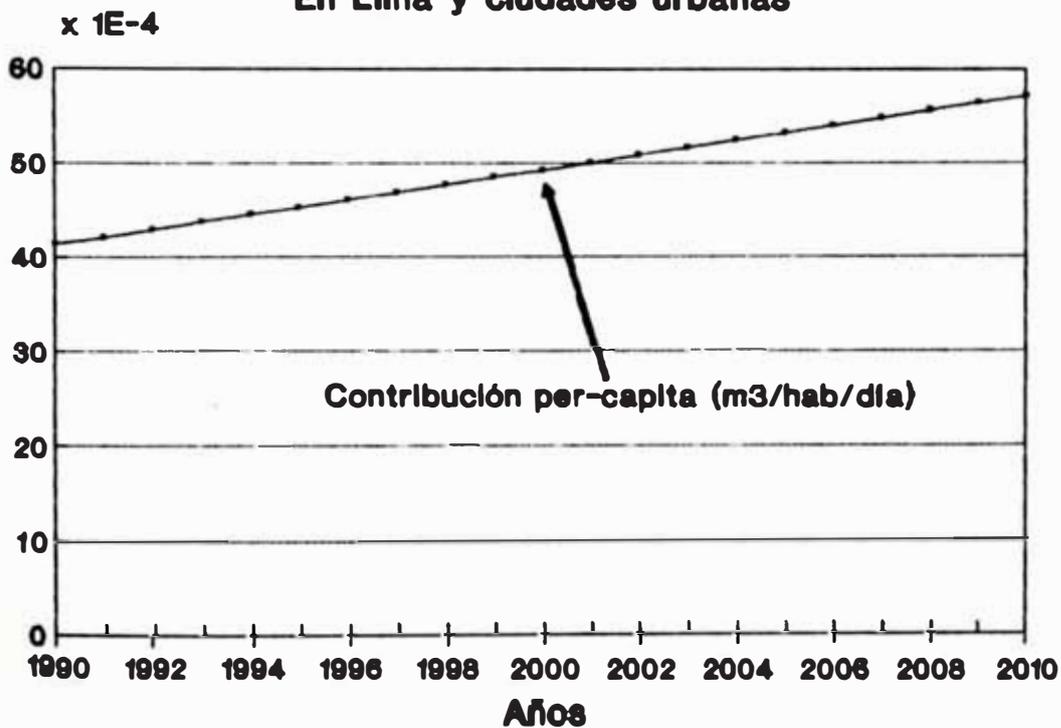
En Lima y ciudades urbanas



GRAF. 3

CONTRIBUCION PER-CAPITA EN VOLUMEN

En Lima y ciudades urbanas



GRAF. 4

Considerando la densidad promedio de los residuos sanitarios sólidos sueltos de 210 Kg/m^3 y dividiendo la contribución per cápita en peso (Kg/m^3) entre la densidad, se obtiene la contribución per capita por habitante de volumen de residuos sanitarios; como se observa en el gráfico # 4, la tendencia también es creciente.

El número de habitantes en Lima Metropolitana y demás ciudades urbanas del Perú, para el año 1990 y proyectadas al año 2010, fue tomado del Boletín Informativo del Instituto Nacional de Estadística (INE), el cual considera una tasa de crecimiento promedio anual del 2% (ver tablas #4 y # 5).

b. Cantidad total diaria y anual de residuos en peso y volumen, años 1990 - 2010

Para el cálculo de la cantidad total de residuos sólidos, generados en el día, se multiplica la cantidad de población en el año por la contribución per capita correspondiente a ese año. Esta operación se efectúa para la contribución anual en peso y en volumen (ver tablas # 4 y # 5).

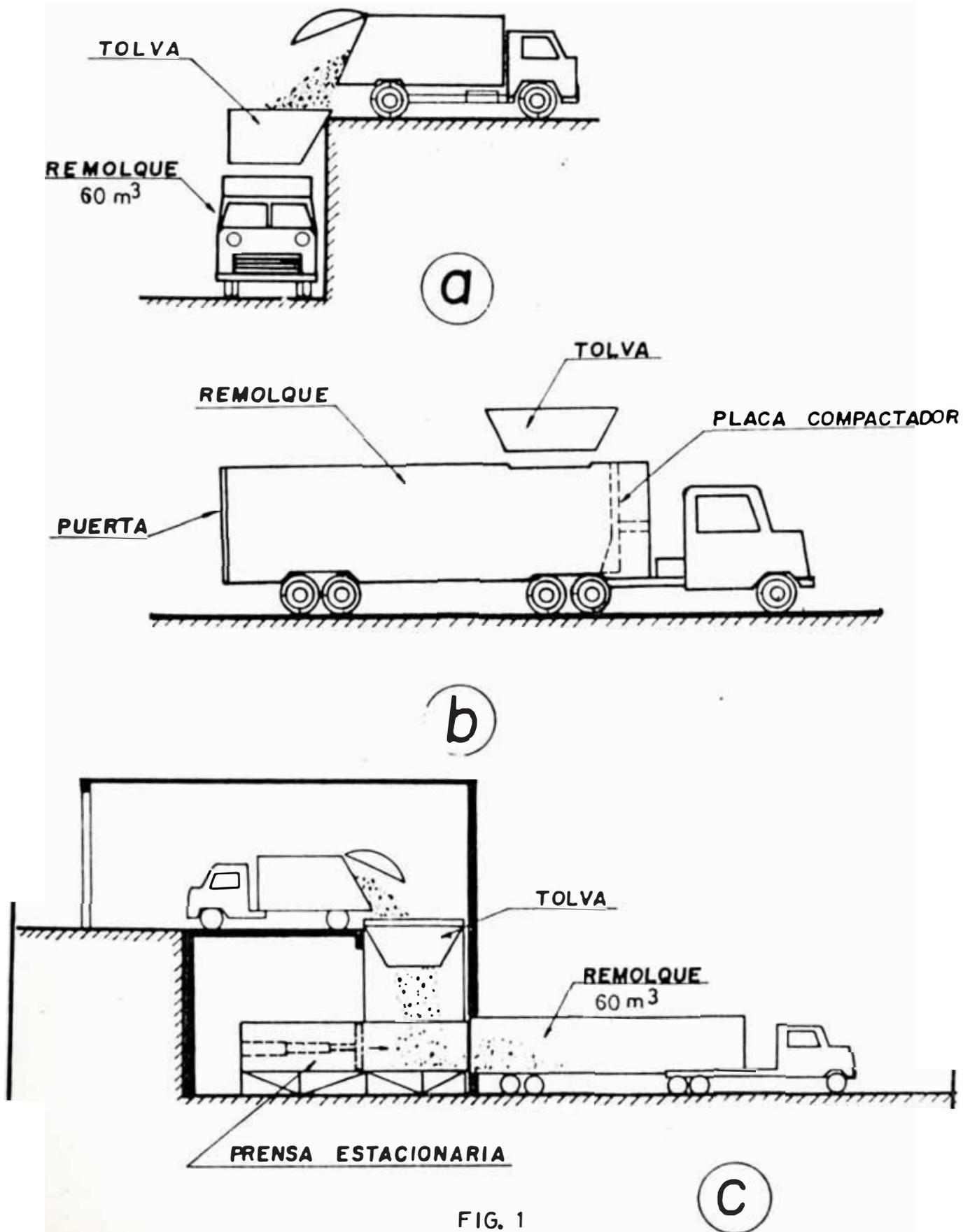
multiplicamos la cantidad total de residuos sólidos generados en un día por 365 días al año, se obtendrá la contribución total anual en peso y volumen. (Ver tablas # y #)

c. Cálculo del número de unidades de portacontenedores requerido, a nivel de Lima Metropolitana y demás ciudades urbanas del Perú, años 1990-2010

Para obtener tiempos cortos en el recojo de residuos sanitarios, es necesario usar "ESTACIONES DE TRANSFERENCIA" (ver figura # 1), conformadas por grandes remolques, con una capacidad de 60 m³, denominados también "Camiones Madrinas"; estas unidades serán ubicadas en un punto estratégico para que la distancia entre la estación de transferencia y los lugares donde se ubicarán los containers sea la menor posible, obteniéndose de esta forma un menor tiempo por ciclo de trabajo efectuado, el cual comprende el tiempo empleado en el transporte del container a la Estación de Transferencia y luego en el regreso para ubicar el container en su lugar de origen.

Segun experiencias para este mismo sistema de recolección en Zonas Urbanas de países latinoamericanos, como por ejemplo Argentina y Brasil, señalan que el ciclo promedio óptimo es de 5 ciclos por cada 8 horas, con el cual se estaría efectuando un ciclo en un tiempo de 1.36 minutos.

ESTACION DE TRANSFERENCIA DE RESIDUOS SANITARIOS



Para el cálculo del número de vehículos requeridos, se tomará solamente el 50% del volumen total anual generado, debido a que es necesario recoger residuos en esta proporción, mediante vehículos compactadores y porta-contenedores, para realizar una efectiva labor en el acarreo de residuos sanitarios.

Para realizar el cálculo se usará la siguiente fórmula:

$$\# \text{ VEHICULOS} = \text{V.G.A.} / \text{V.T.V.}$$

Donde :

$$\# \text{ VEHICULOS} = \text{Número de vehículos requeridos al año}$$

$$\text{V.G.A.} = \text{Volumen de generación anual en metros cúbicos de residuos sólidos}$$

$$\text{V.T.V.} = \text{Volumen efectivo transportado por vehículo al año, el cual se calcula de la siguiente forma:}$$

$$\text{V.T.V.} = (\text{Vc} \times \text{fuc}) \times [(\text{T.P./T.C.}) \times \text{fd}]$$

Donde :

$$\text{Vc} = \text{Volumen de container} = 12\text{m}^3$$

$$\text{fuc} = \text{Factor de llenado} = 92\%$$

$$\text{T.P.} = \text{Número de horas programadas durante el año}$$

$$= 16 \text{ horas/día} \times 355 \text{ días/año} = 5680 \text{ horas/año}$$

$$\text{T.C.} = \text{Tiempo de ejecución de un ciclo}$$

$$= 1 \text{ hora} + 36 \text{ minutos} = 1.6 \text{ horas}$$

$$\text{fd} = \text{Factor que señala la disponibilidad de la unidad durante el año} = 90\%$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\# \text{ VEHICULOS} = \left[(0.5) (\text{Volumen de generación anual m}^3/\text{año}) \right] / (11\text{m}^3/\text{ciclo} \times 3195 \text{ ciclos/año-vehículo})$$

$$\# \text{ VEHICULOS} = \text{Volumen de generación anual} / 70290$$

Los valores obtenidos de estos cálculos son llevados a la tabla # 6.

2.2 Descripción del prototipo básico del sistema

La unidad a diseñarse debe ser simple tanto en su construcción como en su operación y manipuleo. Los fundamentos básicos para el prototipo de diseño de la unidad son los siguientes :

El vehículo deberá estar acondicionado de tal manera que sobre su chasis se acondicione la plataforma estructural, debidamente diseñada y de las dimensiones tales que el container se ubique convenientemente sobre ella.

El **izaje** y consecuentemente el cargado será automático, es decir con los brazos del sistema, para lo cual el container deberá tener un dispositivo de enganche, de manera que éste sea automático. A continuación la grúa izará al container y éste se acondicionará convenientemente en la plataforma.

El mecanismo de descarga será también automático, accionando los cilindros centrales, en forma similar al de un volquete; todas estas operaciones

de carga y descarga serán efectuadas por el chofer-operador.

Las estructuras en general serán de acero comercial, preferentemente de procedencia nacional, debidamente diseñadas y dimensionadas según las cargas requeridas.

El sistema de operación de carga y descarga lo realizará el chofer-operador desde su tablero ubicado en la cabina del vehículo.

De esta manera, la unidad de diseño debe ser simple en su manipulación y requerirá sólo de la operación por parte del chofer.

La unidad en referencia es una concepción nueva y eficaz al servicio de la limpieza de ciudades como Lima, con gran volumen diario de generación de residuos y problemas en su recojo.

2.3 Situaciones para el análisis del mecanismo

Para el análisis del sistema, se subdividirán en 2 clases de maniobra, siendo éstas las siguientes :

- a. Maniobras de Izaje del Container, y
- b. Maniobras de Descarga del Residuo.

No se considera las maniobras de descarga del container, porque al efectuar esta maniobra el container está totalmente vacío y los esfuerzos en los componentes del sistema son mínimos.

Dentro de los dos grupos de maniobras a realizarse, se analizarán posiciones instantáneas

consideradas críticas durante el izaje del container y descarga del residuo, siendo estas posiciones dentro de cada grupo las siguientes :

a. Maniobras de izaje del container

Maniobra en la cual el container es trasladado desde su posición de reposo hasta la plataforma basculante sobre el camión.

Para el proceso anterior, el sistema adquiere las siguientes posiciones instantáneas:

POSICION # 1: El brazo # 1 se encuentra unido al container mediante el gancho del brazo # 1 y la barra de enganche ubicada en el container. En este momento se inicia el izaje del container, para lo cual tendrá que vencer las fuerzas de fricción en los apoyos y rodillos, que el terreno ejerce sobre el container; fuerzas que serán superadas con el accionamiento de los dos pistones principales en forma simultánea, mediante el accionamiento de una sola válvula de distribución (ver figura # 2).

POSICION # 2: El apoyo delantero del container se desprende del terreno, quedando el container apoyado solamente en el brazo # 1 y en el suelo, mediante los rodillos posteriores (ver figura # 3).

POSICION # 3: En esta posición, el container continua apoyado en el brazo # 1 y en el rodillo posterior, pero está próximo a tomar contacto con

el rodillo de la plataforma basculante, ubicado en la parte posterior del camión (ver figura # 4).

POSICION # 4: Posición en la cual el brazo # 1 no ejerce fuerza alguna sobre el container, debido a que el container se encuentra apoyado sobre el rodillo posterior de la plataforma basculante y sobre su rodillo posterior en contacto con el suelo (ver figura # 5).

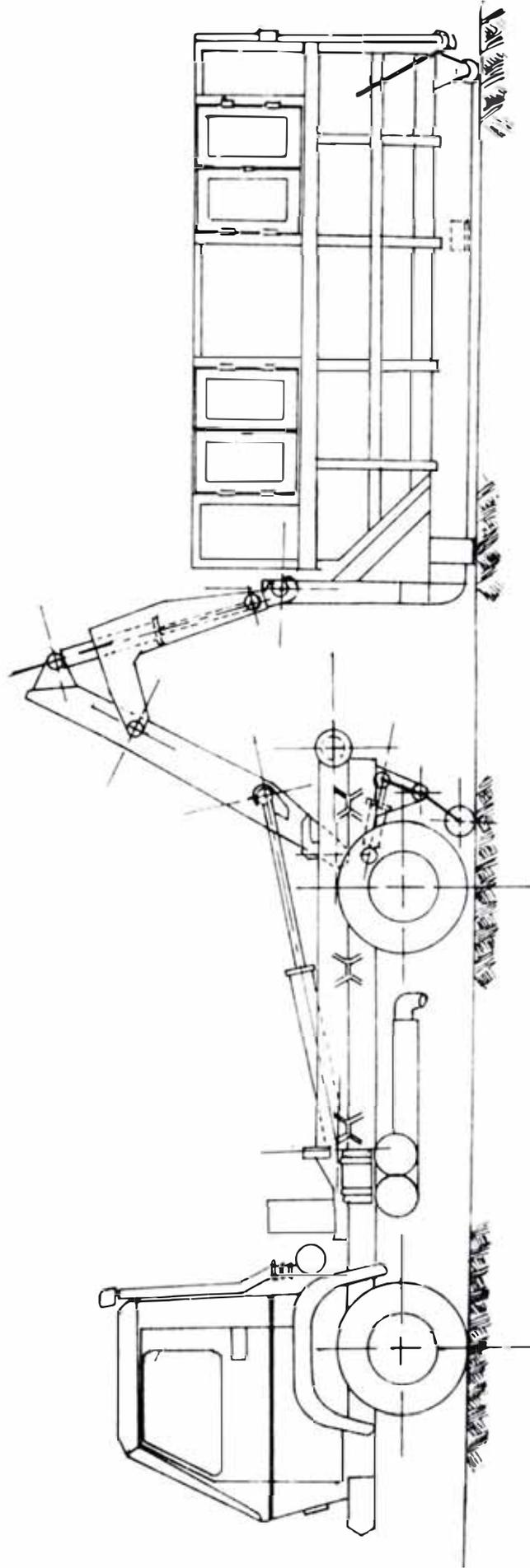
POSICION # 5: En esta posición el container se encuentra sujetado por el brazo 1 y apoyado **sobre** el rodillo posterior de la plataforma basculante, de esta forma ya no existe contacto entre el rodillo posterior del container y el suelo (ver figura # 6).

POSICION # 6: El container se encuentra apoyado en el rodillo posterior de la plataforma basculante y en el brazo # 1.

Para efectuar la Maniobra de Izaje hasta la posición # 5, solamente se realiza con el accionamiento de los dos pistones **principales** mediante una sola válvula de distribución; en esta posición intermedia, los dos pistones principales se encuentran retraídos en su totalidad, y el pistón del brazo # 1 es accionado para continuar con el acomodo del container sobre la plataforma (ver figura # 7).

MANIOBRA DE IZA E

POS C ON N:1



FI 2

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:2

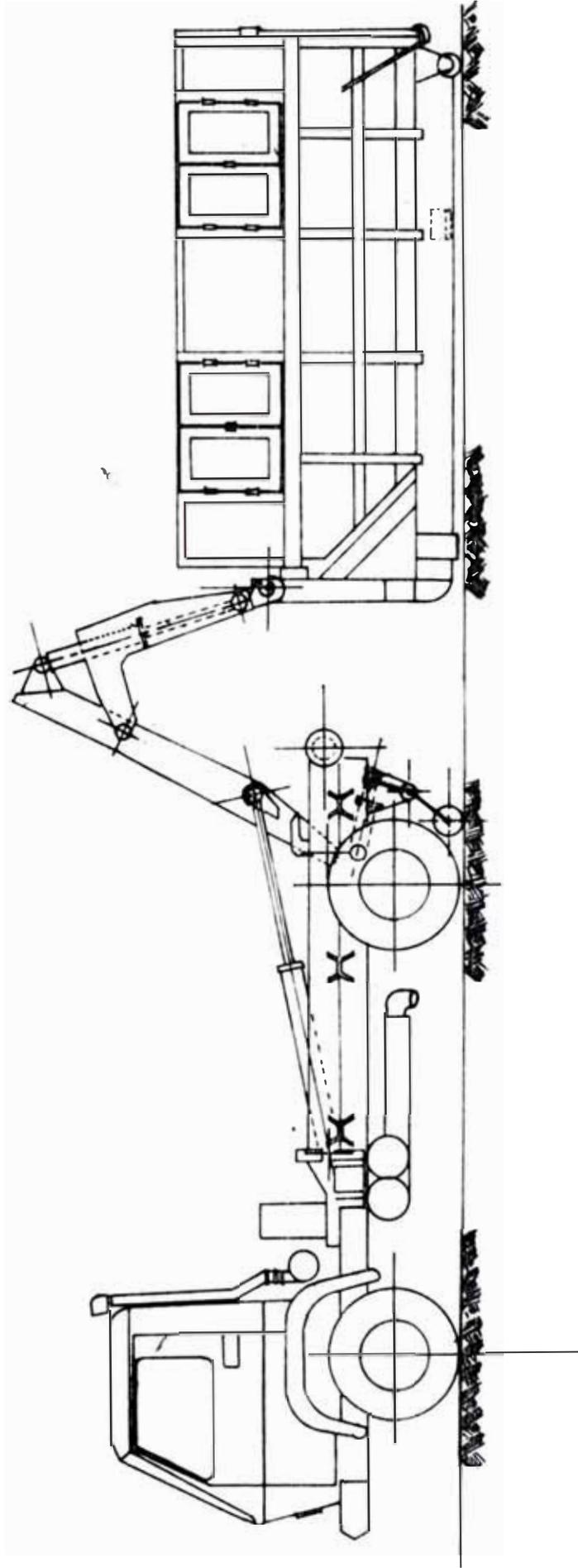
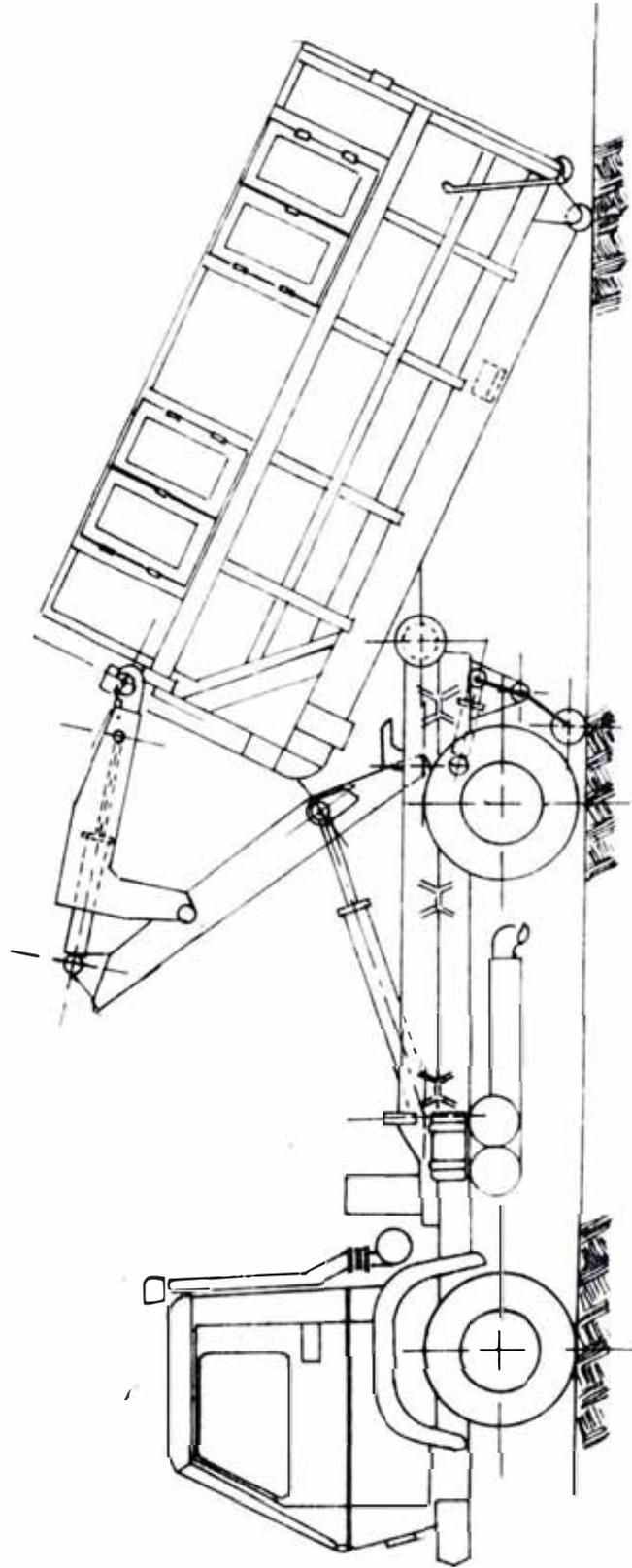


FIG. 3

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:3



F I

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:4

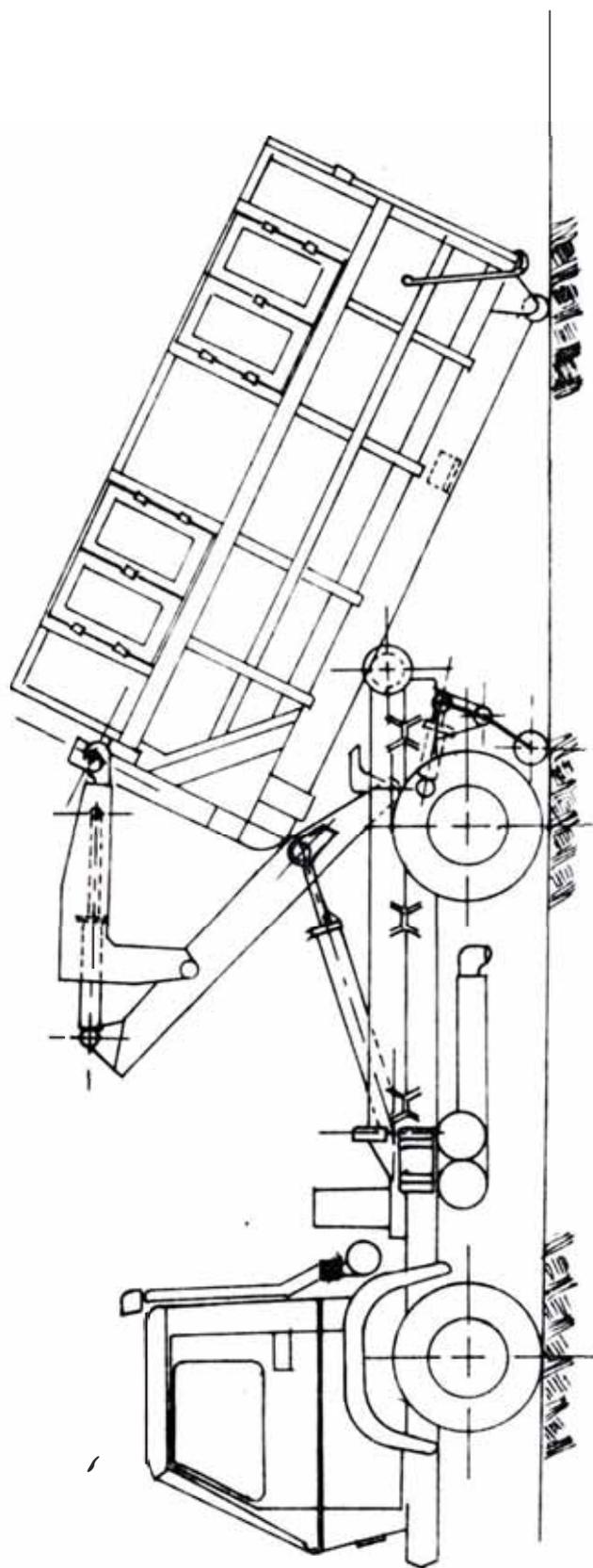
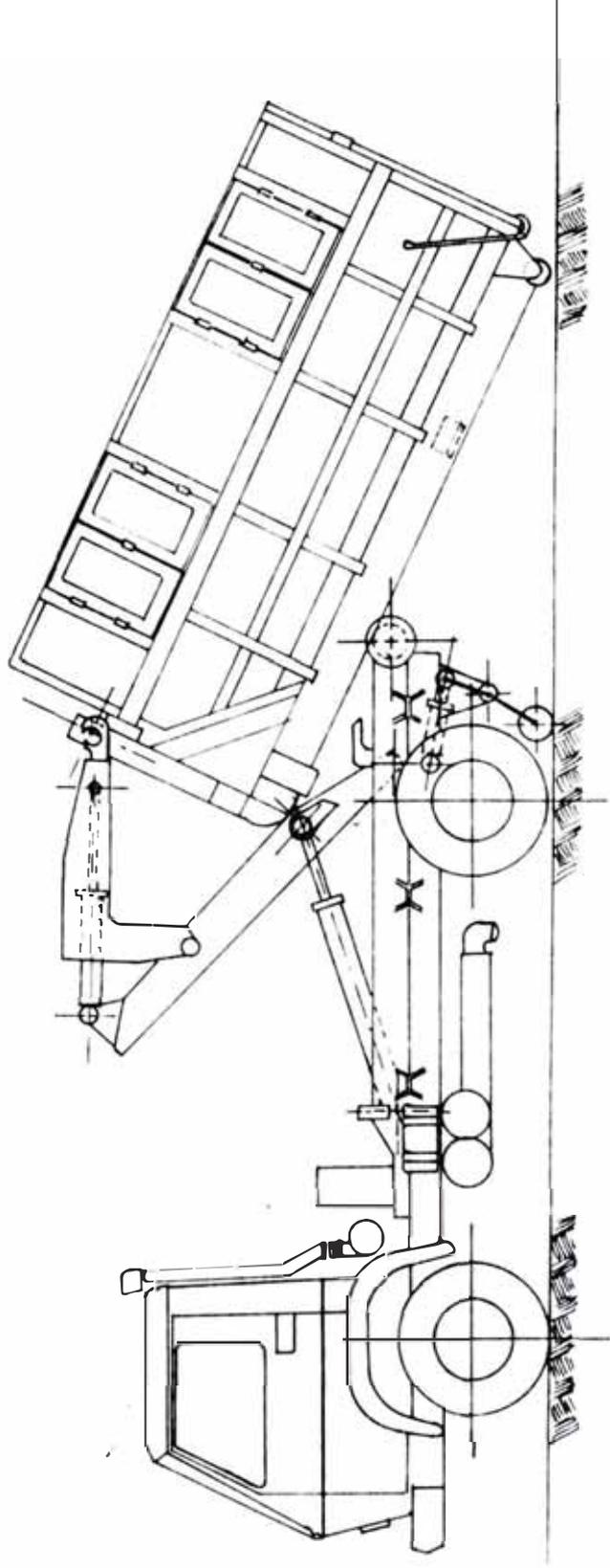


FIG. 5

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:5



G. 6

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION :

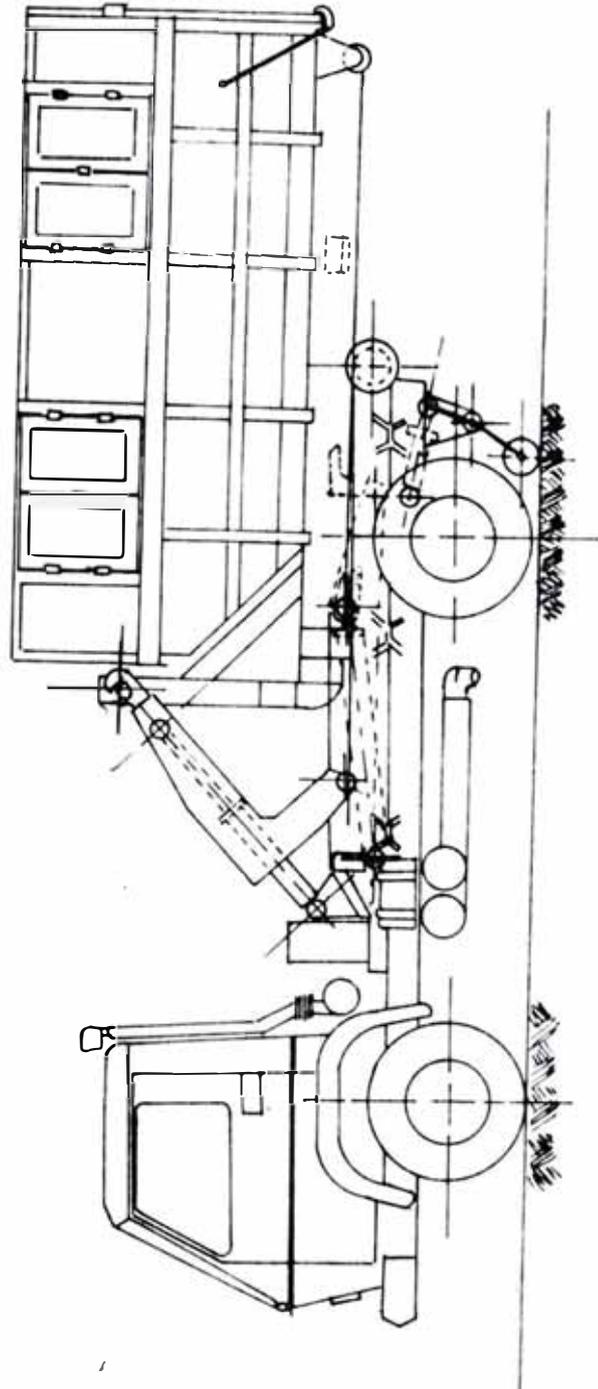


FIG. 7

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:7

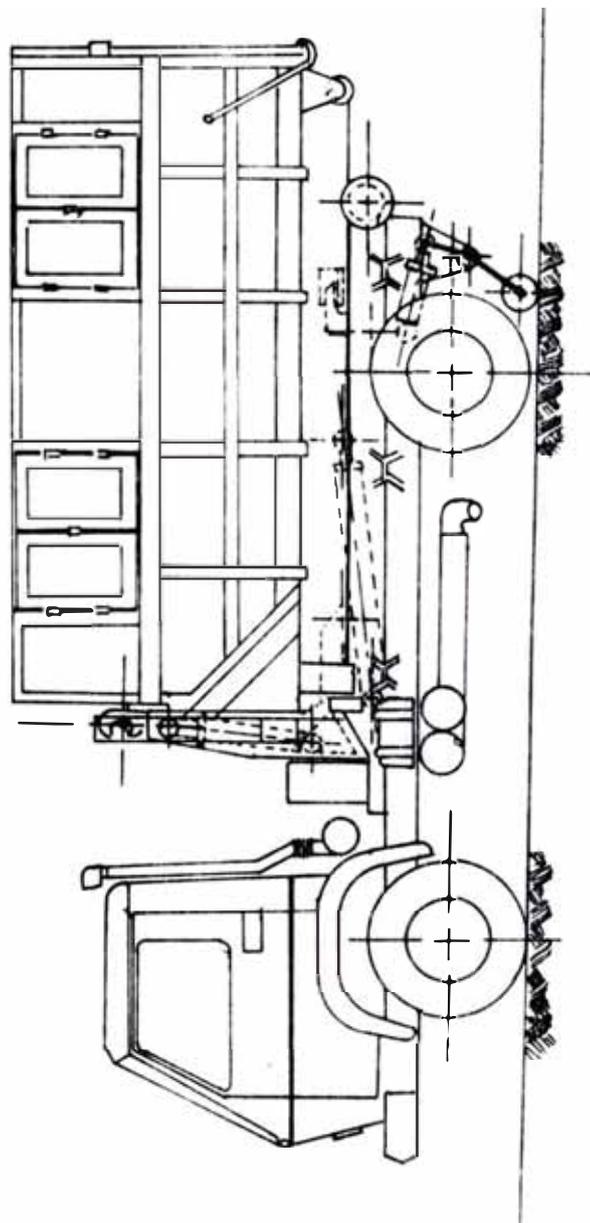


FIG. 8

POSICION # 7: Posición final de la maniobra de Izaje donde el pistón del brazo # 1 se encuentra retraído en su totalidad y el container ya se encuentra acomodado listo para su transporte, previo accionamiento del pistón de apoyo posterior del vehiculo, restableciendo de esta manera el apoyo sobre las ruedas del eje posterior del vehiculo (ver figura # 8).

b. Maniobras de Descarga del Residuo.

Maniobra en la cual el vehiculo se encuentra en la estación de transferencia para poder descargar el residuo sobre el camión "MADRINA" de 60 m³ de capacidad; al efectuar esta maniobra, adquirirá las siguientes tres posiciones instantáneas:

POSICION # 1: Inicio de la maniobra de descarga de los residuos, mediante el accionamiento de los dos pistones principales a través de una sola válvula de distribución; se inicia de esta forma el giro del container respecto al eje del rodillo posterior de la plataforma, sobre el cual el container y los brazos de accionamiento pivotean para realizar la descarga de los residuos (ver figura # 9).

POSICION 2: El container se encuentra formando un ángulo de inclinación de 35° con respecto a la horizontal; en esta posición los residuos ya deberían estar descargados y el

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N:1

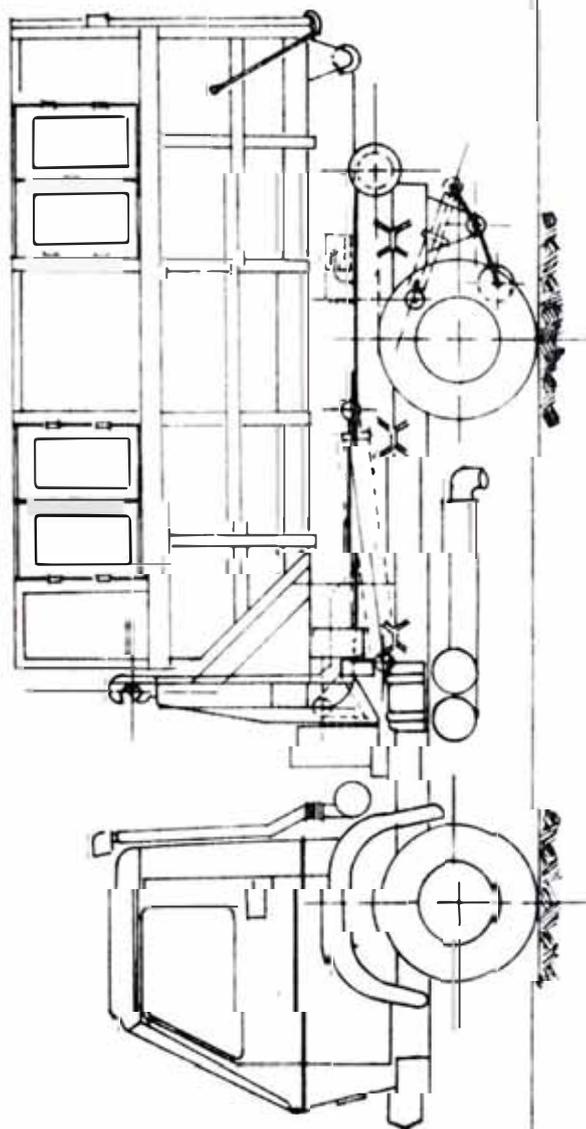
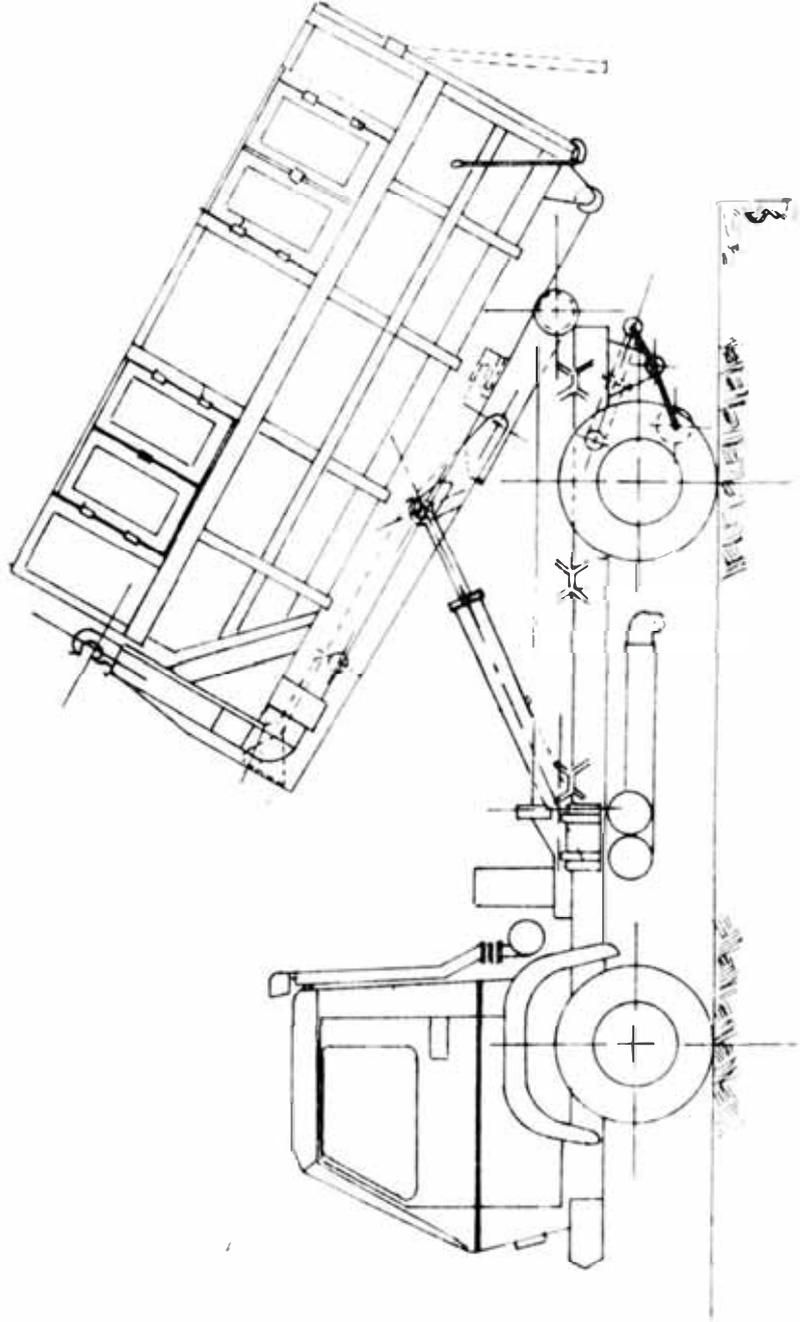


FIG. 9

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N:2



F G 10

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N:3

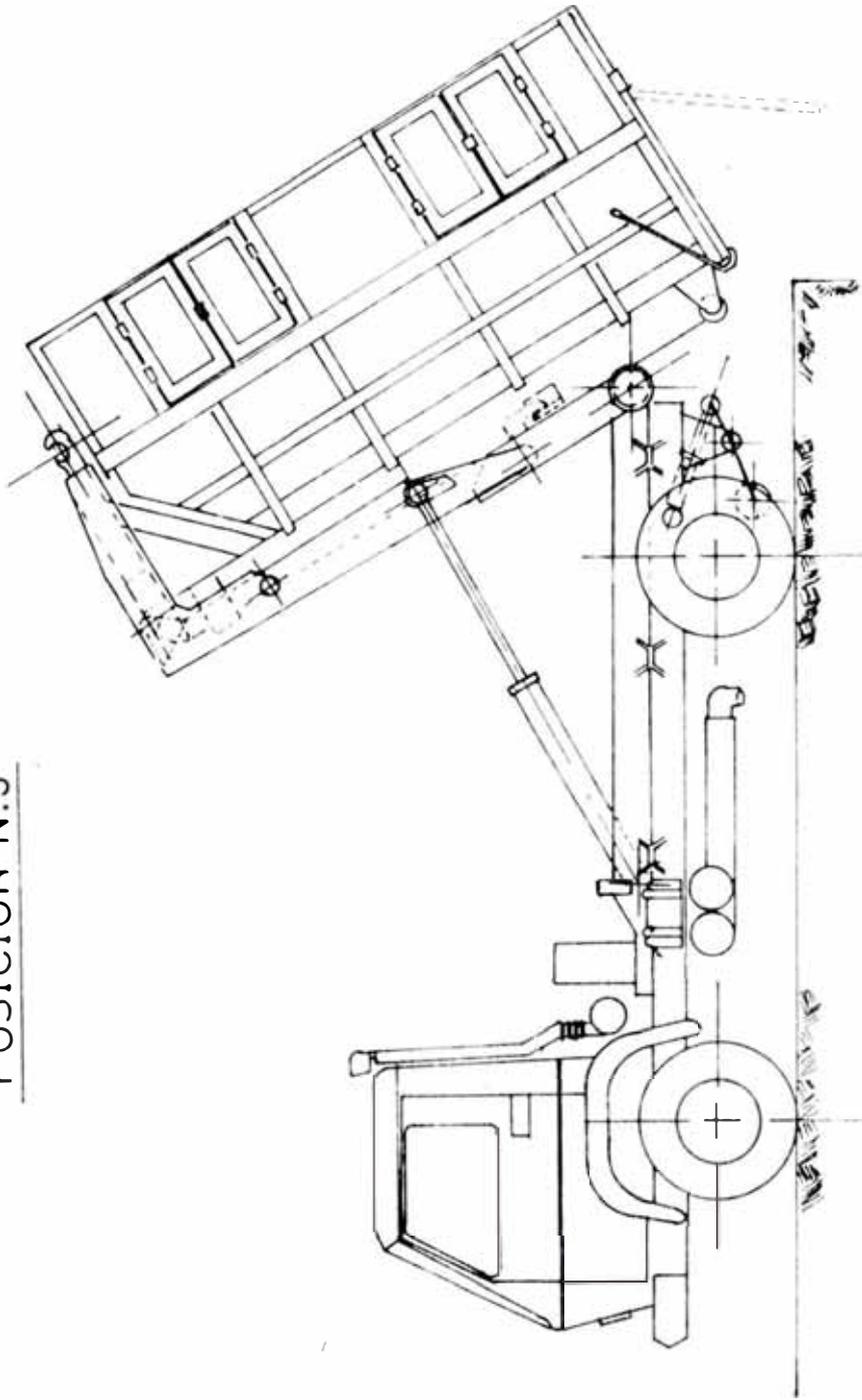


FIG. 11

container vacío, debido a que el ángulo de reposo de los residuos sanitarios sólidos es de 30° . Para fines de cálculo se asumirá que todavía no se efectuó la descarga por encontrarse la salida bloqueada con follajes (ver figura # 10).

POSICION # 3 : Posición final de la maniobra de descarga, donde el container se encuentra formando 58° con respecto a la horizontal debido a que los dos pistones principales están totalmente extendidos (ver figura # 11).

Para fines de cálculo se asumirá que el container también permanece con el residuo sin descargar, como consecuencia de haberse quedado bloqueada la zona de descarga por efecto de ramas de árboles existentes dentro del container con los residuos; en este caso, se tendrá que volver a la posición # 1 para extraer las ramas y nuevamente llevar al container a la posición # 3.

2.4 Materiales a utilizarse

a. Container

En lo referente al container, éste estará constituido de acero, con las siguientes características:

Planchas de acero comercial nacional ó importada, designación Sider-Peru, acero de calidad estructural PG-E24, equivalente a Norma ITINTEC EG-26 (también equivalente a la norma ASTM

A36), con resistencia a la rotura de 41 Kg/m-m² y Resistencia a la Fluencia de 24 Kg/m-m²; mientras que las estructuras, soportes y refuerzos estarán constituidos por perfiles prefabricados de acuerdo al plano, fabricados con el mismo acero señalado anteriormente. Tanto las planchas como los perfiles de acero son altamente soldables, con arco sumergido o arco eléctrico en cualquiera de sus posiciones. El espesor de las planchas, así como las características de los perfiles prefabricados serán determinados según análisis de diseño.

b. Plataforma basculante

En las construcciones estructurales de la plataforma se utilizarán, del mismo modo, acero de calidad estructural, según norma Sider-Peru PG-E24 con límite a la fluencia de 24 Kg/m-m² (36000 PSI); la selección del tipo de perfil prefabricado será consecuencia del análisis de cargas actuantes en estos elementos, así como de la posición de éstos en la unidad de diseño.

Para la confección de ejes se usará acero bonificado BOHLER VCL-140 (equivalente a las normas AISI-4140H y DIN:42CrMo4), solamente en aquellos que soporten altos esfuerzos, con el fin de no tener grandes dimensiones por la calidad de acero; este acero es apropiado para ejes sometidos

a grandes esfuerzos, con limite a la fluencia de 65 Kg/m-m² a 90 Kg/m-m² y con limite a la rotura de 90 Kg/m-m² a 110 Kg/m-m², dependiendo del diámetro del eje.

En aquellos ejes que soporten esfuerzos menores, se empleará acero BOHLER H (equivalente a las normas AISI 1045 y DIN:CK45), con resistencia a la fluencia de 55 Kg/m-m² a 90 Kg/m-m² y resistencia a la rotura de 80 a 110 Kg/m-m², dependiendo del diámetro del eje.

c. Sistema hidráulico

Los componentes del Sistema Hidráulico como pistones, bombas, válvulas, tuberías y accesorios, serán seleccionados de catálogos suministrados por los fabricantes; la selección será consecuencia de los cálculos a efectuarse para determinar la capacidad y/o características de los diversos componentes del Sistema Hidráulico.

CAPITULO III

SELECCION, ACONDICIONAMIENTO DEL VEHICULO, Y DISEÑO DE LA UNIDAD PLATAFORMA Y MECANISMOS DE ACCIONAMIENTO

3.1 Selección y adecuación del vehículo

Para la selección correcta del vehículo, se tendrá en consideración los siguientes aspectos:

- a. Distribución de Cargas
- b. Estabilidad del Vehículo
- c. Dinámica de propulsión del Vehículo, dentro de este punto, se consideran:
 - . Potencia
 - . Velocidad
 - . Balance de Potencia
 - . Momento y Fuerza de Propulsión
 - . Factor Dinámico
 - . Aceleración
- d. Maniobrabilidad de la unidad completa
- e. Disponibilidad de repuestos y asistencia técnica

.1.1 Análisis de la distribución de cargas en el vehículo

Es necesario un análisis detallado de la distribución de cargas en el vehículo con la finalidad de no sobrecargar los ejes, resortes y neumáticos, lo que a su vez causaría, además de fallas prematuras en los diversos componentes,

operaciones erráticas inadecuadas en el conjunto automotor.

En los camiones recolectores de desechos sólidos, particularmente en aquellos de carga posterior, el centro de gravedad combinado se encuentra muy próximo a los ejes posteriores, transfiriéndose muy poca carga al eje delantero. Por lo tanto, el hecho de conocer el Peso Vehicular Bruto (PVB) para el caso en estudio, no determina la adaptabilidad de un chasis en particular a una caja recolectora específica.

Los vehículos generalmente aceptan una tolerancia máxima de 20% en la capacidad de carga de los ejes.

Análisis de la distribución de cargas en el vehículo seleccionado (camión Volkswagen Modelo 11.140)

Para analizar las distribuciones de carga se toman en consideración los datos señalados por el fabricante, respecto a las cargas admisibles, los cuales se encuentran en catálogos.

a. Vehículo sin carga.- Las cargas que soportan el eje delantero y el eje trasero son :

W_v - Peso del vehículo = 4.18 TN.

g Distancia del centro de gravedad del vehículo al eje trasero = 2.24 m.

R_1 - Carga sobre el eje delantero = 2.63 TN.

$R_2 =$ Carga sobre el eje trasero = 1.55 TN.

$e =$ Distancia entre los ejes = 3.56 m.

$M_v =$ Momento con respecto al eje trasero

$$= (4.18 \times 2.24 = 9.4 \text{ TN} \times \text{m.})$$

(ver figura # 12)

b. Vehículo con carga.- Las cargas máximas que pueden soportar el eje delantero y el trasero, estando el vehículo cargado, son los siguientes:

$W_c =$ Carga neta máxima del vehículo = 7.52 TN.

$c =$ Distancia del centro de gravedad de la carga del eje trasero = 0.412 m.

$R_1 =$ Carga máxima admisible en el eje delantero
= 3.50 TN.

$R_2 =$ Carga máxima admisible en el eje trasero
= 8.2 TN.

$R_1 - R'_1 =$ Carga neta máxima admisible en el
eje delantero

$$R_1 - R'_1 = 3.5 \text{ TN} - 2.63 \text{ TN}$$

$$R_1 - R'_1 = 0.87 \text{ TN}$$

$R_2 - R'_2 =$ Carga neta máxima admisible en el eje
trasero

$$R_2 - R'_2 = 8.2 \text{ TN} - 1.55 \text{ TN}$$

$$R_2 - R'_2 = 6.65 \text{ TN.}$$

(ver figura # 12)

DISTRIBUCION DE CARGAS

VEHICULO CAMION VOLKSWAGEN 11.140

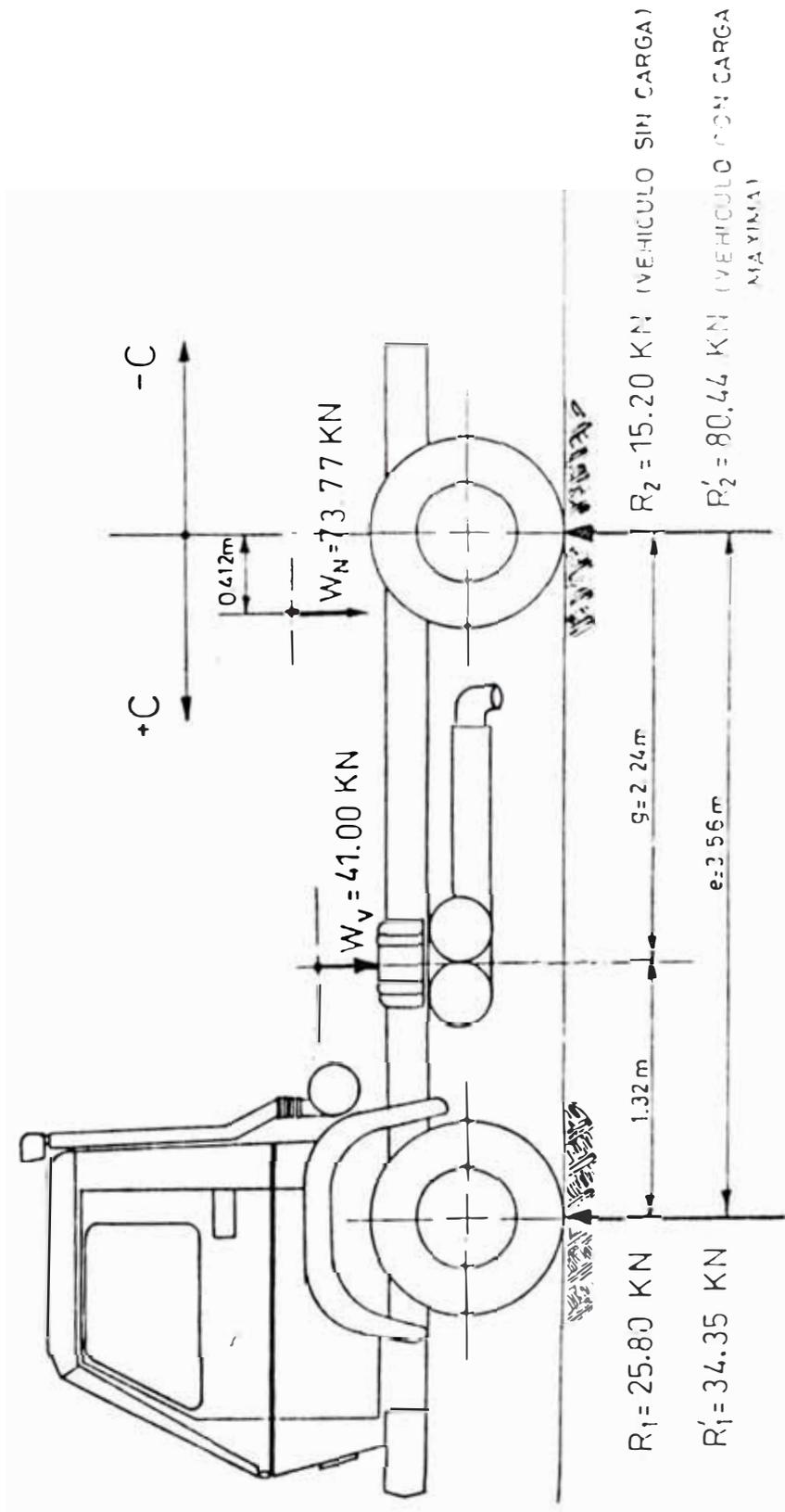


FIG. 12

Cargas netas máximas admisibles, para valores de "C" entre 0.412 m y 3 m.

Las cargas netas máximas admisibles en el vehículo, para que no sobrepase el valor permisible en el eje delantero ($R_1 = 3.5 \text{ TN.}$), se calcula de la siguiente forma:

$$(R_1)(e) = (W_v)(g) + (W_n)(c)$$

Reemplazando valores:

$$(R_1)(e) = (4.18)(2.24) + (W_n)(c)$$

Luego se tiene:

$$(W_n)(c) = 3.0968 \text{ TN} \times \text{m.}$$

Los valores de las cargas netas máximas (W_n), para un valor dado de distancia entre el centro de gravedad de la carga y el eje trasero, se pueden observar en el gráfico # 5; W_n tiene su máximo valor de 7.52 y se tratará de no sobrecargar el vehículo con cargas superiores a las indicadas en el gráfico, para no afectar el eje delantero.

Cargas netas máximas admisibles (W_n) para valores de "C" entre (0.4123 m) y (-2.329)

Los valores de las cargas netas máximas están condicionadas a la capacidad admisible del eje trasero ($R_2 = 8.2 \text{ TN.}$) y están dados por la siguiente ecuación:

$$(W_n)(3.56 - C) = (R_2)(e) - (W_v)(e - g)$$

Reemplazando valores:

$$(W_n)(3.56 - C) = (8.2)(3.56) - (4.18)(3.56 - 2.24)$$

luego se tiene:

$$(WN)(3.56 - C) = 23.6744 \text{ TN-m.}$$

Los valores WN para valores de "C" entre 0.412 m. y -2.33 m. son llevados al gráfico # 5.

Cargas netas máximas admisibles (WN) para valores de "C" entre (-2.329 m.) y (-10 m.)

Las cargas netas máximas admisibles WN están directamente relacionadas con la capacidad del eje trasero ($R_2 = 8.2 \text{ TN.}$) y el volteo del carro que se podría producir por cargas con momentos superiores a $W_v \times e$, de donde se tiene la siguiente ecuación:

$$(WN)(-C) = (W_v)(e)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$(WN)(-C) = (4.18)(2.24)$$

$$(WN)(-C) = (9.3632) \text{ TN} \times \text{m.}$$

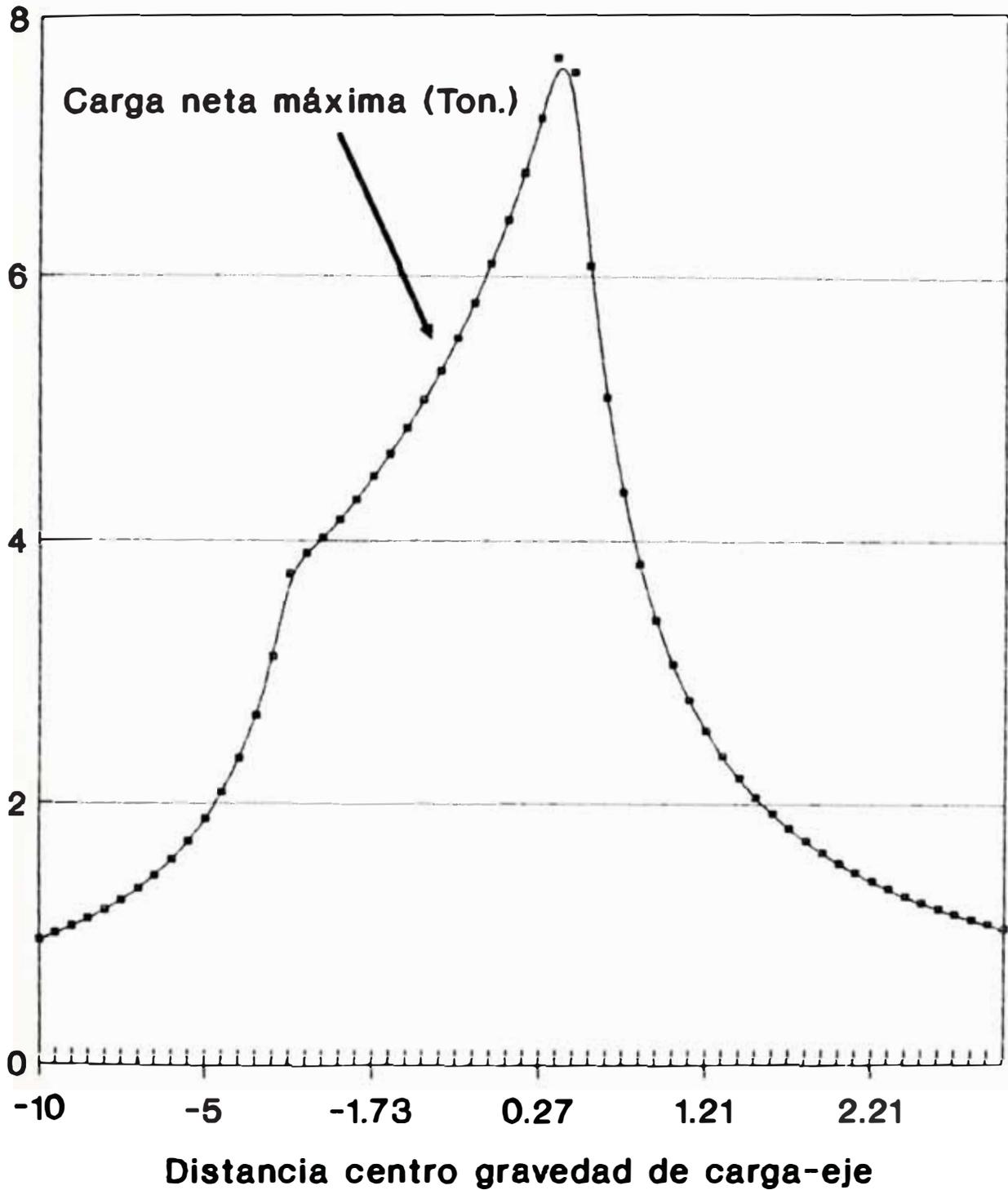
(ver gráfico # 5)

Vehículo con apoyo posterior, sólo para el izaje del container

Las cargas netas máximas que podrá izar el vehículo, se encuentran limitadas principalmente por el momento de volteo que producirá la carga sobre el vehículo, llegando a tener un valor máximo en el estado inminente de volteo del vehículo. La otra limitación para el izaje de cargas mayores, es la reacción que producirá en el eje delantero del vehículo.

CARGAS NETAS MAXIMAS ADMISIBLES

vehículo VW-11.140



GRAF.5

El uso del apoyo posterior fue necesario para que en la maniobra de izaje no se sobrepase la carga máxima admisible del eje posterior, cuyo valor sin el apoyo posterior sería de: $R''2$ 10.527 TN, siendo la carga máxima permisible de $R''2$ 8.2 TN, lo cual significa una sobrecarga por un instante de: $10.527 / 8.2 \text{ TN} = 1.28$, es decir 28 % más.

Generalmente no será necesario el uso del apoyo posterior, debido a que la densidad de los residuos a recolectarse tienen un valor de 210 Kg/m³, siendo la capacidad del container de 12 m³, al cuál afectamos por un factor de llenado de 0.90, llegando a obtener una capacidad efectiva del container de 11 m³, luego el peso de los residuos (W_r) será:

$$W_r = 210 \text{ Kg/m}^3 \times 11\text{m}^3 = 2310 \text{ kg} = 2.31 \text{ TN}$$

Además, el peso de la parte estructural del container (W_{ec}) es igual a :

$$W_{ec} = 1.5 \text{ TN}$$

Luego el peso bruto del container será:

$$W_c = W_r + W_{ec} = 2.31 \text{ TN} + 1.5 \text{ TN} = 3.81 \text{ TN}$$

Esta carga de 3.81 TN producirá una reacción en el eje posterior sin usar el apoyo posterior de $R''2$ 7.75 TN, cuyo valor es inferior a la capacidad máxima permisible de $R''2 = 8.2 \text{ TN}$

La ventaja del apoyo posterior diseñado es que solamente usa un pistón y siendo un rodillo el que estará en contacto con el suelo, en el momento que accione este sistema, se producirá una mínima fuerza de rozamiento para poner al sistema en la ubicación deseada; posición donde las ruedas posteriores son levantadas 30 mm aprox. , sobre el nivel del suelo, de esta forma toda la carga correspondiente al eje trasero, será absorbida por el apoyo posterior.

Cargas netas máximas admisibles de izaje para valores de "C" entre $C = 3 \text{ m}$ y $C > - 0.5 \text{ m}$.

La siguiente ecuación, determinará los valores máximos de carga para su izaje, las mismas que están condicionadas a que no se sobrecargue el eje delantero.

$$(R1)(e) - (Wr)(g) + (W_N)(c)$$

Siendo:

e = distancia entre el eje delantero y el apoyo posterior para el izaje del container = 4.06

Reemplazando valores se tiene:

$$(3.5 \text{ TN})(4.06) - (4.18)(2.74) + (W_N)(c + 0.5)$$

Reordenando y operando:

$$(W_N)(c + 0.5) = 2.7568 \text{ Ton-m}$$

(ver figura # 13)

DISTRIBUCION DE CARGAS . IZAJE DE CONTAINER

VEHICULO CAMION VOLKSWAGEN 11.140

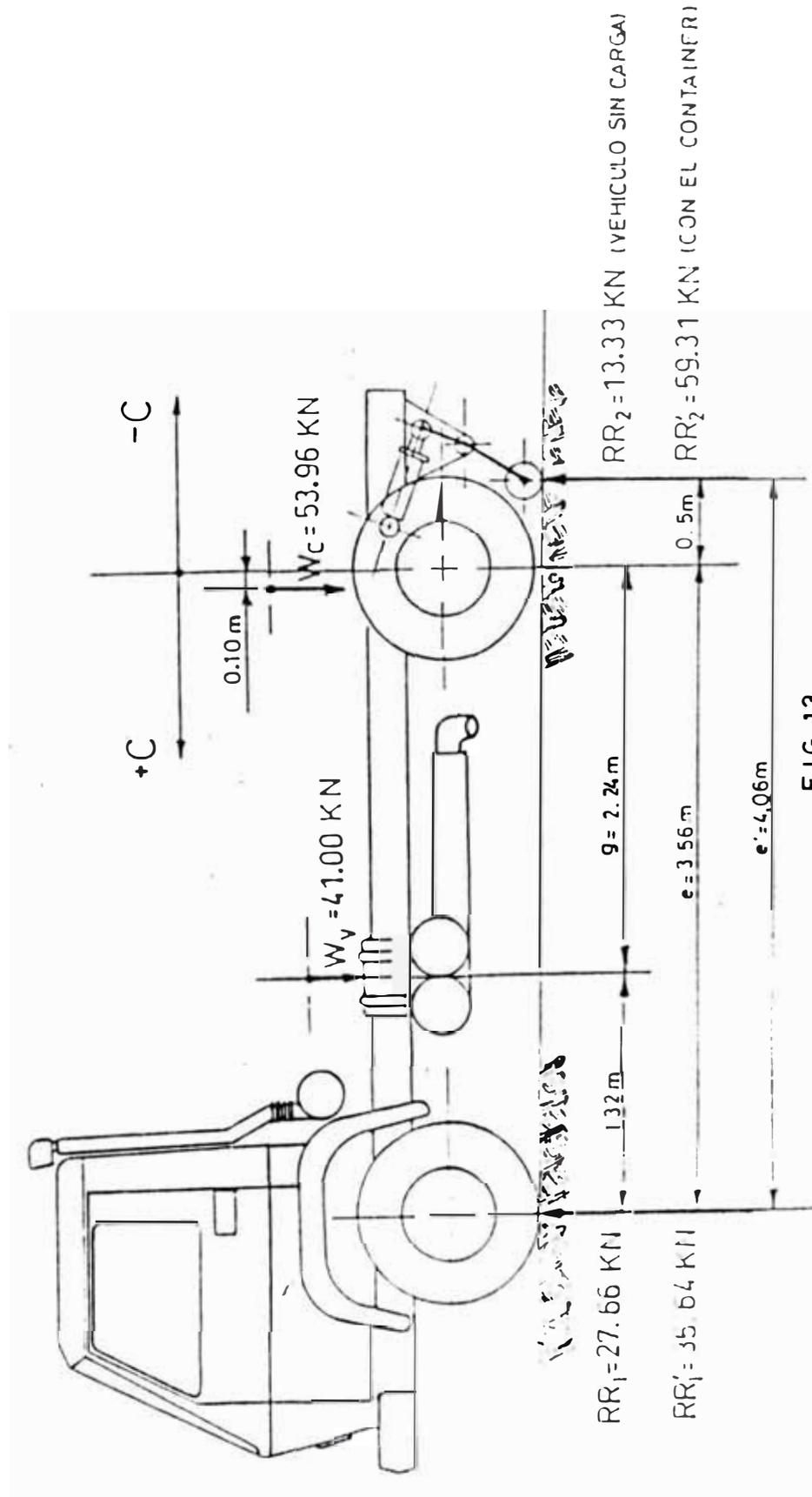


FIG. 13

Cargas netas máximas admisibles de izaje para valores de "C" entre $C < - 0.5m$ y $C = - 10 m$

La ecuación que determina las cargas máximas de izaje es el resultado del momento máximo que la carga pueda producir en el vehículo en un estado inminente de volteo, donde la reacción del eje delantero tendrá un valor igual a cero.

$$(W_v)(2.74) = (W_N)(-c - 0.5)$$

Donde:

W_v = Peso del vehículo = 4.18

W_N = Carga neta máxima de izaje

C = distancia entre el eje posterior y el centro de gravedad de la carga.

Reemplazando valores se tiene:

$$(W_N)(-C - 0.5) = 11.453 \text{ Ton-m}$$

En las figuras # 14 al # 21, se observan las cargas que soportan los ejes al efectuar las maniobras de izaje y descarga. Los valores de cargas en los ejes, se encuentran dentro de su capacidad admisible.

3.1.2 Análisis de estabilidad y suspensión del vehículo

La estabilidad del vehículo está relacionada en forma directa con el volteo del vehículo, que podría producir el container con los residuos.

Inicialmente se considera al vehículo sin aditamento adicional para efectuar las maniobras de izaje, resultando que para la maniobra de Izaje en

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N:1

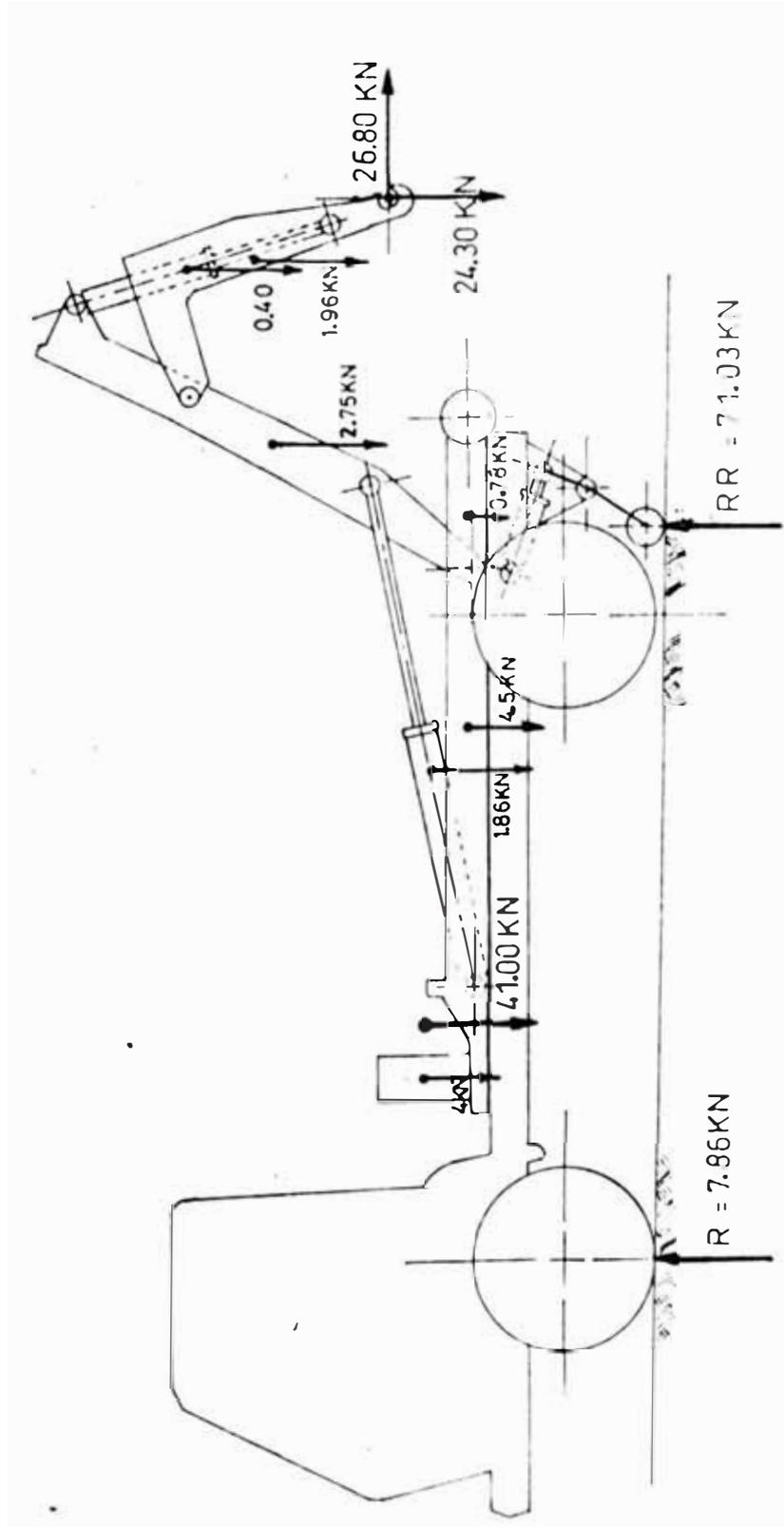


FIG. 14

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N°3

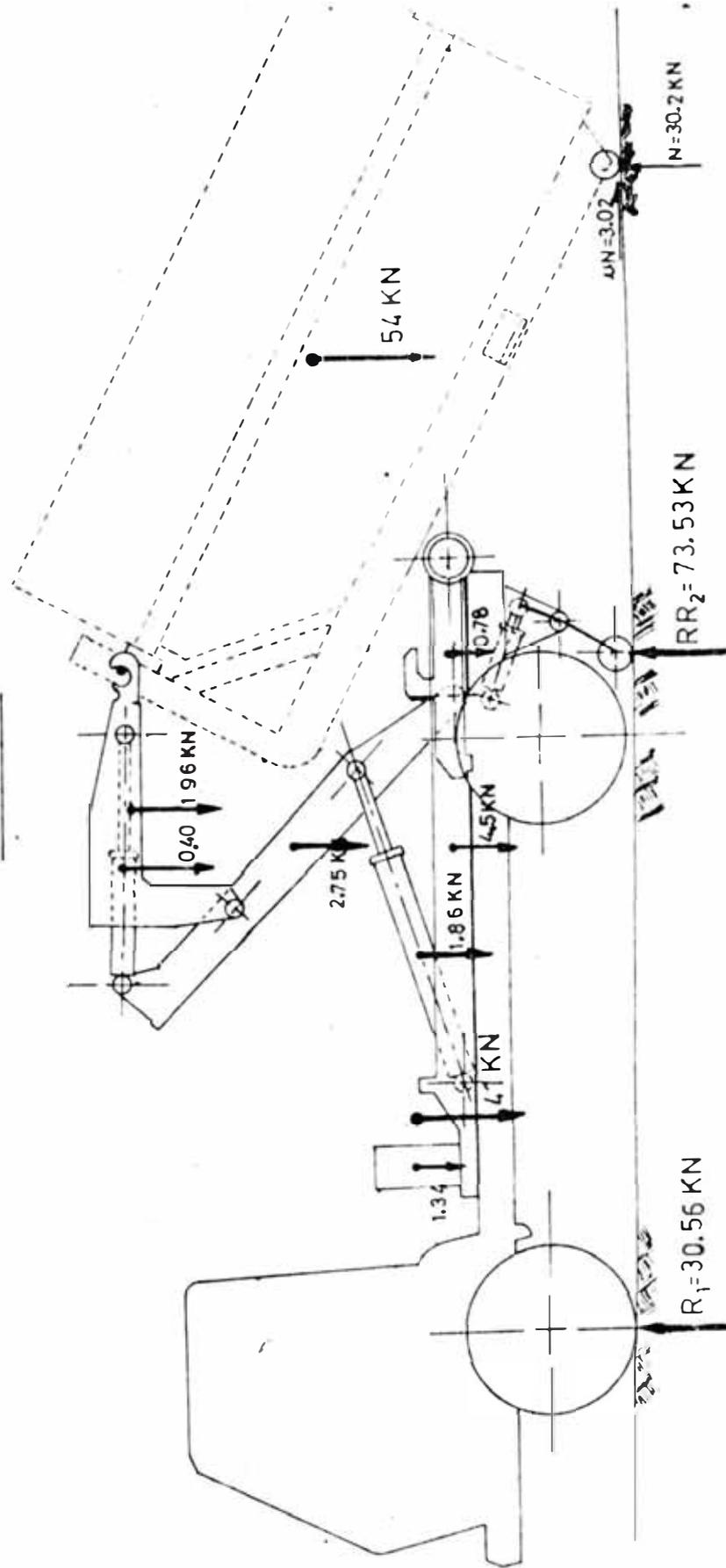


FIG. 15

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N°5

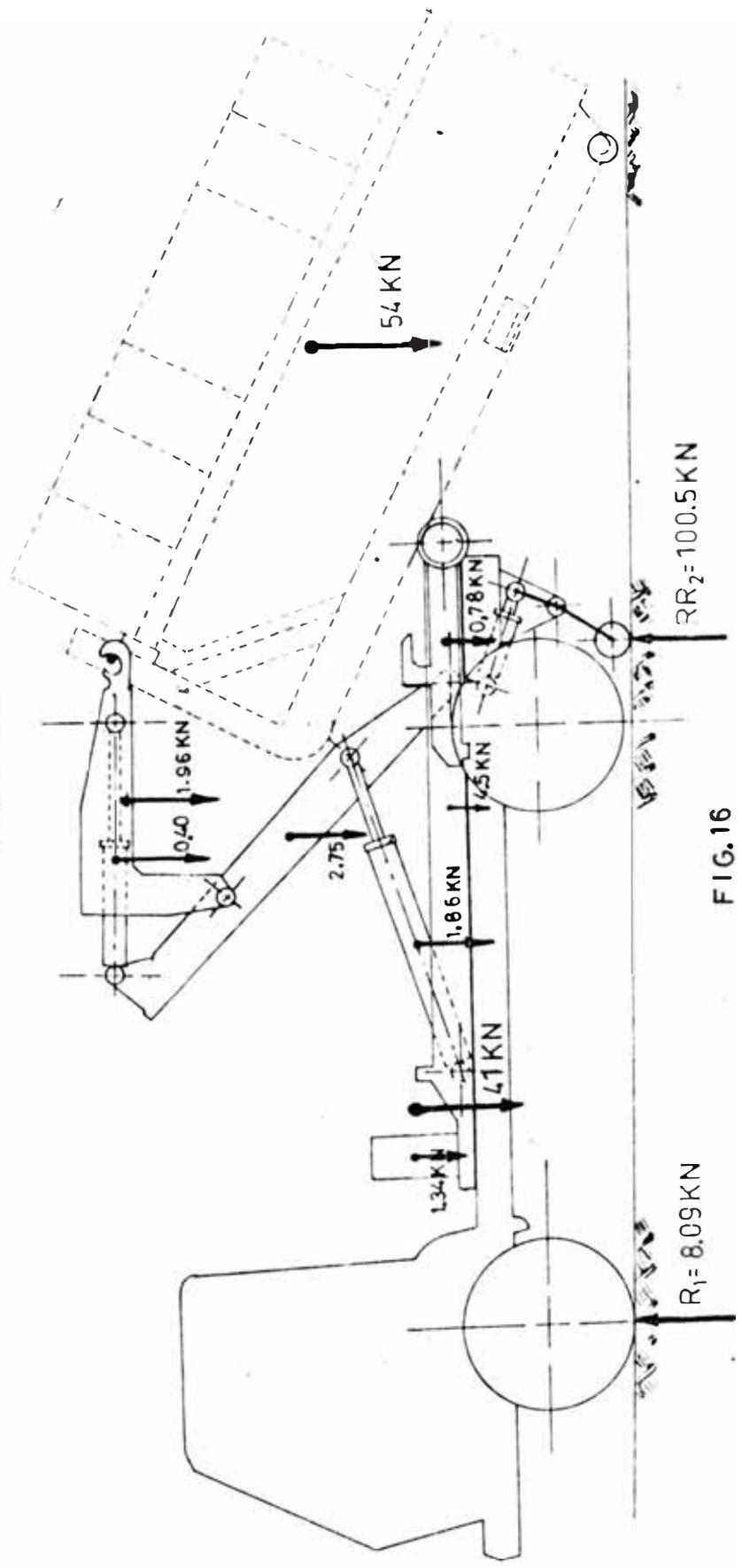


FIG. 16

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO
MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N°6

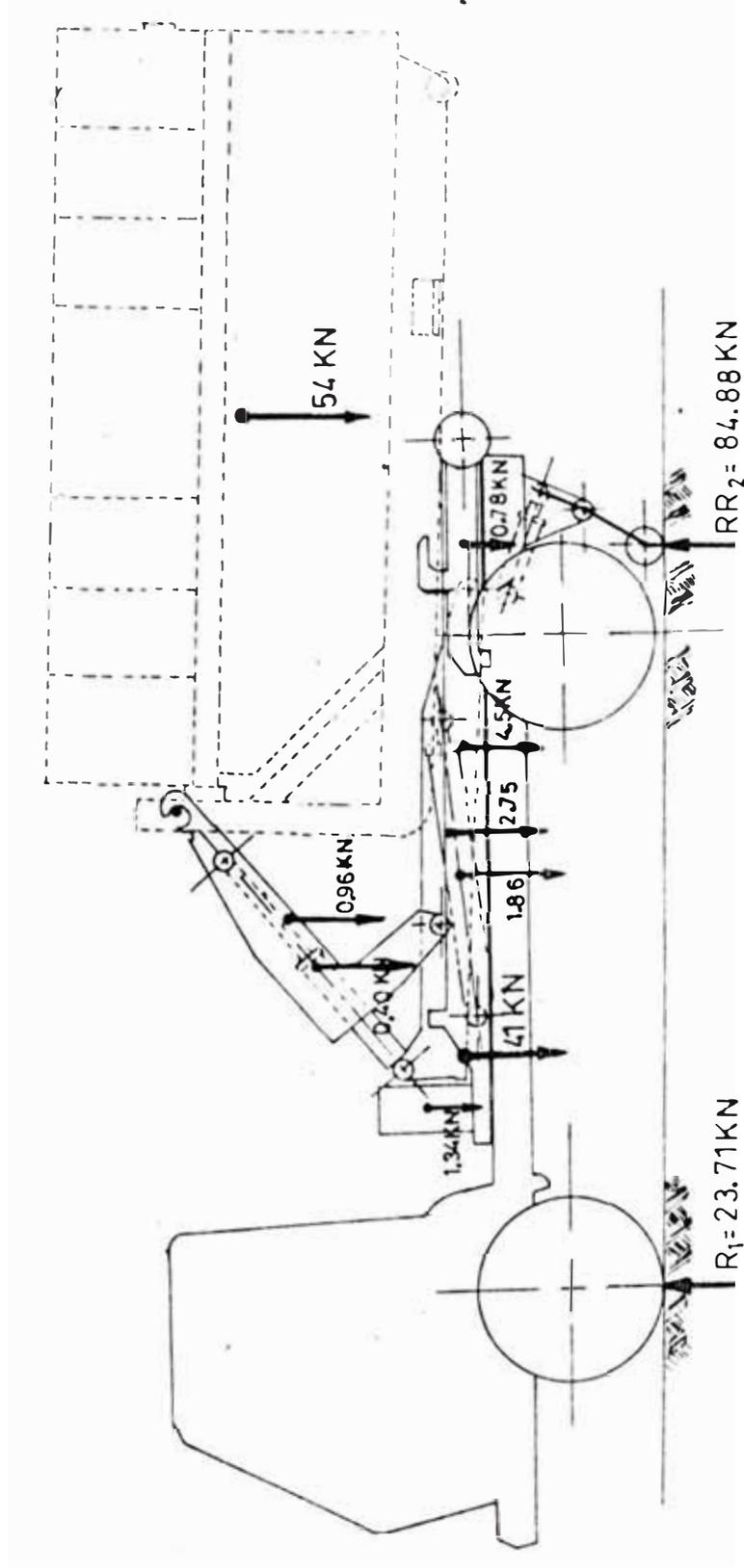


FIG. 17

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N°1

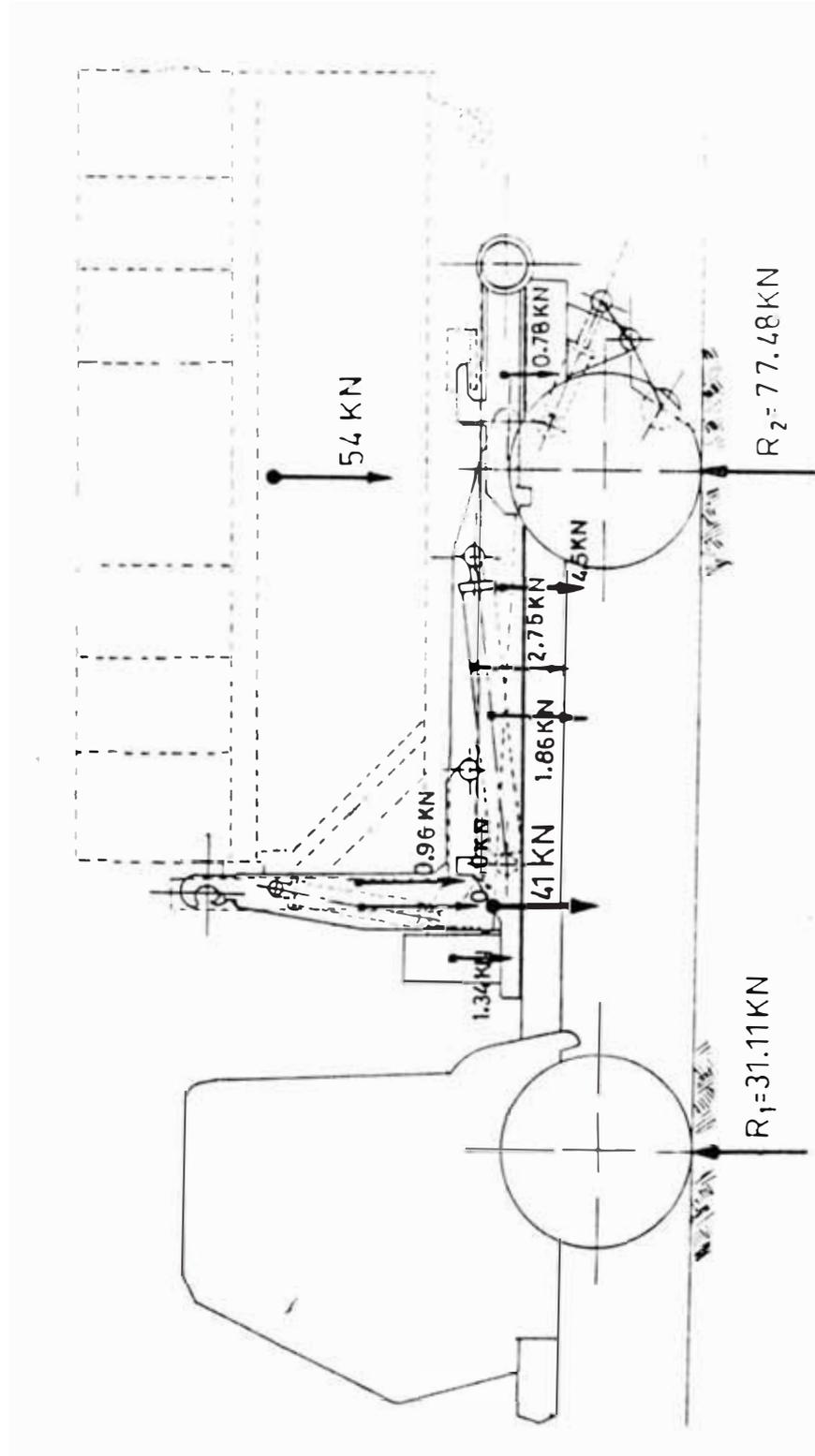


FIG. 19

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N°:7

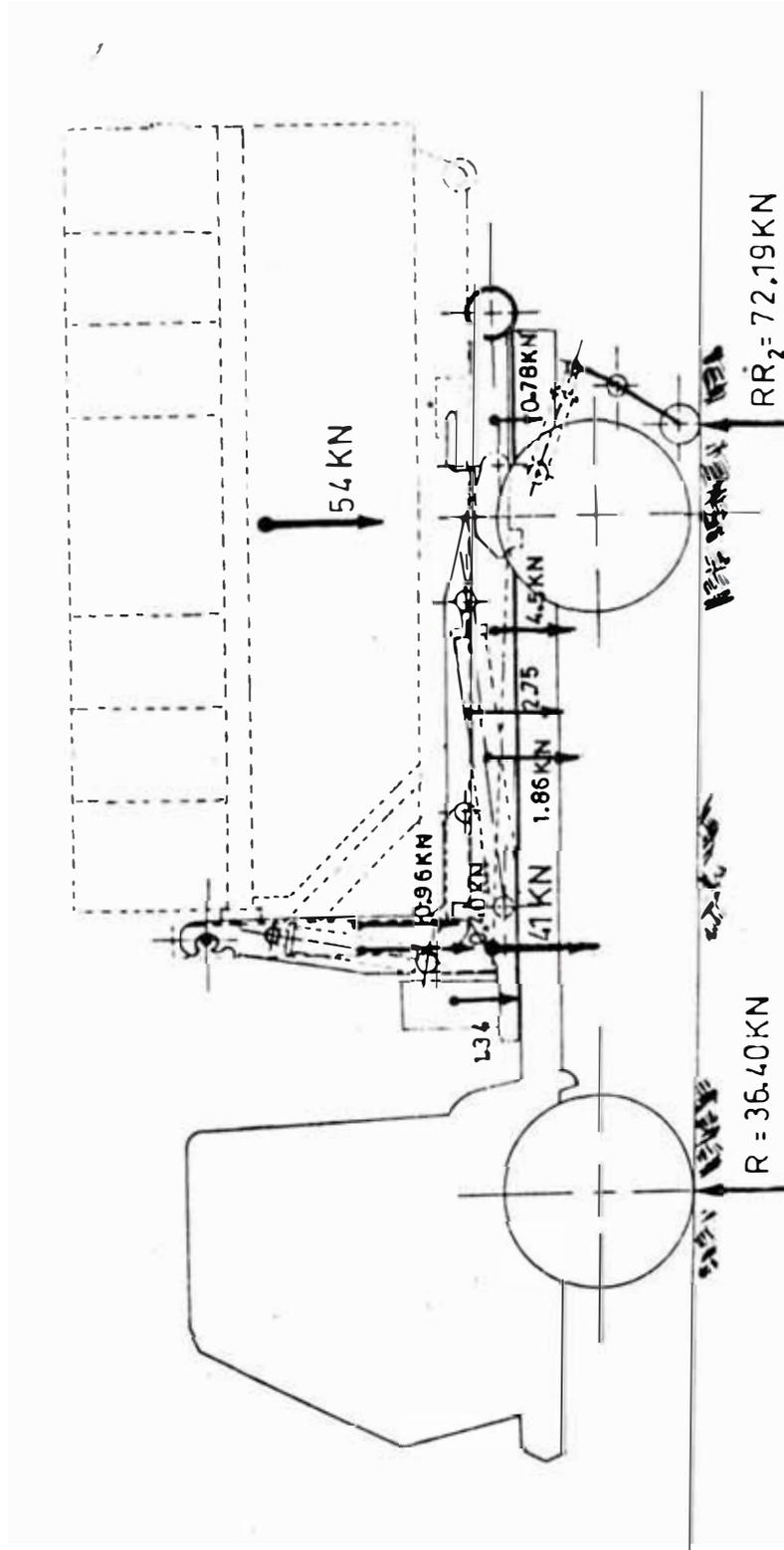


FIG. 18

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N°1

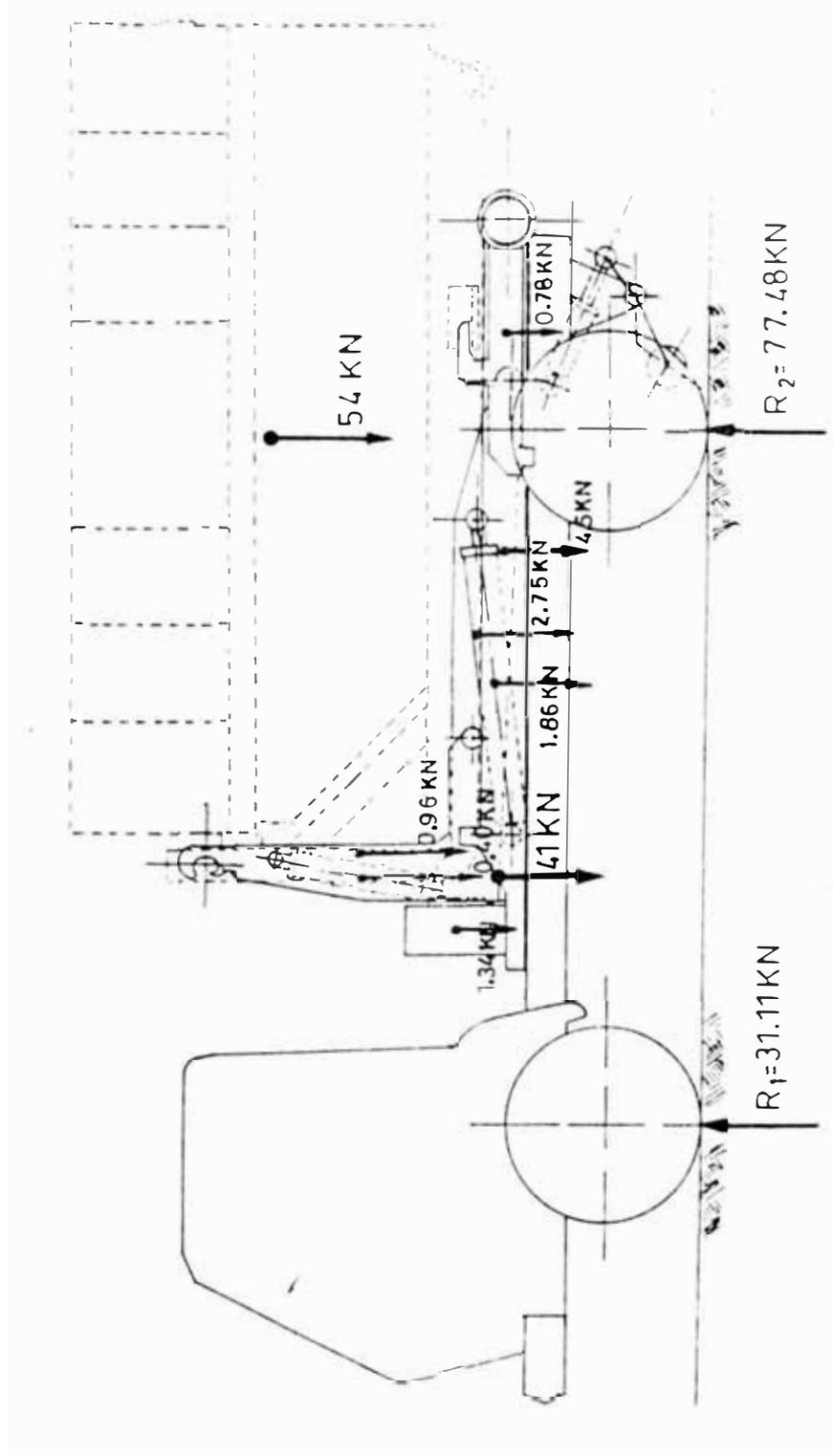


FIG. 19

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N:2

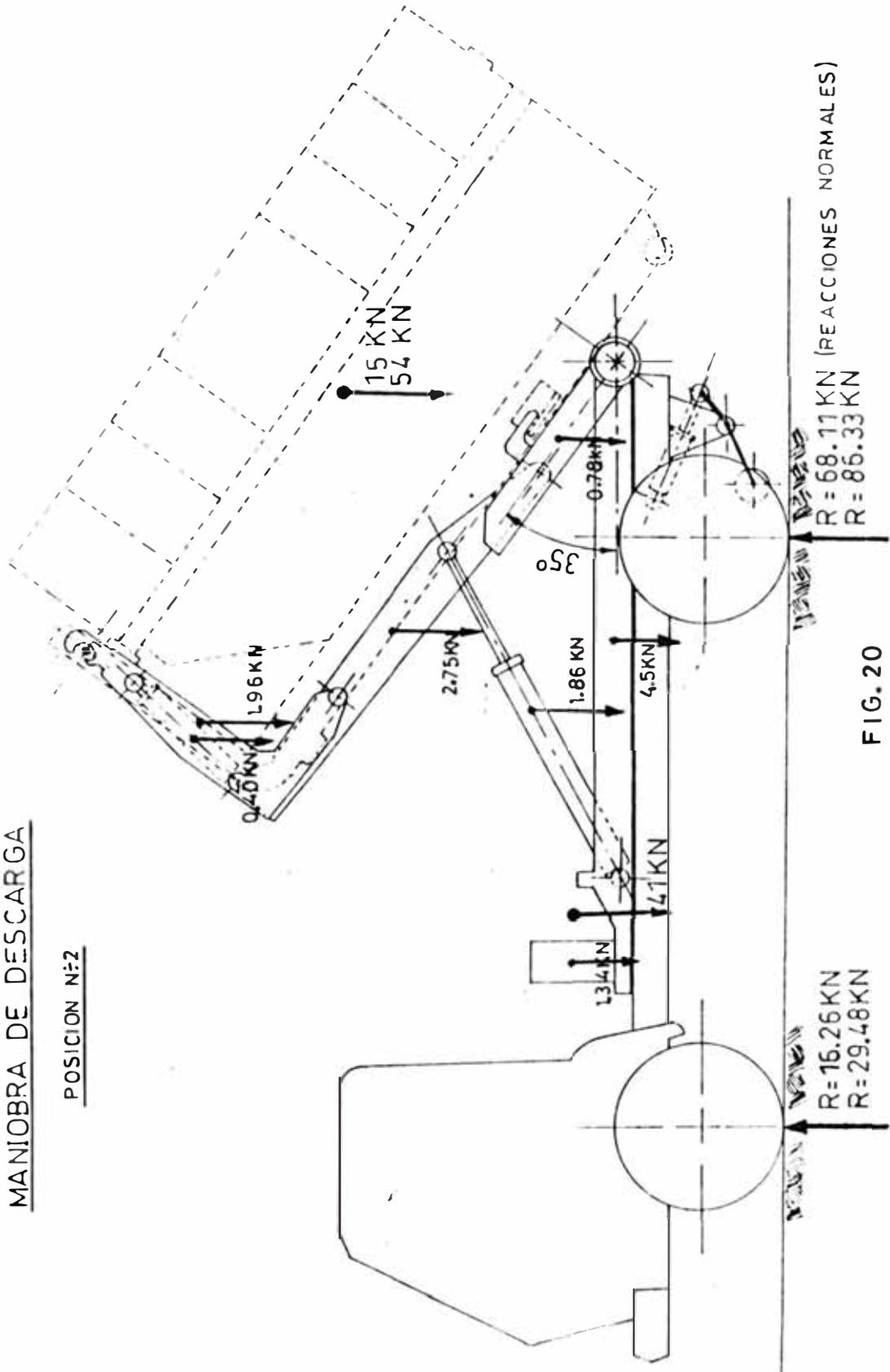


FIG. 20

FUERZAS ACTUANTES EN EL VEHICULO

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N°3

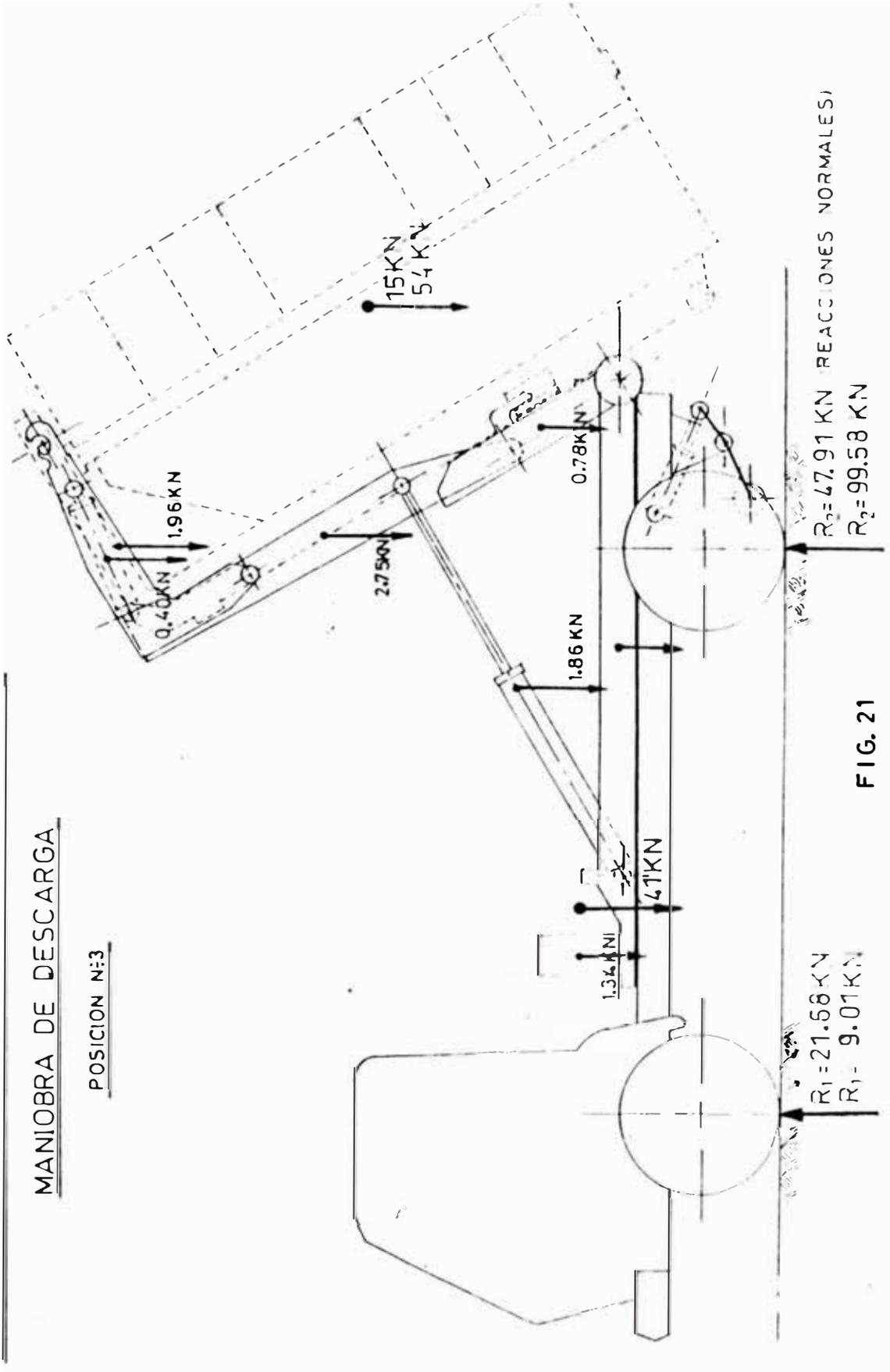


FIG. 21

la posición # 5, el container más los residuos provocan la sobrecarga de 28% con respecto al admisible en el eje posterior del vehículo. Es por esta razón que es necesario acondicionar el soporte posterior en el vehículo para efectuar las maniobras de izaje del container.

(ver figura # 13)

Analizaré la estabilidad del vehículo para las siguientes posiciones críticas que podrían producir un volteo en el vehículo.

- 1.- Maniobra de Izaje, posición # 1
- 2.- Maniobra de Izaje, posición # 5
- 3.- Maniobra de Descarga, posición # 3

Maniobra de Izaje, posición # 1

El momento de volteo sobre el vehículo se calculará con respecto al punto de apoyo del rodillo con el terreno.

El momento que tratará de mantener el vehículo fijo al terreno es :

$$M_1 = (W_v) (g) + (134 \text{ Kg} \times 3.08 \text{ m}) \\ + (196 \text{ Kg} \times 1.36 \text{ m}) + (450 \text{ Kg} \times 1.14 \text{ m})$$

Donde :

W_v = Peso del Vehículo

$W_v = 4.1 \times 10^3 \text{ Kg}$

g = distancia horizontal del Centro de Gravedad del Vehículo al apoyo posterior

$g = 2.74 \text{ m.}$

Reemplazando valores y operando se tiene :

$$M_1 = 11234 \text{ Kg-m} + 1184 \text{ Kg-m}$$

$$M_1 = 12418 \text{ Kg-m.}$$

Y el momento que tratará de voltear al vehículo, pivotando sobre el punto de contacto entre el rodillo y el terreno es:

$$\begin{aligned} M'_1 &= (W_{CH} \times 1.53 \text{ m}) + (W_{CV} \times 1.78 \text{ m}) \\ &+ (196 \text{ Kg} \times 1.43 \text{ m}) + (40 \text{ Kg} \times 1.37 \text{ m}) \\ &+ (275 \text{ Kg} \times 0.41 \text{ m}) \end{aligned}$$

Donde :

W_{CH} = Componente horizontal de la fuerza de izaje

$$W_{CH} = 2.68 \times 10^3 \text{ Kg}$$

W_{CV} = Componente vertical de la fuerza de izaje

$$W_{CV} = 2.43 \times 10^3 \text{ Kg.}$$

Reemplazando valores y operando se tiene:

$$M'_1 = 8426 \text{ Kg-m} + 448 \text{ Kg-m}$$

$$M'_1 = 8874 \text{ Kg-m.}$$

Finalmente se tiene :

$$M_1 > M'_1$$

$$12418 > 8874 \text{ Kg-m}$$

de esta forma el vehículo no sufrirá un volteo.

Maniobra de izaje, posición # 5

El momento que tratará de mantener el vehículo fijo al terreno es:

$$M_2 = (W_U)(g) + (134 \text{ Kg} \times 3.08 \text{ m}) + (186 \text{ Kg} \times 1.78 \text{ m})$$

$$+ (450 \text{ Kg} \times 1.14 \text{ m}) + (275 \text{ Kg} \times 1.14 \text{ m}) + \\ (40 \text{ Kg} \times 1.23 \text{ m}) + (196 \text{ Kg} \times 0.91 \text{ m})$$

Donde :

$$M_{\text{v}} = 4.1 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$g = 2.74 \text{ m}$$

Reemplazando Valores y operando se tiene:

$$M_{\text{s}} = 11234 \text{ Kg-m} + 1800 \text{ kg-m}$$

$$M_{\text{s}} = 13034 \text{ Kg-m}$$

Y el momento que tratará de voltear al vehiculo, pivoteando sobre el punto de contacto entre el rodillo y el terreno es:

$$M'_{\text{s}} = W_{\text{c}} \times 1.75 \text{ m}$$

Donde :

$$W_{\text{c}} = \text{Peso del container} + \text{residuos}$$

$$W_{\text{c}} = 5.4 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Reemplazando y operando se tiene :

$$M'_{\text{s}} = 9450 \text{ Kg-m}$$

Finalmente se tiene :

$$M_{\text{s}} > M'_{\text{s}}$$

$$13034 > 9450 \text{ Kg-m.}$$

con el cual el vehiculo no sufrirá un volteo.

Maniobra de Descarga, Posición # 3

El momento de volteo sobre el vehiculo se calculará con respecto al punto de contacto entre las ruedas posteriores y el terreno.

El momento que tratará de mantener el Vehiculo fijo al terreno es:

$$M_{1D} = (W_U)(g) + (134 \text{ Kg} \times 3.08 \text{ m}) + \\ (186 \text{ Kg} \times 0.88 \text{ m}) + (450 \text{ Kg} \times 1.14 \text{ m})$$

Donde :

$$W_U = 4.1 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$g = 2.74 \text{ Kg.}$$

Reemplazando los valores y operando se tiene :

$$M_{1D} = 11234 \text{ Kg-m} + 1090 \text{ Kg-m}$$

$$M_{1D} = 12324 \text{ Kg-m}$$

Y el momento que tratará de voltear al vehículo será:

$$M'_{1D} = (W_C \times 1.53 \text{ m}) + (78 \text{ Kg} \times 0.71 \text{ m}) \\ + (275 \text{ Kg} \times 0.10 \text{ m})$$

Donde :

$$W_C = 5.4 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Reemplazando y operando se tiene :

$$M'_{1D} = 8,262 \text{ Kg-m} + 83 \text{ Kg-m}$$

$$M'_{1D} = 8345 \text{ Kg-m}$$

Luego se tiene:

$$M_{1D} > M'_{1D}$$

$$12324 > 8345 \text{ Kg-m}$$

Finalmente, el vehículo no sufrirá en ningún momento situaciones de volteo, al efectuar las maniobras de izaje del container y descarga de los residuos.

La suspensión del vehículo está constituida por los neumáticos, las ballestas y los amortiguadores.

Los neumáticos absorben las pequeñas asperezas del terreno de hasta dos o tres milímetros de desnivel; cuando las desigualdades del camino son mayores se deforman las ballestas situadas entre el Bastidor y los ejes, permitiendo que las ruedas suban y bajen con relación al bastidor que recibe así las menores sacudidas posibles y por último los amortiguadores reducen la amplitud y el número de las oscilaciones de las ballestas, obligándolas a recobrar prontamente su posición normal.

El neumático que lleva el vehículo seleccionado es del siguiente tipo: 9.00 x 20 PR14 el eje delantero y 10.00 x 20 PR14 el eje posterior, la capacidad de carga de los neumáticos es la siguiente:

9.00 x 20 PR14

Capacidad : 2,572 Kg c/u

10.00 x 20 PR14

Capacidad : 2,740 Kg c/u

con lo que se tendría las capacidades indicadas a continuación, en el eje delantero y posterior, teniendo en cuenta únicamente la capacidad de los neumáticos.

capacidad máxima en el eje delantero:

$E_d = 2 \times 2572 \text{ Kg.}$

$E_d = 5144 \text{ Kg.}$

Capacidad máxima en el eje posterior:

$$E'_p = 4 \times 2740 \text{ Kg.}$$

$$E'_p = 10960 \text{ Kg.}$$

como el montaje de las ruedas posteriores es dual, su capacidad se reduce en un 8%.

$$E_p = 0.92 E'_p$$

$$E_p = 0.92 \times 10960 \text{ Kg}$$

$$E_p = 10083 \text{ Kg}$$

Observando los valores de las capacidades de los neumáticos y comparando con los valores máximos de carga del eje posterior, se concluye que éstos no estarán sobrecargados en ningún momento.

Las ballestas del vehículo Volkswagen modelo 11.140 están constituidas por 5 hojas elípticas de acero, en cada lado del eje delantero, y por 11 hojas principales elípticas de acero y 3 hojas auxiliares, en cada lado del eje posterior.

La capacidad de las ballestas semielípticas o muelles del eje delantero (P_{ED}), está dada por la siguiente expresión:

$$P_{ED} = \frac{2 \sigma m b h^2}{3 L}$$

Donde :

σ = esfuerzo de trabajo

σ = 5620 Kg/cm² pudiendo llegar hasta 7030
Kg/cm²

m = Numero de hojas o láminas = 5

b = ancho de la hojas = 9 cm

h = espesor de las hojas = 1.2 cm

L = Longitud entre los puntos de articulación
= 140 cm

Reemplazando valores se tiene :

$$P_{ED} = \frac{2 (5620 \text{ Kg/cm}^2) (5) (9 \text{ cm}) (1.2 \text{ cm})^2}{3 (140 \text{ cm})}$$

$$P_{ED} = 1735 \text{ Kg}$$

La capacidad total de las ballestas en el eje delantero será:

$$P_{2ED} = 2 P_{ED}$$

$$P_{2ED} = 2 (1735 \text{ Kg})$$

$$P_{2ED} = 3470 \text{ Kg.}$$

y la capacidad máxima es de :

$$P'_{2ED} = \frac{7030}{5620} \times P_{2ED}$$

$$P'_{2ED} = 1.25 \times P_{2ED}$$

$$P'_{2ED} = 4338 \text{ Kg.}$$

La capacidad de las ballestas semielípticas o muelles del eje posterior (P_{ET}), está dada por la siguiente:

$$P_{ET} = \frac{2 \sigma m_1 b h^2}{3 L_1} + \frac{2 \sigma m_2 b h^2}{3 L_2}$$

Donde :

$$\sigma = 5620 \text{ Kg/cm}^2 - 7030 \text{ Kg/cm}^2$$

$$m_1 = 11$$

$$m_2 = 3$$

$$b = 9 \text{ cm}$$

$$h = 1.2 \text{ cm}$$

$$L_1 = 150 \text{ cm}$$

$$L_2 = 107 \text{ cm}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$P_{ET} = \frac{2(5620 \text{ Kg/cm}^2)(9 \text{ cm})(1.2 \text{ cm})^2}{3} \left[\frac{11}{150 \text{ cm}} + \frac{3}{107 \text{ cm}} \right]$$

$$P_{ET} = 4925 \text{ Kg.}$$

La capacidad total de las ballestas en el eje posterior será :

$$P_{2ET} = 2 P_{ET}$$

$$P_{2ET} = 2 (4925 \text{ Kg})$$

$$P_{2ET} = 9850 \text{ Kg}$$

y la capacidad máxima de las ballestas es de:

$$P'_{2ET} = \frac{7030}{5620} \times P_{2ET}$$

$$P'_{2ET} = 1.25 \times 9850 \text{ Kg.}$$

$$P_{2ET} = 12312.5 \text{ Kg.}$$

Se puede concluir, observando, que las ballestas soportarán sobrecargas normales de hasta 22% y máximas de hasta 53%.

1.3 Análisis de la dinámica de propulsión del vehículo Volkswagen 11.140 Motor : MWM D229-6

Para la selección correcta del vehículo se efectuará un análisis de los principales índices de propulsión del vehículo, siendo estos:

- . Potencia Máxima
- . Torque Máximo

- . Velocidad Máxima que alcanza el vehículo en diferentes condiciones de carretera.
- . Aceleraciones Máximas en los diferentes cambios de su caja de velocidades.
- . Tiempo y espacio necesarios para incrementar la velocidad del vehículo.
- . Pendientes máximas superables por el vehículo en los diferentes cambios de su caja de velocidades.

a. Potencia

Características del motor Volkswagen MWM D229-6

El análisis de potencia es uno de los puntos más importantes, puesto que si la planta de poder no se diseña adecuadamente para las cargas a las cuales será sometida, se presentarán múltiples problemas mecánicos y operacionales, los que a su vez redundarán en un alto costo de mantenimiento y una baja **disponibilidad** del equipo.

Potencia y par efectivo del motor (P_e , M_e)

Para determinar las fuerzas externas que actúan sobre el vehículo en diferentes condiciones de carretera, **tiene** singular importancia la característica externa de velocidad del motor. Esta nos muestra la variación de la potencia efectiva (P_e) y el Par Motor efectivo (M_e) y el consumo específico de

combustible en función de la velocidad angular del cigueñal.

Para los cálculos se emplearán gráficos suministrados por el fabricante y funciones matemáticas muy cercanas a los gráficos experimentales. Una de las fórmulas experimentales que nos permite graficar con bastante y suficiente exactitud la característica externa de velocidad del motor MWM D 229-6, se denomina fórmula de Leyderman:

$$(*) P_e = P_N [a(We/WN)+b(We/WN)^2 - C(We/WN)^3]$$

Los coeficientes a, b y c son determinados con las características experimentales del motor MWM D229-6 proporcionados por el fabricante, siendo éstas las siguientes :

$P_N = 98.60$ Kw, potencia máxima efectiva

$WN = 293.20$ rad/seg, velocidad angular

correspondiente a la potencia máxima (P_N)

$M_m = 382$ N-m, momento efectivo máximo del motor.

$WN = 167.6$ rad/seg, velocidad angular

correspondiente al torque efectivo

máximo del motor (M_m)

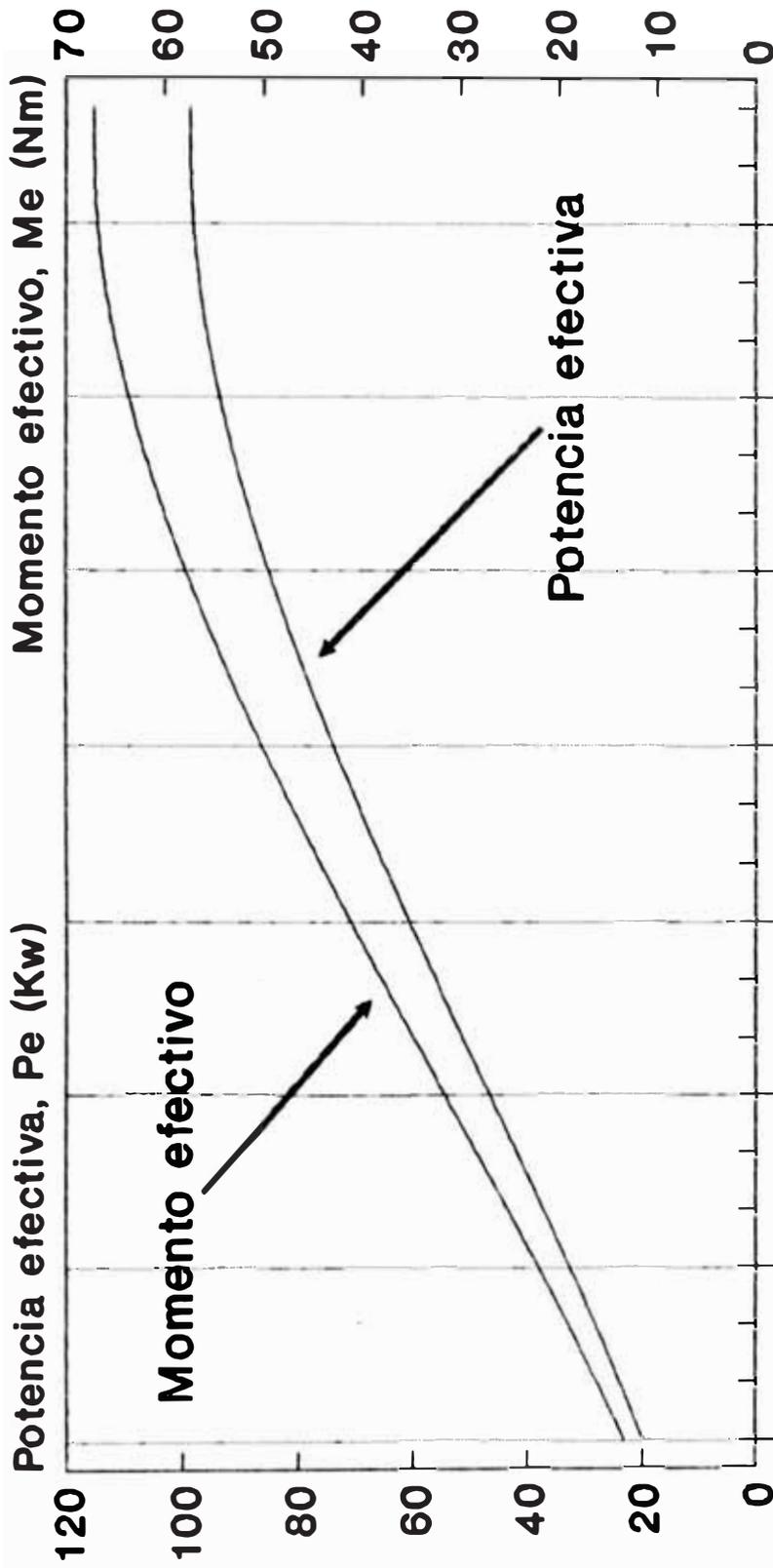
$W_{min.} = 70$ rad/seg, velocidad angular mínima

con suministro mínimo de combustible y sin carga.

$W_{máx.} = 300$ rad/seg, velocidad angular máxima

CARACTERISTICA EXTERNA DE VELOCIDAD

Volkswagen 11.140 Motor MWM D229-6



Pe :	19.62	32.41	46.36	60.46	73.69	85.05	93.52	98.09
Me :	13.38	22.1	31.61	41.23	50.25	58	63.77	66.89

Velocidad angular del cigüeñal (1/s)

con suministro máximo de combustible a plena carga del motor.

con estos valores señalados por el fabricante se determinan a, b y c, cuyos valores son:

$$a = 1.6$$

$$b = 2.2$$

$$c = 0.4$$

Reemplazando en (*) se tiene:

$$Pe = 98.60 [1.6(We/293.2) + 2.2(We/293.2)^2 - 0.4(We/293.2)^3]$$

El momento torsor efectivo (Me) se obtiene a través de la siguiente fórmula:

$$Me = (Pe/We) \times 1000 \text{ (N-m)}$$

Los valores de la potencia efectiva (Pe) y el momento efectivo (Me) para valores de la velocidad angular del cigüeñal (We) entre 70 rad/seg y 300 rad/seg, se encuentran en el gráfico # 6.

Potencia y par efectivo que desarrolla el motor del vehículo (Pe', Me')

Cuando se realiza el análisis de propulsión del vehículo no se puede dejar de considerar que el motor ubicado en el habitáculo del vehículo gasta potencia para: mover los accesorios necesarios para su funcionamiento, accionar los mecanismos para el funcionamiento del vehículo y demás accesorios opcionales. Por estas razones

la potencia transmitida del motor a la transmisión es menor en un 10% a 20% respecto de la potencia obtenida en el banco de pruebas.

Potencia Neta efectiva (Pe')

$$Pe' = 0.9 Pe$$

Par Neto efectivo (Me')

$$Me' = 0.9 Me$$

b. Velocidad

Conociendo el radio de la rueda (r_R) su frecuencia de rotación (We), se calcula la velocidad lineal del eje de la rueda :

Para un movimiento rectilíneo del vehículo todos sus puntos tienen la misma velocidad que el eje de la rueda, por lo tanto, se tiene que la velocidad del vehículo (V_A) es :

$$(*) Va = We (r_R / i_{RF} \times i_{CV}) \quad (m/s)$$

Donde :

$$r_R = \frac{1}{2} D + B$$

$$f = \text{Coeficiente de aplastamiento} = 0.9$$

$$r_R = \frac{1}{2} (20 \text{ pulg}) + 0.9 (9 \text{ pulg}) = 18.1 \text{ pulg}$$

$$r_R = 18.1 \text{ pulg} (0.46 \text{ m})$$

Además :

$$i_{RF} = \text{Relación de Reducción Final} = 5.86$$

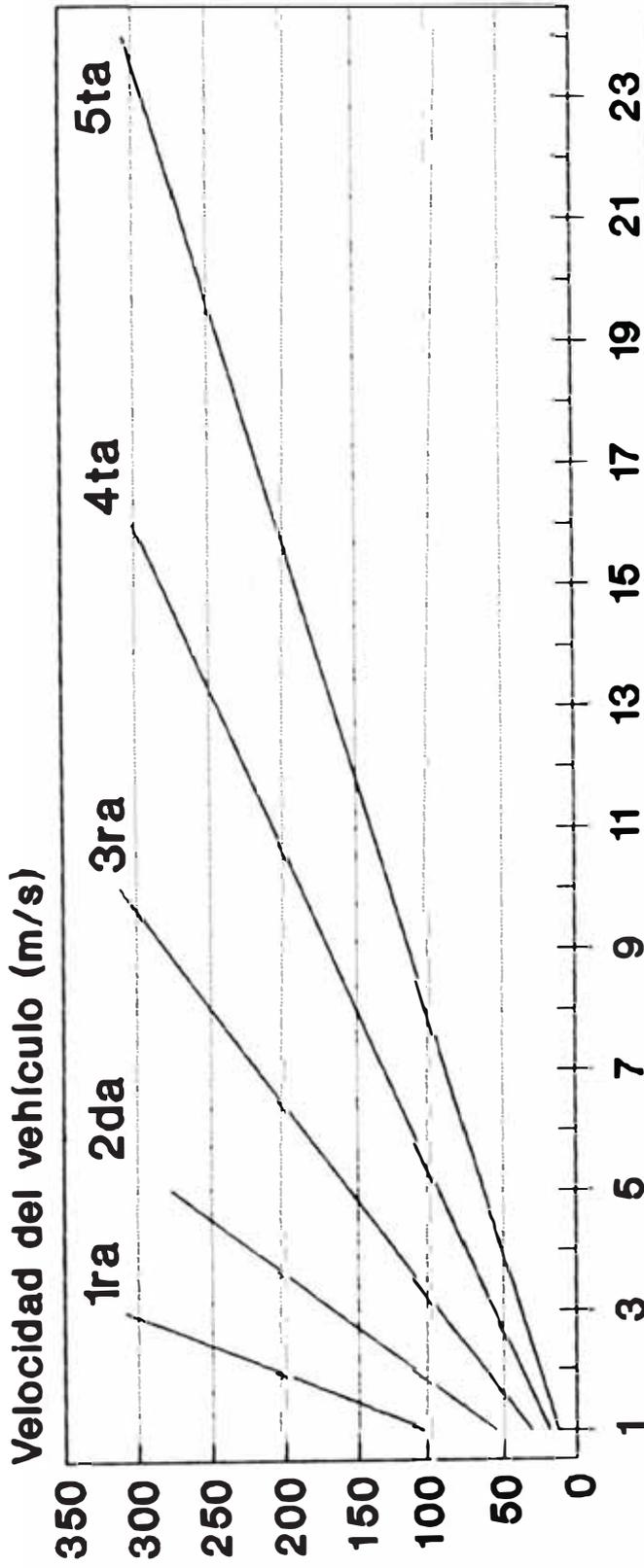
y :

i_{CV} = Relaciones de Reducción de la caja de cambios en 1er, 2do, 3er, 4to, 5to

$$i_{CV-1} = 8.05$$

DIAGRAMA DE VELOCIDADES

Volkswagen 11.140 Motor MWM D2999-6



1ra :	103	309										
2da :	55	277										
3ra :	31	156	218	281								
4ta :	19	57	94	132	170	207	245	283				
5ta :	13	38	64	89	115	140	166	191	217	242	268	293

Velocidad angular del cigüeñal (1/s)

$$i_{CV-2} = 4.35$$

$$i_{CV-3} = 2.45$$

$$i_{CV-4} = 1.48$$

$$i_{CV-5} = 1.00$$

Reemplazando estos valores en (*) se tiene la siguiente fórmula para la velocidad del vehículo (Va) Volkswagen 11.140

$$V_a = W_e (0.46/5.86 \times i_{CV}) \text{ (m/s)}$$

Los valores de Va, se encuentran en el gráfico # 7.

c. Balance de potencias

Para lograr las diferentes Velocidades de traslación se hace imprescindible contar con la potencia necesaria para contrarrestar la resistencia al rodamiento, la resistencia adicional al tipo de pavimento y resistencia debido a la fricción del aire.

La diferencia entre la potencia disponible y la requerida por los conceptos antes mencionados, corresponden a la potencia disponible para contrarrestar las pendientes. En los siguientes gráficos de comportamientos, se indican la capacidad de pendiente que podrá ser negociada a diversas velocidades.

Existen ciertos límites **mínimos** de capacidad de pendientes que deben ser satisfechos por toda unidad recolectora, irrestrictamente de las

condiciones topográficas del área donde se trabaja. Estos son :

- . Capacidad de pendiente al arranque : No inferior al 13%
- . Factor de arranque : 1, para motores de cuatro tiempos
- . Capacidad de pendiente a velocidad gobernada (en directa): 0.3%

En caso que las unidades operen en rellenos sanitarios, donde las condiciones del terreno dejan mucho que desear debido a que los frentes de trabajo no son pavimentados y difícilmente consolidados aunque estas superficies fuesen planas, las condiciones de las mismas pueden en algunos casos, alcanzar pendientes equivalentes hasta 17% por lo tanto; la capacidad de pendiente de cualquier unidad recolectora que opere en un relleno sanitario, no deberá ser inferior al 30% .

la unidad descarga en estaciones de transferencia y no transita sobre malos pavimentos, el cumplimiento de esta condición no es necesario.

Potencia en las ruedas motrices (P_R) del Vehículo Volkswagen 11.140

Dado que las fuerzas externas que impulsan al vehículo resultan de la interacción entre las

ruedas motrices y la carretera, es necesario conocer la cantidad de potencia que llega del motor hasta las ruedas.

La potencia que se transmite del motor a la transmisión, en parte se gasta para aumentar la energía **cinética** de rotación de las piezas giratorias, es decir de la volante; por lo tanto se tiene para la potencia en las ruedas motrices (P_R) la siguiente ecuación :

$$(*) P_R = P_e - P_t - J_v \omega_e \frac{d\omega_e}{dt}$$

Donde:

P_e = Potencia efectiva

P_t = Potencia que se pierde por fricción y resistencia hidráulica en la transmisión

Reemplazando en:

$$(*) \eta_t = P_R / (P_R + P_t)$$

y :

$\omega_e = \omega_r \cdot i_T$, se tiene :

$$P_t = P_e \cdot \eta_t - J_v \omega_r (i_T)^2 \eta_t \frac{d\omega_r}{dt}$$

Donde:

η_t = Coeficiente de rendimiento de la transmisión.

Potencia de propulsión (P_{pr}) del vehículo Volkswagen 11.140

La potencia en las ruedas motrices (P_R), cuando la frecuencia angular del Cigüeñal es constante (velocidad estable del vehículo), se

denomina Potencia de Propulsión (Ppr),
teniéndose para (Ppr) la siguiente ecuación:

$$P_{pr} = P_e \cdot \eta_t$$

$$\text{Donde : } \eta_t = \eta_{cv} \cdot \eta_{RF} \cdot \eta_c = 0.92$$

η_{cv} = eficiencia de la caja de velocidades

η_c = eficiencia del árbol cardánico

η_{CT} = eficiencia de la caja de transferencia

η_{RF} = eficiencia del reductor final

Luego se tiene:

$$Pr = 0.9 \times P_N \times \eta_t [1.6 (We/293.2) + 2.2 (We/293.2)^2 - 0.4(We/293.2)^3]$$

Para diferentes valores de (Va) los valores de (Ppr) se encuentran en el gráfico # 8.

Potencia del consumidor (Pc)

Se denomina potencia del consumidor a la suma de la potencia de resistencia aerodinámica (Pra) y la potencia de resistencia de la carretera (Prc).

$$P_c = P_{ra} + P_{rc}$$

Potencia de resistencia aerodinámica (Pra)

El movimiento del vehículo se realiza en un medio gaseoso (aire); para cambiar de ubicación, el automóvil debe desplazar a las partículas de aire - que como todo cuerpo - tienen inercia y por lo tanto oponen resistencia al cambio de su posición.

Las partículas de aire interaccionan con las superficies externas del automóvil; en la parte frontal por ejemplo, ejercen presión contra el movimiento mientras que en la parte posterior, presión a favor del movimiento pero con menor intensidad. Por otra parte el aire fricciona con las superficies externas del vehículo, creando fuerzas elementales tangenciales contra el movimiento del vehículo. La resultante de todas las fuerzas (normales y tangenciales) elementales con las que el aire actúa sobre el vehículo, se denomina fuerza de resistencia aerodinámica (F_{ra}) y se concentra en un punto denominado "Centro de Presión". En concordancia con las leyes aerodinámicas, la fuerza que ejerce el aire en reposo sobre un cuerpo que se mueve dentro de éste es igual a:

$$F_{ra} = 1/2 d_a \cdot C_a \cdot A \cdot V_A^2 \quad (N)$$

Donde:

d_a = Es la densidad del aire = 1.226 Kg/m³

A = Es el Area Frontal del Vehículo

$$= 6.79 \text{ m}^2$$

CA = Coeficiente de forma del Vehículo

$$= 0.8$$

$\frac{1}{2} d_a \cdot C_A = K_A$: Coeficiente aerodinámico del
Automóvil

$$= 0.5$$

Reemplazando valores se tiene:

$$F_{ra} = (3.4)VA^2 \quad (N)$$

y la potencia necesaria para vencer la fuerza de resistencia aerodinámica será:

$$P_{ra} = F_{ra} \times V_a/1000 \quad (KW)$$

Los valores de la Fuerza de Resistencia Aerodinámica (F_{ra}) y la Potencia de Resistencia Aerodinámica (P_{ra}) para diferentes valores de la Velocidad del Vehículo (V_a) se encuentran en la tabla # 7.

Potencia de resistencia a la carretera (Prc)

la Fuerza de Resistencia a la Carretera (F_{rc}) es igual a la suma de la Fuerzas de Resistencia a la Rodadura (F_{rr}) más la Fuerza de Resistencia al Ascenso (F_{ra}).

$$F_{rc} = F_{rr} + F_{ra}$$

$$F_{rc} = f \cdot G_A + i \cdot G_A$$

Donde :

f = Coeficiente de resistencia a la rodadura

$$f = f_0 \cdot (1 + V_a^2/1500)$$

i = Coeficiente de Resistencia al Ascenso

$f + i = C$, Coeficiente de Resistencia a la Carretera

Luego se tendrá para la Fuerza de Resistencia de la Carretera (F_{rc}):

$$F_{rc} = C \cdot G_A \quad (N)$$

y la potencia necesaria para vencer a la fuerza de resistencia de la carretera es:

$$Prc = Frc \times V_A / 1000 \quad (\text{KW})$$

Potencia de resistencia a la rodadura del vehiculo (Prr)

La Fuerza de Resistencia a la Rodadura (Frr) es igual a la suma de las Fuerzas de Resistencia a la Rodadura de todos los Neumáticos.

$$Frr = f \cdot G_A \cdot \text{Cosa} \quad (\text{N})$$

Donde :

Y la potencia que se necesita para vencer a la fuerza de resistencia a la rodadura es :

$$Prr = Frr \times V_A / 1000 \quad (\text{KW})$$

Donde : V_A = Velocidad del Vehiculo

α = Pendiente de la Carretera

Los valores de la Fuerza de Resistencia a la Carretera (Frc) y la Potencia de Resistencia a la Carretera (Prc), para diferentes valores de V_A se encuentran en la Tabla # 7.

Potencia de resistencia al ascenso (Prs)

La Fuerza de Resistencia al Ascenso (Frs) es la componente del vehiculo a "Sen α ", paralela a la Carretera.

$$Frs = G_A \cdot \text{Sen} \alpha \quad (\text{N})$$

Para pendientes de hasta 10° , es válida la igualdad:

$$\text{Sen} \alpha = \text{Tan} \alpha = i$$

Donde i es la gradiente de la carretera

$$\text{Tana} = H/L = i$$

Y la potencia necesaria para vencer a la fuerza de resistencia al ascenso es :

$$P_{rs} = F_{rs} \cdot V_a / 1000 \quad (\text{KW})$$

Los valores de las Fuerzas de Resistencias de la Carretera ($F_{rc} = F_{rr} + F_{ra}$) y las Potencias de Resistencias de la Carretera ($P_{rc} = P_{rr} + P_{ra}$) para diferentes valores de la Velocidad del Vehículo (V_a) se encuentran en el gráfico # 8.

d. Momento y Fuerza de Propulsión (F_{pr})

El momento que llega a las ruedas motrices desde el motor es igual a:

$$M_R = M_e \cdot i_T - J_v \cdot i_T^2 \cdot \Omega_t \cdot d\omega_R / dt$$

El momento torsor en la rueda, para un régimen estacionario, se denomina Momento de Propulsión (M_{pr}) y es igual a :

$$M_R = M_e \cdot i_T \cdot \Omega_t + M_{pr} \quad (\text{Nm})$$

Donde :

M_e = Momento efectivo

i_T = Relación de transmisión

Ω_t = Eficiencia de la transmisión

La Fuerza de Propulsión (F_{pr}) es igual a:

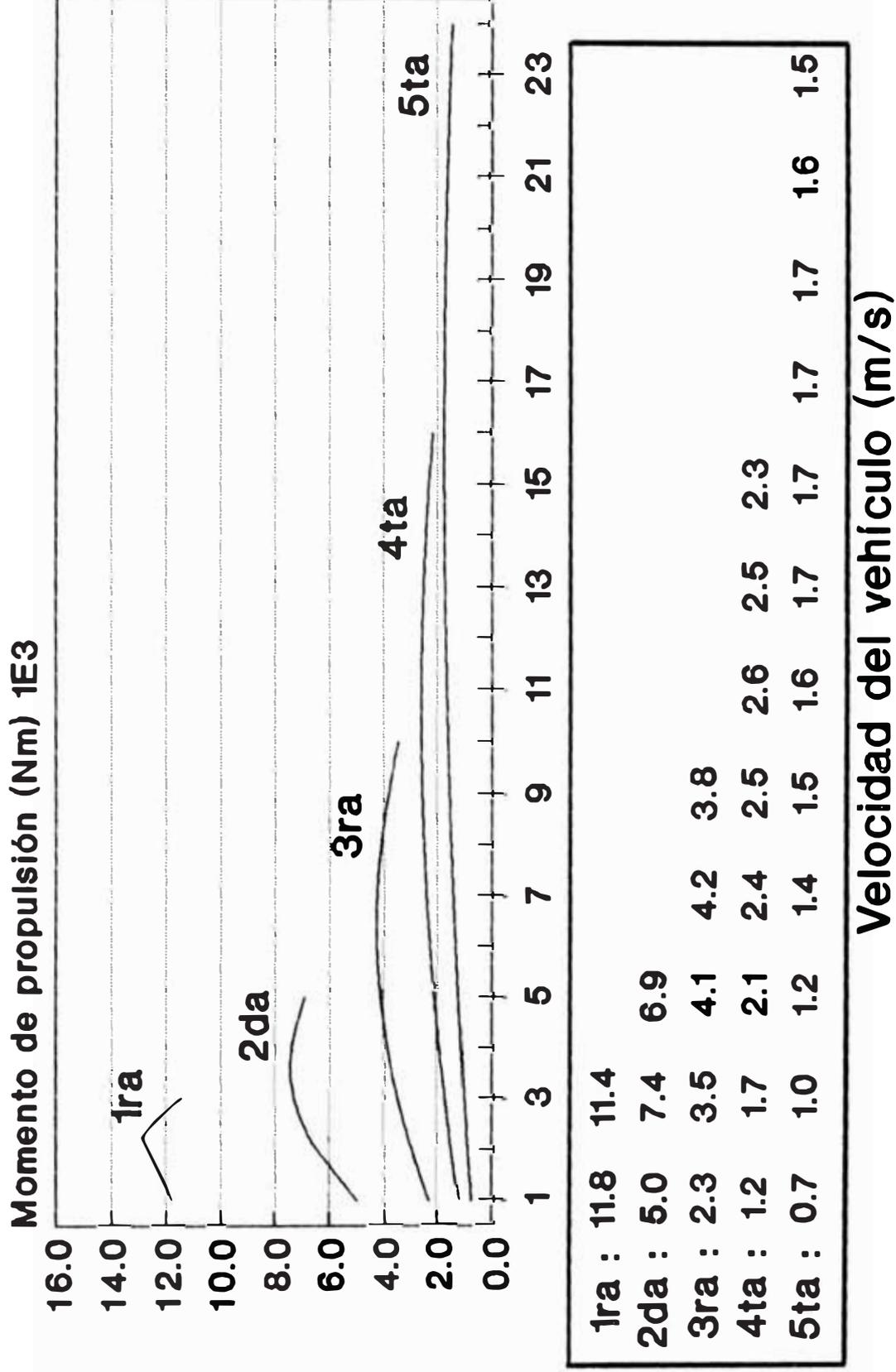
$$F_{pr} = M_{pr} / r_R \quad (\text{N})$$

Donde :

r_R = Radio de Rodadura = 0.46 m

MOMENTO DE PROPULSION EN LAS RUEDAS

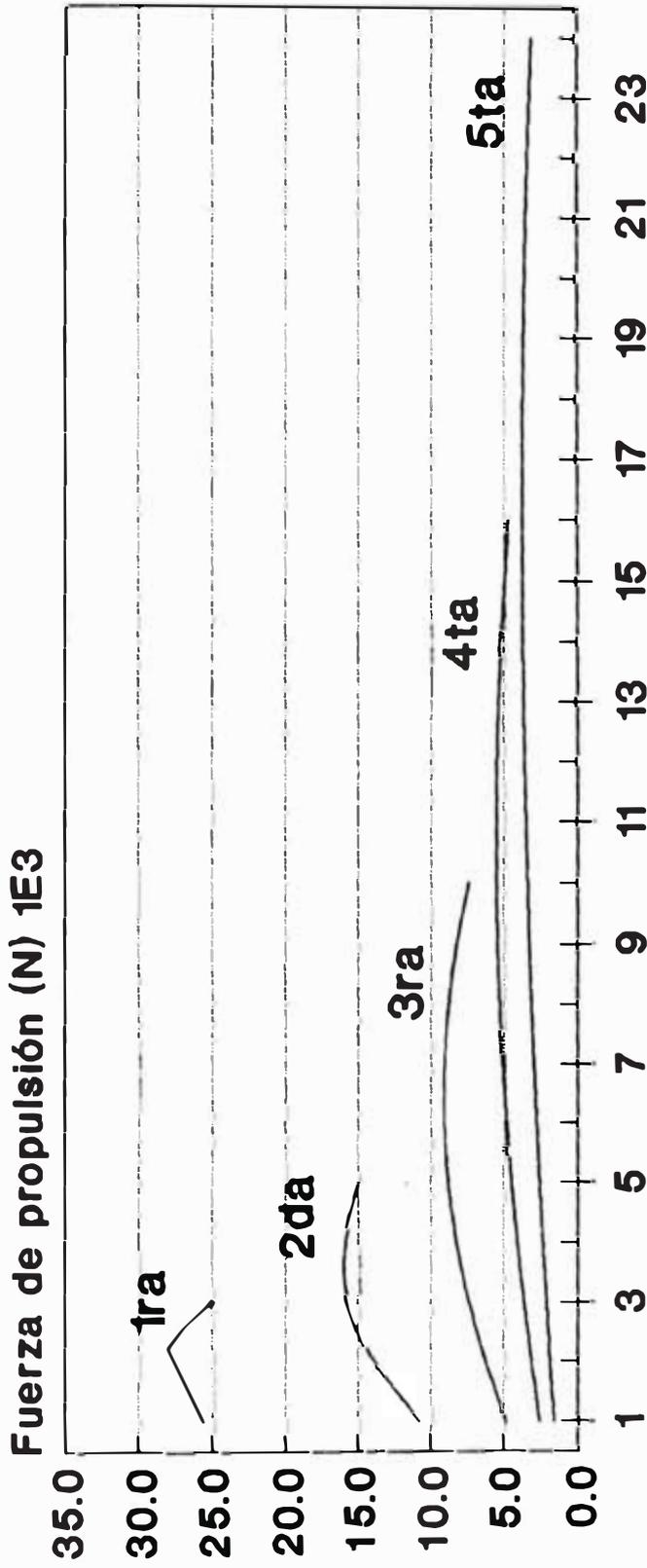
Volkswagen 11.140 Motor MWM D299-6



GRAF. 9

FUERZA DE PROPULSION EN LAS RUEDAS

Volkswagen 11.140 Motor MWM D299-6



1ra :	25.6	24.8
2da :	10.8	14.9
3ra :	4.9	9.2
4ta :	2.6	4.6
5ta :	1.6	2.2

Velocidad del vehículo (m/s)

Los valores del momento de propulsión (M_{pr}), para diferentes valores de la Velocidad del Vehículo (V_a), se encuentran en el gráfico # 9. Del mismo modo, los valores de la Fuerza de Propulsión (F_{pr}) se encuentran en el gráfico # 10.

**e. Factor Dinámico (D) del vehículo Volkswagen
11.140**

La característica dinámica del vehículo se observa en el gráfico de la variación del Factor Dinámico (D), del mismo con respecto de su velocidad de desplazamiento para cada cambio de la caja de velocidades.

El factor Dinámico es igual a:

$$D = F_d / G_a = (F_{pr} - F_{ra}) / G_a$$

Donde:

G_a = Peso Bruto del vehículo.

También:

$$F_{pr} - F_{ra} = F_{rc} + F_{ri}$$

Por lo tanto:

$$(*) \quad D = C + (K_m / g) \cdot a_a$$

Donde:

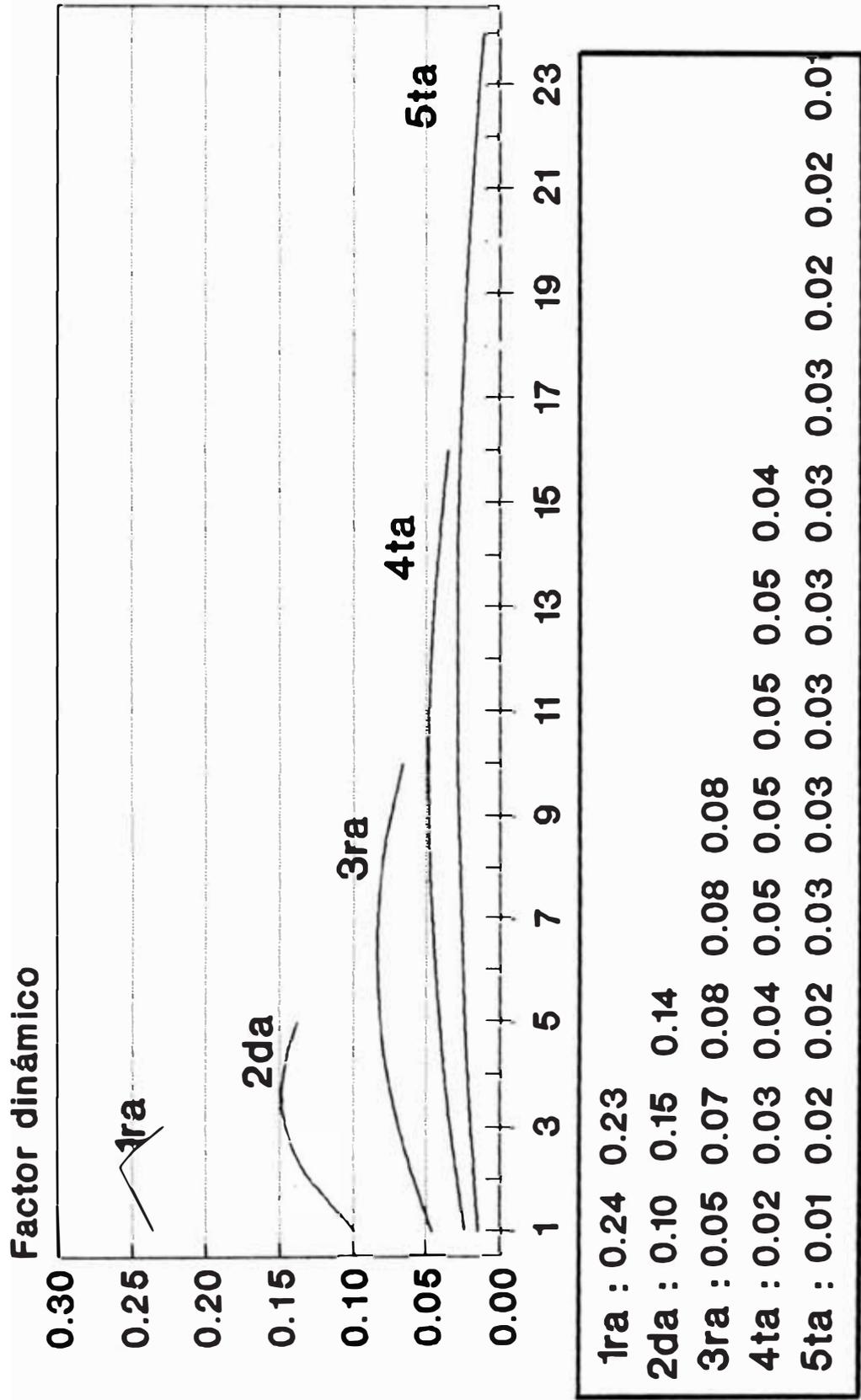
C = Coeficiente de Resistencia de la
Carretera

k_m = Factor de Inercia de las masas rotativas
del vehículo

a_a = Aceleración del vehículo.

FACTOR DINAMICO DEL VEHICULO

Volkswagen 11.140 Motor MWM D299-6



Velocidad del vehículo (m/s)

Con la ayuda de la Característica Dinámica del Vehículo, se resuelven todos los problemas de propulsión que se puedan formular, por ejemplo:

Calcular la velocidad máxima del vehículo, cuando se mueve por una carretera con un coeficiente de resistencia igual a "C".

Cuando se habla de $V_{\text{máx}}$ significa que la aceleración del Vehículo $a_A = 0$, por lo tanto la fórmula (*) se transforma en :

$$D = C$$

Los Valores del Factor dinámico (D) Para diferentes velocidades del vehículo (V_A) se encuentran en el gráfico # 11.

f. Aceleración del vehículo (a_A) Volkswagen 11.140

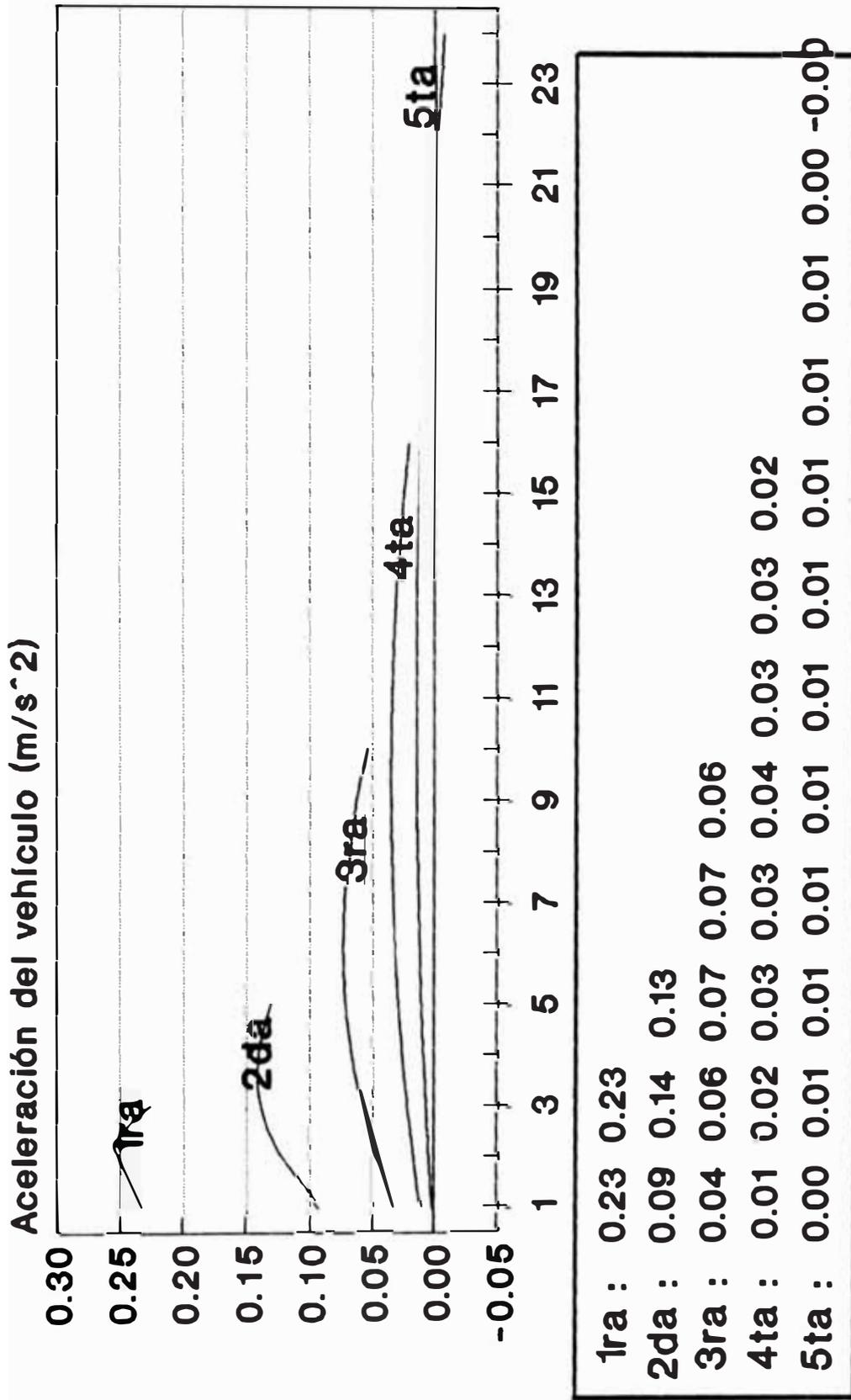
Los vehículos se desplazan casi todo el tiempo a diferentes velocidades; sobre todo en las grandes ciudades, el tránsito obliga a detener y a impulsar al vehículo frecuentemente.

Es por esto que la aceleración es un índice muy importante de la dinámica de propulsión del vehículo. La aceleración es un aspecto que no debe devalidarse, ya que de ella dependerá el tiempo de traslado entre paradas.

Como es de todos conocido, la aceleración es una función dependiente de la fuerza y de la

ACELERACION DEL VEHICULO

Volkswagen 11.140 Motor MWM D299-6



masa; en consecuencia, cuanto mayor sea la masa, mayor deberá ser la fuerza para lograr una aceleración que garantice menores tiempos de pérdidas en las paradas.

Para calcular la aceleración máxima del vehículo se emplea la siguiente fórmula:

$$a_a = [(D-C)/K_m].g \text{ (m/seg}^2\text{)}$$

Donde :

D = Factor Dinámico del vehículo

C = Coeficiente de Resistencia de la Carretera

K_m = Factor de Inercia de las masas rotativas del vehículo

$$K_m = 1 + K_1.i_{cv} + K_2$$

$$K_1 = 0.06$$

$$K_2 = 0.05 \quad \text{y}$$

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

Los Valores de la Aceleración del vehículo (A) para diferentes velocidades del vehículo (V_a) se encuentran en el grafico # 12.

El gráfico de Aceleración del Vehículo (a_a) es importante si se desea comparar la rapidez de aceleración ("pique") de 2 o más vehículos similares.

Evidentemente mejor propulsión tendrá el vehículo con mejores aceleraciones en los diferentes cambios de la caja de velocidades.

El punto de corte de la aceleración para el último cambio con el eje de las abcisas muestra la velocidad máxima que puede alcanzar el vehículo en una carretera pavimentada sin pendiente ($i = 0$).

INTERPRETACION SIMBOLICA

SIMBOLO	UNIDAD	DESIGNACION
P_N	KW	Potencia Nominal del Motor
P_e	KW	Potencia Efectiva del Motor
P_e'	KW	Potencia Efectiva Neta del Motor
ω_N	rad/s	Velocidad Angular del Cigüeñal para (P_N)
ω_e	rad/s	Velocidad Angular del Cigüeñal para (P_e) o (P_e')
ω_M	rad/s	Velocidad Angular del Cigüeñal para (M_N)
ω_{min}	rad/s	Velocidad Angular para Ralenti Lento
ω_{max}	rad/s	Velocidad Angular para Ralenti acelerado o de Embalamiento
M_M	N-m	Par Motor Máximo o Momento Máximo
M_e	N-m	Par Motor Efectivo o Momento Efectivo
M_e'	N-m	Momento Efectivo Neto
a, b, c		Constantes de Leyderman
V_A	m/s	Velocidad del Vehículo
r_R	m	Radio de Rodadura
i_{RF}		Relación de Reducción Final
i_{CV-1}		Relación de Reducción en Primera
i_{CV-2}		Relación de Reducción en Segunda

i_{CV-3}		Relación de Reducción en Tercera
i_{CV-4}		Relación de Reducción en Cuarta
i_{CV-5}		Relación de Reducción en Quinta
P_R	KW	Potencia en las Ruedas
P_{Pr}	KW	Potencia de Propulsión
P_C	KW	Potencia de Consumidor
P_{Ra}	KW	Potencia de Resistencia Aerodinámica
P_{Rc}	KW	Potencia de Resistencia de la Carretera
P_{Rs}	KW	Potencia de Resistencia al Ascenso (subida)
P_{Rr}	KW	Potencia de Resistencia a la Rodadura
K_A		Coefficiente Aerodinámico
CA		Coefficiente de Forma
d_a	Kg/m ³	Densidad del Aire
A	m ²	Area Frontal
f_0		Coefficiente de Resistencia a la Rodadura a baja Velocidad
M_R	N-m	Momento en la Rueda
M_{Pr}	N-m	Momento de propulsión
F_{Pr}	N	Fuerza de Propulsión
D		Factor Dinámico
C		Coefficiente de Resistencia de la Carretera
K_m		Factor de Inercia de las Masas Rotativas del Vehículo
i		Gradiente de la Carretera
f		Coefficiente de Resistencia a la Rodadura

ESPECIFICACIONES TECNICAS

VOLKSWAGEN 11.140 MOTOR : D229-6

SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDAD	DENOMINACION
P_N	98.60	KW	Potencia DIN
W_N	293.20	rad/s	Velocidad Angular del Cigüeñal a P_N
a	1.60	const.	Leyderman
b	2.20	const.	Leyderman
c	0.40	const.	Leyderman
D	20.00	pulg.	Diámetro del Aro
B	9.00	pulg.	Ancho del Neumático
f	0.90		Coefficiente del Aplastamiento del Neumático
r_R	0.46	m.	Radio de Rodadura
i_{RF}	5.86	-	Relación de Reducción Final
i_{CV-1}	8.05	-	Relación de Reducción Primera
i_{CV-2}	4.35	-	Relación de Reducción Segunda
i_{CV-3}	2.45	-	Relación de Reducción Tercera
i_{CV-4}	1.48	-	Relación de Reducción Cuarta
i_{CV-5}	1.00	-	Relación de reducción Quinta
i_{CV-i}	8.05	-	Relación de Reducción Inversa
η_t	0.92	-	Eficiencia de la Transmisión
f_o	0.015	-	Coefficiente de

			Resistencia a la rodadura
G_A	108, 000	KN	Peso Bruto del Vehículo
K_A	0.5		Coeficiente Aerodinámico
H_n	2.800	m	Altura Total del Vehículo
B_n	2.424	m	Ancho del Vehículo
A	6.790	m ²	Area Frontal del Vehículo
C_A	0.800		Coeficiente de Forma
K_1	0.060		Const. Coeficiente del Giro
K_2	0.050		Const. Coeficiente del Giro
$G_{A_{neto}}$	37, 570	KN	Peso Neto del Vehículo
C	70, 430	KN	Carga Máxima Admisible
P_c	0.8576	Kg/L	Peso Especifico del Combustible
G_{min}	205	gr/KW-h	Consumo Especifico Mínimo
K	1.2		Coef. de Consumo a Máxima Potencia
g_N	250	gr/KW-h	Consumo a Máxima Potencia
#CIL	6		Número de Cilindro
D	102	mm.	Diámetro de los Cilindros
H	120	mm.	Carrera
V_h	5, 882	cm ³	Cilindrada
W_{min}	70	rad/s	Ralenti Lento
W_{max}	300	rad/s	Ralenti Acelerado o de Embalamiento
M_M	382	N-m	Par Motor Máximo (DIN)
W_N	167.6	rad/s	Velocidad Angular del Cigüeñal para Par Motor Máximo (M_N)

3.1.4 Análisis de la maniobrabilidad de la unidad recolectora Volkswagen 11.140

Es muy importante el análisis de la maniobrabilidad de la unidad para la selección del equipo, pues es bien sabido que el rendimiento en la recolección aumenta a medida que disminuyen los obstáculos en las operaciones.

Cuando las calles son anchas y bien diseñadas, este factor tiene poca importancia pero, como en la mayoría de nuestras ciudades donde por falta de planificación o por antigüedad, las vías son estrechas y en muchas ocasiones presentan ángulos menores de 90° , por lo que la maniobrabilidad se dificulta, motivo por el cual se debe tener muy en cuenta la forma de girar con facilidad para poder prestar un servicio adecuado.

Para determinar la maniobrabilidad del vehículo, existen métodos gráficos y analíticos, para los cuales se consideran los siguientes aspectos :

Ancho de las Vías

- Ancho total del Vehículo

Largo total

En base a estos parámetros se procede a la determinación gráfico-analítica para la unidad a seleccionar.

Para poder evaluar los resultados, se dibujaron los radios sobre hojas transparentes; de manera

similar y utilizando la misma escala, se dibujó las situaciones críticas de intersecciones entre calles, sobre las cuales habrá que transitar indicando: el ancho en las vías, el ángulo de intersección y demás obstáculos que puedan encontrarse (postes, islas divisorias y otros).

Colocando la hoja transparente sobre éstos dibujos, se determinaron puntos críticos, donde la unidad encuentra interferencias, al realizar los giros necesarios.

- Cálculo de X :

$$X = D.E./Tg\phi$$

$$X = 3.560/Tg45^\circ$$

$$X = 3.438 \text{ m.}$$

- Cálculo del Radio de Giro del extremo posterior (R_A)

$$R_A = [(V_p)^2 + (X+T+\frac{1}{2} VL)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{m})$$

$$\text{Donde } X = 3.438 \text{ m.}$$

$$T = 2.043 \text{ m.}$$

$$\frac{1}{2}VL = 0.191 \text{ m.}$$

$$V = 2.10 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$R_A = [(2.10)^2 + (3.438+2.043+0.191)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{m})$$

$$R_A = 6.048 \text{ m.}$$

- Cálculo del Radio de Giro del extremo del eje

CARACTERISTICAS PERTINENTES A LA
MANIOBRABILIDAD

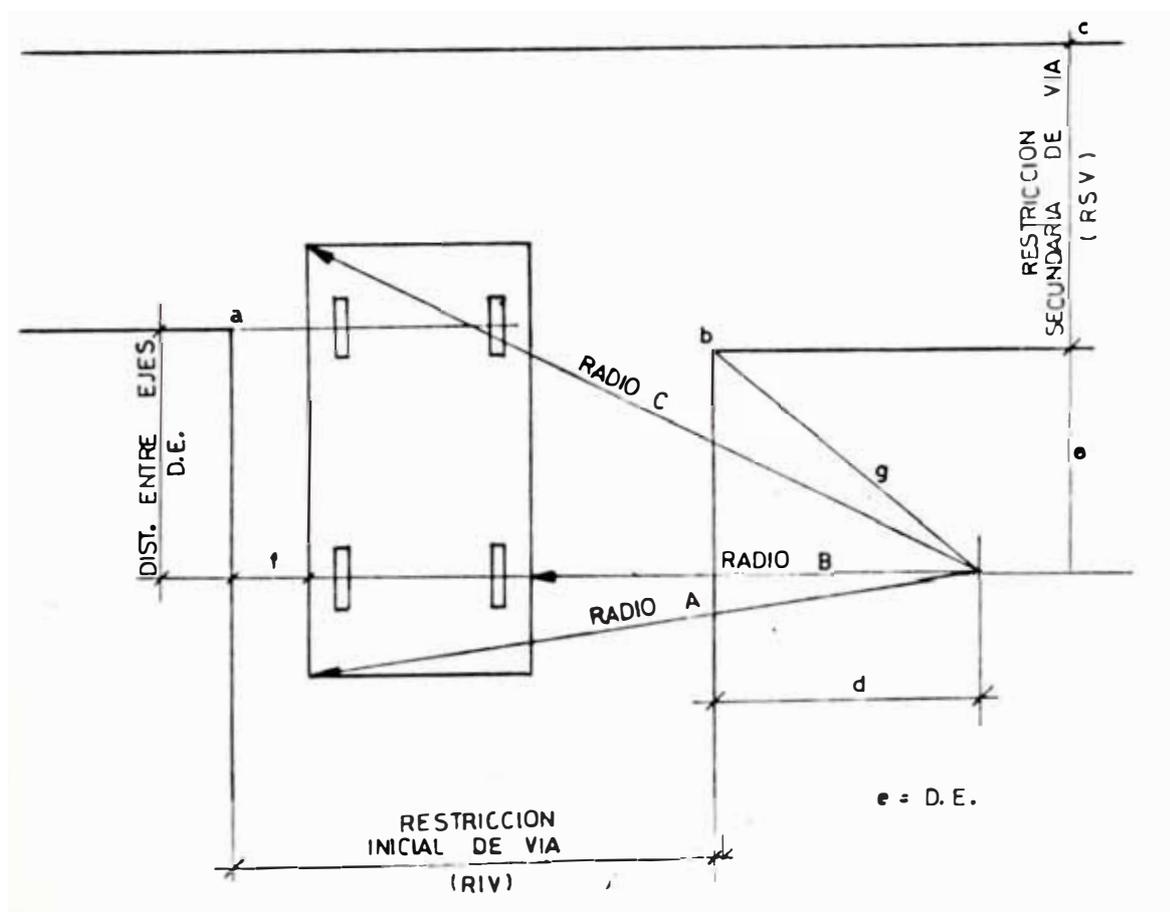


FIG. 22

CARACTERÍSTICAS PERTINENTES A LA
MANIOBRABILIDAD DERIVACION DE "X"

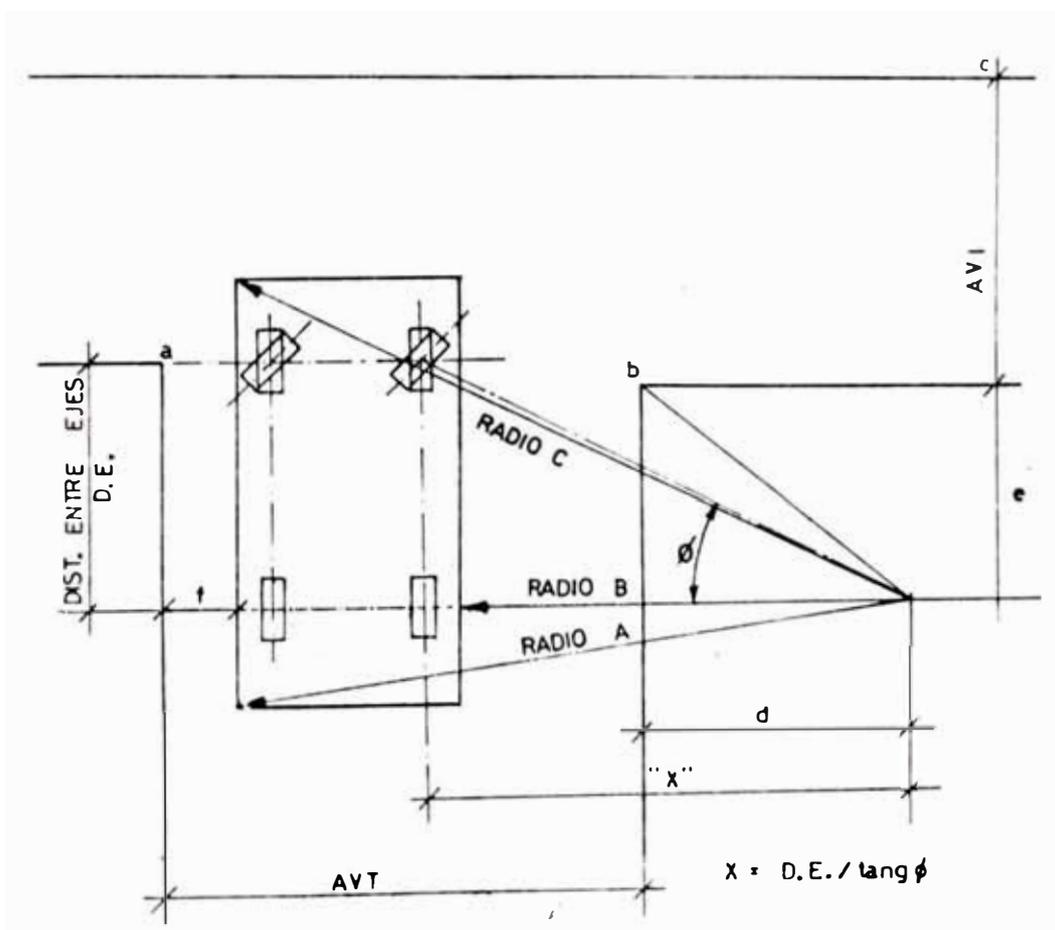


FIG. 23

DETERMINACION DE LA MANIOBRABILIDAD
DE LA UNIDAD RECOLECTORA

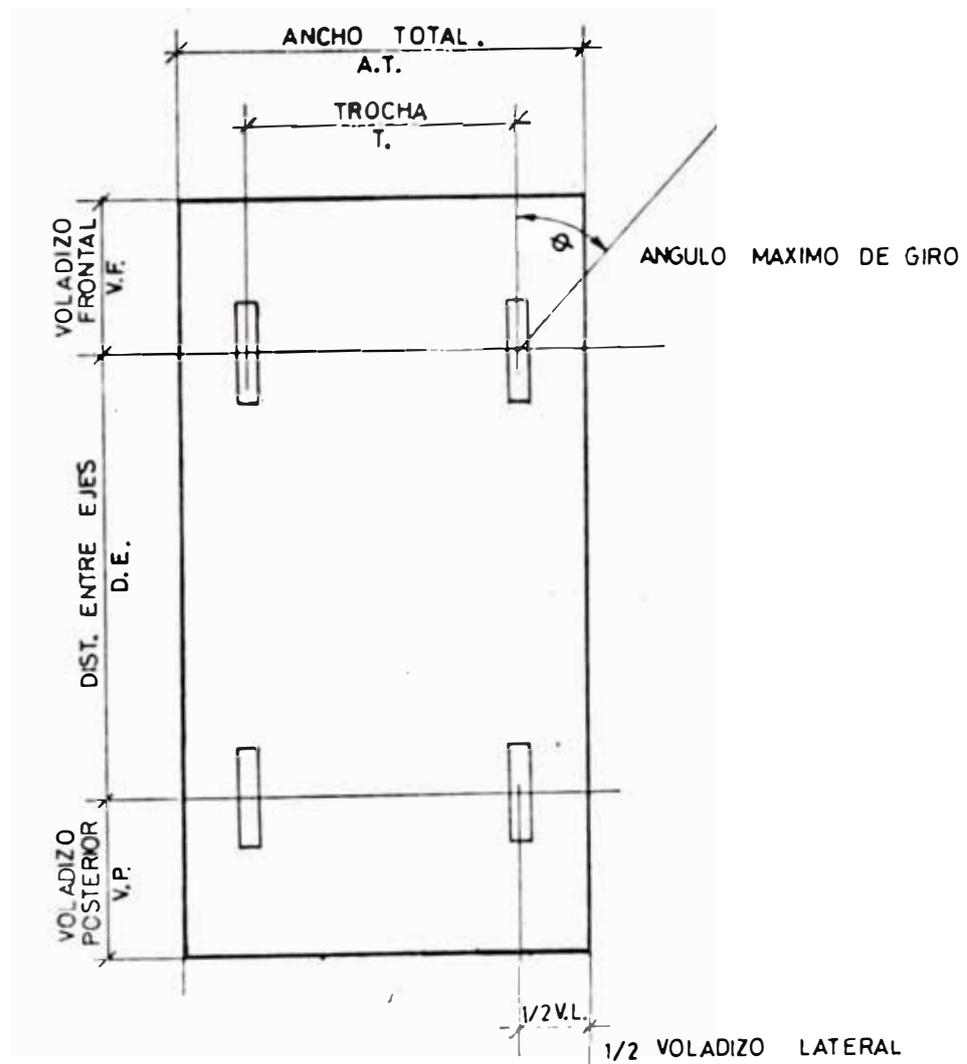


FIG.24

CARACTERISTICAS PERTINENTES A LA
MANIOBRABILIDAD

(CAMION VOLKSWAGEN 11.140)

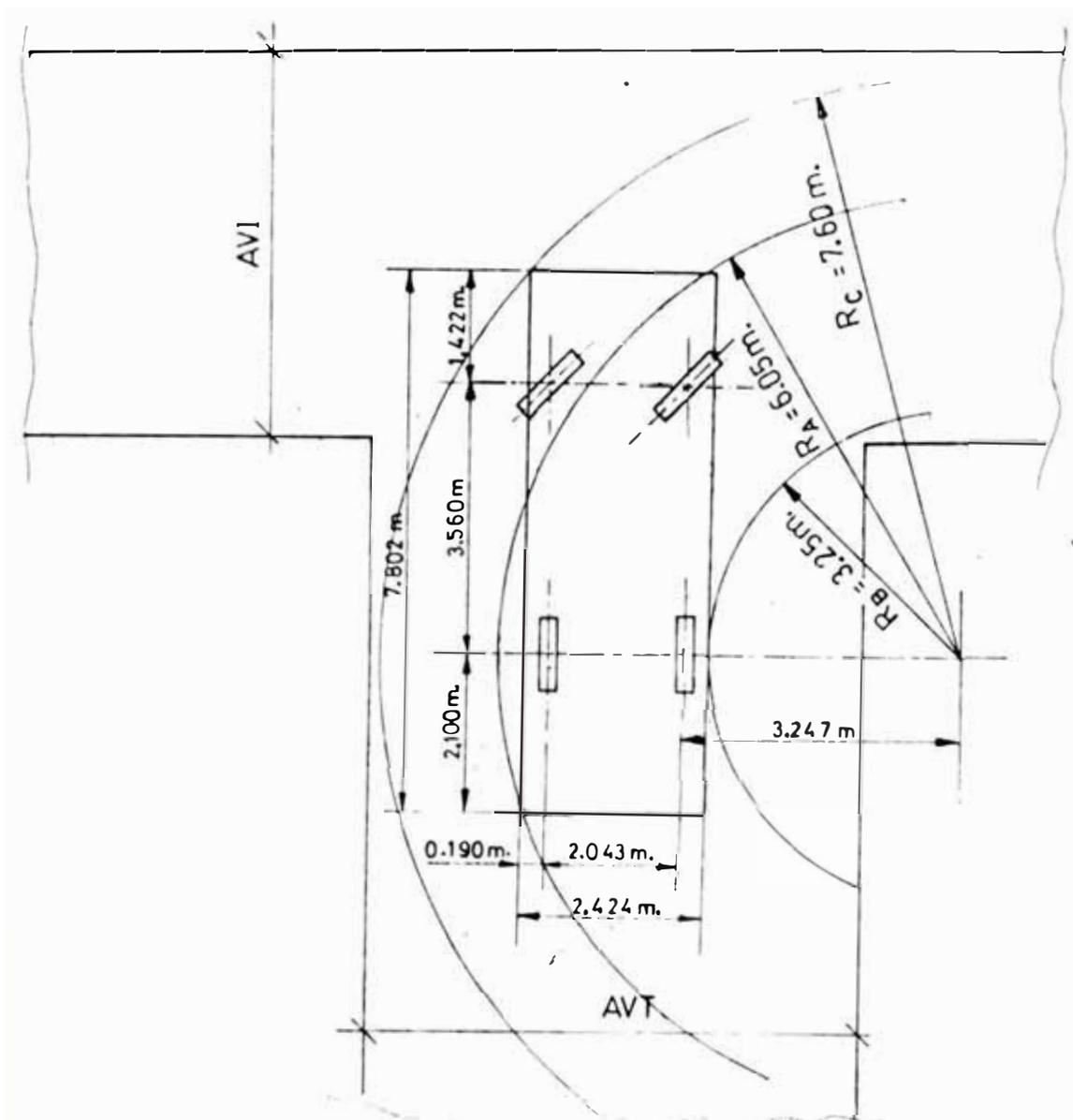


FIG: 25

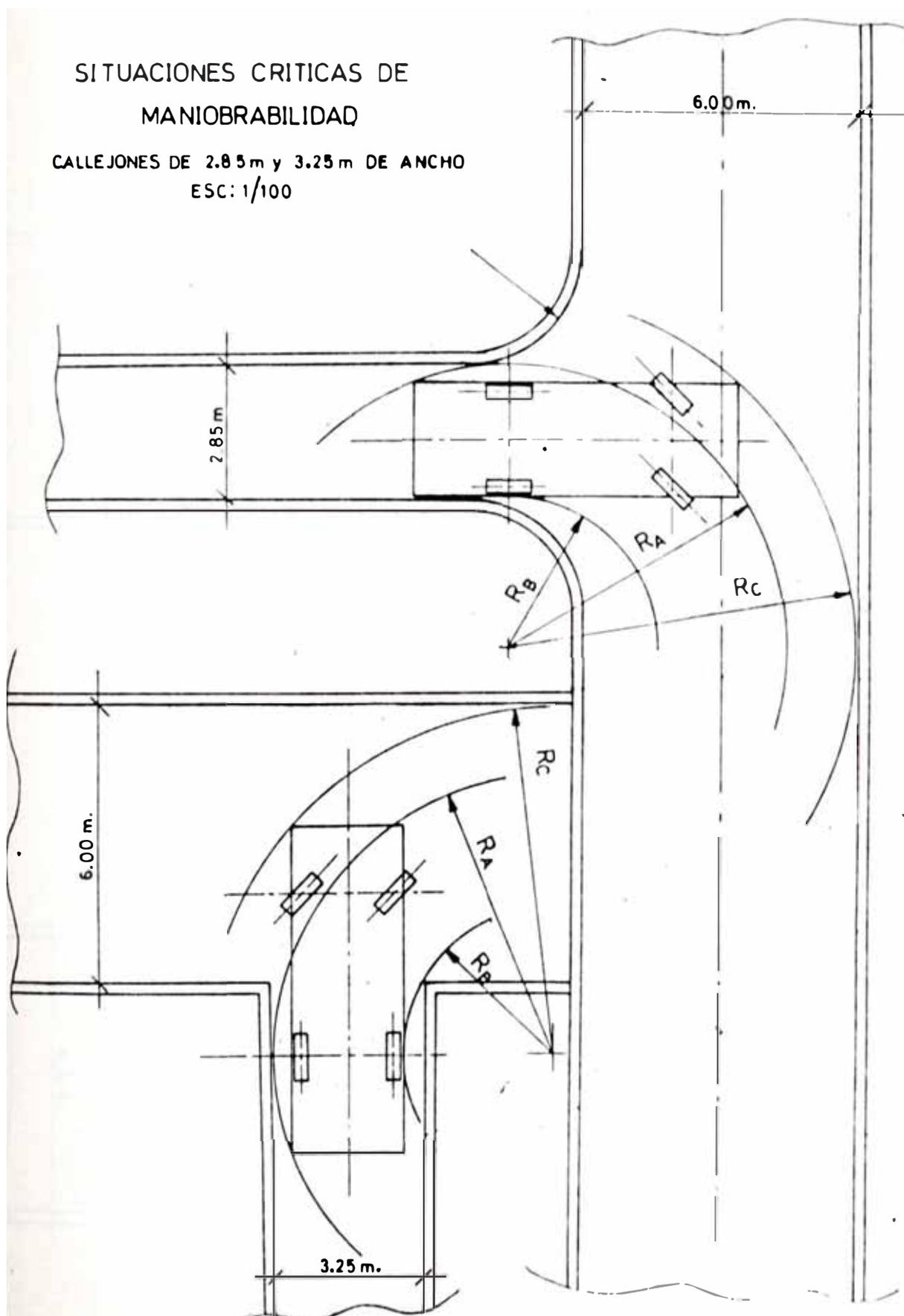


FIG. 26

SITUACIONES CRITICAS DE
MANIOBRABILIDAD
INTERCESIONES CON ANGULOS INFERIORES A 90°
ESC: 1/100

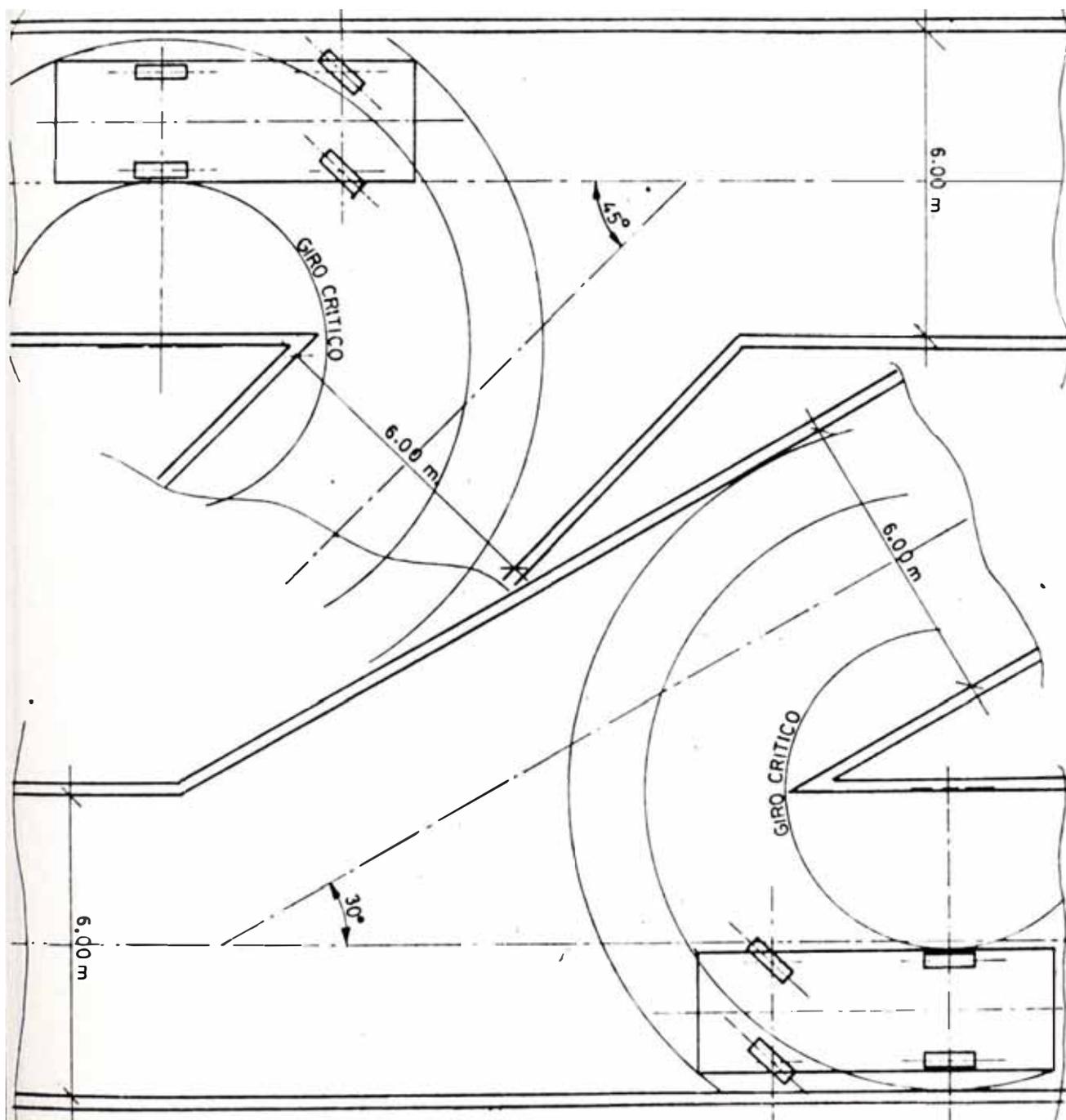


FIG. 27

SITUACIONES CRITICAS DE
MANIOBRABILIDAD

CALLES CIEGAS CON REDOMAS
ESC: 1/100

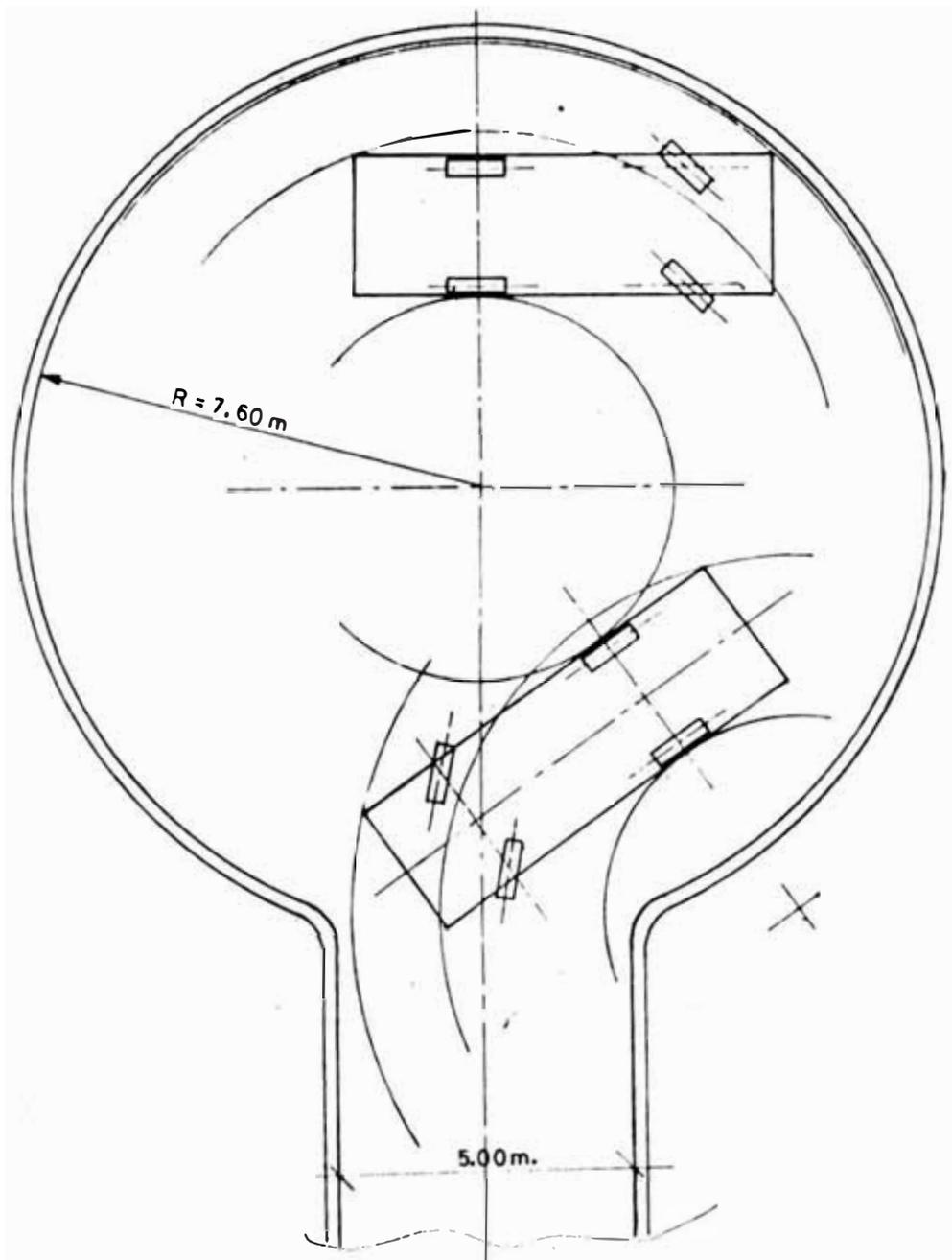


FIG. 28

motriz (R_B)

$$R_B = X - \frac{1}{2} VL$$

reemplazando valores se tiene:

$$R_B = 3.438 - 0.191 \quad (m)$$

$$R_B = 3.248 \text{ m.}$$

- Cálculo del radio de Giro del extremo

delantero (R_C)

$$R_C = [(X+T+\frac{1}{2} VL)^2 + (D.E.+V)^2]^{\frac{1}{2}}$$

Donde :

$$D.E. = 3.560 \text{ m}$$

$$V = 1.422 \text{ m}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$R_C = [(3.438+2.043+0.191)^2 + (3.560+1.422)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (m)$$

$$R_C = 7.549 \text{ m.}$$

Observar figuras del # 22 al # 28.

INTERPRETACION SIMBOLICA

SIMBOLO	UNIDAD	DESIGNACION
V_p	m	Voladizo Posterior
V_f	m	Voladizo Frontal
D.E.	m	Distancia entre Ejes
A.T.	m	Ancho total del Vehículo
T.	m	Trocha del Vehículo
ϕ	°	Angulo máximo de Giro
V.L.	m	Voladizo Lateral

RIV	m	Restricción Inicial de Vía
RSV	m	Restricción Secundaria de Vía
AVT	m	Ancho de Vía por la cual se transita
AVI	m	Ancho de la Vía a la cual se ingresa
R _A	m	Radio de Giro del extremo posterior
R _B	m	Radio de giro del extremo - eje motriz
R _C	m	Radio de Giro del extremo Delantero
d	m	Distancia que indica el Centro de los Radios
D _b	m	Distancia entre el punto crítico " b " y el Centro del Radio
D _a	m	Distancia entre el punto crítico " a " y el Centro del Radio
D _c	m	Distancia entre el punto crítico " c " y el Centro del Radio
X	m	(De / tang. ϕ)

3.2 Disposición general de las estructuras de la plataforma

La plataforma o sobrechasis en el cual se encuentran los mecanismos de accionamiento, están constituidos por estructuras longitudinales y estructuras transversales, de la siguiente forma:

.2.1 Estructuras longitudinales

Las estructuras longitudinales de la plataforma serán dos, y estarán totalmente apoyadas y unidas al chasis del vehículo, con una distancia de separación igual a la de los largueros del referido chasis.

Sobre las estructuras longitudinales de la plataforma, estará íntegramente apoyado el container luego del izaje, cuando se encuentre sobre el camión.

Estas estructuras longitudinales estarán constituidas por tubos de sección rectangular fabricados a base de canales "C" prefabricados, el ancho y la altura de esta sección tendrá aproximadamente el mismo valor que los largueros centrales del chasis del vehículo.

3.2.2 Estructuras transversales

La plataforma o sobrechasis, estará constituida por tres estructuras transversales ubicadas en el extremo izquierdo, en la zona central y en el extremo derecho; estas estructuras tendrán como finalidad lo siguiente:

- a. Unir a las estructuras longitudinales de la plataforma.
- b. En la estructura transversal del extremo izquierdo se ubicarán los puntos de articulación del pistón principal.
- c. Una parte de los mecanismos basculantes (brazo #1 y brazo # 2) se apoyarán sobre la estructura transversal del extremo izquierdo, cuando se encuentren sin actividad.
- d. Otra parte del mecanismo (brazo # 3), se apoyará sobre la estructura transversal central, cuando

se encuentre en reposo y al efectuar las maniobras del izaje del container.

3.3 Acondicionamiento de los dispositivos de desplazamiento (brazo de accionamiento)

Los mecanismos de izaje del container, descarga de residuos y descarga del container, estarán constituidos por tres brazos articulados, siendo la función de cada uno las siguientes:

a. Brazo # 1, o brazo de enganche, que en el extremo superior se encuentra dotado de un gancho que le permitirá acoplarse al container para el izaje, acomodarlo en forma conveniente sobre el vehículo y sujetarlo firmemente durante la descarga de los residuos sólidos.

Para poder efectuar estas maniobras con bastante facilidad y comodidad, se dotará de un pistón con puntos de articulación en los brazos #1 y #2.

b. Brazo 2, o brazo intermedio, el cual estará articulado en ambos extremos, en un extremo al brazo # 1, y en el otro al brazo 3; contarán también con puntos de articulación para el pistón del brazo # 1 y para el pistón principal, ubicados convenientemente.

El brazo # 2 es un transmisor de movimiento en las maniobras de izaje del container, descarga de residuos y descarga del container.

c. Brazo # 3, el cual cuenta con articulaciones en ambos extremos, uno de ellos unido al chasis y el otro al brazo intermedio (brazo # 2).

El brazo # 2 (intermedio) y el brazo 3, trabajarán articuladamente durante la maniobra de izaje, mientras que para la maniobra de descarga de residuos, ambos se comportarán como un solo brazo; actuando de esta forma el mecanismo, como si fuera un volquete convencional accionado por un pistón principal para la descarga.

El eje de articulación del tercer brazo se ubicará al final del chasis y estará unido en sus extremos a los largueros del chasis.

3.4 Dimensionamiento del sistema

Para el dimensionamiento del sistema de izaje del container, descarga de residuo y descarga del container, se tendrá en consideración el espacio que se dispone en la plataforma para su instalación, la altura del punto de enganche en el container con respecto al suelo y otras consideraciones que se irán señalando, en el proceso de dimensionamiento de los componentes.

Las siguientes características del container y del vehículo son necesarias para efectuar el dimensionamiento de los diversos componentes del sistema:

a. Dimensiones exteriores del container.

- . Altura = 2,000 mm.
- . Ancho = 2,000 mm.
- . Longitud = 4,000 mm.

b. Dimensiones del vehiculo.

- . Distancia entre ejes = 3,560 mm.
- . Ancho del vehiculo = 4,424 mm.
- . Altura de la cabina = 2,811 mm.
- . Longitud total del vehiculo = 5,967 mm.
- . Distancia del eje posterior extremo izquierdo del chasis = 985 mm.
- . Longitud disponible en el chasis (plataforma del camión) = 3,800 mm.
- . Altura de la parte superior del chasis al nivel del suelo = 920 mm.
- . Separación entre los largueros longitudinales del chasis = 769 mm.

3.4.1 Plataforma o sobre chasis

En la plataforma del sistema se encontrarán los puntos de articulación del pistón principal y del extremo del brazo # 3; sobre la línea horizontal, estos puntos señalados, se encontrarán alineados.

Tomando en cuenta el espacio disponible sobre el chasis (plataforma), que es de 3,800 mm. y superponiendo dimensiones aproximadas de la plataforma del sistema - dibujada en hoja transparente para superponer el chasis del vehiculo, dibujado a escala en hoja aparte - se llega a asumir una distancia de 3,100 mm. entre el

punto de articulación del pistón principal y el punto de articulación del extremo del brazo # 3.

La longitud total de los brazos, cuando se encuentran apoyados sobre la plataforma del sistema, será de 3,500 mm.; se dispondrá de un espacio adicional de 500 mm., para la instalación del tanque hidráulico y demás sistemas. Luego se concluye que la longitud total de la plataforma es:

- . Longitud total de - Longitud total de
 plataforma los brazos + espacio
 disponible para el tanque.
- . Longitud total de plataforma - 3,500 + 500 mm.
- . Longitud total de plataforma - 4,000 mm.

La separación entre los largueros de la plataforma del sistema, será igual a la de los largueros del chasis del vehículo (767 mm). Además estarán formados por estructuras de perfil tubular de sección rectangular de 70 x 240 mm., fabricadas con canales prefabricados "C" en plancha de 8 mm. de espesor.

Finalmente se tendrá:

- . Longitud de los (02) largueros que forman la
 plataforma o sobrechasis: 4,000 mm.
- . Separación entre largueros: 767 mm.
- . Largueros conformados por vigas tubulares de
 sección rectangular de 70 x 240 mm.

3.4.2 Dispositivos de desplazamiento (brazos de accionamiento)

La longitud mayor del brazo #1 quedará definida en $3/4$ de la altura total del container (Hc):

Long. Mayor Brazo #1 - $3/4$ H Container.

Long. Mayor Brazo #1 $3/4$ (2000)

Long. Mayor Brazo # 1 = 1500 mm.

El ángulo de descarga de residuos, para asegurar un vaciado completo de los residuos sanitarios del container, es recomendado entre 50° y 60° , escogiéndose 58° .

Para la posición extrema, en la descarga de residuos, el ángulo que formará el pistón principal con los brazos de accionamiento (para el ángulo de descarga de 58°) se recomienda en 90° ; debido a que ángulos mayores implican longitudes mayores del pistón, éstos se encuentran directamente relacionados con el costo resultante de la elección. En la figura # 29 se tiene:

Longitud aproximada del pistón - $3100 \text{ Sen } 58^\circ$

Longitud aproximada del pistón - 3630 mm.

Esta longitud podrá variar un poco al momento de realizar el montaje general de los componentes.

La distancia del extremo de articularción del Brazo #3 al punto de articulación del pistón principal, ubicado en el brazo # 2, es igual a:

$$d_{B3} - P \quad 3100 \text{ Cos } 58^\circ$$

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

GRAFICO #1

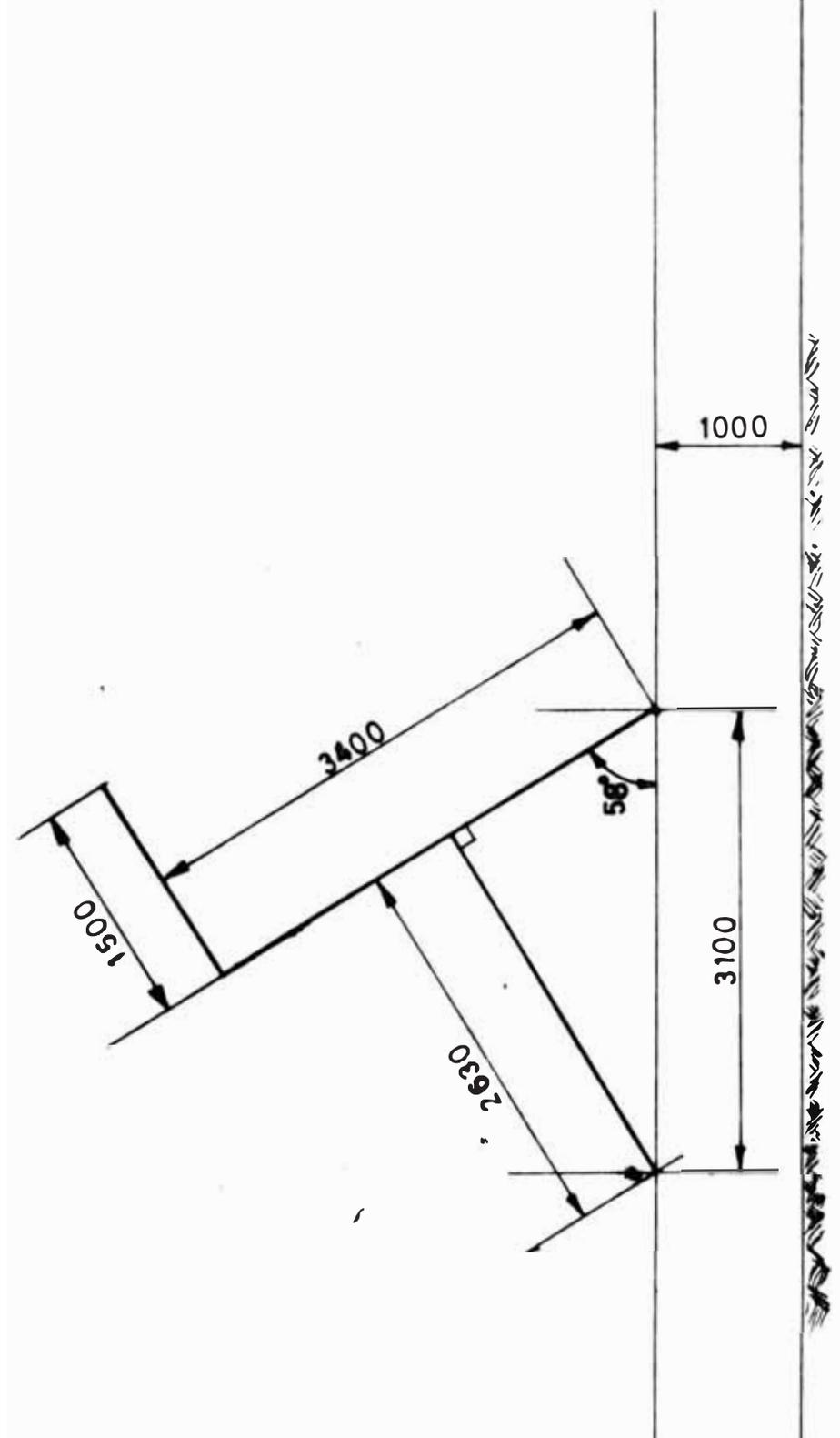


FIG. 29

$dB3 - P = 1640 \text{ mm.}$

(ver figura # 30).

El punto de articulación, del brazo #2 con el brazo # 3, es recomendable que se ubique en el punto medio de la distancia, entre el punto de articulación del extremo del brazo #3 y el punto de articulación del pistón en el brazo #2. Esto para requerir fuerzas de menor magnitud en el momento del izaje del container, y asegurar un desplazamiento total hacia la parte posterior del vehiculo, de los brazos #1 y #2; de manera que no interfiera la parte posterior del vehiculo con el container, al momento de efectuar el enganche del brazo #1 con el pin de enganche del container.

Es asi que, conociendo el punto de articulación del brazo #2 con el brazo #3, y el punto de articulación del brazo #3, entonces, se tiene la longitud total del brazo #3.

Luego se tiene:

Long. Brazo #3 = $1640/2$

Long. Brazo #3 = 820 mm.

La distancia del suelo a la plataforma es de 1000 mm., la longitud mayor del brazo #1 es de 1500 y la altura del punto de enganche del container al suelo es de 1500.

Para la posición de inicio del izaje del container, se trazó una paralela a 3000 mm. del

IMENSION MENTO DEL SIST MA

R FIC # 2

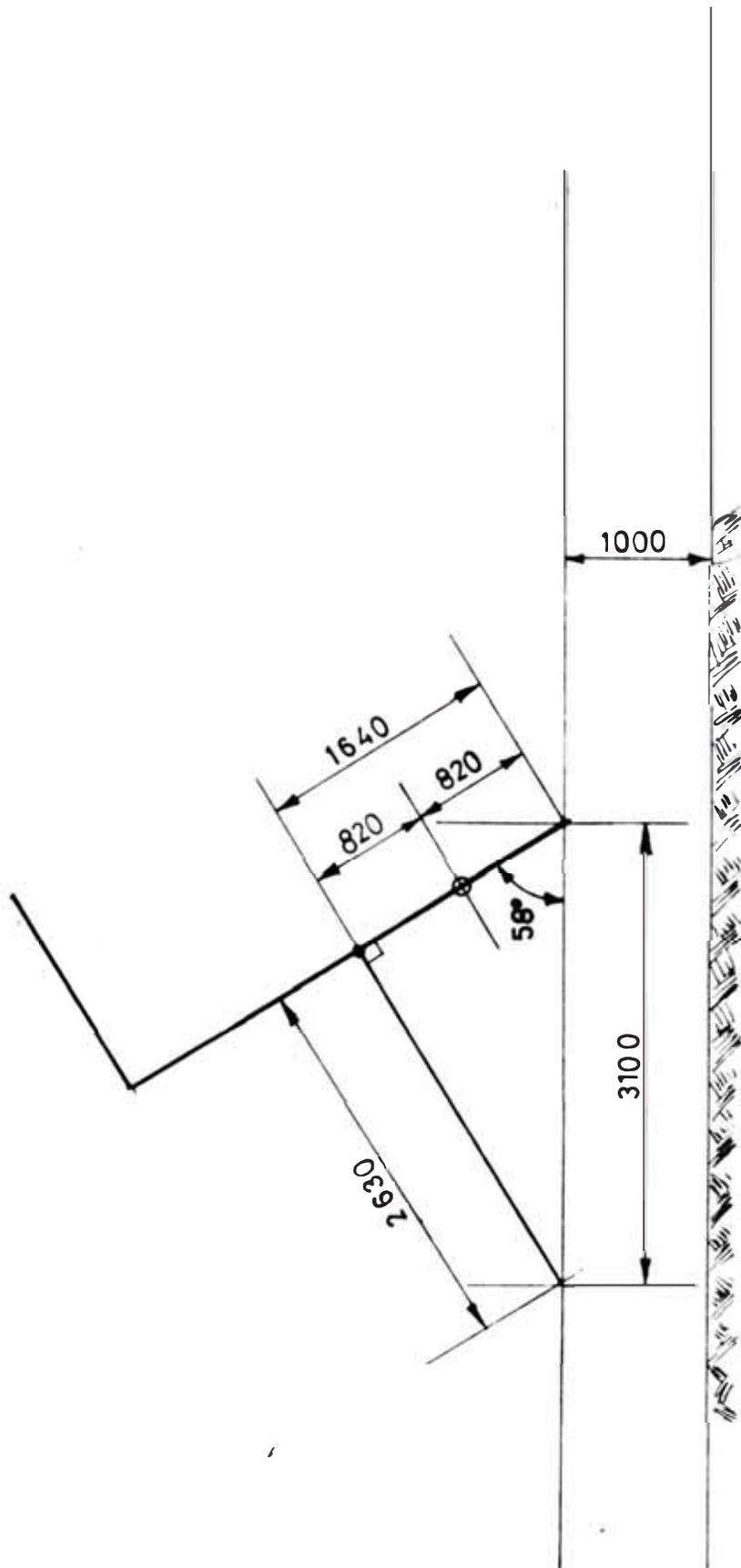


FIG 30

nivel del suelo, cortando al brazo #2 en un punto (ver figura # 31); éste punto de intersección, es el punto de articulación entre el brazo #1 y el brazo #2.

La longitud extraída del gráfico es de 2030 mm., correspondiente al brazo #2, con lo cual se tiene:

$$\text{Long. Brazo \#2} = 2030 \text{ mm.}$$

Además se tiene que la longitud total de los brazos es igual a 3,300.

Luego se tiene que la longitud menor del brazo #1 es igual a:

$$\begin{aligned} \text{Long. Menor Brazo \#1} &= \text{Long. Total de los brazos} \\ &\quad - \text{Long. Brazo \#2} \\ &\quad - \text{Long. Brazo \#3} \end{aligned}$$

$$\text{Long. Menor Brazo \#1} = 3400 - 2030 - 820$$

$$\text{Long. Menor brazo \#1} = 550 \text{ mm.}$$

En conclusión, las dimensiones de los brazos serán las siguientes:

. Brazo #1

$$\text{Longitud Mayor} = 1500 \text{ mm.}$$

$$\text{Longitud Menor} = 550 \text{ mm.}$$

. Brazo #2

$$\text{Longitud} = 2030 \text{ mm.}$$

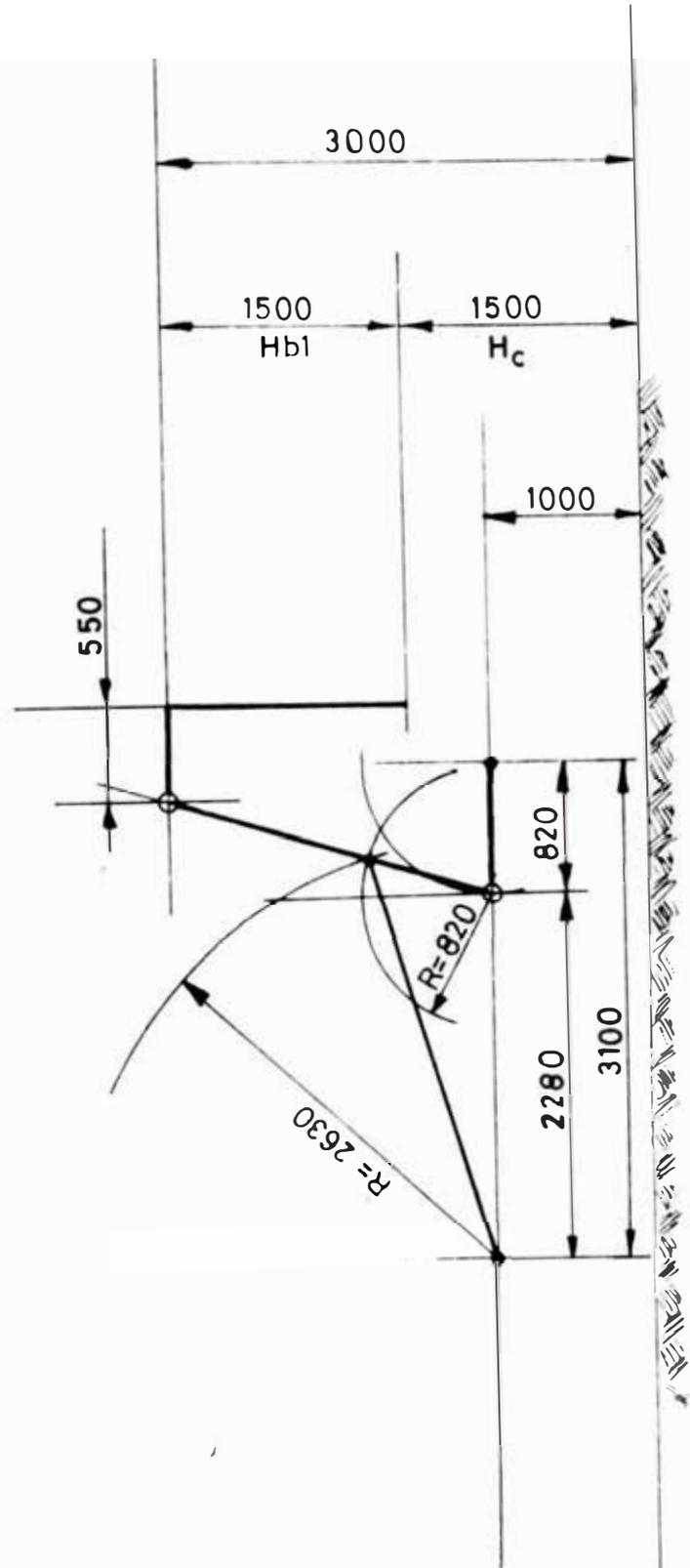
. Brazo #3

$$\text{Longitud} = 820 \text{ mm.}$$

(ver figura # 32).

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

GRAFICO # 3



FI . 3

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

GRAFICO # 4

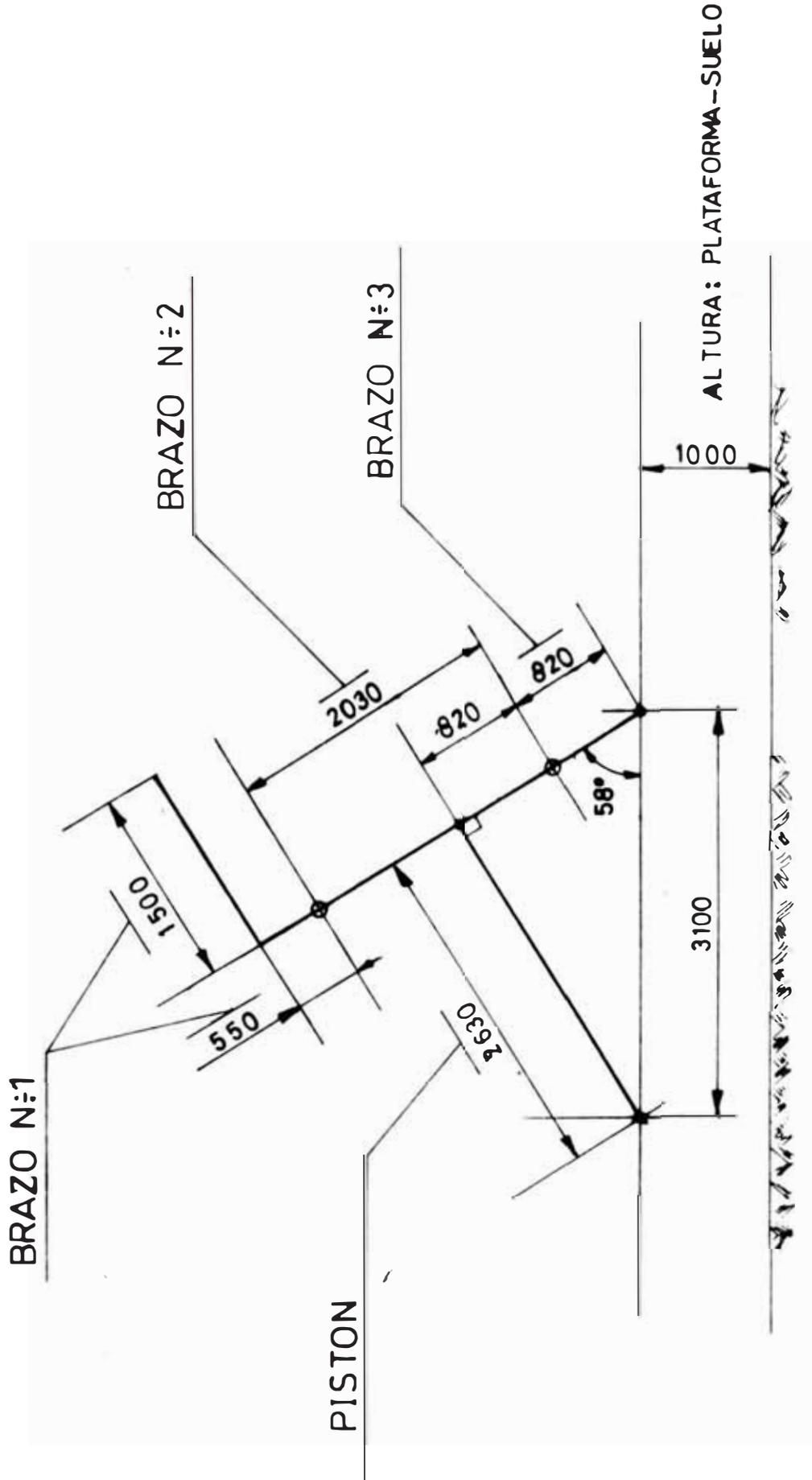


FIG. 32

.5 Análisis cinético-dinámico del sistema

Debido a que la masa del container más el residuo es de 5.5 TN (valor de masa considerable), cuando se efectuen las maniobras de izaje del container, descarga de residuos y descarga del container, el sistema tendrá que soportar fuerzas dinámicas. A continuación se efectuará el análisis cinético del sistema con la finalidad de calcular las fuerzas dinámicas.

El análisis cinético del sistema se efectuará en tres posiciones críticas instantáneas, siendo éstas las siguientes:

- 1.- Maniobra de Izaje, posición # 1
- 2.- Maniobra de Izaje, posición # 4
- 3.- Maniobra de descarga de residuos, posición # 1

En condiciones normales de operación los pistones principales, los cuales están articulados a la plataforma y al Brazo # 2, tendrán una velocidad del émbolo del pistón de:

$$V_p = 1.2 \text{ m/min} \quad 0.02 \text{ m/seg}$$

Esta velocidad, es el dato de entrada para el cálculo de las demás velocidades de los componentes del sistema.

El considerar la velocidad del pistón constante, se basa en que al momento de seleccionar la bomba de aceite, en el capítulo del Sistema Hidráulico, el caudal es casi constante para un rango de

contrapresión en el sistema de 500 PSI a 3000 PSI. Para una revolución determinada, por ejemplo a 1600 RPM del eje de la Bomba, el caudal de bombeo es de 8 GPM + 1 GPM, siendo de 9 GPM cuando exista una contrapresión del sistema de 3000 PSI.

El volumen de aceite dentro de los (02) pistones principales, cuando el vástago se ha extendido totalmente, es de 8.2 Galones; el tiempo requerido para extender en toda su carrera el pistón será:

$$t = 8.2 \text{ Galones} / 8 \text{ GPM}$$

$$t = 1.02 \text{ min.}$$

Además la carrera del pistón es de 1.2 m (ver capítulo del Sistema Hidráulico) con lo que se tendrá la siguiente Velocidad del pistón (V_p)

$$V_p = 1.2 \text{ m} / 1.02 \text{ min.}$$

$$V_p = 1.2 \text{ m/min} = 0.02 \text{ m/seg}$$

Esta Velocidad es recomendada para este tipo de Sistemas

Análisis Cinético, Maniobra de Izaje del container
Posición # 1

Cálculo de Velocidades. - El dato de entrada es la Velocidad del pistón de:

$$V_p = 0.02 \text{ m/seg}$$

Esta velocidad es igual a la velocidad lineal del punto "S" perteneciente al cuerpo #3 (vástago del pistón) con respecto al punto "A" perteneciente al cuerpo # 2 (cilindro del pistón).

(ver figura # 33).

$$V_{SA} = V_p = 0.02 \text{ m/seg}$$

Se sabe que la Velocidad del punto A es :

$V_A = \omega_2 (r_{O_2A})$, además la velocidad relativa del punto B con respecto al punto S es de:

$$V_{BS} = \omega_3 (r_{SB})$$

Pero las Velocidades angulares de los cuerpos # 2 y # 3 son iguales y la relación entre las velocidades de los puntos "A" y "B" con respecto a "S" son :

$$\frac{V_A}{V_{BS}} = \frac{\omega_2 (r_{O_2A})}{\omega_3 (r_{SB})} = \frac{r_{O_2A}}{r_{SB}}$$

Donde :

r_{O_2A} = Radio de Giro del Punto A

$$r_{O_2A} = 1.29 \text{ m.}$$

r_{SB} = Radio de Giro del punto B con respecto a S

$$r_{SB} = 1.50 \text{ m.}$$

Reemplazando se tiene :

$$\frac{V_A}{V_{BS}} = \frac{1.29}{1.5} = 0.86$$

$$V_A = 0.86 V_{BS}$$

Con esta última relación y con el dato de $V_{SB} = V_p$, se construye el correspondiente Diagrama de Velocidades (ver. figura # 34).

Del diagrama anterior se extrae el valor de las siguientes velocidades:

$$V_A = 0.0125 \text{ m/seg.}$$

$$V_B = 0.030 \text{ m/seg.}$$

DIAGRAMA DE CONFIGURACION

MANIOBRA DE IZAJE POSICION #1

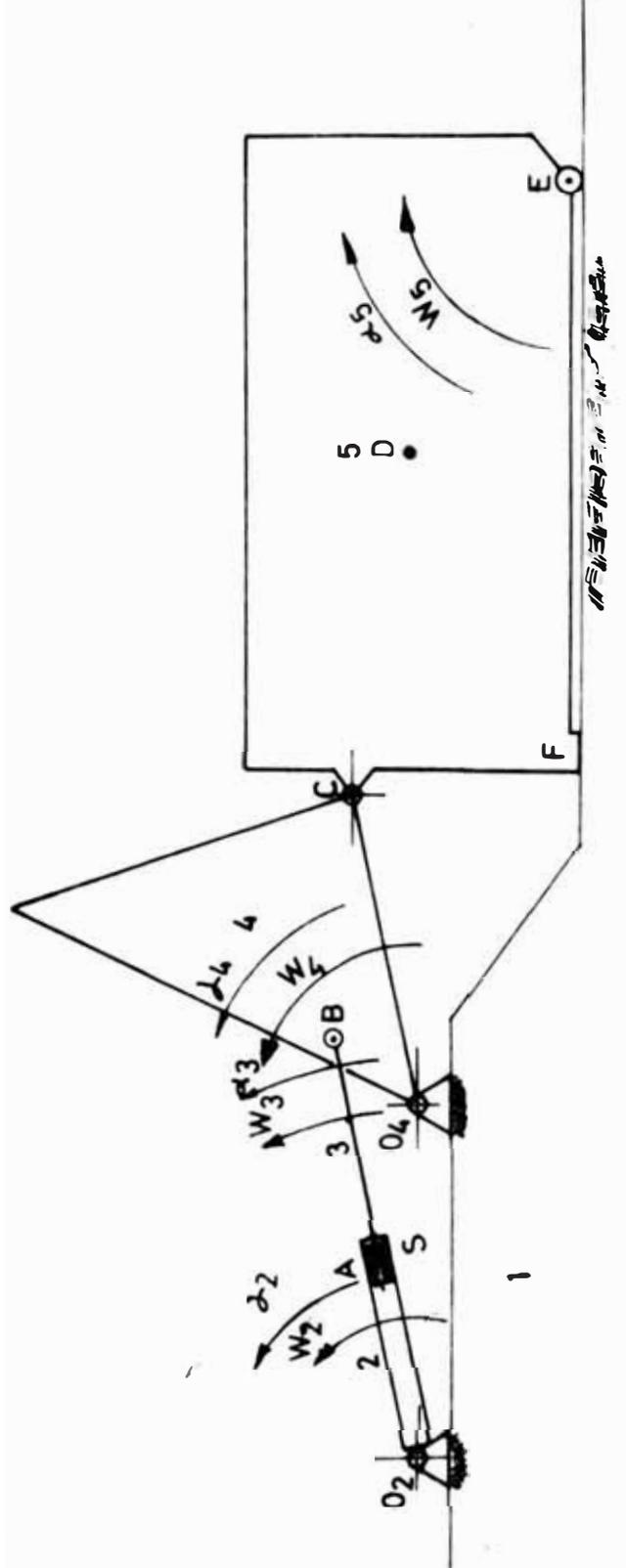


FIG. 33

ESCALA :
1 / 50

DIAGRAMA DE VELOCIDADES

MANIOBRA DE IZAJE POSICION #1

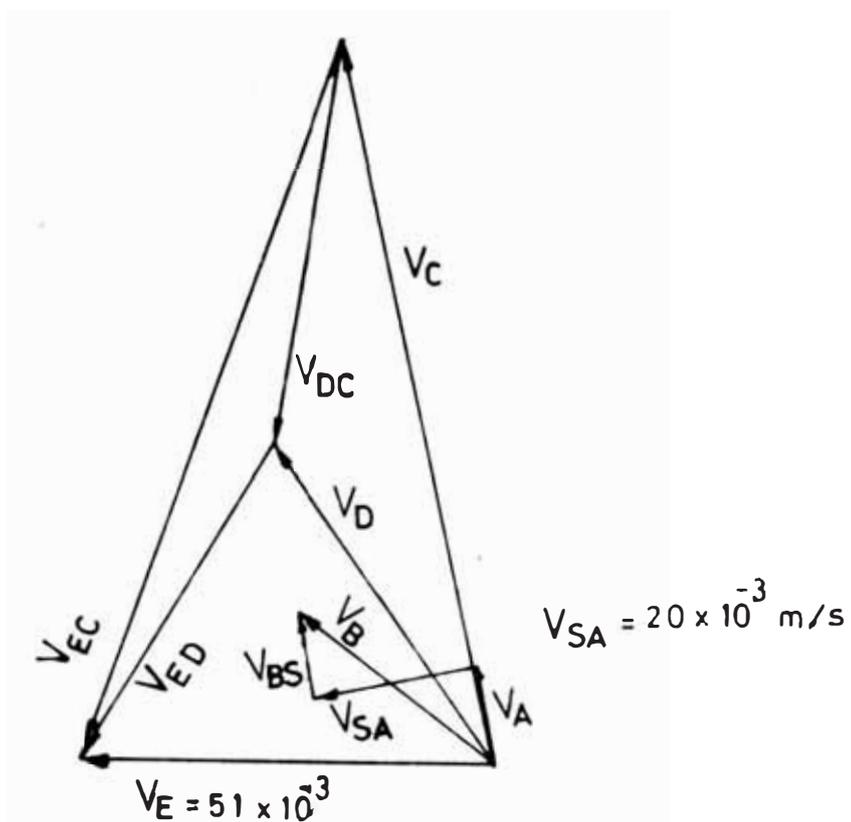


FIG.34

ESCALA:
1 mm. = 1×10^{-3} m/s

$$V_{BB} = 0.0105 \text{ m/seg.}$$

Luego el Valor de la velocidad angular del cuerpo

2 (ω_2) es :

$$\omega_2 = V_A / r_{O2A}$$

Donde :

$$V_A = 0.0125 \text{ m/seg}$$

$$r_{O2A} = 1.290 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\omega_2 = (0.0125 \text{ m/seg}) / (1.290 \text{ m})$$

$$\omega_2 = 9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Además :

$$\omega_2 = \omega_3 = 9.6 \times 10^{-3} \text{ rad/seg}$$

El Valor de la velocidad angular del cuerpo #4

(ω_4) es :

$$\omega_4 = V_B / r_{O4B}$$

Donde :

$$V_B = 0.03 \text{ m/seg.}$$

$$r_{O4B} = 0.67 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\omega_4 = (0.03 \text{ m/seg}) / (0.67 \text{ m})$$

$$\omega_4 = 44.5 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

La velocidad del punto C (V_C) será :

$$V_C = r_{O4C} \times \omega_4$$

Donde :

$$r_{O4C} = 2.0 \text{ m.}$$

$$\omega_4 = 44.5 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$V_C = (2.0 \text{ m}) (44.5 \times 10^{-3} \text{ rad/seg})$$

$$V_C = 0.09 \text{ m/seg.}$$

Con este valor de V_C y su respectiva dirección, además de la dirección de la velocidad en el punto E, se obtienen, mediante método gráfico, las siguientes Velocidades :

$$V_E = 0.051 \text{ m/seg.}$$

$$V_{EC} = 0.093 \text{ m/seg.}$$

La Velocidad angular del Cuerpo # 5 es:

$$W_5 = V_{EC} / r_{CE}$$

Donde :

$$V_{EC} = 0.093 \text{ m/seg}$$

$$r_{EC} = 4.18 \text{ m.}$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$W_5 = (0.093 \text{ m/seg}) / (4.18 \text{ m})$$

$$W_5 = 22 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

La velocidad relativa del punto "D" con respecto a "C" es :

$$V_{DC} = (r_{CD})(W_5)$$

Donde :

$$r_{CD} = 2.27 \text{ m.}$$

$$W_5 = 22 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$V_{DC} = (2.27 \text{ m}) (22 \times 10^{-3} \text{ rad/seg})$$

$$V_{DC} = 0.05 \text{ m/seg.}$$

Cálculo de las aceleraciones

Con los valores obtenidos para las velocidades angulares (ω) y los radios de giro, se tienen las siguientes aceleraciones normales (ver figura # 35):

Aceleración normal de A (a^n_A)

$$a^n_A = (r_{O_2A}) (\omega_2)^2$$

Donde :

$$r_{O_2A} = 1.19 \text{ m}$$

$$\omega_2 = 9.6 \times 10^{-3} \text{ rad/seg}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^n_A = (1.19\text{m}) (9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_A = 11.9 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración Normal relativa de B con respecto a S

(a^n_{BS})

$$a^n_{BS} = (r_{SB}) (\omega_1)^2$$

donde:

$$R_{SB} = 1.5 \text{ m}$$

$$\omega_1 = 9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^n_{BS} = (1.5\text{m}) (9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_{BS} = 13.8 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración normal de B (a^n_B)

$$a^n_B = (r_{O_4B}) (\omega_4)^2$$

donde:

$$r_{O_4B} = 0.67 \text{ m}$$

$$\omega_4 = 44.5 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando se tiene:

DIAGRAMA DE ACELERACIONES

MANIOBRA DE IZAJE POSICION #1

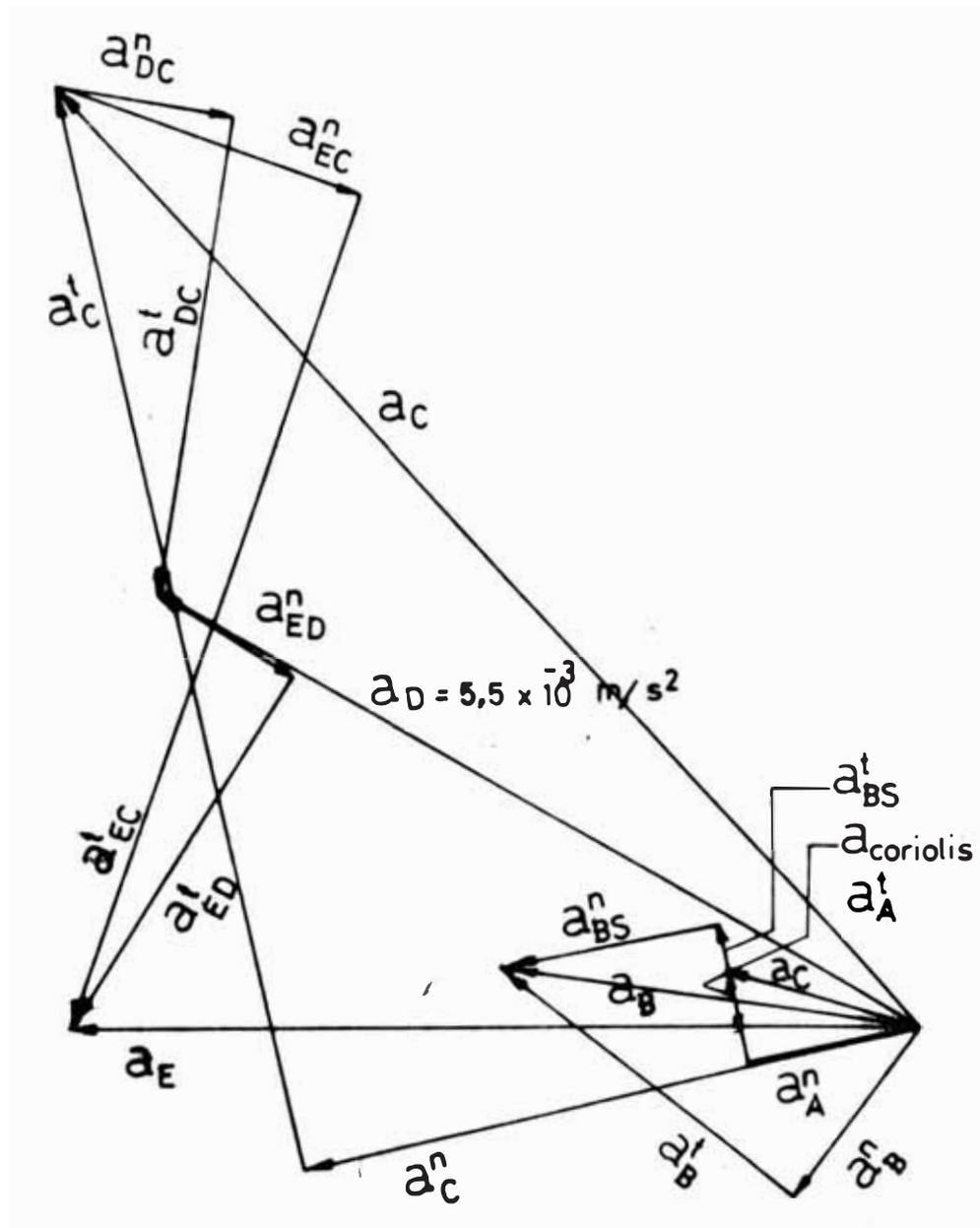


FIG. 35

ESCALA

$$1 \text{ mm} = 50 \times 10^{-5} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$a^n_B = (0.67 \text{ m}) (44.5 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_B = 13.3 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración Normal de C (a^n_C)

$$a^n_C = (r_{O_4C})(\omega_4)^2$$

Donde :

$$r_{O_4C} = (2.0 \text{ m})$$

$$\omega_4 = (44.5 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})$$

Reemplazando se tiene :

$$a^n_C = (2.0 \text{ m}) (44.5 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_C = 39.6 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración de Coriolis (A_{cor})

$$a_{cor} = 2(\omega_2)(V_{BA})$$

Donde :

$$\omega_2 = 9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

$$V_{BA} = 0.02 \text{ m/seg}$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$a_{cor} = 2(9.6 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})(0.02 \text{ m/seg})$$

$$a_{cor} = 3.84 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Se sabe además que la aceleración tangencial de A (a^t_A) es :

$$a^t_A = (\alpha_2)(r_{O_2A})$$

Y la aceleración tangencial relativa, de B con respecto a S es:

$$a^t_{BS} = (\alpha_3)(r_{SB})$$

Pero $\alpha_2 = \alpha_3$, de ésta forma se tiene la siguiente relación:

$$\frac{a^{t_A}}{a^{t_{BS}}} = \frac{r_{O_2A}}{r_{SB}} = \frac{1.29 \text{ m}}{1.50 \text{ m}}$$

$$\frac{a^{t_A}}{a^{t_{BS}}} = 0.86$$

Con esta última relación y los valores de las aceleraciones normales, con sus respectivas direcciones, se grafican y luego se obtienen las aceleraciones tangenciales de A (a^{t_A}) y B (a^{t_B}):

$$a^{t_A} = 5.8 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$a^{t_B} = 23 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$a^{t_{BS}} = 6.8 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La aceleración angular del cuerpo # 2 (α_2) es:

$$\alpha_2 = a^{t_A}/r_{O_2A}$$

Donde:

$$a^{t_A} = 2.29 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$r_{O_2A} = 1.29 \text{ m}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\alpha_2 = (5.8 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2)/(1.29\text{m})$$

$$\alpha_2 = 4.5 \times 10^{-4} \text{ seg}^2$$

Además se tiene que:

$$\alpha_2 = \alpha_3 = 4.5 \times 10^{-4} \text{ seg}^2$$

La aceleración angular del cuerpo # 4 (α_4) es:

$$\alpha_4 = a^{t_B}/r_{O_4B}$$

$$a^{t_B} = 23 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$r_{O_4B} = 0.67 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\alpha_4 = (23 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2)/0.67 \text{ m.}$$

$$\alpha_4 = 34.3 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

La aceleración tangencial de C (a^t_c) es:

$$a^t_c = (r_{o4c})(\alpha_4)$$

Donde:

$$r_{o4c} = 2.0 \text{ m}$$

$$\alpha_4 = 34.3 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^t_c = (2.0 \text{ m})(34.3 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2})$$

$$a^t_c = 68.2 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La aceleración Normal Relativa de D con respecto a C (a^n_{DC}) es:

$$a^n_{DC} = (r_{CD})(\omega_B)^2$$

Donde:

$$r_{CD} = 2.27 \text{ m}$$

$$\omega_B = 22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$a^n_{DC} = (2.27 \text{ m})(22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_{DC} = 11 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La aceleración normal del punto E con respecto a C (a^n_{EC}) es :

$$a^n_{EC} = (r_{EC})(\omega_B)^2$$

Donde:

$$r_{EC} = 4.18 \text{ m.}$$

$$\omega_B = 22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^n_{EC} = (4.18 \text{ m})(22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^n_{EC} = 20.4 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Con estos últimos valores de las aceleraciones a^{nc} , a^{tc} , a^{nec} y conociendo sus respectivas direcciones, además de conocer las direcciones de las aceleraciones a^{tec} y a_e , se obtienen gráficamente las siguientes aceleraciones:

$$a^{tec} = 54.5 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La aceleración angular del cuerpo # 5 (α_5):

$$\alpha_5 = a^{nec} / r_{ce}$$

Donde:

$$a^{tec} = 54.5 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$r_{ce} = 4.18 \text{ m.}$$

Reemplazando valores:

$$\alpha_5 = (54.5 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2) / 4.18 \text{ m}$$

$$\alpha_5 = 13 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

La aceleración tangencial del punto D con respecto a C (a^{tdc}) es:

$$a^{tdc} = r_{dc} (\alpha_5)$$

donde:

$$r_{dc} = 2.27 \text{ m}$$

$$\alpha_5 = 13 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^{tdc} = (2.27 \text{ m}) (13 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2})$$

$$a^{tdc} = 29.5 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

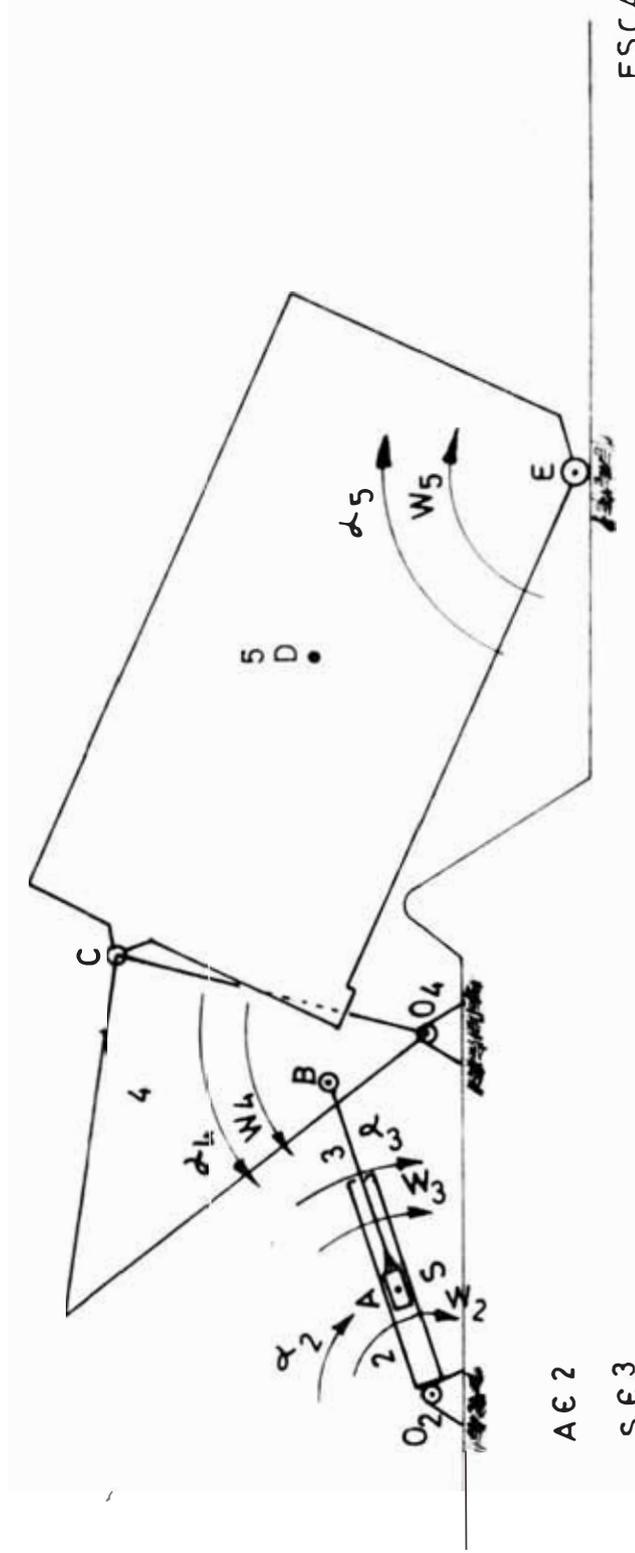
La aceleración normal del punto E con respecto a D (a^{ned}) es:

$$a^{ned} = r_{ed} (\omega_5)^2$$

Donde:

DIAGRAMA DE CONFIGURACION

MANIOBRA DE IZAJE POSICION #4



ESCALA:
1 / 50

FIG.36

DIAGRAMA DE VELOCIDADES

MANIOBRA DE IZAJE POSICION # 4

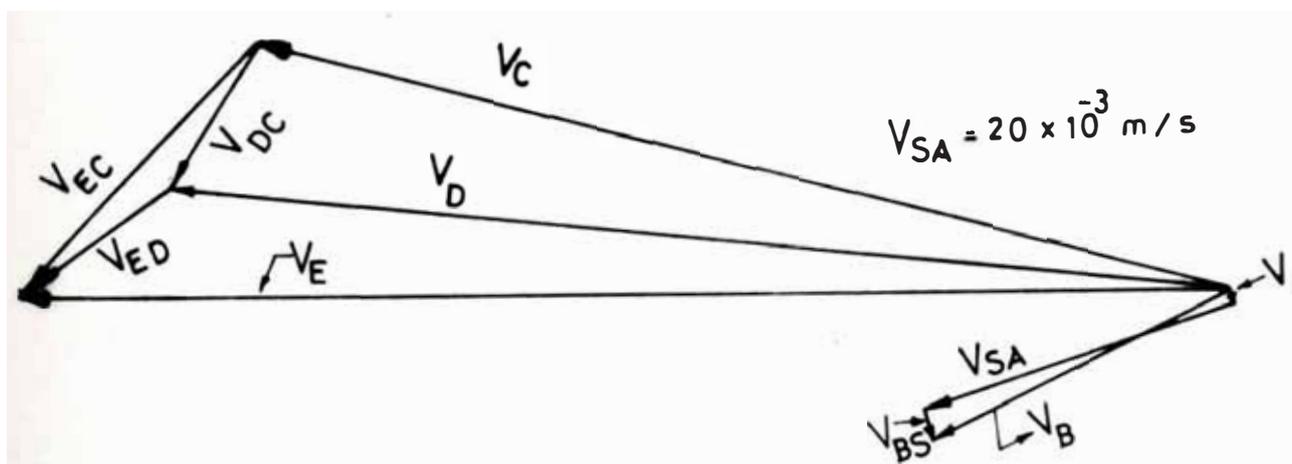


FIG.37

ESCALA:
 $1 \text{ mm} = 0.5 \times 10^{-3} \text{ m/s}$

DIAGRAMA DE ACELERACIONES

MANIOBRA DE IZAJE POSICION #4

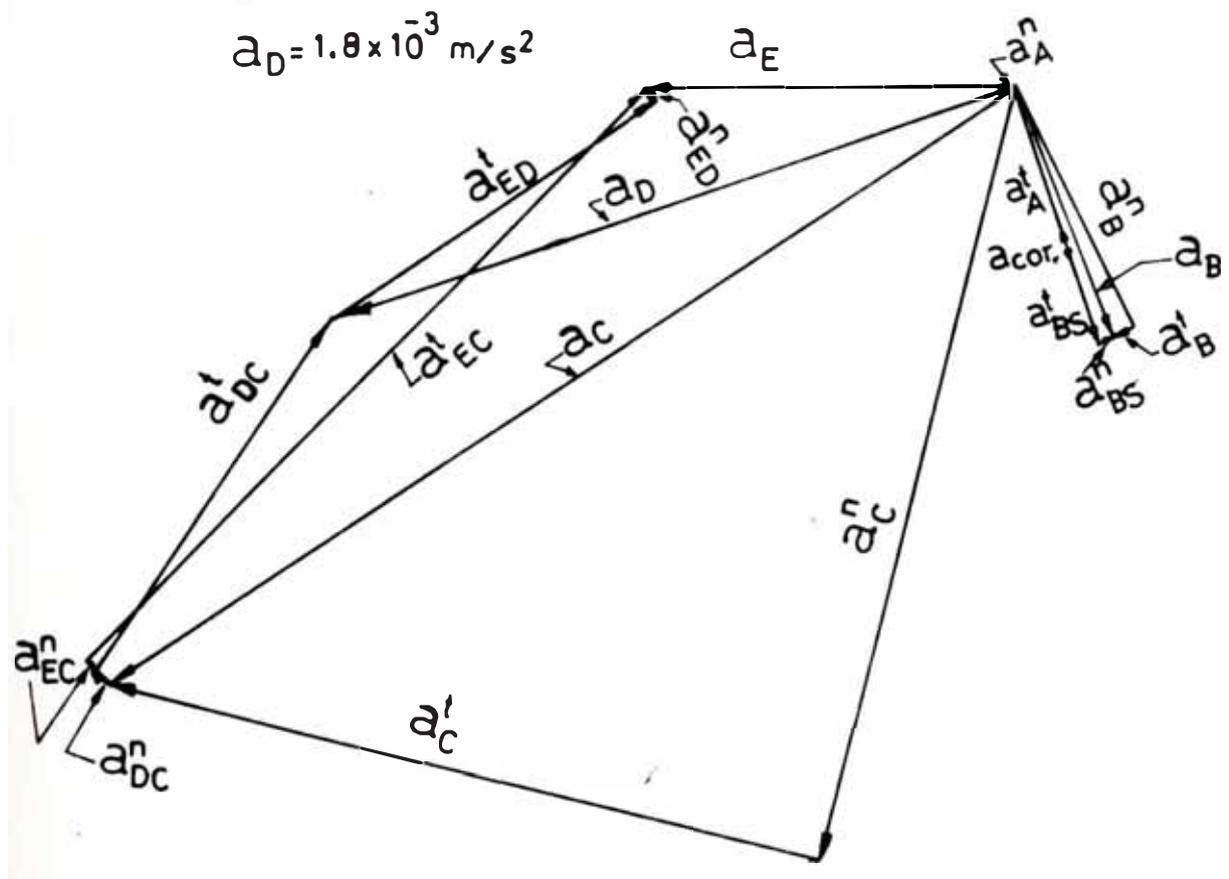


FIG. 38

ESCALA
 $1 \text{ mm} = 2.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}^2$

$$r_{ED} = 2.06 \text{ m}$$

$$W_2 = 22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-2}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a_{ED} = (2.06 \text{ m}) (22 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-2})$$

$$a_{ED} = 9.97 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Análisis Cinético, Maniobra de Izaje del container

Posición # 4

Siguiendo el mismo procedimiento se efectúa el cálculo cinemático para esta posición, mostrándose los gráficos # 36, # 37 y # 38.

Análisis Cinético, Maniobra de descarga de residuos sanitarios, posición # 1

Cálculo de Velocidades.- El dato de entrada es la velocidad del pistón, (ver gráfico # 39 y # 40):

$$V_p = 0.02 \text{ m/seg}$$

Esta velocidad es igual a la velocidad lineal del punto "S", perteneciente al cuerpo # 3 (vástago del pistón) con respecto al punto "A", perteneciente al cuerpo # 2 (cilindro del pistón):

$$V_{SA} = V_p = 0.02 \text{ m/seg}$$

Se sabe que la velocidad del punto A es :

$$V_A = W_2 (r_{O_2A}) \text{ además la velocidad relativa del}$$

punto B con respecto al punto S es de :

$$V_{BS} = W_3 (r_{SB})$$

Pero las velocidades angulares de los cuerpos # 2 # 3 son iguales y la relación entre las velocidades los puntos "A" y "B", con respecto a "S" son:

DIAGRAMA DE CONFIGURACION

MANIOBRA DE DESCARGA POSICION # 1

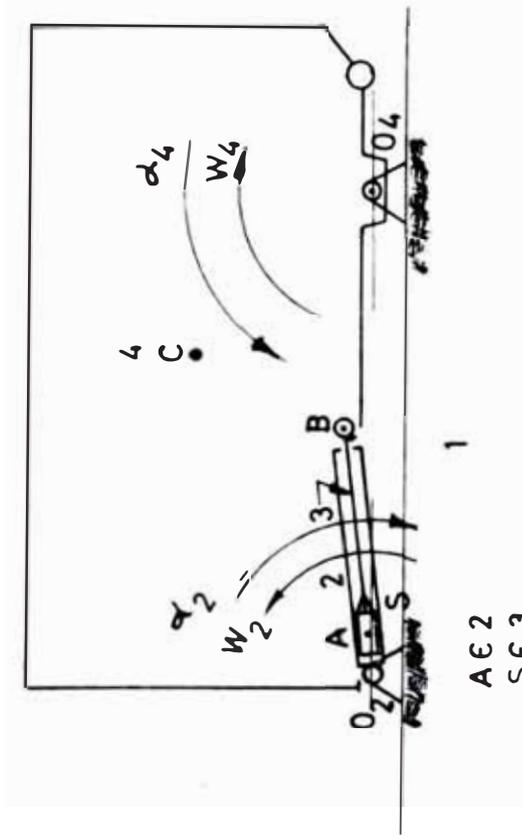


FIG. 39

ESCALA:
1 / 50

DIAGRAMA DE VELOCIDADES

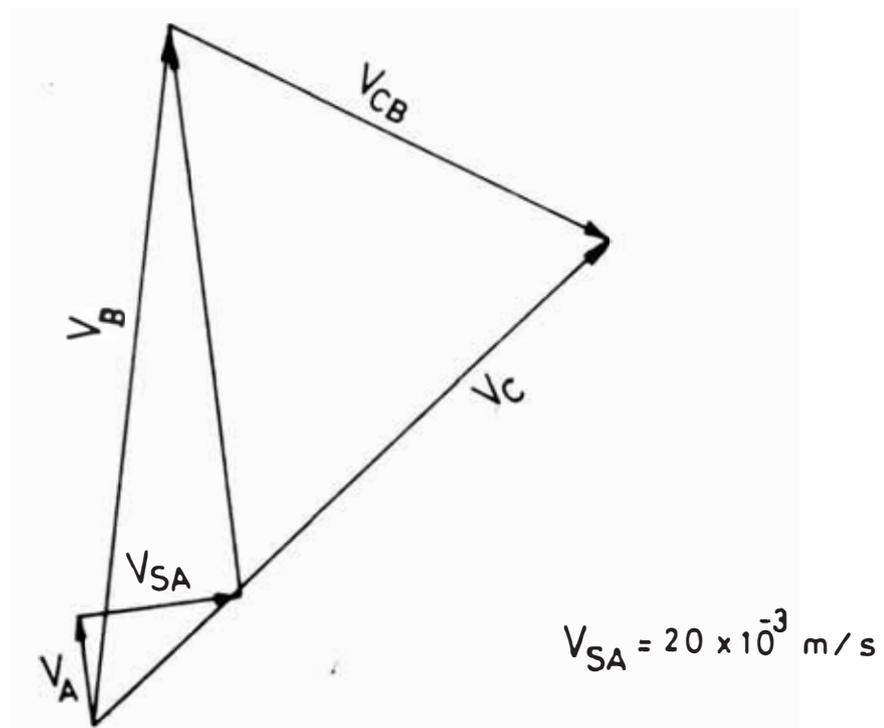
MANIOBRA DE DESCARGA POSICION ~~≠~~ 1

FIG. 40

ESCALA:
 $1 \text{ mm} = 1.0 \times 10^{-3} \text{ m/s}$

$$\frac{V_A}{V_{BS}} = \frac{\omega_2 (r_{O2A})}{\omega_2 (r_{SB})} = \frac{r_{O2A}}{r_{SB}}$$

Donde :

r_{O2A} = Radio de Giro del Punto A

$$r_{O2A} = 0.26 \text{ m.}$$

r_{SB} = Radio de Giro del punto B con respecto a S

$$r_{SB} = 1.29 \text{ m.}$$

Reemplazando se tiene:

$$\frac{V_A}{V_{BS}} = \frac{0.26}{1.29} = 0.20$$

$$V_A = 0.20 V_{BS}$$

Con esta última relación y con el dato de $V_{BS} = V_p$, se construye el correspondiente diagrama de velocidades (ver. gráfico # 40).

Del diagrama anterior se extrae el valor de las siguientes velocidades:

$$V_A = 0.014 \text{ m/seg.}$$

$$V_B = 0.086 \text{ m/seg.}$$

$$V_{BS} = 0.07 \text{ m/seg.}$$

Luego el valor de la velocidad angular del cuerpo

2 (ω_2) es:

$$\omega_2 = V_A / r_{O2A}$$

Donde:

$$V_A = 0.014 \text{ m/seg}$$

$$r_{O2A} = 0.26 \text{ m}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\omega_2 = (0.014 \text{ m/seg}) / (0.26 \text{ m})$$

$$\omega_2 = 53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Además :

$$\omega_2 = \omega_3 = 53.8 \times 10^{-3} \text{ rad/seg}$$

El valor de la velocidad angular del cuerpo # 4 (ω_4) es :

$$\omega_4 = v_B / r_{O_4B}$$

Donde :

$$v_B = 0.086 \text{ m/seg.}$$

$$r_{O_4B} = 1.5 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\omega_4 = (0.086 \text{ m/seg}) / (1.5 \text{ m})$$

$$\omega_4 = 57.3 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

La velocidad del punto C (v_C) será:

$$v_C = r_{O_4C} \times \omega_4$$

Donde:

$$r_{O_4C} = 1.5 \text{ m}$$

$$\omega_4 = 57.3 \times 10^{-3} \text{ rad/seg.}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$v_C = (1.5 \text{ m}) (57.3 \times 10^{-3} \text{ rad/seg})$$

$$v_C = 0.086 \text{ m/seg.}$$

Calculo de las aceleraciones.- Con los valores obtenidos para las velocidades angulares (ω) y los radios de giro se tienen las siguientes Aceleraciones Normales (ver gráfico # 41):

Aceleración Normal de A (a^N_A)

$$a^N_A = (r_{O_2A}) (\omega_2)^2$$

Donde:

$$r_{O_2A} = 0.26$$

DIAGRAMA DE ACELERACIONES

MANIOBRA DE DESCARGA POSICION # 1

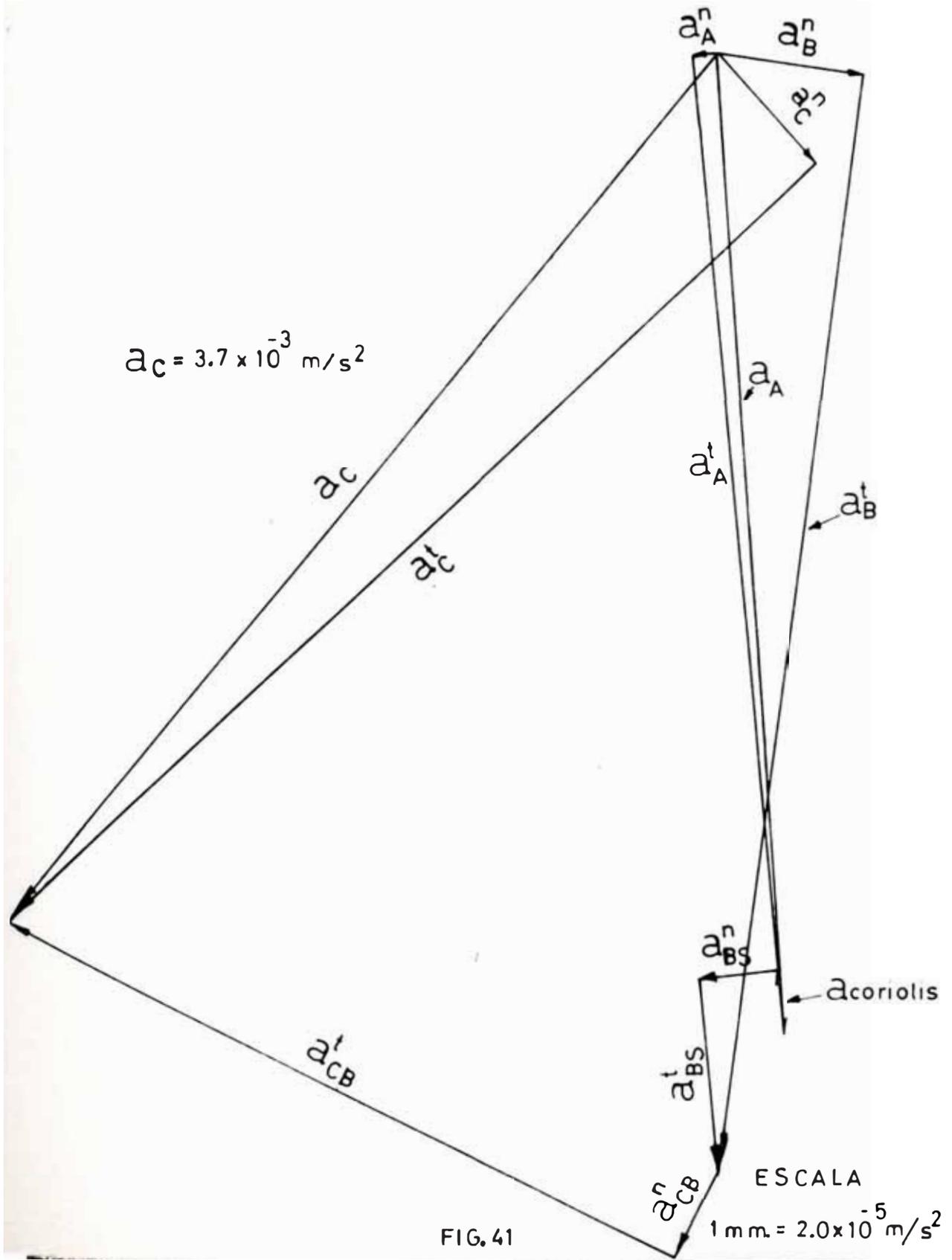


FIG. 41

$$\omega_2 = 53.8 \times 10^{-3} \text{ rad/seg}$$

Reemplazando Valores se tiene:

$$a^{n_A} = (0.26 \text{ m}) (53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^{n_A} = 7.53 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración Normal relativa de B con respecto a S

$(a^{n_{BS}})$

$$a^{n_{BS}} = (r_{SB})(\omega_3)^2$$

Donde:

$$r_{SB} = 1.29 \text{ m}$$

$$\omega_3 = 53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$a^{n_{BS}} = (1.29 \text{ m}) (53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^{n_{BS}} = 37.3 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración Normal de B (a^{n_B})

$$a^{n_B} = (r_{O_4B})(\omega_4)^2$$

Donde:

$$r_{O_4B} = 1.5 \text{ m}$$

$$\omega_4 = 57.3 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

Reemplazando se tiene:

$$a^{n_B} = (1.5 \text{ m}) (57.3 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})^2$$

$$a^{n_B} = 49.2 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Aceleración de Coriolis (A_{cor})

$$A_{cor} = 2(\omega_2)(V_{BA})$$

Donde:

$$\omega_2 = 53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1}$$

$$V_{BA} = 0.02 \text{ m/seg}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$A_{cor} = 2(53.8 \times 10^{-3} \text{ seg}^{-1})(0.02 \text{ m/seg})$$

$$A_{cor} = 21.52 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Además $\alpha_2 = \alpha_3$ de esta forma se tiene la siguiente relación:

$$\frac{a^t_A}{a^t_{BS}} = \frac{r_{O2A}}{r_{SB}} = \frac{0.26 \text{ m}}{1.29 \text{ m}}$$

$$\frac{a^t_A}{a^t_{BS}} = 0.2$$

Con esta última relación y los valores de las aceleraciones normales, con sus respectivas direcciones, se grafican y se obtienen las aceleraciones tangenciales de A (a^t_A) y B (a^t_B):

$$a^t_A = 64.42 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$a^t_B = 364.0 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$a^t_{BS} = 322.1 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La aceleración angular del cuerpo # 2 (α_2) es:

$$\alpha_2 = a^t_A / r_{O2A}$$

Donde:

$$a^t_A = 64.42 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$r_{O2A} = 0.26 \text{ m}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\alpha_2 = (64.42 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2) / (0.26 \text{ m})$$

$$\alpha_2 = 248 \times 10^{-4} \text{ seg}^2$$

Además se tiene que:

$$\alpha_2 = \alpha_3 = 248 \times 10^{-4} \text{ seg}^2$$

La aceleración angular del cuerpo # 4 (α_4) es:

$$\alpha_4 = a^t_B / r_{O4B}$$

$$a^{tc}_B = 364 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

$$r_{O_4B} = 1.5 \text{ m.}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\alpha_4 = (364 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2) / (1.5 \text{ m})$$

$$\alpha_4 = 242.7 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

La aceleración tangencial de C (a^{tc}_C) es:

$$a^{tc}_C = (r_{O_4C})(\alpha_4)$$

Donde:

$$r_{O_4C} = 1.5 \text{ m}$$

$$\alpha_4 = 242.7 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$a^{tc}_C = (1.5 \text{ m}) (242.7 \times 10^{-4} \text{ seg}^{-2})$$

$$a^{tc}_C = 364 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Cálculo de Fuerzas Dinámicas

Luego de efectuar el cálculo de las aceleraciones, siendo lo más importante lo referido al Centro de Gravedad del container - denominado punto "D" para las maniobras de izaje - posiciones # 1 y # 4, y punto "C" para la maniobra de descarga posición # 1, se tienen los valores de las aceleraciones mostrados a continuación.

Maniobra de Izaje, Posición # 1 :

$$a_D = 55 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Maniobra de Izaje, Posición # 2 :

$$a_D = 17.5 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

Maniobra de Descarga, Posición # 1 :

$$a_C = 366 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2$$

La masa correspondiente al container, más los residuos, es de 5.5 TON (5.5×10^3 kg); la máxima fuerza dinámica que se produciría es de :

$$F_D = M_C \times a_C$$

$$F_D = (5.5 \times 10^3 \text{ Kg}) (366 \times 10^{-4} \text{ m/seg}^2)$$

$$F_D = 201.3 \text{ Kg.}$$

Siendo el valor de la fuerza dinámica pequeño, en lo sucesivo, los efectos de las fuerzas dinámicas serán considerados dentro del factor de seguridad al momento de diseñar los componentes del sistema.

3.6 Cálculo de fuerzas actuantes en el sistema, para diferentes posiciones instantáneas en las maniobras

Se efectuará el cálculo de las fuerzas que soportan los diversos componentes del sistema, para las siguientes posiciones instantáneas, consideradas críticas:

- 1.- Maniobra de Izaje, Posición # 1, # 2
- 2.- Maniobra de Izaje, Posición # 5
- 3.- Maniobra de Descarga, Posición # 1
- 4.- Maniobra de Descarga, Posición # 2
- 5.- Maniobra de Descarga, Posición # 3

Para la maniobra de izaje, posiciones # 1 y # 2, se está superponiendo el efecto de la posición # 1 y el efecto de la posición # 2; en la posición # 1 existe, en el pin de enganche, una fuerza horizontal que tratará de mover al container de su posición de

reposo - para lo cual, tendrá que vencer las fuerzas de fricción existentes entre el apoyo delantero del container y el suelo, así como las presentes entre el rodillo y el suelo. Se está asumiendo un coeficiente de rozamiento, entre el apoyo delantero del container y el suelo, de 0.6 y entre el rodillo y el suelo, de 0.1. En la posición 2 se tiene, en el pin de enganche, una fuerza vertical que sostendrá al container, estando éste apoyado mediante los rodillos sobre el suelo.

En la maniobra de izaje para la posición # 5, el container se encuentra suspendido del suelo, apoyándose íntegramente sobre el rodillo **guiador** (ubicado en el extremo derecho de la plataforma), el brazo # 1 - el que está arrastrando al container para ubicarlo sobre la plataforma - accionado por los (02) pistones principales articulados con el brazo # 2 y con la plataforma.

Para efectuar la maniobra de izaje del container siempre se tendrá que usar el apoyo posterior que se acondicionará en el vehículo.

En la maniobra de descarga, para la posición # 1, se **inicia** el levantamiento e inclinación del container para la descarga de los residuos; el brazo 1, # 2 y # 3 se comportan como uno solo, debido a que el trinquete del brazo 3 se engancha a la ancha del container, ubicado debajo del container.

GRAFICO DE FUERZAS ACTUANTES

MANIOBRA DE IZAJE

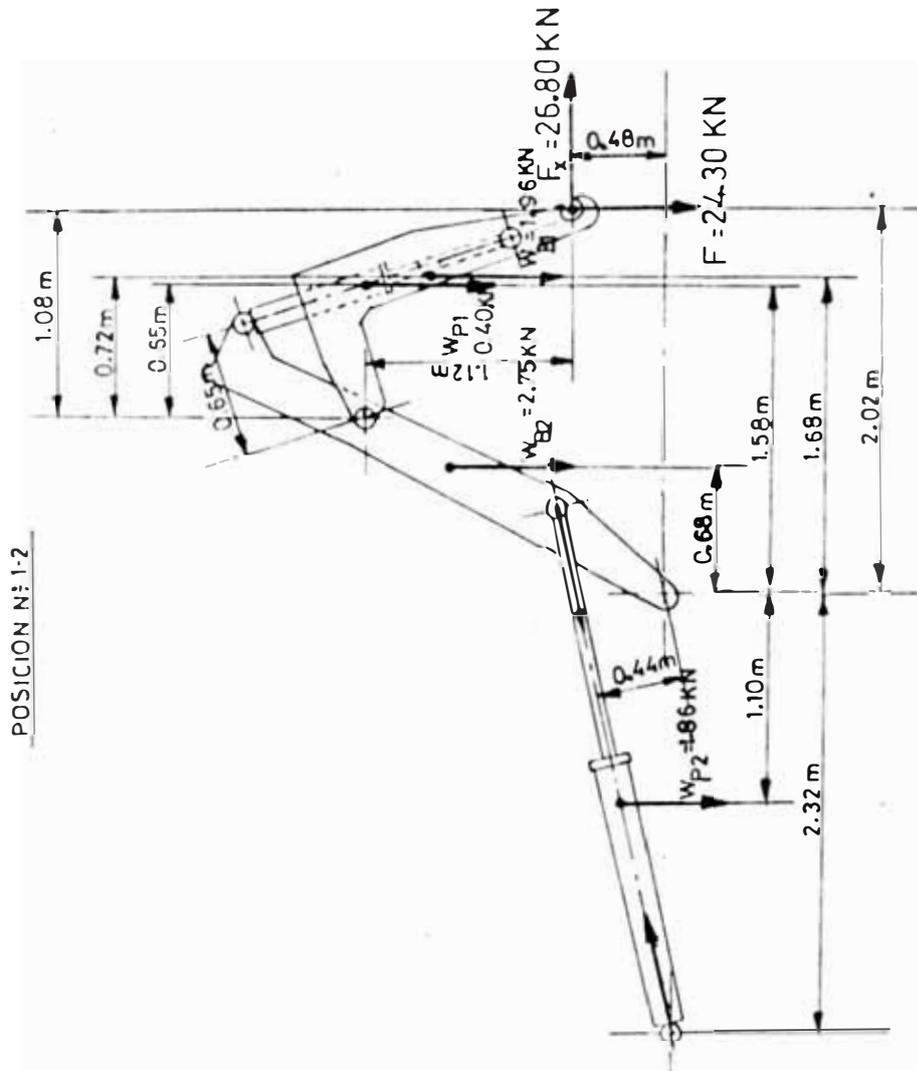


FIG. 42

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE
MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N-1-2

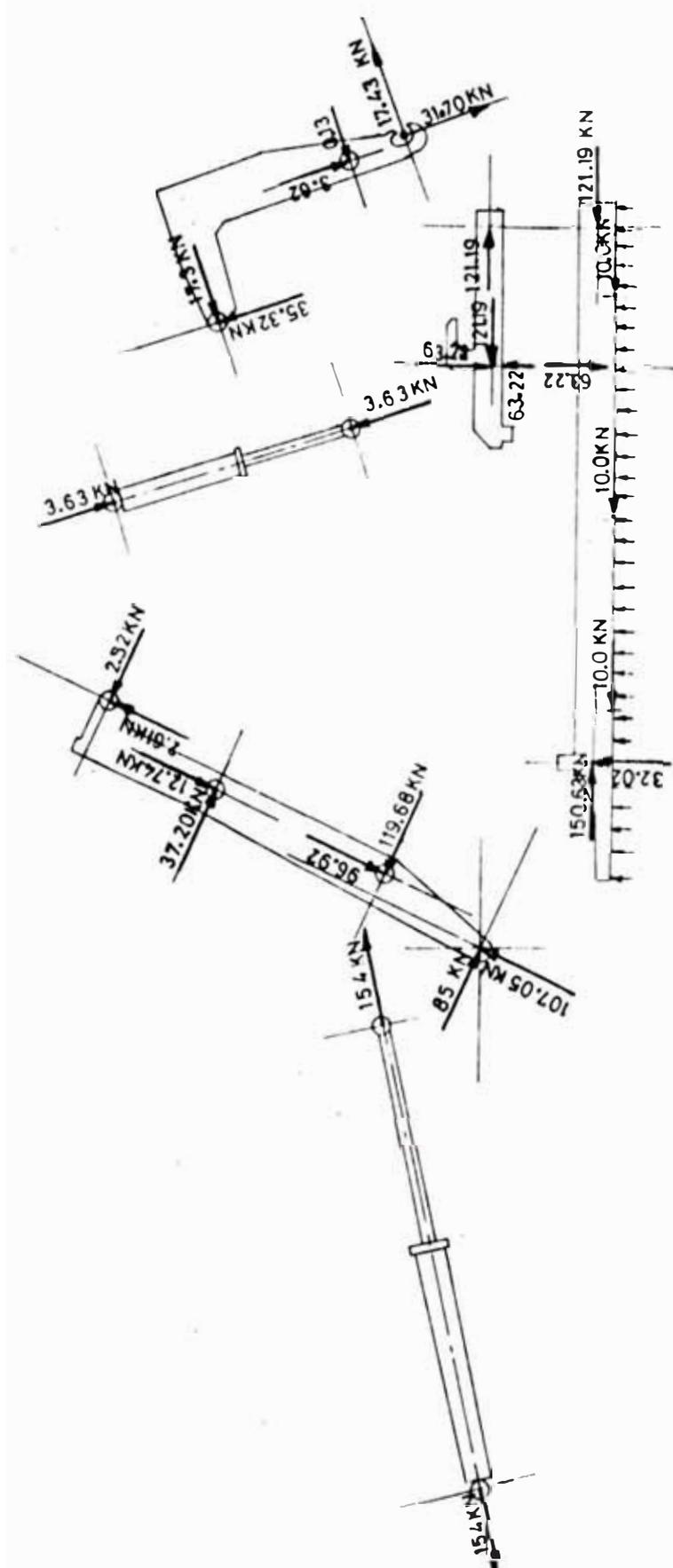


FIG. 43

GRAFICO DF FUERZAS ACTUANTES
MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N°5

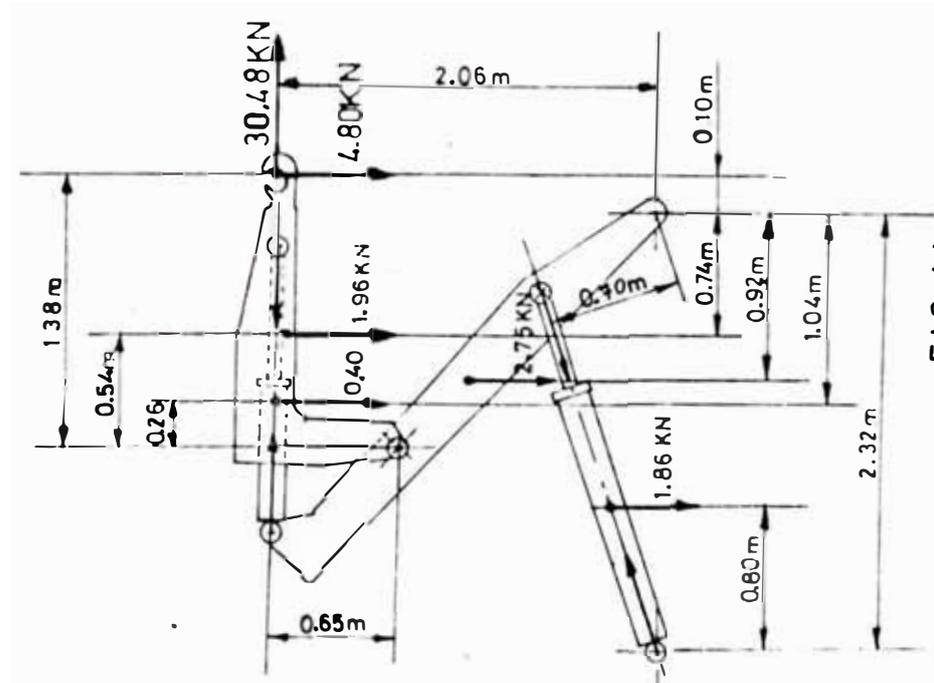


FIG. 44

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE
 MANIOBRA DE IZAJE

POSICION N.º 5

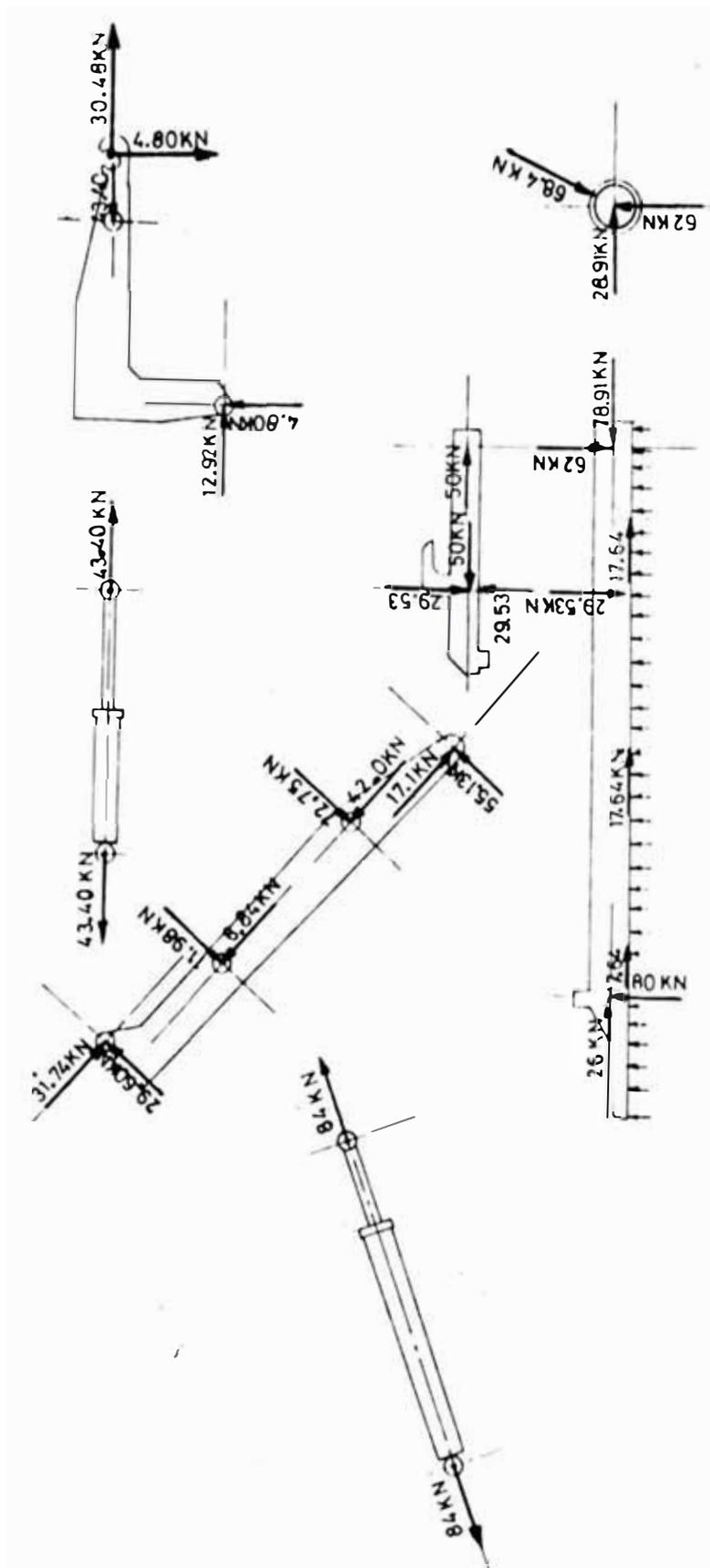


FIG. 45

GRAFICO DE FUERZAS ACTUANTES

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N-1

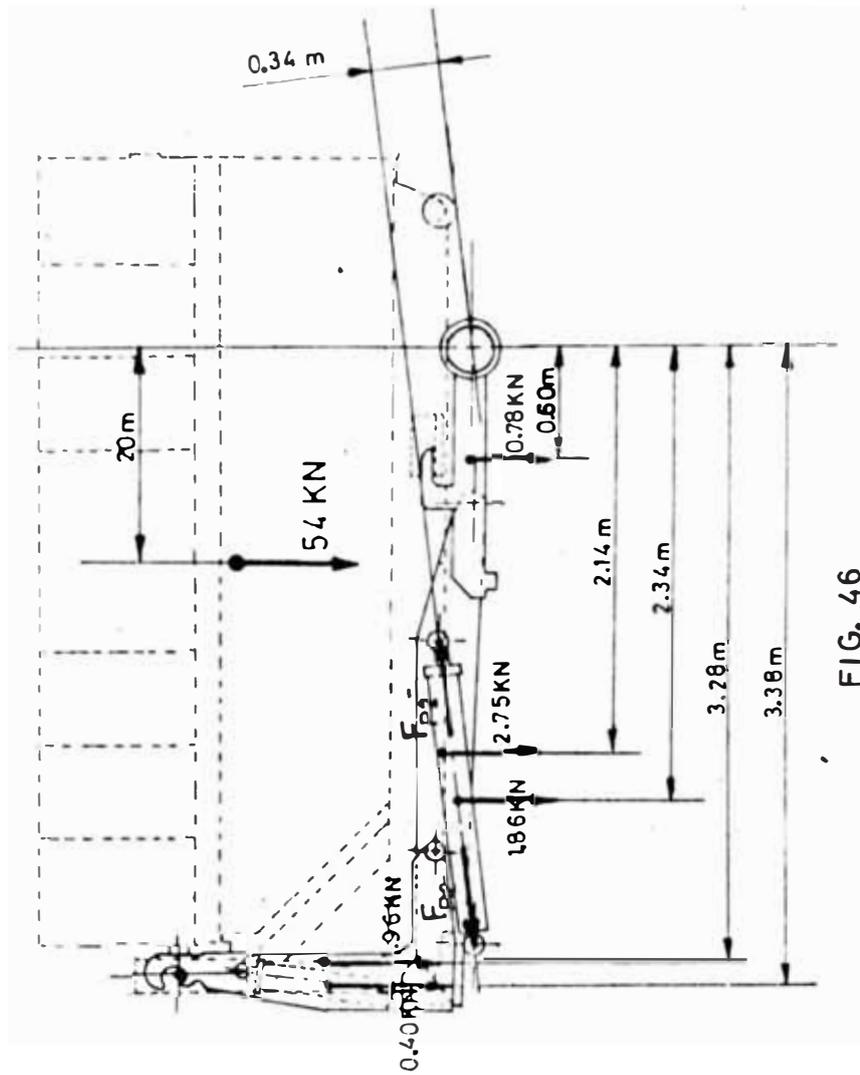


FIG. 46

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N 1

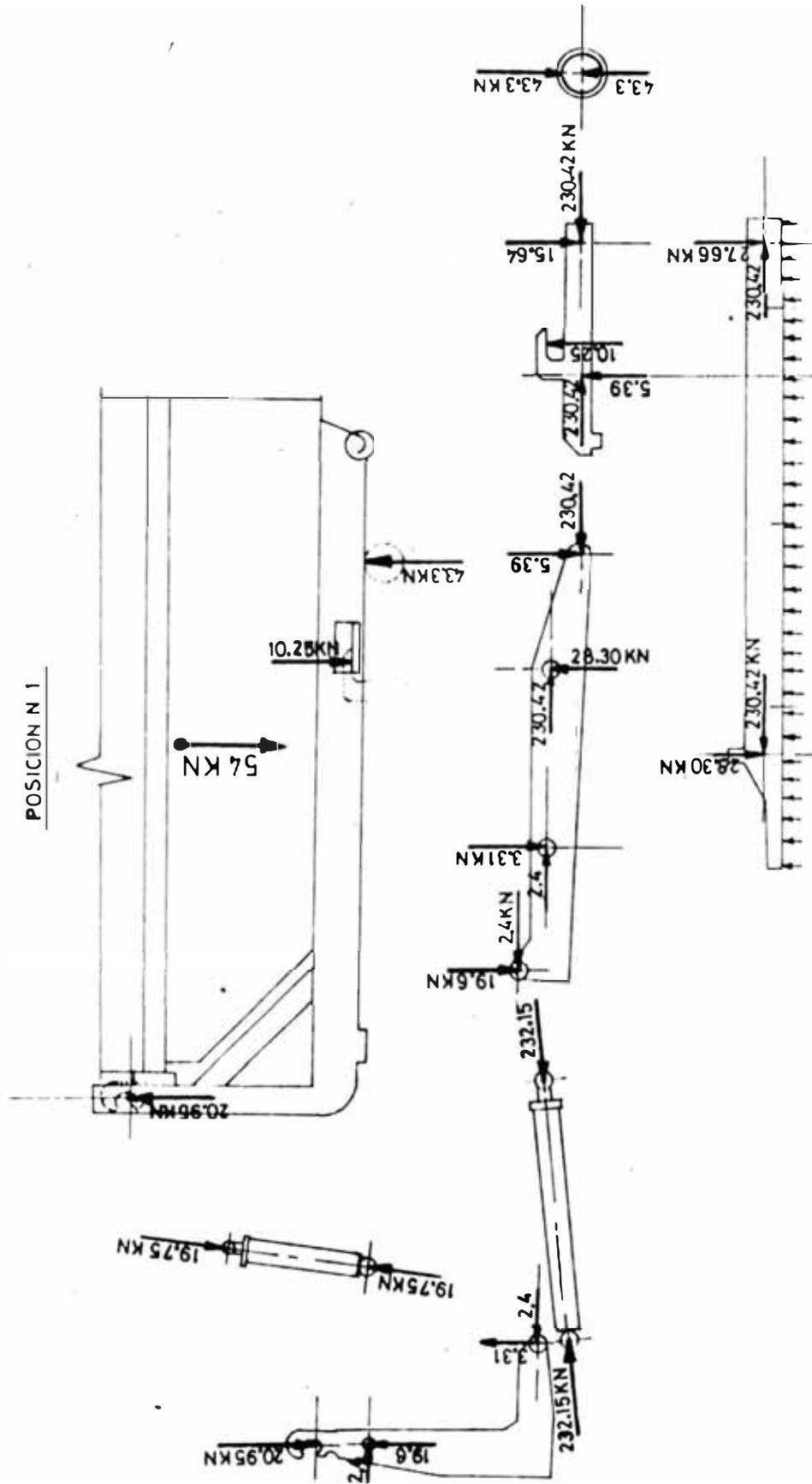


FIG. 47

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N°2

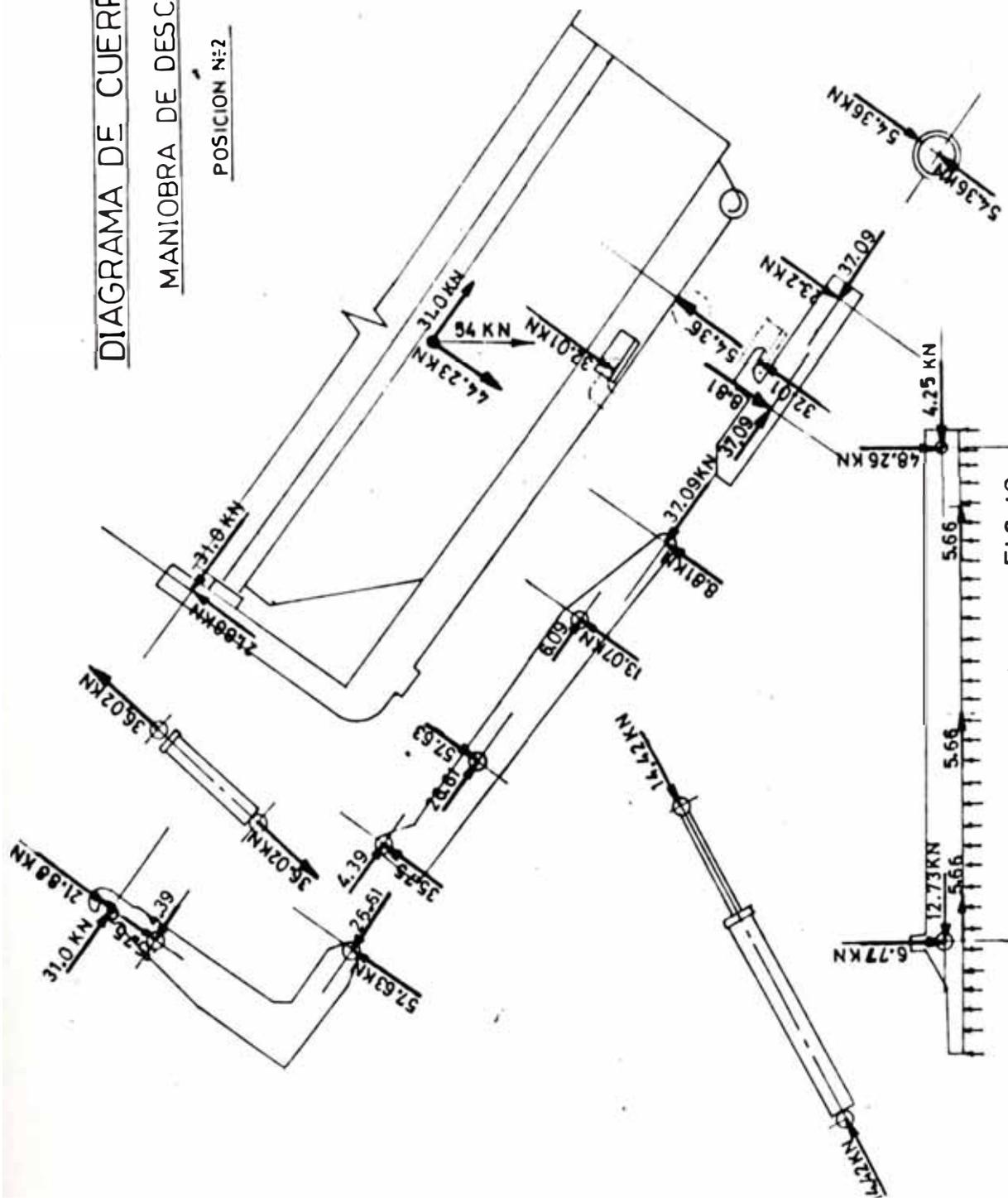


FIG. 48

GRAFICO DE FUERZAS ACTUANTES

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N-3

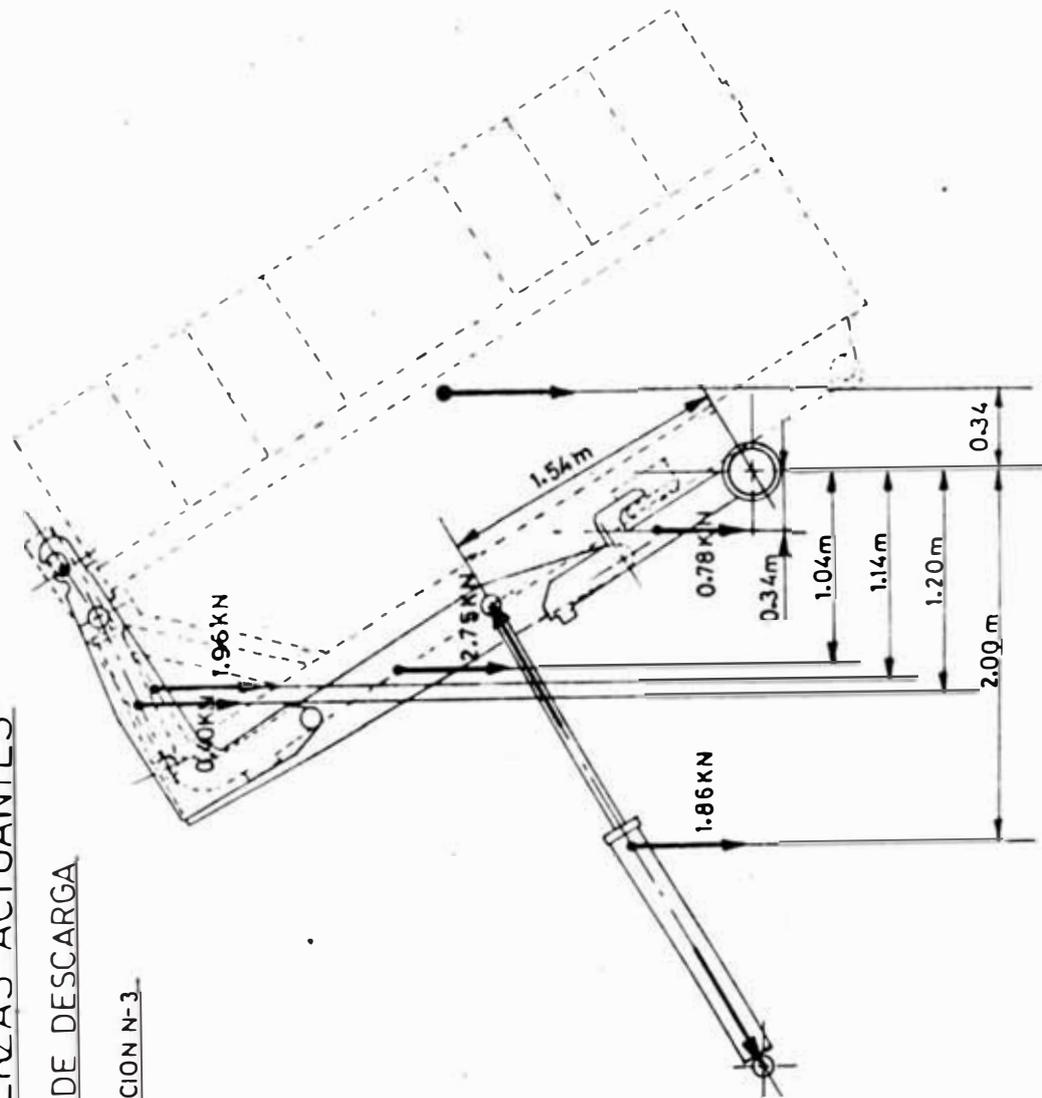


FIG. 49

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

MANIOBRA DE DESCARGA

POSICION N:3

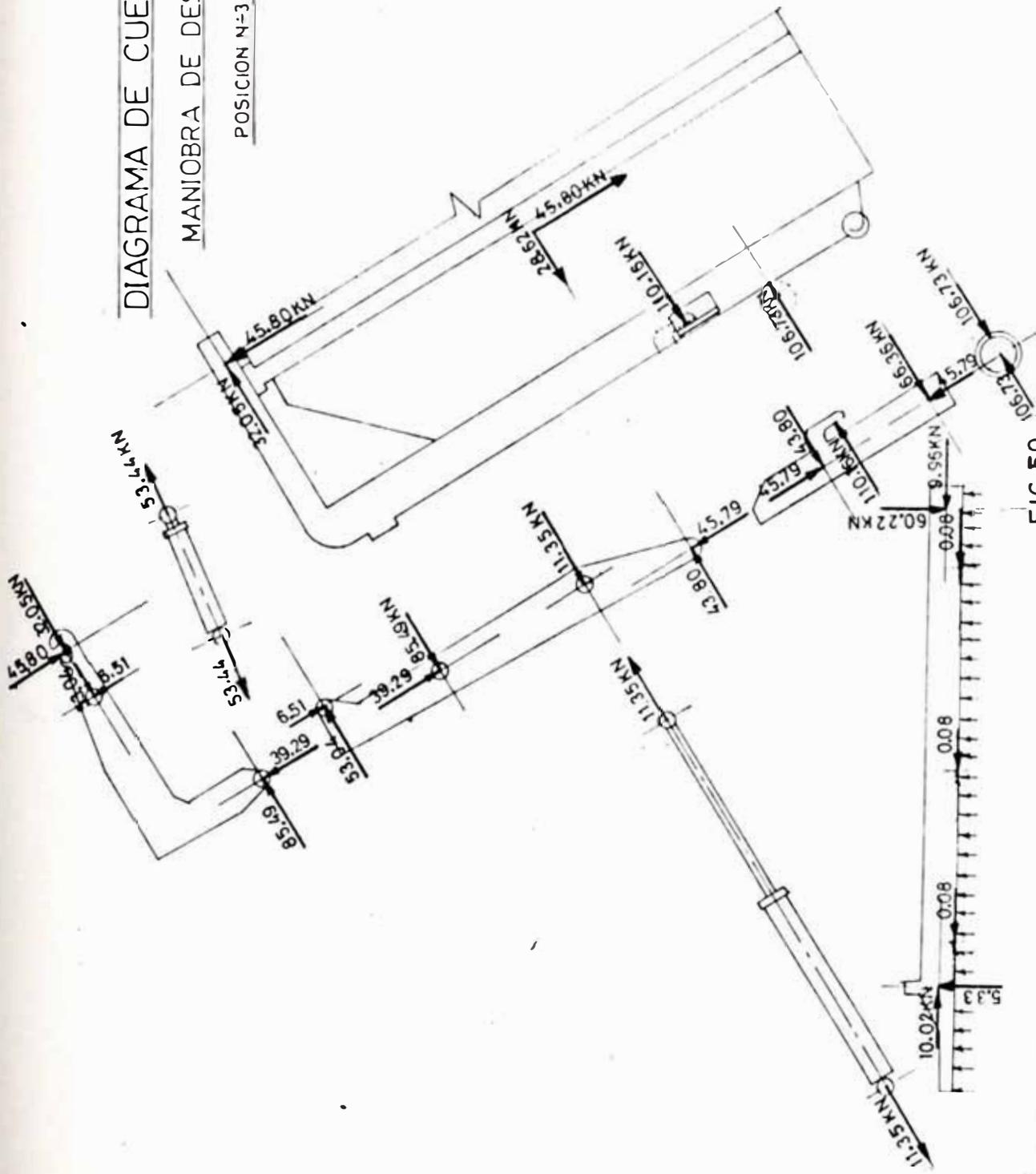


FIG. 50

Esto permite que el container y todos los componentes del sistema pivoteen alrededor del eje, ubicado en el extremo derecho de la plataforma.

Para las maniobras de descarga, posiciones # 2 y # 3, se asume que el residuo todavía permanece dentro del container, debido a que los residuos se han bloqueado por las ramas de los árboles existentes dentro del container; el ángulo que se encuentra formando el container con la horizontal para la posición # 2, es de 35° y para la posición # 3, de 58° . Normalmente, el container estará vacío cuando éste se encuentre formando 30° con la horizontal, por ser éste el máximo ángulo de reposo de los residuos.

Los valores de las fuerzas en los diferentes elementos del sistema se observan en las figuras # 42 al # 50.

.7 Dimensionamiento y diseño del container

7.1 Dimensionamiento

Se ha establecido una capacidad de Peso Neto de 4 toneladas como máximo, con lo cual, el volumen del container se puede estimar bajo los siguientes criterios:

a.- Se considerará un residuo sanitario con el mayor peso específico establecido, con lo cual se tendrá que el container estará completamente cargado.

b.- Si se considerase el menor peso específico, para el peso neto establecido, se obtendría un gran volumen y por lo tanto un mayor costo.

Para establecer las dimensiones finales del container, se tendrá que considerar las Normas de la Dirección General de Transporte y Comunicaciones, que establece las siguientes dimensiones para vehículos de un solo eje :

- Ancho máximo del vehículo : 2.60 m
- Altura máxima : 4.00 m
- Longitud máxima : 11.5 m

El vehículo a seleccionarse tiene las siguientes características:

- Marca : Camión Volkswagen 11.140
- Distancia entre ejes : 3560 m.m.
- Longitud total del vehículo : 5967 m.m.
- Ancho máximo de la cabina : 2424 m.m.
- Altura máxima de la cabina : 2811 m.m.
- Altura del suelo a la parte Superior del Chasis : 920 m.m.
- Longitud del chasis libre : 4000 m.m.

Tomando en consideración los aspectos anteriormente señalados, se procede al dimensionamiento del container:

La densidad promedio de los residuos sólidos sueltos, sin compactar, es de 210 Kg/m³ ; puede

llegar hasta 450 Kg/m³, cuando dentro de los residuos se encuentren desmontes.

Para el dimensionamiento del container se asumirá una densidad promedio.

$$\text{Densidad Promedio} = (210 + 450)/2 \quad \text{Kg/m}^3$$

$$\text{Densidad Promedio} = 330 \quad \text{Kg/m}^3$$

Siendo la capacidad Neta de 4,000 Kg, el volumen requerido será :

$$\text{Volumen del container} = (4,000 \text{ Kg}) / (330 \text{ Kg/m}^3)$$

$$\text{Volumen del container} = 12.12 \text{ m}^3$$

Luego de analizar el espacio disponible para el container en el vehiculo y teniendo en consideración las normas del Ministerio de Transportes y Comunicaciones, se llega a las siguientes dimensiones internas:

$$\text{Longitud} = 4,000 \text{ m.m.}$$

$$\text{Ancho} = 1,800 \text{ m.m.}$$

$$\text{Altura} = 1,750 \text{ m.m.}$$

Haciendo un volumen de 12.6 m³, pero como la sección del container será de forma trapezoidal, se llegará a un volumen efectivo de 12 m³.

3.7.2 Diseño del container

a. Cálculo y selección de materiales

Las paredes laterales.- Las paredes del container soportan cargas distribuidas, con un valor de cero en la parte superior y P' en la parte inferior, siendo P' igual a:

$$P' = d \times h$$

donde:

d = Densidad del Residuo Sanitario igual a
330 kg/m³

h = Altura del container = 1.75 m

Luego se tiene una presión en la parte inferior del container de :

$$P' = 330 \text{ Kg/m}^3 \times 1.75 \text{ m}$$

$$P' = 577.5 \text{ Kg/m}^2$$

Si este valor, lo dividimos entre el ancho de la zona que se está analizando, se tiene el valor de la carga distribuida en la parte inferior del container:

$$P = P' / (0.8 \text{ m}) = (577.5) / (0.8)$$

$$P = 721.9 \text{ Kg/m}$$

Las reacciones R_1 y R_2 tendrán los siguientes valores:

$$R_1 = (P.h.b)/6 \quad \text{y} \quad R_2 = (P.h.b)/3$$

donde:

P = Carga distribuida en la parte inferior de la pared del container = 721.9 Kg/m

h = altura del container = 1.75 m

b = ancho de la sección que se está analizando
= 0.8 m

Reemplazando valores se tiene:

$$R_1 = (721.9 \times 1.75 \times 0.8) / 6 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 168.4 \text{ Kg}$$

$$R_2 = (721.9 \times 1.75 \times 0.8)/3 \text{ Kg}$$

$$R_2 = 336.9 \text{ Kg}$$

El valor del momento máximo será:

$$M_{\text{máx}} = (P \times h^2 \times b)/(9\sqrt{3})$$

Reemplazando valores:

$$M_{\text{máx}} = [721.9 \times (1.75)^2 \times (0.8)]/(9\sqrt{3}) \text{ Kg-m}$$

$$M_{\text{máx}} = 113.5 \text{ Kg-m} = 113.5 \times 10^3 \text{ Kg-mm}$$

El momento de inercia de la sección analizada es:

$$I = I_1 + I_2$$

donde :

I_1 = Momento de inercia de la sección de plancha con respecto al eje neutro de las secciones analizadas

I_2 = Momento de inercia del perfil "C" con respecto al eje neutro

$$I_1 = 800 \times 3^3/12 + (800 \times 3) \times (7.07)^2$$

$$I_1 = 1,800 \text{ mm}^4 + 119,963.7 \text{ mm}^4$$

$$I_1 = 121,764 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \{[2 \times 5 \times 40^3 + 70 \times 5^3]/3 - 750(40-28.2)^2\} + 750 \times (22.63)^2$$

$$I_2 = 111,820 \text{ mm}^4 + 384,088 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 495,908 \text{ mm}^4$$

Luego se tiene :

$$I = I_1 + I_2$$

$$I = 121,764 + 495,908 \text{ mm}^4$$

$$I = 617,672 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo máximo que soportarán las secciones analizadas, pertenecientes a las paredes laterales serán:

$$\sigma_{\text{máx}_1} = (M_{\text{máx}} \times 8.57 \text{ mm}) / I \text{ (en la plancha)}$$

$$\sigma_{\text{máx}_2} = (M_{\text{máx}} \times 34.43 \text{ mm}) / I \text{ (en el canal de refuerzo)}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\sigma_{\text{máx}_1} = \frac{(113.5 \times 10^3 \text{ Kg} \times \text{mm}) \times (8.57 \text{ mm})}{617,672 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{máx}_1} = 1.57 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{compresión})$$

$$\sigma_{\text{máx}_2} = \frac{(113.5 \times 10^3 \text{ Kg} \times \text{mm}) \times (34.43 \text{ mm})}{617,672 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma_{\text{máx}_2} = 6.33 \text{ Kg/mm}^2 \quad (\text{tracción})$$

La flecha máxima estará ubicada a una distancia de $x = (0.5193)(1.75) = 0.91$, del borde superior del container y tendrá el siguiente valor :

$$\sigma_{\text{máx}} = 0.00652 Ph^4 / EI$$

Donde :

E = Módulo de elasticidad del acero

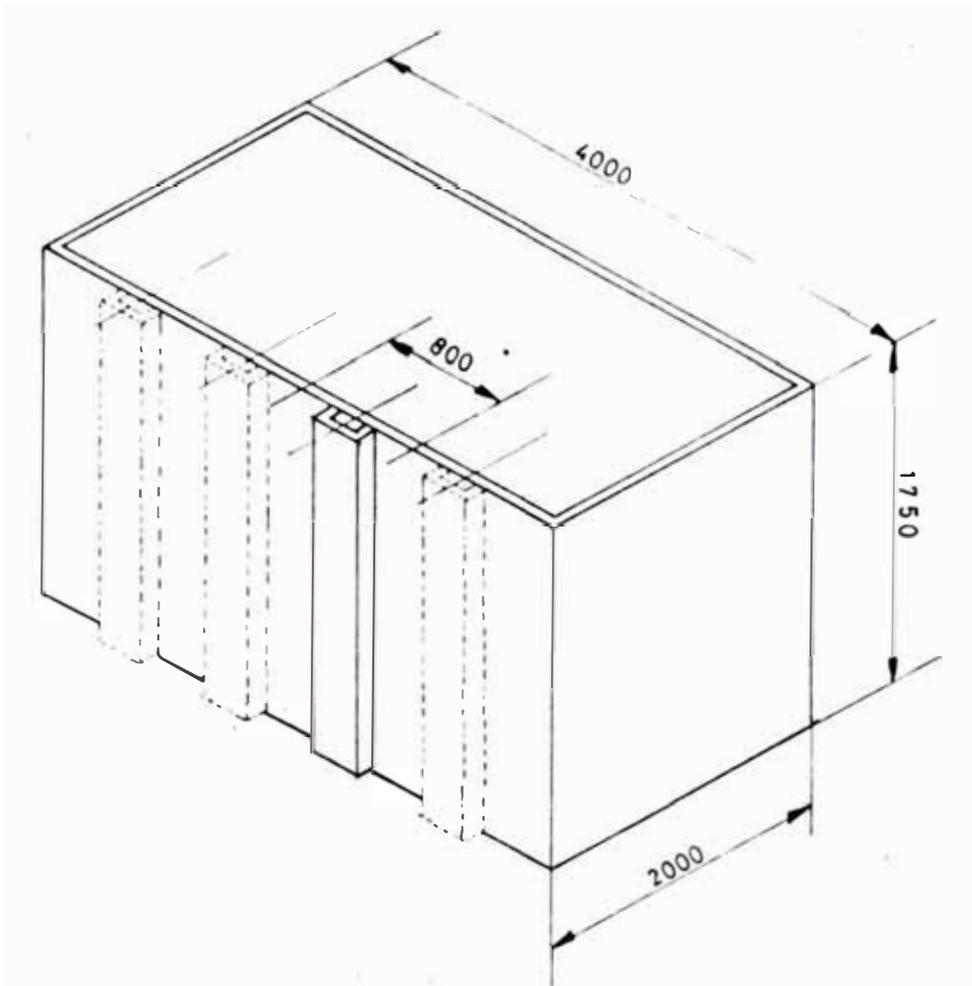
$$= 200 \text{ GPa} \text{ (} 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm)}$$

Reemplazando valores :

$$\delta_{\text{máx}} = \frac{0.00652(721.9 \times 10^{-3} \text{ Kg/mm}) (1750 \text{ mm})^4}{20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2 \times 617,672 \text{ mm}^4}$$

$$\delta_{\text{máx}} = 0.35 \text{ mm (a } 0.91 \text{ m del borde superior del container)}$$

CONTAINER
PAREDES



SECCION ANALIZADA

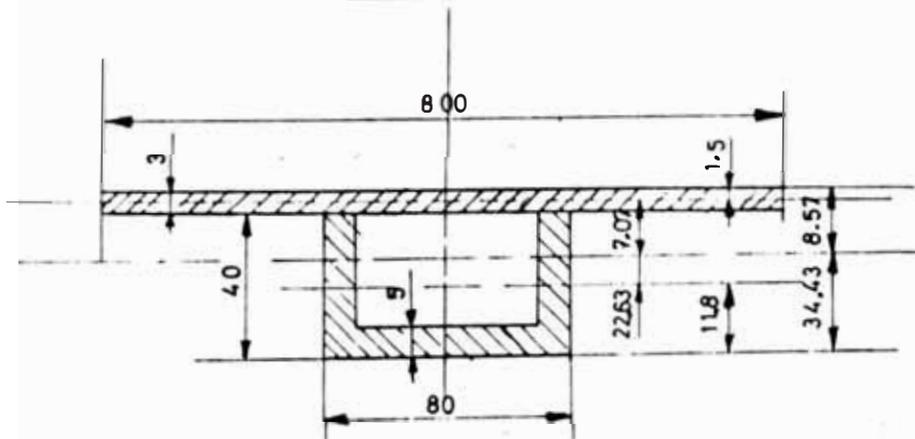


FIG. 51

PAREDES LATERALES

DIAGRAMA DE CARGA

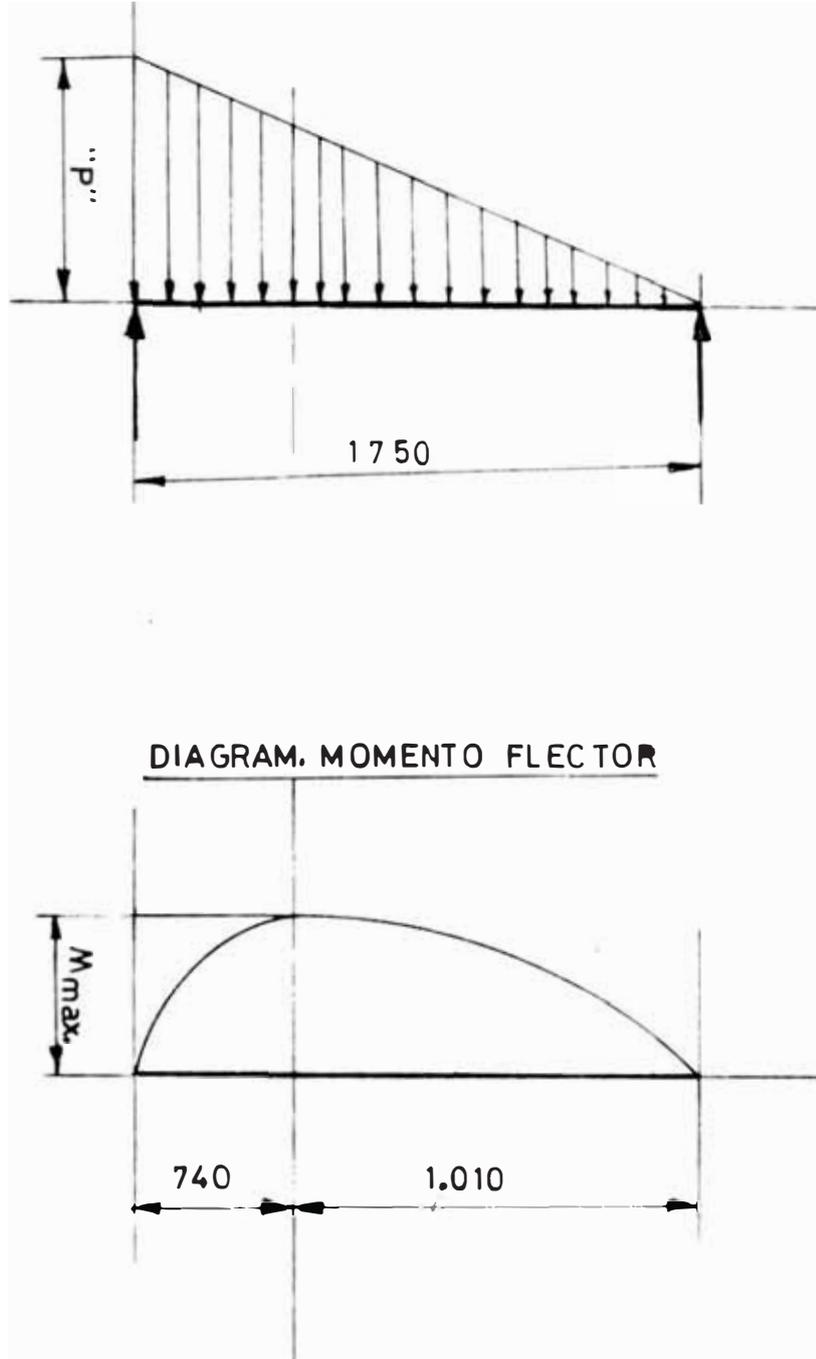


FIG. 52

Base del container.

Se analizará una sección de 900 mm x 900 mm, en cuyos extremos se encuentran los refuerzos (canales).

Para el cálculo de esfuerzos, se analizará como placa plana cuadrada apoyada en los extremos, sometida a una carga uniformemente distribuida, para lo cual el valor del esfuerzo máximo es :

$$\sigma_{\max} = (0.75 Wb^2)/(t^3 \times 2.61)$$

donde :

$$W = \text{carga distribuida} = 330 \text{ Kg/mm}^2 \times 1.75 \text{ m}$$

$$W = 577.5 \text{ Kg/m}^2 = 577.5 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^2$$

$$b = \text{ancho de la sección} = 800 \text{ mm}$$

$$t = \text{espesor de la plancha} = 3 \text{ mm}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\sigma_{\max} = \frac{(0.75) (577.5 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^2) (800)^2}{3^3 \times 2.61}$$

$$\sigma_{\max} = 11.8 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (en el centro de la plancha)}$$

La flecha máxima estará ubicada en el centro de la plancha y tendrá el siguiente valor :

$$\delta_{\max} = [0.00487 wb^4 \times (1-0.3^2)]/(Et^3)$$

Reemplazando valores :

$$\delta_{\max} = \frac{0.00487 (577.5 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^2) (800 \text{ mm})^4 (0.91)}{(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2) \times (3 \text{ mm})^3}$$

$$\delta_{\max} = 0.19 \text{ mm (en el centro)}$$

b. Características constructivas

El container estará conformado por los siguientes elementos :

- . Soporte
- . Cuerpo principal
- . Puerta lateral
- . Puerta posterior
- . Sistema de apertura o cierre rápido
- . Peldaño
- . Apoyo posterior

El soporte.- conformado por dos estructuras horizontales longitudinales (largueros) y dos estructuras verticales en el extremo izquierdo; los largueros serán fabricados de perfiles tubulares, de sección rectangular de 70 mm x 270 mm, los que se obtendrán mediante la unión de canales "C" prefabricados, siendo estos C 8x50x254 mm y C 8x60x270 mm. La estructura vertical, donde vá el pin de enganche del container, será fabricado con perfiles tubulares confeccionados con canales C 8x50x144 mm y C 8x60x160 mm. Finalmente la estructura vertical y horizontal serán reforzadas con perfiles tubulares, como se señala en los planos de fabricación.

Cada larguero llevará en su parte central una plancha de 38 x 200 x 235 mm , para el enganche con el trinquete del brazo # 3.

Cuerpo.- Las paredes laterales y cubiertas en general se fabricarán en plancha estructural de 3 mm de espesor, contará con refuerzos longitudinales y verticales, mediante perfiles C 5 x 40 x 80 mm. y C 5 x 60 x 130 mm. Los refuerzos verticales en las ventanas de llenado de residuos estarán ubicados en los bordes de la ventana.

Puerta lateral.- El container contará con 4 puertas laterales de 980 x 900 mm , fabricadas en planchas de 3 mm cada puerta estará formada por dos medias puertas rebatibles en sus extremos mediante bisagras, además contará con un cerrojo para el cierre de las ventanas.

Los marcos de las puertas serán de canales prefabricados en planchas de 3 mm de espesor.

Puerta posterior.- Para la descarga de los residuos sanitarios se contará con una puerta posterior de 1240 mm x 2080 mm , fabricada en planchas de 3 mm de espesor, rebatible en el extremo superior mediante bisagras; el marco de la puerta será de canales "C", además contará con refuerzos longitudinales y transversales.

Sistema de apertura rápida.- Tiene por función la apertura de la puerta posterior, al efectuar la descarga de residuos. Conformado por un eje de \varnothing 20 mm x 1970 mm de longitud, el cual tendrá 4 trinquetes fabricados en plancha de 9.5 mm de

espesor. En el extremo izquierdo llevará una palanca de 800 mm de espesor en plancha de 9.5 mm , el cual servirá para el accionamiento del dispositivo. Los apoyos y bocinas del eje estarán soldados en el extremo inferior del container.

Peldaño.- El container contará con 4 peldaños situados debajo de la ventana de llenado, a 330 mm sobre el nivel del suelo, y serán fabricados de plancha estriada, con soportes en ángulo de 3 mm de espesor. Estos peldaños irán unidos al container en forma rebatible, con el fin de pegarlo a las paredes laterales cuando se efectue el transporte del container. Los peldaños tienen como objetivo, que los niños y personas de baja estatura, puedan realizar el depósito de los residuos en forma fácil.

Apoyo posterior.- Los apoyos posteriores del container serán dos rodillos fabricados con tuberías de 6 pulg SCH-80, unidos al container mediante un eje de \varnothing 35 mm. Estos rodillos tendrán la forma de un tambor, contará con bocamazas en los extremos, las mismas que tendrán bocinas de bronce con sus respectivos agujeros y canales de lubricación; el eje irá fijo al soporte de los rodillos. Es necesario el uso de estos rodillos para disminuir las fuerzas de rozamiento entre el

container y el suelo, al efectuar el izaje del container.

Diseño y cálculo de los componentes estructurales

8.1 Plataforma

En la plataforma del Sistema se encuentran los siguientes puntos Importantes :

- a. Punto de articulación de los (02) pistones principales, estando ubicado estos puntos en la estructura transversal del extremo izquierdo.
- b. Base del Tanque de Aceite Hidráulico, y pernos de anclaje para el tanque, y está ubicada sobre los largueros longitudinales, en el extremo izquierdo, cerca a la cabina del vehículo.
- c. Apoyos del Brazo # 1 y # 2. Estos componentes se apoyarán sobre la estructura transversal del extremo izquierdo, cuando se encuentren en reposo.
- d. Apoyos del Brazo # 2 y # 3. Estos componentes se apoyarán sobre la estructura transversal central, cuando el sistema se encuentre efectuando la maniobra de izaje y cuando el sistema esté en reposo. Este punto se encuentra ubicado debajo de la línea vertical del punto de articulación entre el Brazo # 2 y el Brazo # 3.
- e. Punto de articulación del Pistón del Soporte Posterior, que está ubicado en el medio de la

estructura transversal central, en la parte Inferior.

f. Punto de articulación entre el Brazo # 3 y la plataforma, ubicado en el extremo Izquierdo. El eje que une el Brazo # 3 y la plataforma también tienen dos rodillos simétricos, ubicados en los extremos del eje; estos rodillos tienen como finalidad guiar y desplazar el container, sobre la plataforma en las maniobras de izaje y descarga.

a. Cálculos y selección de materiales

La plataforma estará formada por (02) largueros longitudinales, fabricados con perfiles estructurales de sección tubular rectangular (prefabricados) con canales "C" (también prefabricados).

Sobre la Zona Superior de los perfiles tubulares se apoyará el container, luego de ser levantado sobre la plataforma.

La zona inferior de los perfiles tubulares estará apoyado sobre los largueros del chasis del vehículo.

La plataforma contará con tres estructuras transversales, ubicados en el extremo izquierdo, intermedio y el extremo derecho, fabricados con canales prefabricados.

Cálculo de los largueros longitudinales.

El dimensionamiento de los (02) largueros, con respecto a sección transversal de la estructura tubular y la longitud total de los largueros, está relacionado con las dimensiones finales que tendrán los siguientes componentes del Sistema :

- a. Brazos # 1, # 2 y # 3.
- b. Tanque de almacenamiento de aceite
- c. Pistones principales
- d. Ejes de articulación

Las dimensiones finales de los componentes de los brazos, serán fijadas luego de efectuar los cálculos referentes al módulo de rigidez, requerido para las estructuras que conformarán los elementos.

Las dimensiones finales de los largueros, son obtenidos luego de efectuar el ensamble de todos los elementos del sistema; la sección tubular rectangular apropiada resulta ser de 70 m.m. de ancho y 240 m.m. de alto por 4000 m.m. de longitud. Estas estructuras estarán fabricadas en planchas estructurales de 5 m.m. de espesor, con canales C prefabricados.

El esfuerzo máximo que soporta los largueros es durante la maniobra de descarga de los residuos sanitarios, posición # 1. En esta posición se tiene una fuerza axial de tracción máxima de 230.42 kN

(23 x 10³ Kg), la cual producirá un esfuerzo de tracción de :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_a}{A}$$

Donde :

F_a = Fuerza axial de tracción en cada larguero

$$F_a = (23 \times 10^3 / 2 \text{ Kg})$$

$$F_a = 11.5 \times 10^3 \text{ Kg}$$

A = Area de la sección transversal

$$A = 2(70 \times 5) + 2(240 \times 5)$$

$$A = 3,100 \text{ m.m}^2$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\sigma_{\max} = \frac{11.5 \times 10^3 \text{ Kg}}{3.1 \times 10^3 \text{ m.m.}}$$

$$\sigma_{\max} = 3.7 \text{ Kg/m.m.}$$

Este esfuerzo máximo que soportan los largueros (es pequeño), con respecto al esfuerzo admisible a la fluencia del material de 24 Kg/m.m² ; pero, las dimensiones finales de los largueros, están principalmente relacionados con las dimensiones de los demás componentes del Sistema y con la capacidad de soportar esfuerzos mucho mayores a los que está sometido.

b. Características constructivas

La plataforma estará conformada por dos largueros de 4000 mm de longitud, fabricados en canales C de 8 x 60 x 210 mm y canales C de 8 x 70

x 240mm, para luego unirlos convenientemente que formen un perfil tubular de sección rectangular

En el extremo derecho de los largueros a las ruedas guidoras fabricadas de fierro fundido y unidas a la plataforma mediante eje de ϕ 50mm; estas ruedas guidoras se varan de bronce con sus respectivas aleas de lubricación de ϕ 50mm, el brazo # 3 también estarán articulados en su parte central y en los rodillos estarán en las partes extremas de los ejes.

En el extremo izquierdo de las vigas transversales de la plataforma se soldarán las orejas para la articulación de los dos pistones principales; estas orejas pueden ser soldadas a la viga transversal, luego maquinados los agujeros de articulación y finalmente unirlos con los largueros.

La viga transversal que une los 3 largueros de más sirve de soporte al brazo # 3; en la parte inferior se soldarán las orejas para la articulación de los pistones de apoyo posterior.

Los largueros y la plataforma unidos a los largueros del chasis del vehículo mediante los apoyos existentes en los largueros del vehículo de la plataforma se efectúan los uniones mediante

pernos; de esta manera el sistema es fácilmente desmontable.

En el extremo izquierdo de los largueros se soldarán cuatro pernos, para fijar el tanque de aceite hidráulico.

.2 Brazos de accionamiento

a. Cálculos y selección de materiales

BRAZO #1

El brazo #1 o brazo de enganche estará conformado por las siguientes partes importantes:

- a. **Gancho.**- Ubicado en el extremo superior vertical, se fabricará de plancha estructural.
- b. **Punto de articulación superior.**- Punto de sujeción del extremo del vástago del pistón de enganche, donde estará articulado al brazo # 1.
- c. **Estructura vertical.**- Esta componente estará conformada por una estructura de perfil tubular de sección cuadrada, prefabricado.
- d. **Estructura horizontal.**- Será fabricada en acero estructural con perfil tipo "C".
- e. **Punto de articulación inferior.**- Punto de unión mediante un eje entre el brazo #1 y el brazo #2.

Entre el gancho superior vertical fabricado en plancha y el extremo superior de la estructura vertical existirá una distancia aprox. de 200 mm.

La distancia vertical entre el punto de enganche y el punto de articulación del pistón será de 400 mm. aproximadamente.

La longitud total del brazo # 1 será de 1400 mm. aprox., entre los puntos de articulación y el eje neutro de la estructura horizontal.

Finalmente la distancia entre el eje neutro de la estructura vertical y el punto de articulación del brazo # 1 - brazo # 2, será de 550 mm. aprox.

Cálculo del gancho del brazo # 1

El gancho ubicado en el extremo superior del brazo 1, es el componente estructural más importante que será fabricado en plancha de acero estructural. El espesor de la plancha se calculará a continuación.

Las situaciones críticas para el gancho son:

- . Izaje del Container, posición # 1
- . Izaje del Container, posición # 5
- . Descarga del Container, posición # 3

De las situaciones críticas señaladas, la más importante para el cálculo del espesor de la plancha con la cual se fabricará el gancho es la posición # 5, correspondiente a la maniobra de izaje del container. Los valores de las fuerzas axial y cortante para esta posición, son las siguientes:

F_a = Fuerza axial de tracción

$$F_a - 30.05 \text{ N} = 3.005 \times 10^3 \text{ Kg}$$

F_c - Fuerza transversal de corte

$$F_c - 4.80 \text{ KN} = 0.48 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Para el cálculo de las dimensiones del gancho, se analizará a esta componente como un elemento curvo, con una relación $R/c < 10$, donde R es el radio de curvatura con respecto al centroide de la sección analizada.

Al efectuar cálculos preliminares, se selecciona una sección en el punto crítico del gancho, con 60 mm de largo por 50 mm de ancho.

La sección crítica analizada, soportará un momento de flexión, por efecto de la fuerza de 30.05 KN, de:

$$M_f = 30.05 \text{ KN} \times 0.06 \text{ m} = 1.8 \text{ KN-m}$$

Luego se tienen los siguientes datos para el cálculo del gancho.

F_a - Fuerza axial de tracción

$$F_a - 30.05 \text{ KN} = 3.005 \times 10^3 \text{ Kg}$$

M_f - Momento flexionante en la sección crítica

$$M_f - 1.8 \text{ KN-m} = 0.18 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

A_s - Area de la sección crítica

$$A_s - 60 \text{ mm} \times 50 \text{ mm} = 3000 \text{ mm}^2$$

I_s - Momento de inercia de la sección crítica

$$I_s - 50 \times 60^3 / 12 \text{ mm}^4$$

$$I_s - 0.9 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Aplicando la fórmula de Winkler-Bach para elementos curvos se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{máx} = Fa/As + Ki.Mf.c/Is$$

donde :

$$Fa = 30.05 \text{ KN} = 3.005 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$As = 3 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$Mf = 1.8 \text{ KN-m} = 0.18 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$Is = 0.9 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$c = 30 \text{ mm}$$

R = Radio de curvatura con respecto al centroide

$$R = 60 \text{ mm}$$

Ki = Valor a obtenerse de Tablas para la relación

R/c igual a $60/30 = 2$, con el cual se tiene

el siguiente valor para Ki:

$$Ki = 1.52$$

Luego reemplazando valores se tiene :

$$\begin{aligned} \sigma_{máx} = & (3.05 \times 10^3 \text{ Kg}) / (3 \times 10^3 \text{ mm}^2) + \\ & (1.52 \times 0.18 \times 10^6 \text{ Kg-mm} \times 30 \text{ mm}) / (0.9 \\ & \times 10^6 \text{ mm}^4) \end{aligned}$$

$$\sigma_{máx} = (1 + 1.52 \times 6) \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{máx} = 10.12 \text{ Kg/mm}^2$$

El material a utilizarse, para la fabricación del gancho, será acero estructural PG-E24 (ASTM A36), con una resistencia a la fluencia de 24 Kg/mm^2 . De esta forma se tiene un factor de seguridad de:

$$fs = 24/10.12 = 2.4$$

Este factor de seguridad es apropiado para el diseño del gancho, considerando que tiene que absorber las fuerzas de impacto, provenientes de una posible maniobra incorrecta.

Deflexión del gancho.- La deflexión para la condición crítica será:

Desplazamiento vertical (δ_v)

$$\delta_v = (\pi/4)F_c.R^3/(E.I_s)$$

donde:

$$F_c = 4.8 \text{ KN} = 0.48 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$R = 60 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_s = 0.9 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta_v = \frac{(\pi/4)(0.48 \times 10^3 \text{ Kg})(60 \text{ mm})^3}{(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(0.96 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta_v = 4.24 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Desplazamiento horizontal (δ_h)

$$\delta_h = (F_a.R^3)/(2E.I_s)$$

Donde :

$$F_a = 30.05 \text{ KN} = 3.005 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta_h = \frac{(3.005 \times 10^3 \text{ Kg})(60 \text{ mm})^3}{2(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(0.96 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta_h = 1.6875 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

GANCHO-BRAZO #1

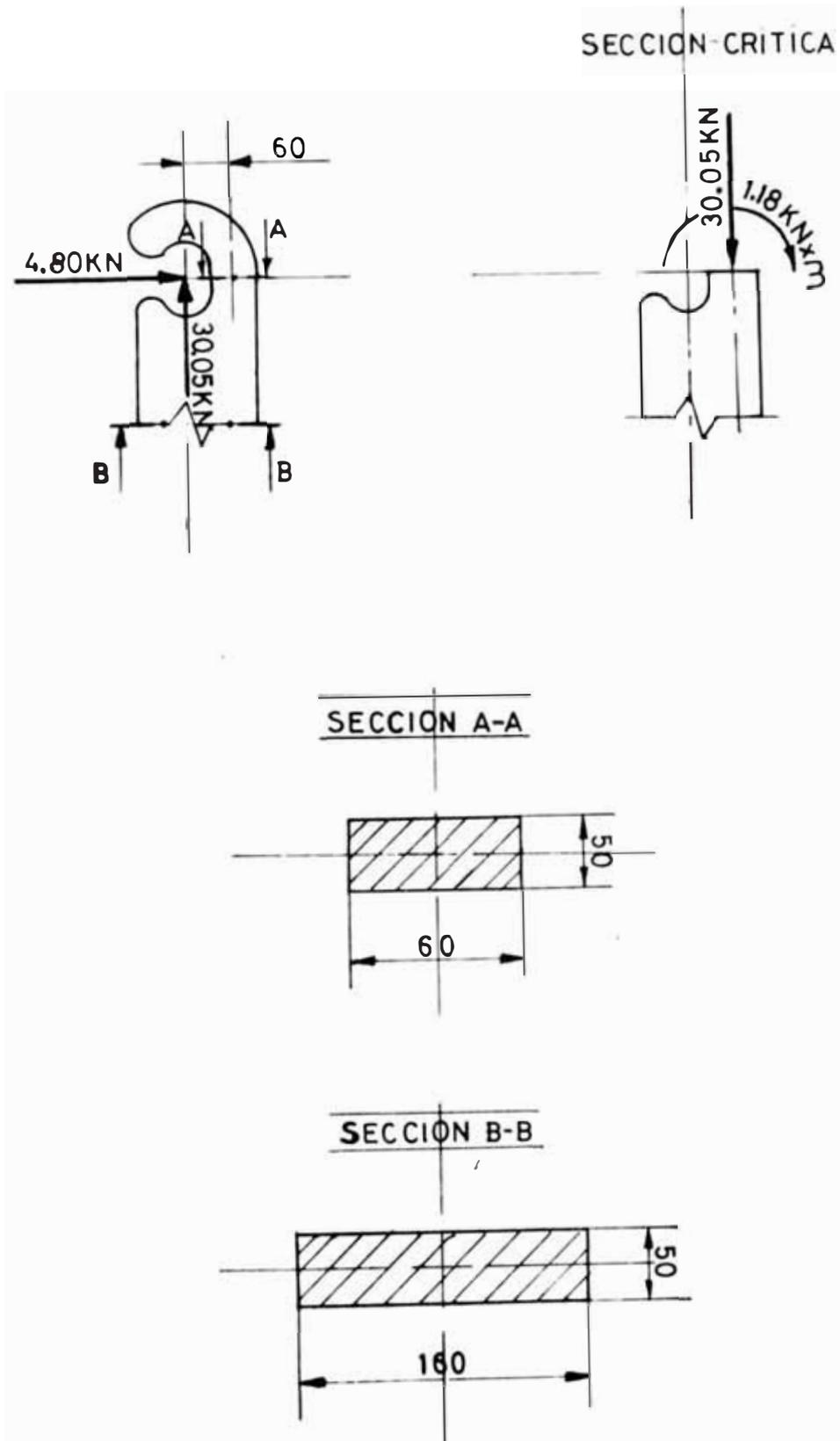


FIG.53

Cálculo del cordón de soldadura para fijar el gancho

Es necesario saber el cordón de soldadura para fijar el gancho analizándose a continuación (ver figura # 53):

. Carga de corte directo producido por (Fc)

Está dada por la siguiente expresión:

$$f_{wc} = F_c / L_w$$

Donde :

$$F_c = 4.8 \text{ KN} = 0.48 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_w = 2 \times 160 + 2 \times 50 \text{ mm}$$

$$L_w = 420 \text{ mm}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$f_{wc} = 0.48 \times 10^3 \text{ kg} / 420 \text{ mm}$$

$$f_{wc} = 1.14 \text{ Kg/mm (-->)}$$

Carga de corte directo producido por (Fa)

$$f_{wa} = F_a / L_{wa}$$

$$F_a = 30.05 \text{ KN} = 3.05 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_{wa} = 420 \text{ mm}$$

Reemplazando valores se tiene :

$$f_{wa} = 3.005 \times 10^3 \text{ kg} / 420 \text{ mm}$$

$$f_{wa} = 7.15 \text{ Kg/mm}$$

Carga de corte producido por el momento flector

$$f_{wm} = M / Z_w$$

Donde :

$$M = 4.80 \text{ KN} \times 0.2 \text{ m}$$

$$M = 0.96 \text{ KN} \times \text{m} = 960 \times 10^3 \text{ Kg-mm}$$

$$Z_w = 160 \times 50 + 160^2/3$$

$$Z_w = 16.533 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$f_{wm} = (960 \times 10^3 \text{ Kg-mm}) / (16.533 \times 10^3 \text{ mm}^2)$$

$$f_{wm} = 58.1 \text{ Kg/mm}^2$$

Carga resultante de corte (fw)

$$f_w = [(f_{wa} + f_{wm})^2 + f_{wc}^2]^{1/2}$$

$$f_w = [(7.15 + 58.1)^2 + 1.14^2]^{1/2}$$

$$f_w = 65.26 \text{ Kg/mm}$$

Tamaño del cordón de soldadura (w)

Donde :

$$S_w = 14,800 \text{ psi} = 10.4 \text{ Kg/mm}^2$$

valor para electrodos E70-xx

Luego reemplazando valores se tiene:

$$w = (65.26 \text{ Kg/mm}) / (10.4 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$w = 6.72 \text{ mm}$$

Se emplearán cordones de soldadura de 6 mm, en la parte superior e inferior en la fijación del gancho para una mayor seguridad.

Cálculo de la estructura vertical y horizontal

En la figura # 54 se observa que el momento máximo, se encuentra en el extremo inferior y tiene un valor de:

$$M_{máx} = 57.61 \text{ KN-m} = 5.76 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

Al **iniciar** los cálculos solamente se considerarán los esfuerzos producidos en la

BRAZO # 1

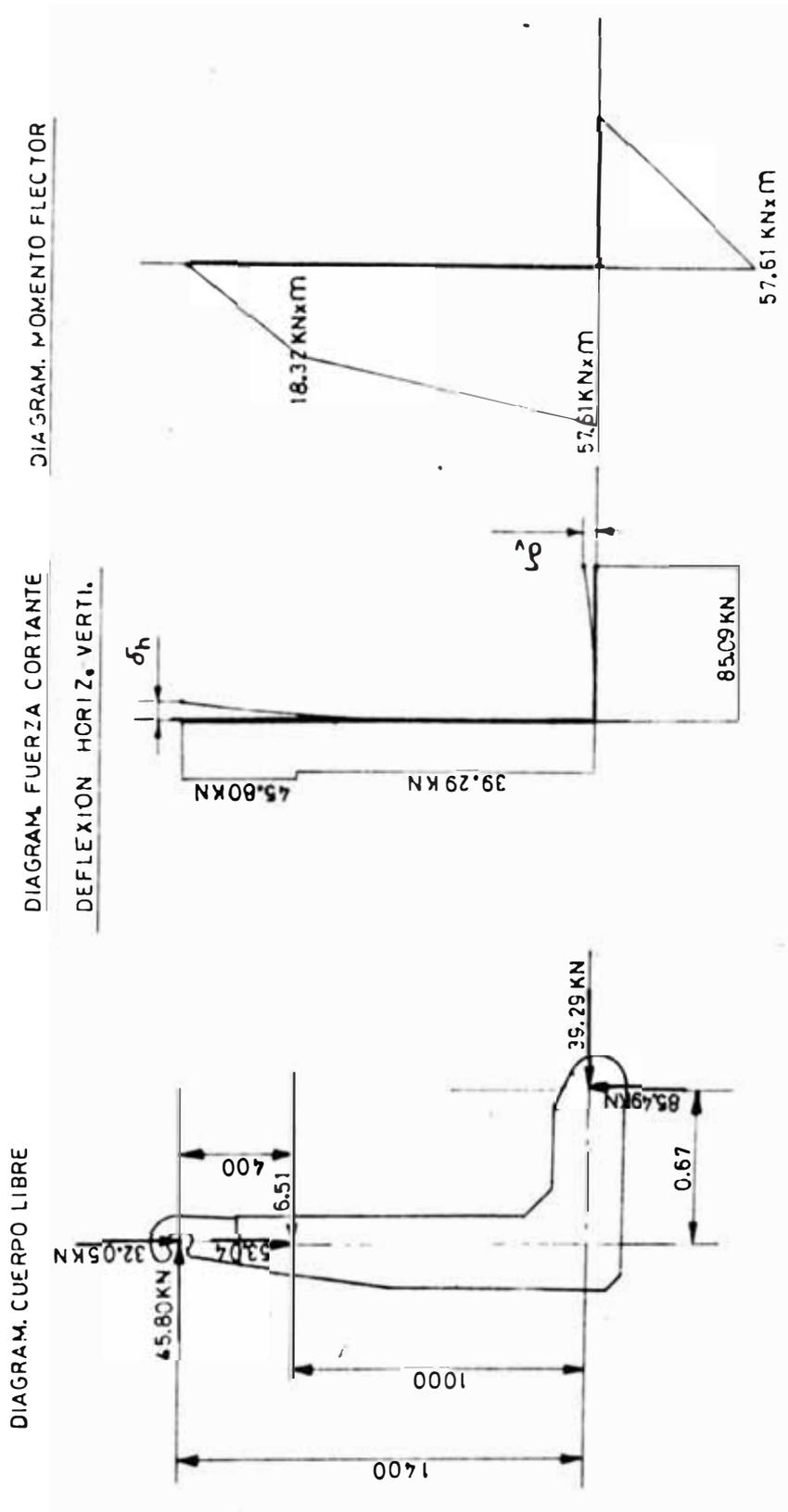


FIG. 54

estructura, por el momento flector; luego se recalculará considerando los demás efectos.

Cálculo del módulo de resistencia requerido (S_{req})

Se sabe que :

$$\sigma_{req} = M_{max} / S_{req}$$

Donde :

$$M_{max} = 57.61 \text{ KN-m} = 5.76 \times 10^6 \text{ kg-mm}$$

$$\sigma_{req} = 24 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (acero PG-E24)}$$

Luego, se requiere una sección con el siguiente módulo de resistencia admisible:

$$S_{req} = (5.76 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (24 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$S_{req} = 240 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

La estructura vertical del brazo # 1 , estará formada por un perfil tipo "C", con la finalidad de instalar un pistón en el interior del brazo # 1, para que sea mucho más fácil el enganche con el container.

Luego de tomar en consideración las dimensiones del pistón de enganche y el espacio necesario dentro del brazo # 1 , para que el pistón pueda desplazarse sin dificultad, se llega a las dimensiones señaladas en la fig. # 54.

Para el perfil C seleccionado, se tienen las siguientes características mecánicas (ver figura # 55).

Momento de Inercia (I).- Es determinado con la siguiente expresión:

BRAZO # 1
SECCION DE LA ESTRUCTURA

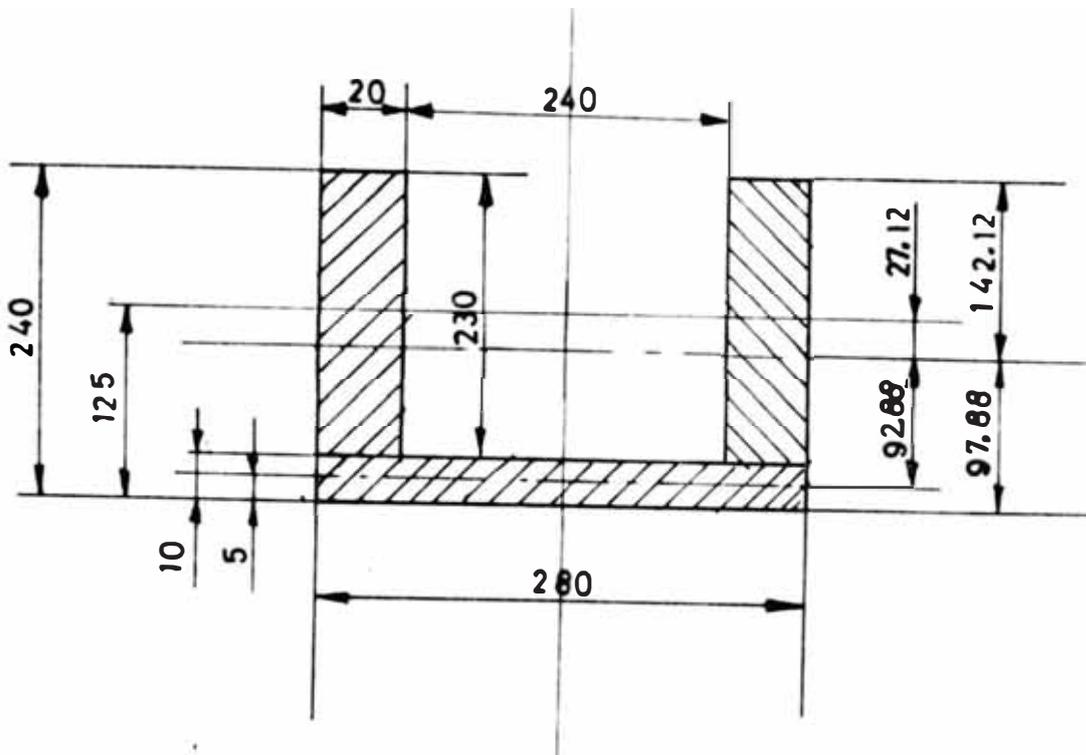


FIG 55

$$I = 2 \times 20 \times 240^3 / 3 - 1880 \times (240 - 142.1)^2$$

$$I = 70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego el módulo de resistencia para la fibra más alejada es:

$$S_{\text{fibra}} = I / 142.1 \text{ mm}^3$$

$$S_{\text{fibra}} = (70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4) / (142.1 \text{ mm})$$

$$S_{\text{fibra}} = 496.1 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Con lo que se tiene:

$$S_{\text{fibra}} > S_{\text{area}}$$

El esfuerzo máximo, que soportará la sección analizada, por efecto del momento flexionante será:

$$\sigma_{\text{max}} = (5.76 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (496.1 \times 10^3 \text{ mm}^3)$$

$$\sigma_{\text{max}} = 11.61 \text{ Kg/mm}^2$$

Con este esfuerzo, tendremos un factor de seguridad de:

$$f_s = 24 / 11.61 = 2.07$$

Hasta el momento se ha considerado esfuerzos producidos por flexión, enseguida se realiza el análisis de los otros esfuerzos actuantes.

En la fig. # 54, se observa la fuerza axial que soporta la sección analizada de 39.9 KN.

El esfuerzo producido por la carga axial es la siguiente:

$$\sigma_{\text{axi}} = F_a / A$$

Donde :

$$F_a = 85.49 \text{ KN} = 8.5 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$A = 11,880 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene :

$$\sigma_{\text{max}} = 3.9 \times 10^3 \text{ Kg} / 11,880 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{\text{min}} = 0.72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Siendo este valor muy pequeño se desprecia éste; lo mismo ocurre con el esfuerzo cortante, debido a que en las fibras extremas de la sección analizada, el valor del esfuerzo cortante es de cero.

Se puede considerar la misma sección para la estructura horizontal, pudiendo rebajarse la altura del canal, debido a que los esfuerzos producidos por flexión decaen rápidamente.

Cálculo de la deflexión

Para calcular las deflexiones horizontal y vertical - para las estructuras del brazo # 1 - se asumirá que ambas estructuras horizontal y vertical se encuentran empotradas en la unión de ambas, ver gráfico # 54.

Como se puede observar, existe una deflexión horizontal en la viga vertical y una deflexión vertical en la viga horizontal, siendo éstas las siguientes:

Deflexión horizontal (δ_h)

$$\delta_h = P_{1h}(L_{1h})^3 / (3E \cdot I_1) - P_{2h}(L_{2h})^3 / (3E \cdot I_1)$$

Donde:

$$P_{1h} = 45.8 \text{ KN} = 4.58 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$P_{2h} = 6.51 \text{ KN} = 0.61 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_{1h} = 1,400 \text{ mm}$$

$$L_{2h} = 1,000 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego reemplazando valores se tiene:

$$\delta h = \frac{(4.58 \times 10^3 \text{ Kg})(1400 \text{ mm})^3 - (0.61 \times 10^3 \text{ Kg})(1000 \text{ mm})^3}{(3 \times 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

El desplazamiento horizontal tendrá un valor de:

$$\delta h = 0.9 \text{ mm}$$

La deflexión vertical (δv) estará dada por:

$$\delta v = P_{1v}(L_{1v})^3 / (3E \cdot I_1) + P_{2v}(L_{2v})^3 / (3E \cdot I_1)$$

Donde :

$$P_{1v} = 32.05 \text{ KN} = 3.205 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$P_{2v} = 52.04 \text{ KN} = 5.304 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_{1v} = L_{2v} = 670 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ Gpa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando este valor en la ecuación se tiene:

$$\delta v = \frac{(3.21 \times 10^3 \text{ Kg})(670 \text{ mm})^3 - (5.30 \times 10^3 \text{ Kg})(670 \text{ mm})^3}{(3 \times 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(70.5 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta v = 0.6 \text{ mm}$$

***Cálculo del eje de articulación entre el
brazo # 1 y el brazo # 2***

Para el cálculo del diámetro del eje y la selección del material apropiado para este elemento, observamos que la condición más crítica, para el eje, es en la maniobra de descarga en la posición # 3, para la cual se ha supuesto que el

residuo todavía permanece en el container, por encontrarse bloqueada la puerta de descarga con follajes.

Las fuerzas que soporta el eje, en la maniobra de descarga (en la posición # 3) son:

$$F_h = 32.29 \text{ KN} = 3.229 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$F_v = 85.49 \text{ KN} = 8.549 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Las fuerzas resultantes que soportará el eje serán:

$$F_R = [(F_h)^2 + (F_v)^2]^{1/2}$$

$$F_R = [(32.29)^2 + (85.49)^2]^{1/2} \text{ KN}$$

$$F_R = 94.0 \text{ KN} = 9.4 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Esta fuerza resultante, actuará en forma cortante sobre el eje en dos puntos simétricos, a una distancia, entre ambos puntos de corte, de 240mm.

Para ejes sometidos a corte únicamente, se acostumbra tomar el esfuerzo de corte igual a 30% del esfuerzo de fluencia del material:

$$S_d = 0.3 S_y$$

Al realizar cálculos previos, se determina que el material más apropiado para la fabricación sería en acero VCL-140 equivalente a la norma AISI-4140H, cuyas características en estado bonificado son las siguientes:

Diam. eje (mm.)	Resistencia a la fluencia (Kg/mm ²)	Resistencia a la rotura (kg/mm ²)
16 - 35	78	100 - 120
35 - 100	65	90 - 110

El diámetro de eje apropiado se fija en \emptyset 35 mm.

Con estas consideraciones el esfuerzo cortante máximo (τ_{max}) que soporta el eje será:

$$\tau_{max} = 4/3 (V/A)$$

Donde :

$$V = \text{Fuerza cortante} = F_R/2$$

$$V = 4.7 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$A = (\pi/4)(35 \text{ mm})^2$$

$$A = 962.11 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\tau_{max} = 4/3 (4.7 \times 10^3 \text{ Kg}) / (962.11 \text{ mm}^2)$$

$$\tau_{max} = 4/3 (4.89) \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_{max} = 6.5 \text{ kg/mm}^2$$

El esfuerzo de diseño al corte del material es:

$$S_d = 0.3 S_y$$

$$S_d = 0.3 (65) \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_d = 19.5 \text{ Kg/mm}^2$$

El factor de seguridad (f_s) en la fabricación del eje será:

$$f_s = S_d / \tau_{max}$$

$$f_s = 19.5 / 6.5$$

$$f_s = 3.0$$

Debido a este valor del factor de seguridad, se podría usar un material de menor calidad, siendo

este el acero BOHLER H equivalente a las normas AISI 1045, cuyo valor de resistencia a la fluencia es de 37 Kg/mm² (en general para todos los diámetros); con lo cual, el esfuerzo de diseño al corte sería:

$$S_d = 0.3 S_y$$

$$S_d = 0.3 (37) \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_d = 11.1 \text{ Kg/mm}^2$$

Obteniéndose un factor de seguridad de:

$$f_s = 11.5 / 6.5$$

$$f_s = 1.8$$

Las dimensiones y el peso del eje serán:

Diám. : 35 mm.

Long. : 310 mm.

Peso : 2.3 Kg

El costo del acero VCL-140 es de 4.2 \$/Kg y la del acero BOHLER H es 2.5 \$/Kg - lo cual representaría un ahorro de \$ 3.91 en total que si lo vemos desde el punto de vista de seguridad del sistema y de las personas que trabajarán con estos vehículos - es recomendable el uso del acero VCL-140, con el que se tiene un factor de seguridad de 3.

Brazo # 2

El brazo # 2 estará conformado por las siguientes partes:

- a. Estructura principal, formada por una estructura tubular de sección rectangular.
- b. Punto de articulación del pistón del brazo # 1, en el cual estará sujetado el extremo del cilindro del pistón, para el accionamiento del brazo #1, al efectuar el enganche con el container.
- c. Punto de articulación de los pistones principales, en el cual estarán sujetas las partes extremas del vástago de pistones.
- d. Punto de articulación entre el brazo # 1 y el brazo #2.
- e. Punto de articulación entre el brazo # 2 y el brazo #3.

Cálculo de la estructura principal

La estructura principal estará conformada por un perfil tubular de sección rectangular, prefabricado a base de planchas. Las paredes laterales serán de mayor espesor que las paredes superior e inferior.

La situación más crítica que atravieza este elemento es durante la maniobra de izaje en la posición 1 2, donde se tiene que vencer las fuerzas de fricción que existen entre los apoyos del container y el suelo, además de la fuerza inercial del container, para proceder al izaje.

En la fig # 56, se observa que el momento máximo que soporta la estructura, es el punto donde se

BRAZO # 2

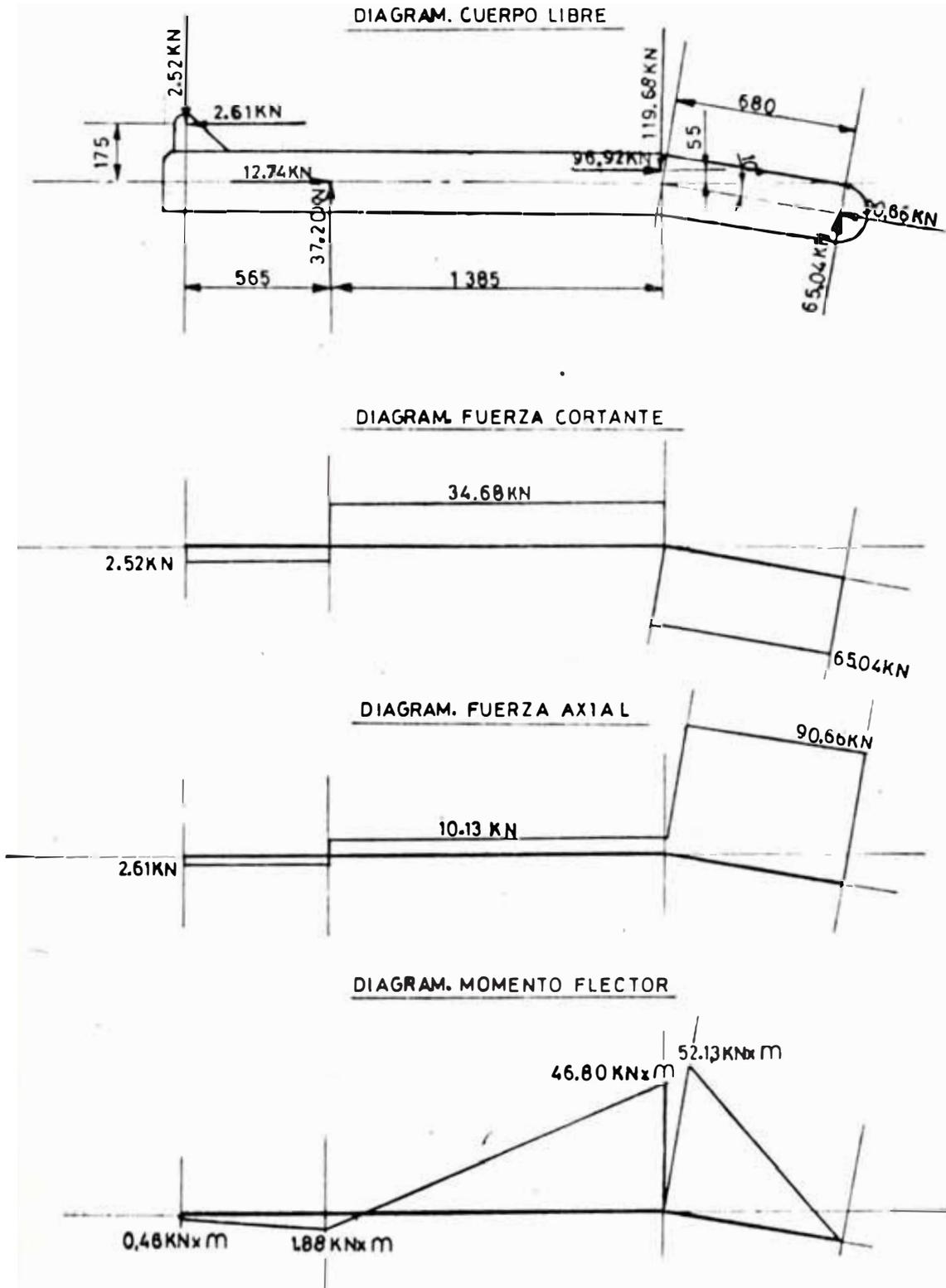


FIG. 56

encuentra la articulación de los pistones principales, cuyo valor es:

$$M_{\text{máx}} = 52.13 \text{ KN-m} = 5.21 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

Al iniciar los cálculos solamente se considerará los esfuerzos producidos por el momento de fricción máximo, luego se recalculará considerando los demás efectos.

Cálculo del módulo de resistencia requerido (Sreq)

Sabemos que:

$$\sigma_{\text{ad}} = M_{\text{máx}}/S_{\text{req}}$$

donde:

$$M_{\text{máx}} = 52.13 \text{ KN-m} = 5.21 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$\sigma_{\text{ad}} = 24 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (acero PG-E24)}$$

Luego se requiere una sección con el siguiente módulo de resistencia admisible (Sreq)

$$S_{\text{req}} = (5.2 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (24 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$S_{\text{req}} = 217 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

El brazo # 2 estará formado por una estructura de perfil Tubular Rectangular que será prefabricado mediante planchas de Acero Estructural (PG - E24)

Calculo del Momento de Inercia

El momento de Inercia de la sección seleccionada tentativamente es (ver gráfico # 57):

$$I = \frac{230 (200)^3}{12} - \frac{198 (184)^3}{12}$$

$$I = 50.5 \times 10^{-3} \text{ mm}^4$$

BRAZO # 2

SECCION DE LA ESTRUCTURA

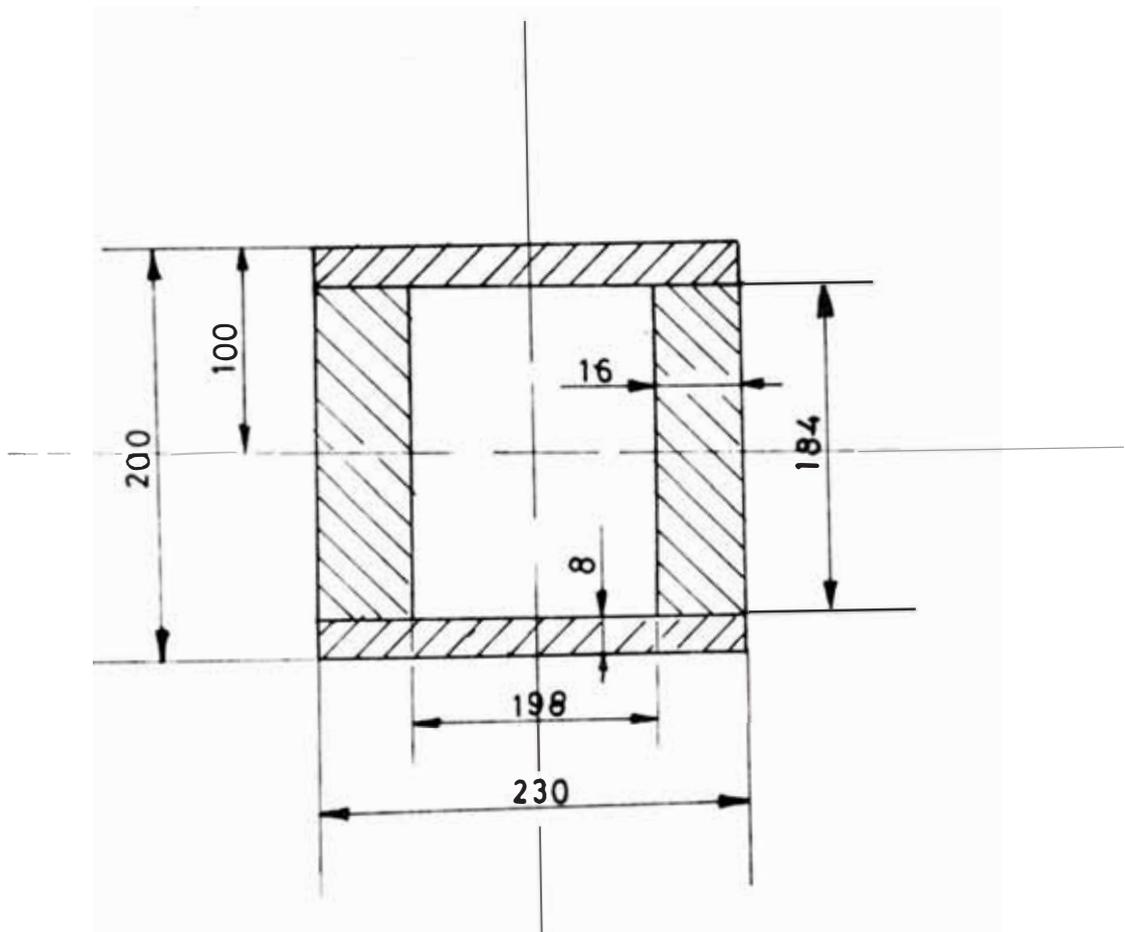


FIG 57

Luego el Módulo de Resistencia para la fibra más alejada del eje neutro es:

$$S_{\text{diseño}} = \frac{I}{C}$$

Donde :

$$C = 100 \text{ mm}$$

$$S_{\text{diseño}} = \frac{50.5 \times 10^{-3} \text{ mm}^4}{100 \text{ mm}^4}$$

$$S_{\text{diseño}} = 505 \times 10^{-3} \text{ mm}^3$$

con el que se tiene :

$$S_{\text{diseño}} > S_{\text{requerido}}$$

Calculo del Esfuerzo por Momento Flexionante (σ_f)

El esfuerzo máximo que soportará la fibra extrema de la sección crítica analizada por efecto del momento flexionante será:

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

Donde :

$$M = 5.21 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times \text{mm}^2$$

$$S = 505 \times 10^{-3} \text{ mm}^3$$

Reemplazando se tiene :

$$\sigma_f = \frac{5.21 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times \text{mm}^2}{505 \times 10^{-3} \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_f = 10.32 \text{ Kg/mm}^2$$

El esfuerzo debido a la fuerza axial, que incrementará el valor del esfuerzo anterior, se calcula a continuación:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A}$$

Donde:

F_a = Fuerza Axial actuante

$$F_a = 90.66 \text{ KN} = 9.06 \times 10^3 \text{ Kg}$$

A = Area de la Sección crítica

$$A = 230 \times 200 - 190 \times 184$$

$$A = 9,568 \text{ mm}^2$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$\sigma_a = \frac{9.06 \times 10^3 \text{ Kg}}{9,568 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_a = 0.94 \text{ Kg/mm}^2$$

Calculo del esfuerzo Máximo y Factor de Seguridad

El Esfuerzo Máximo que soportará la sección esta dada por:

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_f + \sigma_a$$

Donde:

$$\sigma_f = 10.32 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_a = 0.94 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando se tiene :

$$\sigma_{\text{mín}} = 10.32 + 0.94 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 11.26 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (compresión)}$$

Con el que se tendrá el siguiente Factor de Seguridad con respecto a la Situación crítica para el brazo # 2

$$f.s = \frac{\sigma_{\text{admisible}}}{\sigma_{\text{máx}}}$$

$$f.s = \frac{24 \text{ Kg/m.m}^2}{11.26 \text{ Kg/m.m}^2}$$

$$f.s = 2.13$$

Calculo de la deflexión

La deflexión máxima se producirá en el extremo derecho del brazo, el cual tiene una inclinación de 10° con respecto a la horizontal.

El valor de la deflexión perpendicular al eje del tramo derecho inclinado está dado por:

$$\delta f = \frac{P (L)^3}{3EI}$$

Donde :

$$P = 65.04 \text{ KN} = 6.5 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

$$L = 680 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 50.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta f = \frac{6.5 \times 10^{-3} \text{ Kg} (680 \text{ mm})^3}{3 \times (20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2) \times 50.5 \times 10^6 \text{ mm}^4}$$

$$\delta f = 0.67 \text{ mm}$$

Cálculo del eje de articulación entre el brazo # 2 y el brazo # 3

Para el cálculo del diámetro del eje y la selección del material apropiado para este elemento, observamos que la condición más crítica para el eje es en la maniobra de descarga en la posición # 1.

Las fuerzas que soporta el eje en la maniobra de descarga en la posición # 1 son:

$$F_h = 230.42 \text{ KN} = 23.04 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$F_v = 5.39 \text{ KN} = 0.5 \times 10^3 \text{ Kg}$$

La fuerza resultante que soportará el eje será:

$$F_R = [(F_h)^2 + (F_v)^2]^{1/2}$$

$$F_R = [(230.42)^2 + (5.39)^2]^{1/2} \text{ KN}$$

$$F_R = 230.5 \text{ KN} = 23.05 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Esta fuerza resultante actuará en forma cortante sobre el eje en dos puntos simétricos a una distancia entre ambos puntos de corte de 315 mm.

Para ejes sometidos a corte (unicamente), se acostumbra tomar el esfuerzo de corte igual a 30% del esfuerzo de fluencia del material:

$$S_d = 0.3 S_y$$

Al realizar cálculos previos, se determina que el material más apropiado para la fabricación, sería en acero VCL-140 equivalente a la norma AISI-4140H, cuya características en estado bonificado son las siguientes:

Diam. eje (mm.)	Resistencia a la fluencia (Kg/mm ²)	Resistencia a la rotura (kg/mm ²)
16 - 35	78	100 - 120
35 - 100	65	90 - 110

El diámetro de eje apropiado se fija en \varnothing 50 mm.

Con estas consideraciones el esfuerzo cortante máximo (τ_{max}) que soporta el eje será:

$$\tau_{\max} = 4/3 (V/A)$$

Donde :

$$V = \text{Fuerza cortante} = F_R/2$$

$$V = 11.53 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$A = (\pi/4)(50 \text{ mm})^2$$

$$A = 1963.5 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\tau_{\max} = 4/3 (11.53 \times 10^3 \text{ Kg}) / (1963.5 \text{ mm}^2)$$

$$\tau_{\max} = 4/3 (5.86) \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = 7.83 \text{ kg/mm}^2$$

El esfuerzo de diseño al corte del material es:

$$S_d = 0.3 S_y$$

$$S_d = 0.3 (65) \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_d = 19.5 \text{ Kg/mm}^2$$

El factor de seguridad (f_s) en la fabricación del eje será:

$$f_s = S_d / \tau_{\max}$$

$$f_s = 19.5 / 7.83$$

$$f_s = 2.49$$

BRAZO # 3

El brazo # 3 estará conformado por las siguientes partes:

- a. Estructura principal, fabricada en perfiles tubulares de sección rectangular, prefabricados con perfiles C.
- b. Punto de articulación del brazo # 2 - brazo # 3, unidos mediante un eje de acero.

- c. Plancha de sujeción inferior del container, esta plancha en forma de trinquete permitirá engancharse al container al final de la maniobra de izaje, para luego cuando se efectúe la maniobra de descarga de residuos, el brazo # 3, el brazo # 2 y el brazo # 1 se comporten en forma rígida como si fuera una sola; esto, para poder realizar la maniobra de descarga mediante el pivoteo del container con respecto al extremo del brazo # 3.
- d. Zona de apoyo sobre la plataforma, el brazo # 3 se apoyará sobre una viga transversal perteneciente a la plataforma o sobrechasis; este apoyo se efectuará aproximadamente, debajo de la línea vertical del punto de articulación del brazo #2 y el brazo # 3.
- e. Punto de articulación del brazo #3 - plataforma, el extremo del brazo # 3 está articulado en la plataforma o sobrechasis, mediante un eje.

Cálculo de la estructura principal

La estructura principal estará fabricada en perfil tubular de sección rectangular, que será prefabricado uniendo planchas de acero.

La estructura principal estará formada por dos largueros longitudinales y una estructura transversal uniendo a estas. La situación más

BRAZO # 3

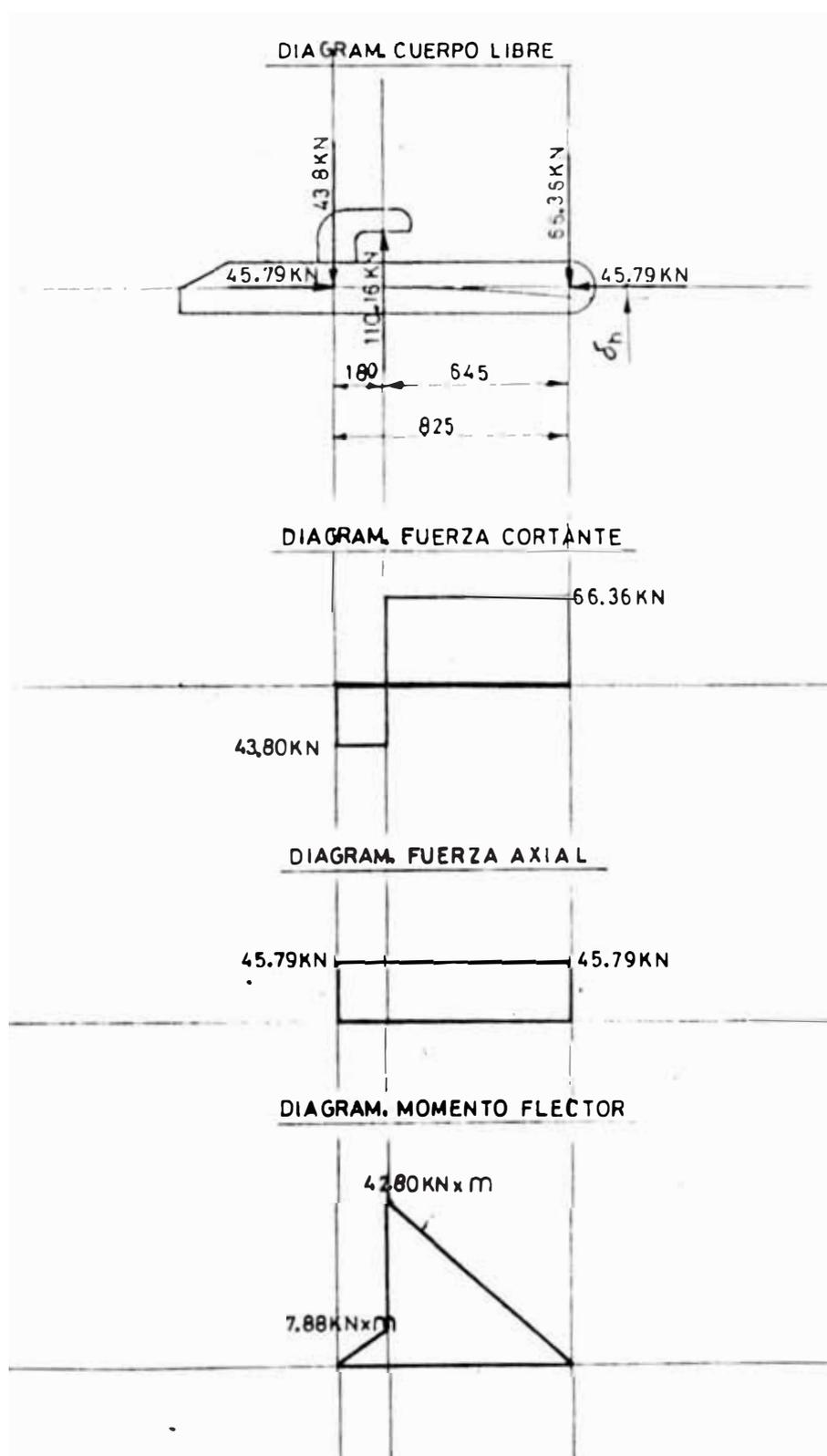


FIG. 58

critica para el brazo # 1 se da en la descarga, posición # 3.

En la fig. 58, se observa que el momento máximo que soporta esta estructura, está en el punto de enganche ubicado debajo del container.

El valor del momento máximo en este punto es de:

$$M_{\max} = 42.80 \text{ KN-m} = 4.28 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

Al iniciar los cálculos, solamente se considerará los esfuerzos producidos por el momento de flexión máximo y luego se recalculará considerando los otros efectos si tuvieran valores considerables.

Cálculo del módulo de resistencia requerido (S_{req})

Sabemos que:

$$\sigma_{ad} = M_{\max} / S_{req}$$

donde:

$$M_{\max} = 42.80 \text{ KN-m} = 4.28 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$\sigma_{ad} = 24 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (acero PG-E24)}$$

Luego se requiere una sección con el siguiente módulo de resistencia admisible (S_{ad})

$$S_{req} = (4.28 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (24 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$S_{req} = 178.3 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Los largueros longitudinales estará formados por estructuras de perfil tubular de sección rectangular, las mismas que serán prefabricados con perfiles C.

BRAZO # 3

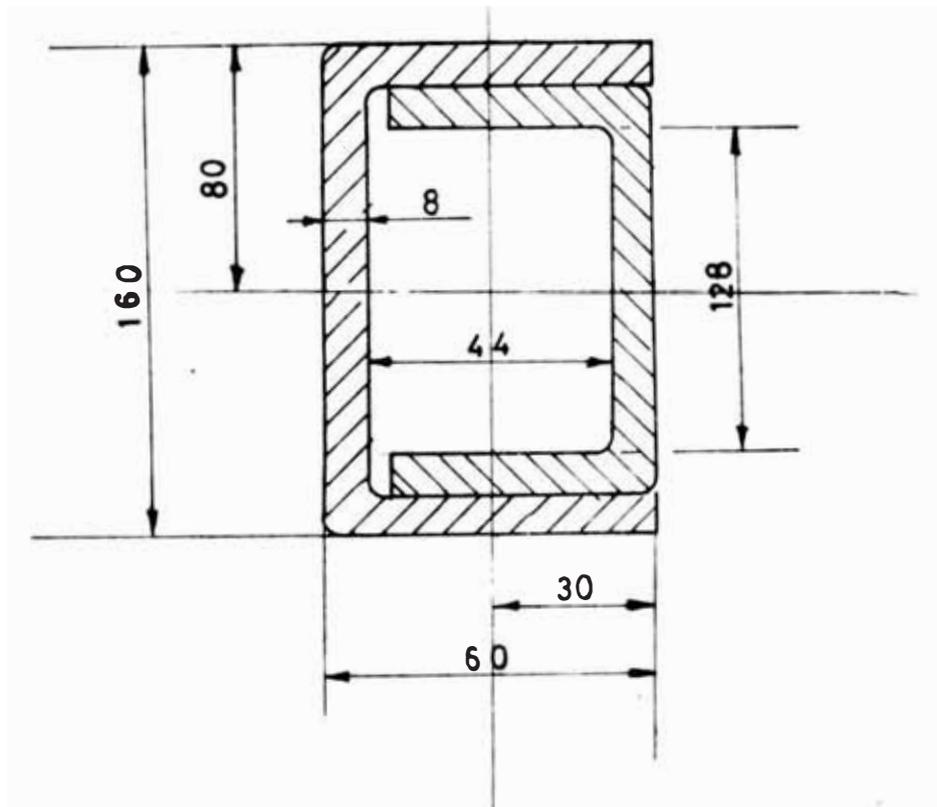
SECCION DE LA ESTRUCTURA

FIG. 59

Las características mecánicas del perfil seleccionado son las siguientes:

(ver gráfico # 59)

Momento de inercia (I).- El momento de inercia de la sección seleccionada tentativamente es:

$$I = 60 \times 160^3/12 - 44 \times 128^3/12$$

$$I = 12.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego el módulo de resistencia para la fibra más alejada del eje neutro es:

$$S_{dis'} = I/80 \text{ mm}^3$$

Reemplazando valores:

$$S_{dis'} = (12.8 \times 10^6 \text{ mm}^4)/(80 \text{ mm})$$

$$S_{dis'} = 160 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Luego el módulo de resistencia de las dos estructuras longitudinales es:

$$S_{dis} = 2 S_{dis'}$$

$$S_{dis} = 320 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Con lo que se tiene:

$$S_{dis} > S_{req}$$

El esfuerzo máximo ($\sigma_{máx}$) que soportará la fibra extrema por efecto del momento flexionante será:

$$\sigma_{máx} = (4.28 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (320 \times 10^3 \text{ mm}^3)$$

$$\sigma_{máx} = 13.4 \text{ Kg/mm}^2$$

Con el cual se tiene un factor de seguridad (f_s)

de:

$$f_s = 24/13.4$$

$$f_s = 1.8$$

Los efectos de la fuerza axial y la fuerza cortante se analizan a continuación.

Esfuerzo axial (σ_a), el area de la sección analizada es de 3968 mm² por cada larguero longitudinal, el area total será:

$$A_s = 2 \times 3968 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 7936 \text{ mm}^2$$

La fuerza axial es de:

$$F_a = 45.79 \text{ KN} = 4.579 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Con el que se tiene el siguiente valor para el esfuerzo axial (σ_a)

$$\sigma_a = F_a / A_s$$

$$\sigma_a = (4.579 \times 10^3 \text{ Kg}) / (7.936 \times 10^3 \text{ mm}^2)$$

$$\sigma_a = 0.58 \text{ Kg/mm}^2$$

Siendo el valor del esfuerzo axial (σ_a) pequeño no es necesario un recálculo, además el esfuerzo cortante en las fibras extremas es cero.

Cálculo de la deflexión

La deflexión máxima en el punto # 3 se producirá entre el punto de enganche del container y el extremo de articulación con la plataforma, el valor de esta deflexión vertical (δ_v) será:

$$\delta_v = (P \cdot L^3) / (3E \cdot I)$$

donde :

$$P = 66.36 \text{ KN} = 6.636 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 645 \text{ mm}$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 25.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta v = \frac{[6.636 \times 10^3 \text{ Kg} \times (645 \text{ mm})^3]}{3 \times 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2 \times 25.6 \times 10^6 \text{ mm}^4}$$

$$\delta v = 0.1 \text{ mm}$$

Cálculo del eje de articulación entre el extremo del brazo # 3 y la plataforma

Para el cálculo del diámetro del eje y la fabricación de este elemento, se efectuará para la situación más crítica, siendo ésta al efectuar la maniobra de descarga para la posición # 1.

Las fuerzas resultantes sobre el eje serán de corte.

Los valores de las fuerzas horizontales y verticales serán de:

$$F_h = 230.42 \text{ KN} = 23.04 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$F_v = 15.64 \text{ KN} = 1.564 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Las fuerzas resultantes que soportará el eje serán de:

$$F_R = [(F_h)^2 + (F_v)^2]^{1/2}$$

$$F_R = [(230.4)^2 + (15.64)^2]^{1/2} \text{ KN}$$

$$F_R = 231 \text{ KN} = 23.1 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Esta fuerza actuará sobre el eje en dos puntos simétricos a una distancia de 532 mm.

Para ejes sometidos a corte unicamente se toma el esfuerzo de diseño igual a 30% del esfuerzo de fluencia del material:

$$S_d = 0.3 S_y$$

Al efectuar un análisis previo del material a utilizar en la fabricación de este eje, se considera el más apropiado usar acero VCL-140 (AISI 4140 H), con el fin de no tener dimensiones exageradas de un eje.

Con respecto al costo en comparación con un acero AISI 1045, es mínima (2 \$/Kg); además, si se usara este material, necesitaría tener un diámetro mayor.

La resistencia a la fluencia (S_y) del acero VCL-140 es de 65 Kg/mm² en estado natural, para ejes de diámetro entre ϕ 35 mm. y 100 mm.

El diámetro apropiado del eje se fija en ϕ 50 mm.

Con estas consideraciones el esfuerzo cortante máximo ($\tau_{m\grave{a}x}$) que soporta el eje será:

$$\tau_{m\grave{a}x} = 4/3 (V/A)$$

Donde :

$$V = \text{Fuerza cortante} = F_R/2$$

$$V = 115.1 \text{ KN} = 11.51 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$A = (\pi/4)(50 \text{ mm})^2$$

$$A = 1963.5 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\tau_{máx} = 4/3 (11.51 \times 10^3 \text{ Kg}) / (1963.5 \text{ mm}^2)$$

$$\tau_{máx} = 4/3 (5.86) \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_{máx} = 7.82 \text{ kg/mm}^2$$

El esfuerzo de diseño al corte del material es:

$$S_d = 0.3 S_y$$

$$S_d = 0.3 (65) \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_d = 19.5 \text{ Kg/mm}^2$$

El factor de seguridad (f_s) en la fabricación del eje será:

$$f_s = S_d / \tau_{máx}$$

$$f_s = 19.5 / 7.82$$

$$f_s = 2.5$$

b. Características constructivas

Para la construcción de los brazos # 1, #2 y #3 se usarán planchas de acero de calidad estructural según norma SIDER PERU, PG-E24 con un límite a la fluencia de 24 kg/mm².

Las bocamazas de los brazos, ubicados en los puntos de articulación serán de acero AISI 1020, el acabado superficial exterior será desbastado simple y el acabado de los agujeros internos o alojamiento de bocinas serán torneados con una rugosidad promedio de 1.2 micras.

Las bocinas que se utilizarán en los puntos de articulación serán de bronce SAE 64 o SAE 68A. Este último se emplearán en aquellos que soporten los mayores esfuerzos de aplastamiento. Estas bocinas

serán instaladas en su respectivos agujeros previo calentamiento de sus alojamientos, debido a que **existirá** interferencia entre la bocina y su alojamiento para asegurar que no gire la bocina.

Para la confección de ejes se usará Acero Bonificado BOHLER VCL-140 equivalente a las Normas AISI-4140H y DIN:42CrMo4, solamente en aquellos que soporten altos esfuerzos, con el fin de no tener grandes dimensiones por la calidad de acero; este acero es apropiado para ejes sometidos a grandes esfuerzos, con un límite a la fluencia de 65 kg/m-m² a 90 kg/m-m² y con un límite a la rotura de 90 kg/m-m² a 110 kg/m-m², dependiendo del diámetro del eje.

Aquellos ejes que soporten esfuerzos menores se empleará acero BOHLER H, equivalente a las Normas AISI 1045 y DIN:CK45, con una resistencia a la fluencia de 55 Kg/mm² a 90 kg/mm² y una resistencia a la rotura de 80 110 Kg/mm², dependiendo del diámetro del eje.

8.3 Soporte posterior

a. Cálculo y selección de materiales

El soporte posterior estará conformado por tres componentes principales:

- a. Pistón
- b. Soporte estructural
- c. Brazo pivotante

La selección del pistón se realizará en el capítulo del sistema hidráulico.

El soporte estructural estará soldado a la plataforma y al chasis del camión en el extremo superior, en la parte inferior de esta estructura se encontrará el punto de articulación del brazo pivotante.

El brazo pivotante oscilará alrededor de su eje principal al extenderse o retraerse el vástago del pistón el cual encuentra articulado en el extremo superior del brazo, mientras que en el extremo inferior tendrá un rodillo fabricado en tubo de acero.

Cálculo del soporte principal

La situación crítica para el análisis del soporte se da en la maniobra de izaje en la posición # 5, cuando la reacción sobre el rodillo es 100.5 kN.

Observar la figura 60, correspondiente al diagrama de cuerpo libre del soporte.

Se analizará la sección intermedia del soporte por tener mayores valores de fuerzas y esfuerzos actuantes.

Cálculo del módulo de resistencia admisible

(S_{req})

El momento máximo que soporta esta sección es de:

SOPORTE POSTERIOR

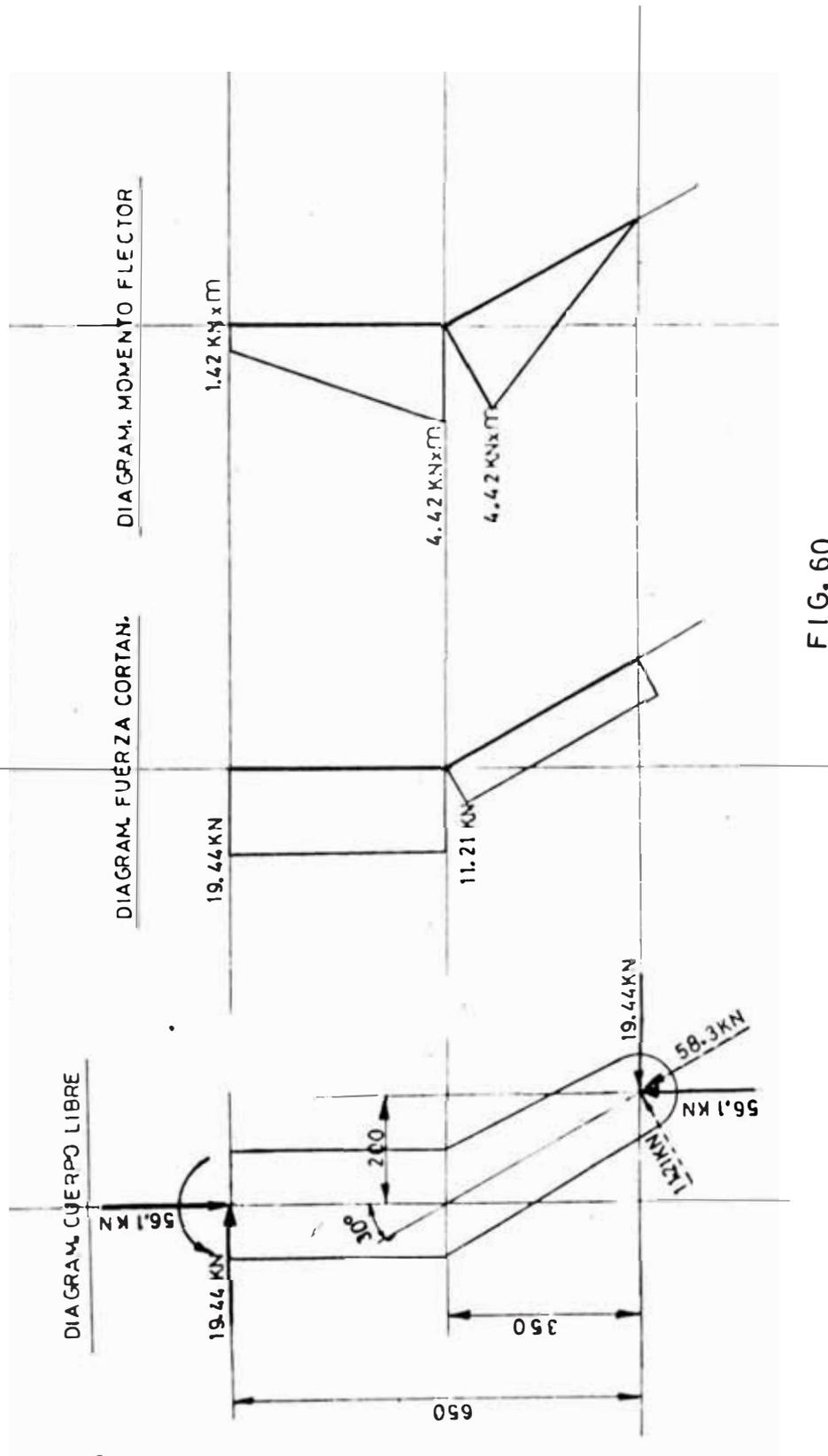
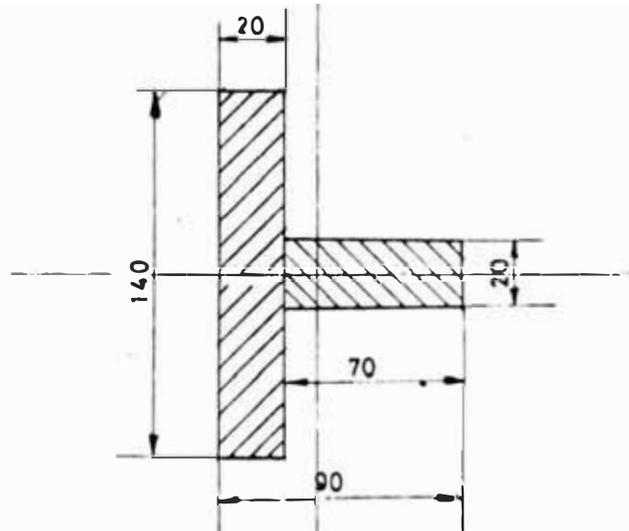


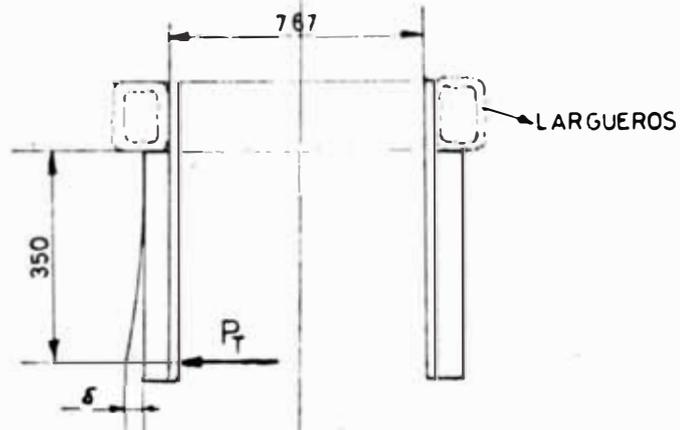
FIG. 60

SOPORTE POSTERIOR

SECCION CRITICA
LONG UDINAL



FUERZA TRANSVERSAL



LARGUEROS

SECCION CRITICA
TRANSVERSAL

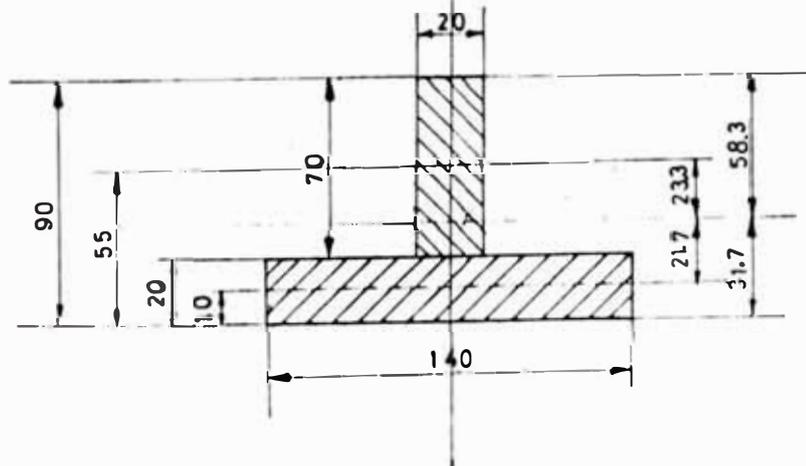


FIG. 61

$$M_{\max} = 4.42 \text{ KN-m}$$

Además, sabemos que:

$$\sigma_{ad} = M_{\max} / S_{req}$$

donde:

$$M_{\max} = 4.42 \text{ KN-m} = 0.442 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$\sigma_{ad} = 24 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (acero PG-E24)}$$

Luego se requiere una sección con el siguiente módulo de resistencia admisible (S_{req})

$$S_{req} = (0.442 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (24 \text{ Kg/mm}^2)$$

$$S_{req} = 18.4 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Esta componente se fabricará en plancha de acero estructural, escogiéndose plancha de 20 mm. de espesor por un ancho de 140 mm. en la sección analizada.

La sección crítica tiene los siguientes valores para el área (A) y momento de inercia (I):

$$A = 140 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$$

$$A = 2800 \text{ mm}^2$$

$$I = 20 \times 140^3 / 12 \text{ mm}^4$$

$$I = 4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Y el módulo de resistencia de la sección es:

$$S_{dis} = I / c$$

$$S_{dis} = (4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4) / (70 \text{ mm})$$

$$S_{dis} = 65.7 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

De esta forma se tiene :

$$S_{dis} > S_{ad}$$

El esfuerzo máximo que soportará la fibra externa de la sección analizada por efecto del momento flexionante será:

$$\sigma_f = 0.44 \times 10^6 \text{ Kg-mm} / 65.7 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_f = 6.7 \text{ Kg/mm}^2$$

A este valor de esfuerzo añadimos el esfuerzo producido por la carga axial que soporta las fibras de la sección analizada.

$$\sigma_a = Fa/A$$

Donde :

Fa = Fuerza axial en la sección

$$Fa = 58.3 \text{ KN} = 5.83 \times 10^3 \text{ Kg}$$

A = Area de la sección

$$A = 20 \times 140 = 2800 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_a = (5.83 \times 10^3 \text{ Kg}) / (2.8 \times 10^3 \text{ mm}^2)$$

$$\sigma_a = 2.1 \text{ Kg/mm}^2$$

Finalmente el máximo esfuerzo (σ_{max}) en los extremos de la sección analizada es:

$$\sigma_{max} = (6.7 + 2.1) \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = 8.8 \text{ Kg/mm}^2$$

No se toma en consideración el esfuerzo producido por las fuerzas de corte por tener valores mínimos en el centro de la sección y un valor de cero en los extremos, donde están los mayores esfuerzos.

El coeficiente de seguridad con el que se está diseñando es:

$$fs = \sigma_{\text{adm}} / \sigma_{\text{máx}}$$

$$fs = 24 / 8.8$$

$$fs = 2.7$$

Este valor del factor de seguridad es apropiado teniendo en consideración los efectos de impacto que se producirán al momento que el container se pone en contacto con los rodillos guidores de la plataforma sobre el chasis.

Otras de las situaciones críticas para esta estructura, que está relacionado con las características del terreno, donde se encuentra el container, es al iniciar las maniobras de izaje, que para vencer las fuerzas de fricción y de inercia del container, el soporte posterior será el que tenga que absorber un buen porcentaje de estos esfuerzos, las que serán recibidas en forma de impactos.

Cálculo de la deflexión del soporte posterior

Para el cálculo de la deflexión tomaré los efectos de las fuerzas axiales, momentos de fricción y fuerzas cortantes (ver gráfico # 62).

Dividiré el soporte en dos partes :

- a. Soporte superior o vertical, al que llamaré parte # 1
- b. Parte inferior o inclinada, parte # 2

SOPORTE POSTERIOR
DEFLEXION

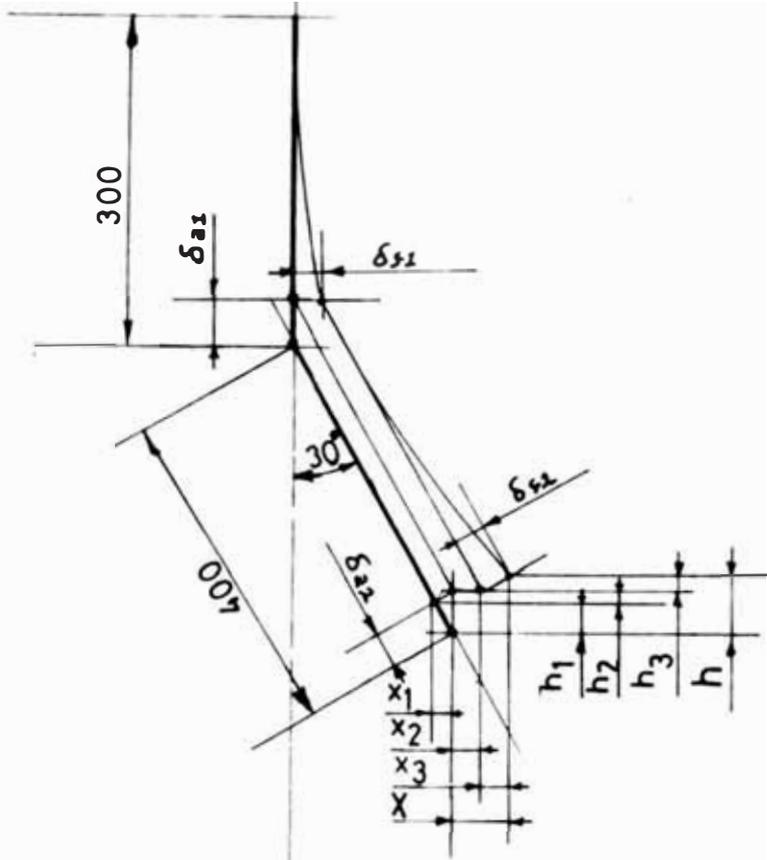


FIG. 62

La deformación de la estructura debida a las cargas axiales son:

$$\delta_{a1} = (P_{a1} \cdot L_1) / (A_1 \cdot E)$$

donde :

$$P_{a1} = 56.1 \text{ KN} = 5.61 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_1 = 300 \text{ mm}$$

$$A_1 = 4000 \text{ mm}^2$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta_{a1} = \frac{(5.61 \times 10^3 \text{ Kg})(300 \text{ mm})}{4000 \text{ mm}^2 \times 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$\delta_{a1} = 0.21 \text{ mm}$$

. Deformación axial en la parte inferior (δ_{a2})

$$\delta_{a2} = (P_{a2} \cdot L_2) / (A_2 \cdot E)$$

donde :

$$P_{a2} = 58.1 \text{ KN} = 5.81 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_2 = 400 \text{ mm}$$

$$A_2 = 2800 \text{ mm}^2$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta_{a2} = \frac{(5.81 \times 10^3 \text{ Kg})(400 \text{ mm})}{2800 \text{ mm}^2 \times 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$\delta_{a2} = 0.042 \text{ mm}$$

La deformación por flexión debido a la fuerza flexionante en la parte # 1 es:

$$\delta_{f1} = P_{f1} \cdot (L_1)^3 / (3E \cdot I_1)$$

Donde :

$$P_{r1} = 19.44 \text{ KN} = 1.944 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_1 = 300 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 13.3 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando se tiene:

$$\delta'_{r1} = \frac{(1.94 \times 10^3 \text{ Kg})(300 \text{ mm})^3}{3(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(13.3 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta'_{r1} = 0.66 \text{ mm}$$

La deformación por flexión debido al momento flector en la parte #1 es:

$$\delta''_{r1} = M_{r1} \cdot (L_1)^2 / (2E \cdot I_1)$$

Donde :

$$M_{r1} = 4.42 \text{ KN-m} = 0.442 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$L_1 = 300 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 13.3 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando se tiene:

$$\delta''_{r1} = \frac{(0.442 \times 10^6 \text{ Kg-mm})(300 \text{ mm})^2}{3(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(13.3 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta''_{r1} = 0.075 \text{ mm}$$

La deformación por flexión debido a la carga flexionante en la parte # 2 es:

$$\delta_{r2} = P_{r2} \cdot (L_2)^3 / (3E \cdot I_2)$$

Donde :

$$P_{r2} = 11.21 \text{ KN} = 1.121 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L_2 = 400 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_z = 4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando se tiene:

$$\delta_{r2} = \frac{(1.121 \times 10^3 \text{ Kg})(400 \text{ mm})^3}{3(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta_{r2} = 0.26 \text{ mm}$$

Finalmente el desplazamiento vertical del extremo inferior del soporte será:

(ver figura # 62)

$$\delta_v = h_1 + h_2 + h_3$$

Donde :

$$h_1 = \delta_{r2} \cdot \text{Sen } 60^\circ = 0.042(\text{sen } 60^\circ)$$

$$h_1 = 0.036 \text{ mm}$$

$$h_2 = (\delta_{r1} \cdot \text{Sen } 30^\circ)(\text{Sen } 30^\circ) = [0.021(\text{sen } 30^\circ)](\text{Sen } 30^\circ)$$

$$h_2 = 0.0053 \text{ mm}$$

$$h_3 = \delta_{r2} \cdot \text{Sen } 30^\circ = 0.26(\text{sen } 30^\circ)$$

$$h_3 = 0.13 \text{ mm}$$

Luego se tiene el siguiente valor para la deflexión vertical del extremo inferior del soporte:

$$\delta_v = 0.036 + 0.0053 + 0.13 \text{ mm}$$

$$\delta_v = 0.17 \text{ mm}$$

De igual forma la deflexión horizontal del extremo inferior del soporte será:

$$\delta_h = x_1 + x_2 + x_3 + x_4$$

Donde :

$$x_1 = \delta_{r2} \cdot \text{Cos } 60^\circ = 0.042(\text{cos } 60^\circ)$$

$$x_1 = 0.021 \text{ mm}$$

$$x_2 = (\delta_{r1} - \delta_{r2}) (\cos 30^\circ) (\cos 30^\circ)$$

$$= (0.075 - 0.066) (\cos 30^\circ) (\cos 30^\circ)$$

$$x_2 = 0.007 \text{ mm}$$

$$x_3 = \delta_{r2} \cdot \cos 30^\circ = 0.26 (\cos 30^\circ)$$

$$x_3 = 0.23 \text{ mm}$$

Luego, se tiene:

$$\delta h = 0.021 + 0.007 + 0.23 \text{ mm}$$

$$\delta h = 0.258 \text{ mm}$$

Cálculo de la fuerza transversal máxima en la estructura del soporte

Esta fuerza axial en condiciones de normal operaciones no se presentará, solo en situaciones en las que el terreno ceda en un extremo de los rodillos, originando esto una inclinación de toda la carga a dicho extremo, la que traerá consigo una carga transversal que tratará de flexar el soporte en forma transversal a la que llamaré P_T .

El momento que tratará de flexar será:

$$M_f = P_T \times 350 \text{ Kg/mm}$$

La sección apropiada para esta estructura se puede observar en la figura # 64, el cual tiene las siguientes características mecánicas:

Area de la sección (A) :

$$A = 4200 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia (I) :

$$I = I_1 + I_2$$

$$I_1 = 20(70)^3/12 + 1400(23.3)^2$$

$$I_1 = 1.4 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 140(20)^2/12 + 2800(21.7)^2$$

$$I_2 = 1.4 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego el momento de inercia resultante será:

$$I = 1.4 \times 10^6 \text{ mm}^4 + 1.4 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I = 2.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

La fuerza transversal (P_T), máxima que podrá soportar la estructura es:

$$\sigma_{ad} = [(P_T \times 350 \text{ mm}) \times 58.3 \text{ mm}]/(I)$$

Reemplazando valores para:

$$\sigma_{ad} = 24 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 2.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Despejando P_T se tiene:

$$P_T = \frac{(24 \text{ Kg/mm}^2)(2.8 \times 10^6 \text{ mm}^4)}{(350 \text{ mm})(58.3 \text{ mm})}$$

$$P_T = 3300 \text{ Kg} = 3.3 \text{ TN}$$

Este valor se obtendrá cuando el vehículo este inclinado 35° con respecto a la horizontal, es muy difícil que se de esta situación.

La estructura del soporte no fallará por pandeo debido a que la relación Le/r , es baja:

$$Le/r = 70/25.8$$

$$Le/r = 27.1$$

Fallará primero por fluencia del material antes que por pandeo.

Cálculo de la deflexión transversal

La deflexión transversal debido a la carga será:

$$\delta_T = P \cdot (L)^3 / (3E \cdot I)$$

Donde :

$$P_T = 3.3 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 350 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 2.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando se tiene:

$$\delta_T = \frac{(3.3 \times 10^3 \text{ Kg})(350 \text{ mm})^3}{3(20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2)(2.8 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta_T = 0.84 \text{ mm}$$

Cálculo del brazo pivotante del soporte posterior

El brazo pivotante estará constituido por tres partes (ver figura # 63):

- a. Estructura superior, para la articulación del pistón
- b. Estructura central, para la articulación con la estructura del soporte mismo
- c. Estructura inferior o de apoyo al suelo mediante el rodillo del extremo inferior de esta estructura

Cálculo de la estructura superior

La estructura superior del brazo basculante únicamente soportará esfuerzos de flexión producidos por la fuerza del pistón.

Para la situación crítica analizada la que ejerce el pistón es de:

$$F_p = 32 \text{ KN} = 3.2 \times 10^3 \text{ Kg}$$

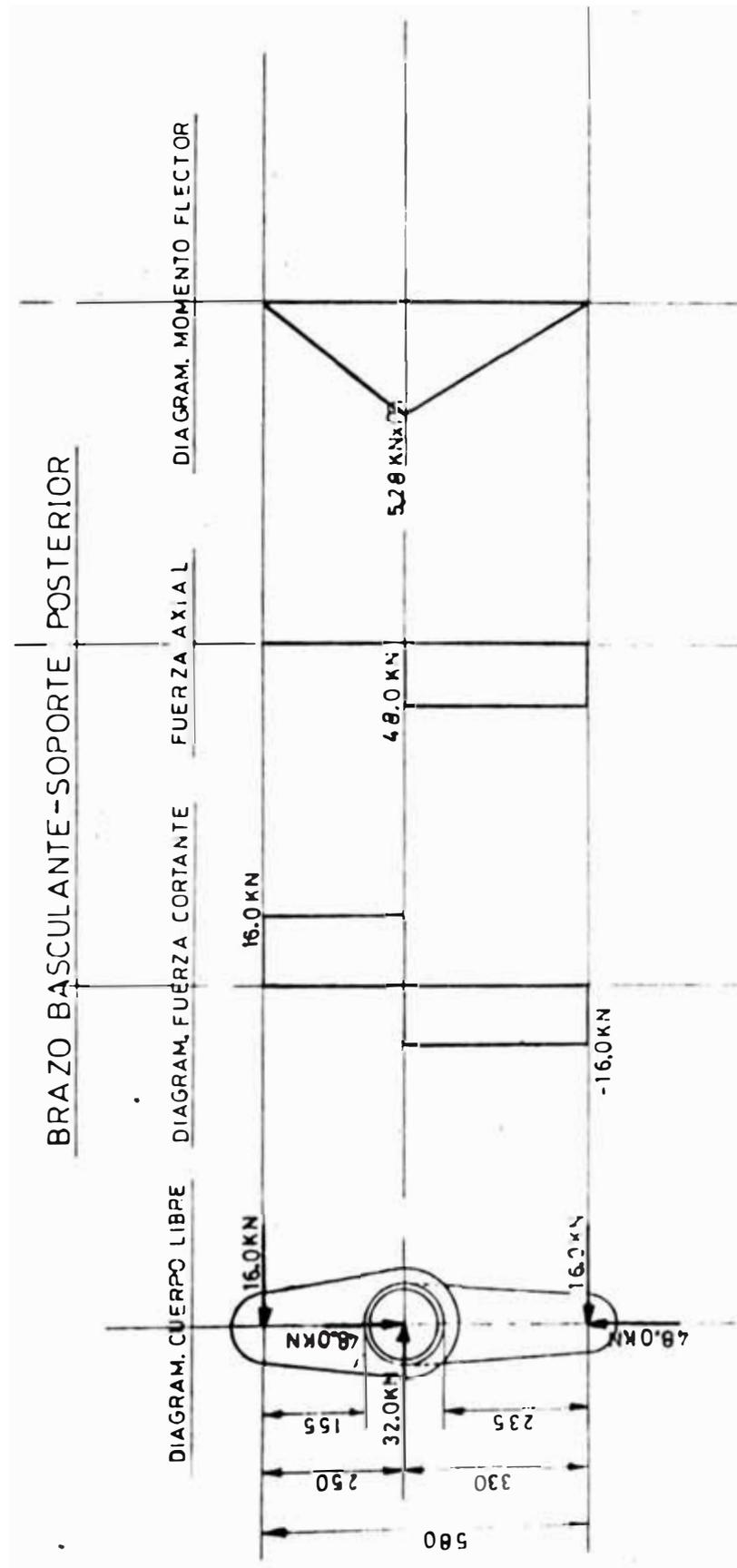


FIG. 63

Esta fuerza esta localizada a 155 mm. de la sección critica.

La estructura superior estará conformada por dos orejas fabricados en plancha, para la articulación del pistón.

El momento flexionante (Mf) que se ejerce en la sección critica será:

$$M_f = (F_p/2) \times 155$$

$$M_f = 1.6 \times 10^3 \text{ Kg} \times 155 \text{ mm}$$

$$M_f = 248 \times 10^3 \text{ Kg/mm}$$

Para su fabricación se usará plancha de 20 mm, cuyas características son:

$$\text{Area} = 110 \times 20 \text{ mm}^2$$

$$\text{Area} = 2200 \text{ m}^2$$

$$I = 20 \times (110)^3 / 12 \text{ mm}^4$$

$$I = 2.1 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo máximo ($\sigma_{máx}$) será de :

$$\sigma_{máx} = 6.5 \text{ Kg/mm}^2$$

El factor de seguridad será de:

$$f_s = 24/6.5$$

$$f_s = 3.7$$

El factor que cubrirá los esfuerzos mayores a producirse por impactos de la carga.

Para la fabricación de la estructura superior se aumentará el ancho del extremo inferior de la estructura a 140 mm. y se reducirá el ancho en el extremo superior a 80 mm.

Cálculo de estructura inferior del brazo basculante

La estructura inferior del brazo basculante del soporte posterior, soportará esfuerzos por momento flexionante y carga axial (ver figura # 64).

En los extremos de esta estructura se encuentra en la parte superior el punto de oscilación con el soporte mismo y en la parte inferior el rodillo de apoyo:

El momento máximo que soporta esta estructura es a 235 mm. del extremo inferior y su valor es de:

$$M_{\text{máx}} = 3.76 \text{ KN-m} = 0.376 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

Esta estructura estará fabricado en plancha de 20 mm de espesor reforzada en la parte central y en forma transversal, con la finalidad que soporte las cargas transversales que se consideró en el cálculo del soporte mismo, como se verá en cálculos posteriores.

Las características mecánicas de la estructura son:

Area de la sección (A) :

$$A = 4000 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia (I) :

$$I = I_1 + I_2$$

$$I_1 = 60(20)^3/12$$

$$I_1 = 0.04 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 20(140)^3/12$$

$$I_2 = 4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego el momento de inercia resultante será:

$$I = 0.04 \times 10^6 \text{ mm}^4 + 4.6 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I = 4.64 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El esfuerzo máximo por flexión (σ_f) es:

$$\sigma_f = M_{\text{max}} \cdot c / I$$

Reemplazando los valores anteriores se tiene:

$$\sigma_f = \frac{(0.676 \times 10^6 \text{ Kg-mm})(70 \text{ mm})}{(4.64 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\sigma_f = 5.7 \text{ Kg/mm}^2$$

El esfuerzo axial (σ_a) será de:

$$\sigma_a = Pa/A$$

Donde :

$$Pa = 48 \text{ kN} = 4.8 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$A = 4 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_a = (4.8 \times 10^3 \text{ Kg}) / (4 \times 10^3 \text{ mm}^2)$$

$$\sigma_a = 1.2 \text{ Kg/mm}^2$$

El esfuerzo máximo será :

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_f + \sigma_a$$

$$\sigma_{\text{max}} = 5.7 + 1.2 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{max}} = 6.9 \text{ Kg/mm}^2$$

El factor de seguridad (fs) será:

$$fs = 24/6.9$$

$$fs = 3.5$$

Este factor esta considerando las cargas transversales que a continuación se calculan.

Cálculo de la fuerza transversal máxima admisible

Esta estructura también tendrá la capacidad de soportar una carga transversal cuando el vehículo se incline.

Cuando se efectuó este cálculo para los soportes mismos se obtuvo el valor de esta fuerza de 3.3 TN, es por esta razón que esta estructura debe soportar también esta magnitud de fuerza, a continuación se demuestra esto.

El momento que tratará de flexar esta estructura será:

$$M_f = P_T \times 235 \text{ Kg/mm}$$

La sección apropiada para esta estructura se puede observar en el gráfico # 64, el cual tiene las siguientes características mecánicas:

Area de la sección (A) :

$$A = 4000 \text{ mm}^2$$

Momento de inercia (I) :

$$I = I_1 + I_2$$

$$I_1 = 20(60)^3/12 + 1200(28)^2$$

$$I_1 = 1.3 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 140(20)^3/12 + 2800(12)^2$$

$$I_2 = 0.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Luego el momento de inercia resultante será:

$$I = 1.3 \times 10^6 \text{ mm}^4 + 0.5 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I = 1.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

SOPORTE POSTERIOR BASCULANTE

FUERZA TRANSVERSAL

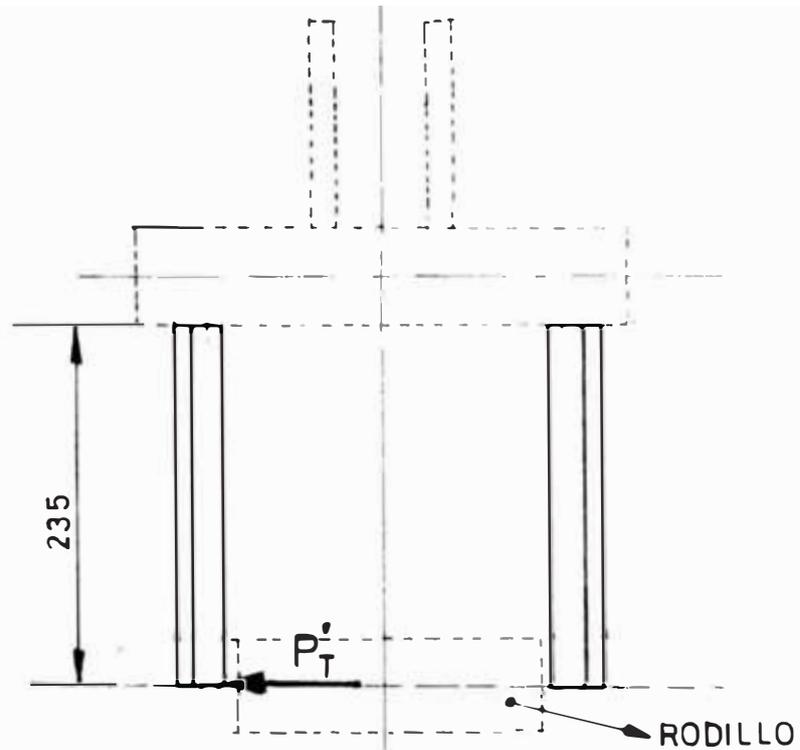
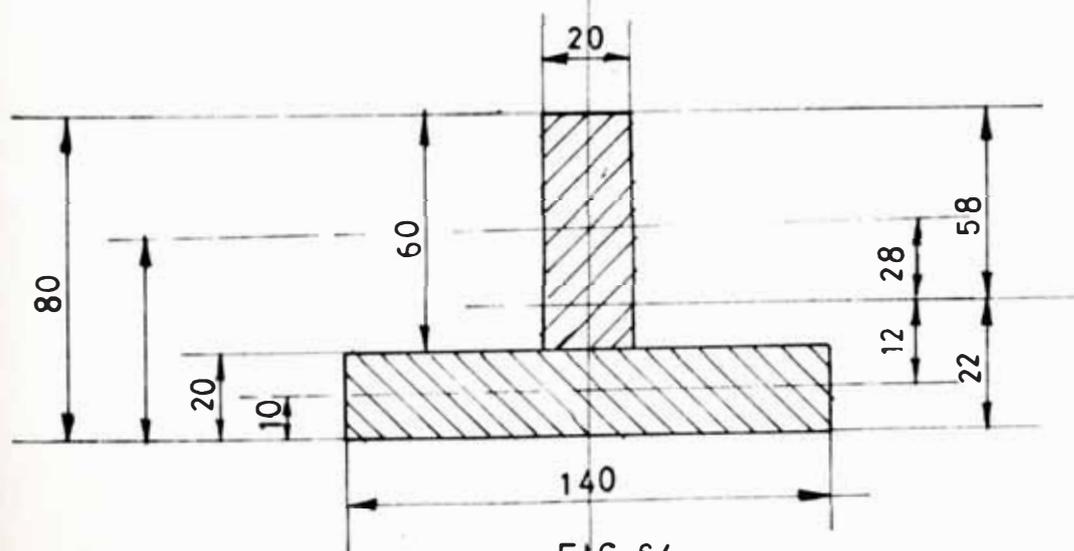
SECCION CRITICA
TRANSVERSAL

FIG. 64

La fuerza transversal (P_T), máxima que podrá soportar la estructura es:

$$\sigma_{ad} = [(P_T \times 235 \text{ mm}) \times 58 \text{ mm}] / (I)$$

Reemplazando valores para:

$$\sigma_{ad} = 24 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I = 1.8 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Despejando P_T se tiene:

$$P_T = \frac{(24 \text{ Kg/mm}^2)(1.8 \times 10^6 \text{ mm}^4)}{(235 \text{ mm})(58 \text{ mm})}$$

$$P_T = 3200 \text{ Kg} = 3.2 \text{ TN}$$

Este valor es similar al obtenido para la estructura del soporte mismo.

Cálculo de la deflexión en el brazo del apoyo basculante

La deflexión máxima se producirá en la estructura inferior del brazo basculante, exactamente en el punto de articulación con el rodillo de apoyo.

Esta estructura tendrá dos tipos de deflexiones:

- a. Deflexión debida a la carga axial (δ_a)
 - b. Deflexión debida al momento flexionante (δ_f)
- . Deformación axial (δ_a)

$$\delta_a = (P_a \cdot L) / (A \cdot E)$$

donde :

$$P_a = 48 \text{ KN} = 4.8 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 235 \text{ mm}$$

$$A = 4000 \text{ mm}^2$$

$$E = 200 \text{ GPa} = 20 \times 10^7 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\delta_a = \frac{(4.8 \times 10^3 \text{ Kg})(235 \text{ mm})}{4000 \text{ mm}^2 \times 20 \times 10^7 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$\delta_a = 0.0141 \text{ mm}$$

Deformación por fuerza flexionante (δ_f):

$$\delta_f = P_f \cdot (L)^3 / (3E \cdot I)$$

Donde :

$$P_f = 16 \text{ KN} = 1.6 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 235 \text{ mm}$$

$$E = 20 \times 10^7 \text{ Kg/mm}^2$$

$$I_1 = 4.64 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

Reemplazando se tiene:

$$\delta_f = \frac{(1.6 \times 10^3 \text{ Kg})(235 \text{ mm})^3}{3(20 \times 10^7 \text{ Kg/mm}^2)(4.64 \times 10^6 \text{ mm}^4)}$$

$$\delta_f = 0.075 \text{ mm}$$

La deflexión vertical (δ_v) y la deflexión horizontal (δ_h), tienen los siguientes valores:

$$\delta_v = \delta_f \cdot \text{sen } 17^\circ = 0.075 \text{ Sen } 17^\circ$$

$$\delta_v = 0.022 \text{ mm}$$

y:

$$\delta_h = \delta_f \cdot \text{cos } 17^\circ = 0.075 \text{ Cos } 17^\circ$$

$$\delta_h = 0.072 \text{ mm}$$

Rodillo de apoyo posterior

El rodillo de apoyo se fabricarán en tubería de acero, soldandose en los extremos cubos, para luego

ser maquinados los agujeros donde se alojara el eje (ver figura # 65).

Para determinar las dimensiones de este elemento se analiza el rodillo como una estructura con carga distribuida uniforme en la zona de contacto con la tierra, y dos cargas simétricas al eje central de igual magnitud a la carga distribuida.

El valor de las reacciones serán:

$$2R = 100 \text{ KN}$$

Donde :

$$R = 50 \text{ KN} = 5 \times 10^3 \text{ Kg}$$

Esto originará una fuerza distribuida a lo largo de:

$$w = (R)/(L/2)$$

donde :

$$R = 0.5 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 485 \text{ mm}$$

Reemplazando valores:

$$w = (5 \times 10^3 \text{ Kg})/(242.5 \text{ mm})$$

$$w = 20.6 \text{ Kg/mm}$$

y el momento máximo que se producirá en el centro del rodillo tiene el siguiente valor:

$$M_{\text{máx}} = w(L)^2/8$$

Reemplazando valores:

$$M_{\text{máx}} = (20.6 \text{ Kg/mm})(480 \text{ mm})^2/8$$

$$M_{\text{máx}} = 0.6 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

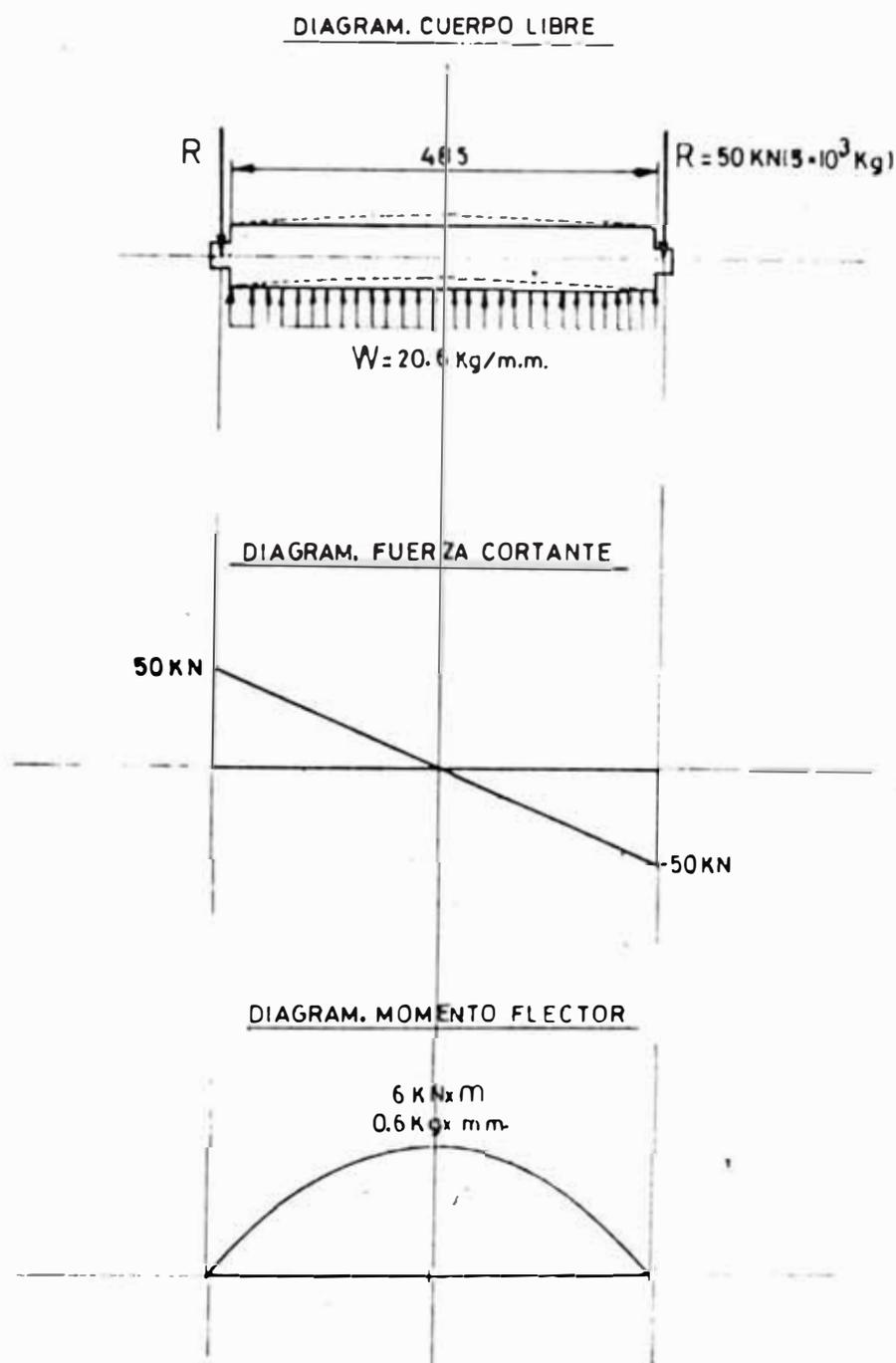
RODILLO DEL APOYO POSTERIOR

FIG. 65

Toda la estructura de apoyo del sistema estará montado entre los largueros longitudinales de la plataforma, justamente detrás del eje cardan del vehículo.

La distancia interior entre estos largueros es de 677 mm, teniendo en consideración este espacio disponible y el montaje de los demás elementos se tiene que el ancho efectivo del rodillo será de 485mm.

La tubería apropiada para este fin es de la ϕ 6" SCH-80, con las siguientes características mecánicas:

$$\text{Diám. exterior} = 6.625 \text{ " } = 168.275 \text{ mm}$$

$$\text{Diám. interior} = 4.183 \text{ " } = 106.25 \text{ mm.}$$

y el momento resistente (S) :

$$S = 0.2 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

Con el cual se tendrá una esfuerzo máximo de:

$$\sigma_{\text{máx}} = M_{\text{máx}}/S$$

donde:

$$M_{\text{máx}} = 0.6 \times 10^6 \text{ Kg-mm}$$

$$S = 0.2 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\sigma_{\text{máx}} = (0.6 \times 10^6 \text{ Kg-mm}) / (0.2 \times 10^6 \text{ mm}^3)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 3 \text{ Kg/mm}^2$$

Este valor de esfuerzo máximo parecería que la pieza es demasiado para este fin, pero si se toma en consideración la presión que se produce en el

punto de contacto entre el rodillo y el terreno se observa que no es así.

Cálculo del esfuerzo máximo en el rodillo en la fibra extrema en contacto con el terreno

El esfuerzo máximo en el punto de contacto se calculará con la fórmula desarrollada para esfuerzos de contacto de Hertz:

$$\sigma_{\max} = 3F / (2\pi \cdot b \cdot L)$$

donde :

$$F = 100 \text{ KN} = 10 \times 10^3 \text{ Kg}$$

$$L = 485 \text{ mm}$$

$$b = \left[\frac{2F}{2\pi} \times \frac{[(1-\mu_1^2)/E_1] + [(1-\mu_2^2)/E_2]}{1/d} \right]^{1/2}$$

donde :

μ_1 = Relación de Poisson para el acero

$$\mu_1 = 0.3$$

E_1 = Módulo de elasticidad para el acero

$$E_1 = 20 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

μ_2 = Relación de Poisson para el concreto

$$\mu_2 = 0.1$$

E_2 = Módulo de elasticidad para el concreto

$$E_2 = 2 \times 10^3 \text{ Kg/mm}^2$$

d = Diám. externo de la tubería

$$d = 170 \text{ mm}$$

Reemplazando valores se tiene para b :

$$b = 1.2 \text{ mm}$$

Luego reemplazando este valor en la ecuación del momento máximo (σ_{max}), se tiene:

$$\sigma_{max} = 3 \times (10 \times 10^3 \text{ Kg}) / [(2\pi)(1.2 \text{ mm})(485 \text{ mm})]$$

$$\sigma_{max} = 8.79 \text{ Kg/mm}^2$$

Este esfuerzo se producirá en la fibra exterior de la tubería en contacto con el piso.

El factor de seguridad (fs) será para esta condición supuesta, será:

$$fs = 24/8.79$$

$$fs = 2.7$$

Este factor de seguridad tendrá que cubrir los esfuerzos que se producirán por impacto de la carga con el sistema.

Cálculo del esfuerzo de contacto entre el rodillo y el suelo

En situaciones reales la longitud transversal del contacto, entre un rodillo de diámetro exterior de 170 mm. y el terreno que no es realmente plano es de 8 mm. aprox. a cada lado del punto de contacto, teniéndose así una longitud transversal total de apoyo de 16 mm.

Luego el área de contacto entre el rodillo y el piso es de aprox. :

$$A = 16 \times 485 \text{ mm}^2$$

y el esfuerzo de compresión o aplastamiento que ejercerá el rodillo será:

$$\sigma_{cp} = (10 \times 10^3 \text{ Kg}) / (7760 \text{ mm}^2)$$

RODILLO DEL APOYO POSTERIOR

CONTACTO RODILLO-TERRENO

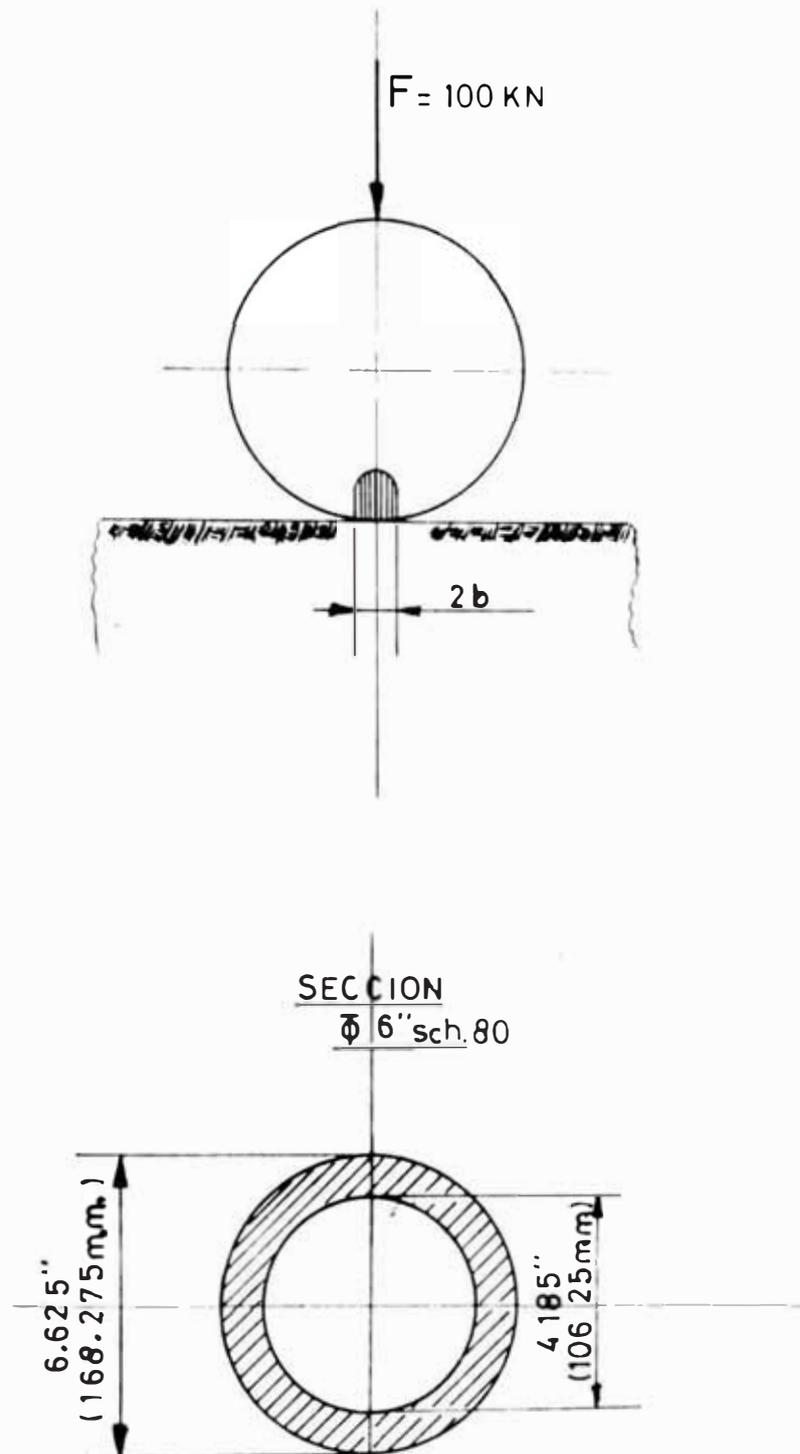


FIG. 66

$$\sigma_{\text{ap1}} = 1.2 \text{ Kg/mm}^2$$

El esfuerzo admisible de compresión del concreto es de:

$$\sigma_{\text{ac}} = 210 \text{ Kg/cm}^2 = 2.1 \text{ Kg/mm}^2$$

con el que se tendrá un factor de seguridad para no dañar el piso del terreno donde se apoyará el rodillo:

$$fsc = 2.1/1.2$$

$$fsc = 1.75$$

b. Características constructivas

El apoyo posterior estará conformado por: soporte y brazo pivotante. El soporte será fabricado en plancha de 20 mm. y reforzado en su parte central también con plancha de 20 mm. En el extremo inferior se le soldarán bocamazas para eje de \varnothing 50 mm. Estos soportes finalmente irán soldados a los largueros de la plataforma. En el eje de \varnothing 50 mm. oscilará el brazo pivotante.

El brazo pivotante estará conformado por dos estructuras longitudinales fabricados en tuberías de \varnothing 5 pulg y \varnothing 7 pulg SCH-80, en forma de tambor con bocamazas en los extremos, las cuales tendrán ranuras de lubricación mediante grasa. En el tambor central irán soldados dos orejas para la articulación del pistón del apoyo posterior. El tambor central y el tambor inferior o rodillo de

apoyo irán unidos mediante una plancha de 20 mm de espesor reforzado en la parte central.

El rodillo de apoyo será vulcanizado a lo largo de su superficie exterior para evitar romper los pisos de concreto por la presión de contacto entre el rodillo y el concreto.

CAPITULO IV

CALCULO DEL SISTEMA HIDRAULICO

4.1 Análisis del desplazamiento

Los desplazamientos de los sistemas Hidráulicos se sub-dividirán en tres : Maniobras de Izaje del Container, Descarga de Residuos, y finalmente Descarga del Container.

Izaje del container

Inicialmente el vehículo se estacionará a un metro del container, el estacionamiento se efectuará en retroceso por el lado del gancho del container.

Inmediatamente se procederá a extender los pistones principales, ubicados entre el chasis y el brazo 2, luego de extenderlos en la totalidad su carrera, se procederá a extender el pistón del brazo # 1 (Brazo de Enganche) solamente hasta observar que el gancho del brazo # 1 se encuentre aproximadamente en el nivel de la barra de enganche ubicada en el container, es aquí cuando el chofer efectuá el movimiento del vehículo en retroceso observando que el gancho del Brazo # 1 siempre se encuentre alineado con la barra de enganche ubicado en el container. Luego de efectuar el enganche con el container, se procederá a contraer el pistón de apoyo trasero mediante la válvula de distribución, con el objeto de

que el vehiculo quede suspendido de su eje posterior; inmediatamente, se procederá a contraer el pistón principal, con el accionamiento de la válvula de distribución, luego que se contrajo en la totalidad de su carrera, el container estará ubicado sobre la plataforma; inmediatamente, se acciona el pistón del brazo # 1 (contraer) y de esta forma el container se encuentra correctamente ubicado sobre la plataforma. chasis. Para ser transportado a la estación de transferencia de residuos sanitarios.

Descarga de residuos

Para efectuar esta maniobra, unicamente se accionan los pistones principales, con la particularidad de que el brazo # 2 y el brazo # 3 se comportan como uno solo, debido a que el gancho existente en el brazo # se há unido con la plancha de enganche ubicado en los largueros del container, impidiéndole al brazo # 2 girar alrededor de la articulación existente entre el brazo # 2 y el brazo # 3.

Luego que el pistón principal se há extendido en la totalidad de su carrera, el container formará 58° con respecto a la horizontal, permitiendo de esta forma que los residuos se deslicen y el container quede **vacio**, previa apertura de la puerta de descarga, al iniciar la maniobra correspondiente. Luego de efectuar la descarga de residuos se procede

a contraer el pistón principal en su totalidad, finalizando con ésta, la maniobra de descarga de residuos.

Descarga del container

Esta maniobra es el proceso inverso de la maniobra de IZAJE DEL CONTAINER, es decir, inicialmente se acciona el pistón del brazo # 1 (Se extiende) al efectuar esto se consigue que el gancho del brazo # 3 quede libre del enganche en la que se encontraba con la plancha del container, ubicado en los largueros de éste, permitiendo de esta forma que el brazo # 1 y brazo # 2 puedan girar alrededor de la articulación existente entre el brazo #2 y el brazo #3, permaneciendo el brazo #3 fijo a los largueros del chasis, inmediatamente se procedera a accionar los dos pistones principales hasta extenderlos en su totalidad, consiguiéndose con esto descargar del container, ubicándose finalmente sobre la loza de concreto o tierra firme.

4.2 Cálculo y selección de los componentes del sistema hidráulico.

4.2.1 Tanque de aceite hidráulico, características constructivas

El tanque o depósito de aceite hidráulico será construido en plancha estructural de 1/8" de espesor, se arenará exterior e interiormente al metal blanco y pintado exteriormente con dos manos

de pintura base anticorrosiva y una mano de pintura de acabado.

Finalidad del tanque hidráulico

La instalación del tanque hidráulico en el sistema obedece a las siguientes finalidades:

1. Almacenar el fluido de transmisión de potencia.
2. Compensar las fugas que por desgracia, siempre son posibles.
3. Actuar como regulador térmico.
4. Proteger al fluido contra la suciedad y cuerpos extraños.
5. Permitir que el fluido se decante y se desemulsione.
6. Completar las funciones de filtrador.

Accesorios con que contará el tanque

Una tapa registro para las limpiezas periódicas. La dimensión apropiada de esta tapa permitirá el fácil acceso del brazo humano.

Un amplio orificio de llenado provisto de un tamiz desmontable.

Una varilla de nivel, perfectamente accesible y un nivel óptico.

Un separador, colocado entre los orificios de alimentación y de retorno, con la finalidad de que el aceite de retorno disminuya su velocidad de recirculación para favorecer la sedimentación de las impurezas.

- Un filtro en la alimentación.
- Un tapón de purga con espiga magnética para atraerlas impurezas metálicas.
- Finalmente, en la parte exterior, y de fácil visibilidad se pondrá una placa de características, indicando el contenido y la norma del fluido que se usará en el sistema.

Además se tendrá en cuenta que la tubería de retorno desemboque por debajo del nivel de fluido, con el objeto de reducir los fenómenos de emulsión y, por consiguiente, la cavitación de la bomba.

Capacidad y dimensionamiento del tanque hidráulico

Siguiendo las recomendaciones de autores de texto, en especial de J.P. Groote en su libro "Tecnología de los Circuitos Hidráulicos", recomienda la capacidad del depósito o tanque Hidráulico entre 3 a 5 veces mayor que la de los cilindros, dependiendo del tipo de servicio que efectuará el sistema.

Cálculo de los volúmenes de los pistones :

- a. Pistón del Brazo # 1, de Enganche.(01)

DIAM. INTERNO = 4 1/2 "

CARRERRA = 24 5/8 "

Volumen = $\pi/4$ (4.52) (24.625) pulg³

Volumen = 392 pulg³ (1.7 galones)

- b. Pistones del Brazo # 2, Pistón Principal (02)

DIAM. INTERNO = 5 "

$$\text{CARRERA} = 48 \frac{1}{2} \text{ "}$$

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} (52) (48.5) \text{ pulg}^3$$

$$\text{Volumen} = 952.3 \text{ pulg}^3$$

Para (02) pistones

$$\text{Volumen 02 pistones} = 8.26 \text{ galones}$$

c. Pistón Soporte Trasero

$$\text{DIAM. INTERNO} = 5 \text{ "}$$

$$\text{CARRERA} = 10 \text{ "}$$

$$\text{Volumen} = \frac{\pi}{4} (52) (10) \text{ pulg}^3$$

$$\text{Volumen} = 196.5 \text{ pulg}^3 (0.85 \text{ galones}).$$

Sumando la capacidad de los (04) pistones anteriores se obtiene :

$$\text{Capacidad total (pistones)} = (1.7 + 2 \times 4.13 + 0.85) \text{ gal}$$

$$\text{Capacidad total (pistones)} = 10.81 \text{ gal}$$

Capacidad del tanque hidráulico

De acuerdo a las recomendaciones, dimensionaré el tanque, en una capacidad de 3 veces mayor que la capacidad de los pistones, debido a que el sistema estará sometido a un tipo de servicio normal e intermitente.

$$\text{Capacidad del Tanque Hidráulico} = 3 \times \text{Capacidad de pistones}$$

$$\text{Capacidad del Tanque Hidráulico} = 3 \times 10.81 \text{ gal.}$$

$$\text{Capacidad del Tanque Hidráulico} = 32.43 \text{ gal.}$$

Dimensiones del tanque hidráulico

Luego de analizar el espacio con que se dispone con el chasis para la instalación del tanque y la

capacidad necesaria del tanque, se concluyen a las dimensiones siguientes:

Dimensiones del tanque hidráulico = 0.25m x 0.5m x 1.0m

Volumen del tanque hidráulico 0.125 m³ (33 gal.)

El peso correspondiente al tanque con su respectivo fluido es de 136 kg.

4.2.2 Filtro de aceite

El **filtro** tendrá como finalidad separar y absorber del aceite hidráulico las impurezas que transporta, entre las que se encuentran :

a. El polvo, impurezas y vapores atmosféricos.

La cantidad de estas impurezas depende de la eficacia del respiradero y del cuidado que tenga al llenar el tanque.

b. Las Cascarillas de soldadura

c. La Cascarilla resultante del curvado de los tubos.

d. Las Pigmentaciones de Fundición.

Los tres puntos anteriores son difícilmente evitables e inherentes a la fabricación del periodo de puesta en marcha del sistema y de funcionamiento. Algunos procedimientos químicos pueden reducir al mínimo estas impurezas.

Las escamas, cascarillas y pigmentaciones de fundición suelen quedar eliminadas de sus

emplazamientos al cabo de unas cincuenta horas de funcionamiento, como consecuencia de las vibraciones producidas por la presión. Por consiguiente, si se hace un vaciado del aceite Hidráulico del Sistema, seguido de una limpieza fondo del deposito, los filtro y los principales componentes, al cabo de las primeras cincuenta horas de funcionamiento, podrá asegurarse que se han eliminado para SIEMPRE los efectos desastrosos producidos por la cascarilla de soldadura, cascarilla resultante del curvado de los tubos y por la pigmentación de fundición.

e. Las Gomas y barnices, procedentes de la ruptura de estabilización del Aceite. La cantidad de estos elementos, dependerá únicamente de la observancia de los periodos fijados para los cambios de aceite y limpieza, o para la reposición de los elementos filtrantes.

f. Los corpusculos metalicos, resultan inevitable el desgaste, que es normal para las piezas en movimiento.

Este efecto se puede **disminuir** utilizando fluidos apropiados para la instalación y respetando los cambios de los filtros y la periodicidad de los cambios de aceite. Sin embargo, las consecuencias son inevitables con el tiempo.

Recomendaciones importantes, para mantener el sistema hidráulico en buen estado

1. Instalación de un buen respiradero y efectuar mantenimientos frecuentes.
2. Cuidadoso llenado del filtrado.
3. Vaciado en caliente del circuito, seguido de una limpieza a fondo del depósito, filtros y principales componentes, después de las primeras CINCUENTA HORAS de funcionamiento.
4. Observancia de los periodos fijados para el cambio de aceite y de filtros.
5. Utilización de aceites adecuados.

SELECCION DE FILTRO

Para la selección de filtro se tendrá en cuenta los siguientes puntos :

1. Caudal
2. Viscosidad del fluido
3. Temperaturas máxima y mínima de funcionamiento
4. Naturaleza de los cuerpos extraños que se hayan que retener
5. El tamaño de los cuerpos extraños transportados
6. Del lugar a que vaya destinado (alimentación, presión o retorno).

Ademas se tomará en cuenta para la selección de todo filtro, por su propia concepción, produce perdida de carga; sin embargo se procurará que este efecto sea tan pequeño como sea posible.

En un filtro la pérdida de carga depende :

De las dimensiones de los mallas del elemento.

Del caudal que atravieza al elemento.

La viscosidad del fluido empleado.

De la densidad o masa por unidad de volumen de fluido utilizado.

Teniéndose en cuenta, que el coeficiente de **pérdida varia con el tiempo**, es decir con el porcentaje de obstrucción del elemento filtrante.

Tipos y Constitución De Los Elementos Filtrantes, antes de señalar los tipos de elementos filtrantes, expondre algunos elementos con sus dimensiones para tener idea de las magnitudes que se mencionarán:

Cabellos 0.07 mm. (70 micras)

Glóbulo blanco de la sangre 0.025 mm (25 micras)

Glóbulo rojo dse la sangre 0.008 mm. (8 micras)

Bacteria mediana 0.002 mm. (2 micras)

Límite perceptible para el ojo humano a simple vista : 0.040 mm. (40 micras).

Los elementos filtrantes pueden ser de dos clases :

1. Filtros limpiables, rehusables.

2. Filtros de un solo uso, recambiables.

1. Filtros Limpiables.- Estan constituidos por :

metales sinterizados.- Se limpian con disolventes, generalmente tricloroetileno y

pasándolos luego por un baño de ultra sonido. Su retención máxima está comprendida entre 3 y 5 micras.

Alambre metálico enrollado sobre un tubo alveolado (espiras más o menos próxima). Se limpian con cepillo y nylon disolvente. Su retención máxima está comprendida entre 5 y 10 micras.

Tamices Perforados de tecla metálica o de plásticos. Se limpian con disolvente. Retención comprendida entres 100 y 200 micras.

2. Filtros de un solo uso.- Están constituidos por:

Papeles, filtros, fibras de vidrio o de amianto. Por lo general, estos materiales se utilizan en forma aglomeradas.

Tejidos sintéticos impregnados con resinas epóxicas.

Algodones bobinados, etc.

La retención de estos elementos está comprendida entre 15 y 20 micras.

Debe destacarse que las fibras aglomeradas de amianto permiten una retención inferior a una micra.

Colocación de filtros

Los filtros pueden colocarse :

en el llenado;

en la alimentación;

en el circuito de presión;

en el circuito de retorno.

Para el sistema diseñado se creará un filtro en el llenado y un filtro en la alimentación.

Filtro en el llenado.- Será el tipo de respiradero y tamiz a la vez.

Este dispositivo proporcionará una comunicación con la atmosfera, en otras palabras, permitirá que el deposito "RESPIRE" cuando se produzcan variaciones de volumen del fluido, las cuales tienen su origen en :

Las retiradas o devoluciones de fluido debido al servicio (por medio de un distribuidor).

Una elevación o disminución de temperatura.

Este respiradero estará protegido con un tamiz y provisto de unos laberintos, que servirán, al mismo tiempo para atenuar los aumentos de nivel de fluido y para evitar la entrada de agua procedente de lluvia o de los chorros de agua utilizados para la limpieza del Equipo Hidráulico y camión. El Tamiz , que irá colocado en un orificio de llenado, evitará que penetren partículas de gran tamaño en los depositos que por acción del calor, de las vibraciones, o por los efectos de los componentes, podrian transformarse en una multitud de corpusculos "FINOS".

Este Tamiz deberá limpiarse inmediatamente despues de haber rellenado una nueva carga de aceite. Por lo general, las mallas de los tamices eficaces tienen una separación comprendida entre 200 y 300 micras.

FILTRO EN LA ALIMENTACION.- Será del tipo sumergido y colocado en la zona inferior del tanque. denominadas tambien como "alcachofas". Dependiendo del control de la bomba que tiene que alimentar, el filtro puede ir provisto de una, dos o cuatro tomas. Cada toma será desmontable y estará formada por piezas intercambiables.

Se tendrá en cuenta la siguiente calificacion para la elección de una o más tomas :

UNA TOMA : Esta preparado para permitir el paso de un caudal entre 20 - 125 litros/min.

DOS TOMAS : Esta preparado para permitir el paso de un caudal entre 160 - 260 litros/min.

CUATRO TOMAS : Esta preparado para permitir el paso de un caudal entre 320 - 400 litros/min.

La separación de las mallas que constituyen los tamices de las tomas es de 90 o de 130 micras (en función del tipo de bomba y de la viscosidad del fluido empleado).

Los desperdicios de cargas ocasionadas por estos filtros es es minimo, como se señalan :

Filtros con mallas de 90 micras :

Con fluidos de clasificación SAE10 ... 15 milibar

Con fluidos de clasificación SAE40 ... 50 milibar

Filtros con mallas de 130 micras :

Con fluidos SAE10 ... 10 milibar

Con fluidos SAE40 ... 50 milibar

Se recomienda para este tipo de filtro hacer la primera limpieza al cabo de las cincuenta primeras horas después de puesta en marcha del sistema hidráulico. Las siguientes podrán estar comprendidas entre los cien o ciento cincuenta horas.

4.2.3 Pistones hidráulicos

El cilindro está constituido por el conjunto de elementos siguientes:

Cuerpo del Cilindro;

Culata;

Pistón;

Vástago;

Conjunto de estanqueidad;

Sistema de fijación.

Examinemos más detenidamente estos órganos :

Cuerpo del cilindro

El cuerpo del cilindro debe responder a criterios muy precisos.

En las aplicaciones industriales, los cuerpos de los cilindros hidráulicos están compuestos generalmente por un cuerpo de fundición (colada,

preferentemente por centrifugación) o de acero. Sin embargo, para ciertas aplicaciones, se utilizan cuerpos de cilindro de acero inoxidable, bronce, latón e incluso aluminio. Algunos cuerpos de cilindro proceden de fundición y están mecanizados y templados; otros están contruidos por tubo especial rectificado, llamado << tubo para cilindros >>, cortada en la longitud deseada en el momento de la fabricación de los receptores lineales.

La parte interna del cuerpo del cilindro, en contacto con las juntas del pistón, debe presentar un acabado liso, comprendido entre 10 y 40 micropulgadas, según los tipos de guarniciones utilizados. Si una junta tórica necesita un acabado de alta calidad, las juntas en forma de V son, por ejemplo, menos exigentes.

La firma inglesa Reynolds (empresa muy conocida por la producción de los famosos tubos cilindros) ha puesto a punto una técnica relativa a la fabricación de los cuerpos de cilindro y también a la de cubas de filtro de alta presión, técnica denominada << extrucción hueca de precisión >>.

Partiendo de un tocho, cuya textura ha sido controlada por ultrasonidos, la extrusión y el estirado permiten, después de diferentes operaciones, conseguir un cilindro cerrado por uno

de sus extremos. Este producto terminado presenta una calidad de acabado muy notable.

Estas operaciones son efectuadas por Reynolds mediante prensas, cuyas potencias máximas se escalonan desde 200 hasta 1.500 TM.

Las ventajas proporcionadas por este sistema de fabricación merecen una consideración detenida. No más soldaduras del fondo del cilindro : no más deformaciones - no más fugas - rectificado poco trabajoso o innecesario según los casos - mayor resistencia por estar << extruido >>, en particular en la zona del fondo del cilindro.

El espesor de la pared del cilindro depende de:

- La presión máxima en el cilindro;
- El diámetro interno del cuerpo del cilindro;
- El material que compone el cuerpo del cilindro.

La presión máxima representa la suma de las presiones : del circuito más los efectos de la aceleración o de la desaceleración.

Mediante la fórmula de Lamé, se puede calcular este espesor :

$$e = \frac{d}{2} \left[\frac{n + p}{n - p} - 1 \right]^{\frac{1}{2}}$$

en la cual :

e = espesor de pared en mm.

d = diámetro interior del cuerpo del cilindro en

mm.

n - compresión del metal en dN/mm²

(8 a 12 m.dN/mm² para el acero)

p presión interna en bar.

Es evidente que el espesor de pared así calculado corresponde al mínimo de material necesario. Para la determinación definitiva del espesor de las paredes, deben tenerse en cuenta los factores complementarios.

los cilindros sufren los efectos de las presiones suplementarias, debidas a esfuerzos diversos, o si existe en realidad acumulación de energía cinética (peso y velocidad máxima de la masa transportada), la presión máxima registrada en el cilindro puede alcanzar e inclusive sobrepasar en algunos momentos 3 o 4 veces el valor de la presión máxima del circuito. Por lo tanto, debe tenerse en cuenta escrupulosamente la existencia de estos fenómenos, al determinar el espesor de las paredes de un cuerpo de cilindro.

Cuando los cilindros tienen grandes dimensiones y son por lo tanto muy pesados, es necesario prever soportes de apoyo en los cuerpos del cilindro, a fin de aminorar los efectos de la flexión.

Estos componentes, de tamaños a veces sorprendentes, se **utilizan** sobre todo en las acerías y se les encuentra igualmente en las

aplicaciones hidráulicas para « agua » : cierre de compuertas de esclusas y diques de pantanos. A título ilustrativo, un cilindro muy importante es el existente en la Torre Eiffel, con sus 0,402 metros de diámetro interior y 16,70 m de carrera.

Este cilindro, aparejado con 8 cilindros, asegura el funcionamiento de los ascensores de 16.500 Kg hasta una altura de 128 m.

La empresa Hunger fabrica cilindros de 1500 mm de diámetro interior y de 30 m de carrera.

Culata

En principio, un cilindro de doble efecto lleva dos culatas, mientras que un cilindro de simple efecto solamente posee una, por regla general.

Aunque estemos habituados a ver las culatas desmontables en los cilindros, es necesario indicar que algunos cilindros de simple y también de doble efecto, están fabricados de forma que no hay ninguna posibilidad de desmontar las culatas : éstas van insertas fijamente en el cuerpo del cilindro.

Estos cilindros, sobre los que no es posible realizar ninguna intervención y cuyo cambio resulta obligatorio por una simple fuga en las juntas, son realmente poco numerosos, aunque existen. Las culatas de los cilindros pueden estar fabricadas con diferentes materiales, aunque las

construcciones más extendidas son: fundición de alta resistencia y acero.

Las culatas llevan los orificios de circulación del aceite: entrada, salida, o bien, salida, entrada para simple efecto y entrada-salida y salida-entrada para doble efecto.

Estos orificios deben ser dimensionados con mucho cuidado, ya que con mucha frecuencia se comprueba en algunas instalaciones la presencia de contrapresiones nocivas, debidas a secciones de orificios demasiado pequeñas. En tales casos, el defecto no debe achacarse al fabricante del cilindro, que ha previsto las secciones de orificios en función de la velocidad lineal máxima permitida para el pistón y desde luego para el vástago. el instalador decide utilizar el cilindro a una velocidad lineal superior a la prevista, esto significa que el caudal introducido en el cilindro en un tiempo determinado es superior a lo que debería ser. En consecuencia, el caudal de retorno es también mayor y entonces se forma en esta parte del cilindro una presión nociva, que es preciso evitar. Esta presión es la que hemos denominado « contrapresión ».

La culata del lado del vástago está provista de una quia, generalmente de bronce, y de un sistema de estanqueidad. En la entrada de este sistema de

estanqueidad puede colocarse una junta especial, llamada rascador del vástago.

Las culatas están a veces provistas de válvulas especiales, o acopladas a las mismas. Según las especificaciones y las exigencias de la instalación hidráulica, en la que se monta el o los cilindros, estas válvulas pueden ser diversas.

- válvula de seguridad del cilindro;

válvula térmica (que actúa cuando la temperatura ambiente se eleva considerablemente, produciendo la parada);

válvula de control de carrera y de parada en la posición seleccionada por el avance

válvula de descenso rápido ;

válvula de reducción de caudal;

válvula de derivación, etc.

Fijación de culatas en el cuerpo del cilindro

La forma de fijación de las culatas en el cuerpo del cilindro se elige en función del esfuerzo y del servicio más o menos duro que tenga que realizar el cilindro. En efecto, existe una variedad de concepciones, desde la embutición total (cilindros irreparables : incluso para un eventual cambio de una junta del pistón), hasta el sistema de culatas con orificio roscado y cilindro fileteado, o a la inversa. En algunas construcciones, la culata del lado del pistón (fondo del cilindro) está soldada

sobre el cuerpo del cilindro o extruida al fabricar dicho cuerpo.

El método de fijación más antiguo pero también el más económico, aunque poco estético, es el llamado de << tirantes >>.

La elección de las juntas planas, que aseguran la estanqueidad entre el cuerpo del cilindro y las culatas, es primordial, así como la determinación de la sección y del material de los tirantes. Atención al par de apriete, que debe respetarse escrupulosamente.

El tirante es entonces un bulón. En la mayoría de los casos, el tirante está compuesto por un vástago fileteado en sus dos extremos.

En otras concepciones de este tipo, un tornillo largo es el que asegura el acoplamiento entre las culatas y el cuerpo del cilindro.

Pistón

El pistón constituye la prolongación del vástago. En la mayoría de los casos está construido en fundición o en acero; puede llevar piezas de bronce (pistones de elementos múltiples). Durante la fabricación de los cilindros llamados << para trabajos duros >> los pistones se rectifican después de su montaje sobre el vástago, con el objeto de obtener una concetricidad perfecta entre los dos elementos.

En principio, el pistón lleva un hueco **cilindrico central**, que le permite ser ajustado sobre el vástago. Un pasador o una chaveta evitan su rotación. Una tuerca enclavada por un freno, montada sobre un fileteado en el extremo del vástago, lo une a éste último.

Entre el alojamiento central del pistón y el vástago está previsto un dispositivo de estanqueidad. Esta función está asegurada generalmente por una junta tórica. En un cilindro de doble efecto, el pistón divide el cuerpo del cilindro en dos cámaras. Estas cámaras son alimentadas alternativamente con caudal y la presión resultante del esfuerzo se aplica sobre la culata correspondiente y sobre el pistón (fenómeno de acción y de reacción).

En otras palabras, el pistón es el órgano motor del cilindro.

El pistón solamente puede realizar convenientemente el papel que tiene asignado, si dispone de una << buena >> estanqueidad con el diámetro interior del cilindro. Este calificativo es suficiente, ya que la estanqueidad no es nunca perfecta.

Pueden preverse multitud de soluciones, desde la junta tórica hasta la junta del tipo de segmento del motor en fundición dulce. Consideraciones que

deben tenerse al elegir las juntas de los cilindros, juntas llamadas << dinámicas >> :

Naturaleza del fluido utilizado; atención a los fluidos llamados no inflamables o resistentes al fuego.

Estado de la superficie interior del cuerpo del cilindro.

Presión máxima de funcionamiento.

Temperaturas extremas, mínima y máxima, del fluido en circulación.

Rapidez del ciclo de trabajo o velocidad de desplazamiento del pistón, etc.

Muy importante

La estanqueidad entre el pistón y su cilindro, así como la del vástago en el diámetro interior de la culata correspondiente, no deben obtenerse aumentando las resistencias pasivas : deslizamiento difícil de los pistones y de los vástagos.

Algunos pistones de cilindros no están provistos de juntas, por lo que se llaman : pistones-buzo (sumergidos).

Cuando el pistón buzo tiene un diámetro interior de su cilindro (casi con la holgura de montaje) lle a entonces sobre la periferia de sus extremos unas gargantas de estanqueidad (ranuras mecanizadas). Este tipo de pistón es muy valioso en la utilización racional de las altas presiones,

Algunos pistones llevan en sus faldones un zuncho de guía en teflón, a fin de evitar, en las condiciones de trabajo más duras, el contacto directo entre el pistón y el diámetro interior del cuerpo del cilindro. Esta solución tiene tendencia a generalizarse. Ocurre igualmente que los pistones a veces están dotados de un **tope fijo fin de carrera**, a fin de que no se produzca la deformación de las gargantas que llevan los sistemas de estanqueidad, bajo el choque, siempre posible, del « pistón sobre la culata ».

El diámetro exterior del tope fijo debe ser, desde luego, inferior al diámetro de base de las gargantas de las juntas.

Evidentemente, el resalte así formado evita también la introducción de impurezas al nivel de las juntas, lo que prolonga su existencia. Algunos pistones tienen una concepción tal que, el fluido actúa primeramente sobre una pequeña parte de la sección receptora; velocidad rápida, antes de poder actuar sobre toda la superficie: velocidad reducida. Este tipo de pistón es llamado de pisos.

Vástago

El vástago está siempre rectificadado, a fin de evitar el deterioro de las juntas. De todos modos, el material que lo constituye, así como el

tratamiento que le es aplicado, están en relación con diferentes agentes exteriores.

Así, por ejemplo, en un ambiente ácido o muy humedo, un acero clásico no permitiría sobrevivir a las juntas. Por lo tanto hay que recurrir al cromado.

Si el cilindro debe trabajar en un ambiente, en el que la densidad de polvos abrasivos es elevada y continua, debe desaconsejarse el acero corriente, se necesita un acero templado y luego rectificado. En ambiente << marítimo >> los vástagos deben ser de acero inoxidable, tratados a continuación al cromo fino (espesor comprendido entre 0,015 y 0,020), a fin de evitar el rayado sobre la capa inoxidable. Hay que señalar que, si bien la mayor parte de los cilindros tienen vástagos macizos, sucede a veces que hay que fabricar vástagos huecos par componentes de carrera muy grande. Desde luego, esto se realiza cuando lo permiten los empujes o las tracciones a transmitir. En algunos cilindros, la alimentación con aceite se efectúa a través de un agujero central realizado en el vástago

Para evitar los riesgos de pandeo del vástago, hay que tener en cuenta los parámetros siguientes :

presión de funcionamiento;

sección del pistón;

sección del vástago;

- carrera (por tanto longitud del vástago);

forma de fijación del extremo del vástago sobre la masa que se ha de desplazar.

Selección de los pistones hidráulicos

El sistema requiere en su totalidad de 4 pistones hidráulicos distribuidos de la siguiente forma:

1. (02) Pistones Principales, con Puntos de articulación en el Brazo # 2 y en el Extremo Izquierdo de la Plataforma o sobre-chasis.
2. (01) Pistón de Enganche, con puntos de articulación en el Brazo # 1 y en el Extremo Izquierdo del Brazo # 2
3. (01) Pistón del Apoyo Posterior, con Puntos de articulación en la estructura transversal central de la Plataforma y en el Brazo Basculante del Apoyo Posterior del Vehículo.

A continuación se seleccionarán los pistones en relación a las máximas fuerzas requeridas por el Sistema, para efectuar las diferentes maniobras.

Pistones Principales (02).

El extremo de los vástagos de los Pistones Principales irán articulados con el Brazo # mediante un eje.

El extremo de los cilindros de los Pistones irán articulados con la Plataforma en su extremo Izquierdo mediante un eje.

Como se puede observar la Máxima Fuerza Requerida para los Pistones principales es durante la Maniobra de descarga de Residuos Sanitarios en la posición Instantánea # 1, (Al inicio de la maniobra de descarga) La Fuerza efectiva máxima que se requiere es :

$$F_e = 232.15 \text{ KN} = 23.215 \text{ TON.}$$

La fuerza para la determinación de los pistones Se recomienda en :

$$F_p = F_e / K$$

Donde :

K = factor que considera las perdidas mecánicas en el Pistón, debido a la fricción de los Sellos de Estanqueidad.

$$K = 0.9 \text{ (valor recomendado)}$$

Las Fuerzas Dinámicas o Inerciales Incrementan muy poco el Valor de la Fuerza anterior, debido a que las Velocidades y las aceleraciones de los diferentes componentes del Sistema son bastante bajos, esta afirmación quedo comprobada en el subcapitulo del Análisis Cinetico-Dinámico del Sistema.

Se considerará el valor de K:

$$K = 0.8$$

Con el que se estaria asegurando una operación correcta de los pistones para la presión de trabajo requerido.

Luego la Fuerza, para la selección de los pistones es de:

$$F_p = 23.215 \text{ TON} / 0.8$$

$$F_p = 29 \text{ TON}$$

Para ejercer esta magnitud de Fuerza si se usaria un solo pistón se requeriria el siguiente Diámetro, para una presión de trabajo de 1,500 PSI

$$A_p = F_p / P_t$$

Donde :

$$A_p = \text{Area del pistón}$$

$$A_p = \pi \cdot D^2 / 4$$

$$F_p = \text{Fuerza que ejercerá el pistón}$$

$$F_p = 29 \times 10^3 \text{ kg} = 63.8 \times 10^3 \text{ lb}$$

$$P_t = \text{Presión de Trabajo}$$

$$P_t = 1,500 \text{ PSI}$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$\pi \cdot D^2 / 4 = (63.8 \times 10^3 \text{ lb}) / (1500 \text{ lb/pulg}^2)$$

Despejando D :

$$D = \left[4(63.8 \times 10^3 \text{ lb}) / (\pi \cdot 1500 \text{ lb/pulg}^2) \right]^{1/2}$$

$$D = 7.4" (188 \text{ mm})$$

El diámetro estándar más próximo es de $\phi = 8"$ correspondiente al diámetro Interno del cilindro.

Por razones de Costo de Adquisición y de Mantenimiento a los pistones, debido a que la fabricación de pistones con esta dimensión se efectua en la mayoría de las fabricas bajo

solicitud especial del cliente. Estas razones sumado a las características de los brazos y espacios con que se cuenta dentro de la plataforma, conllevan a una distribución racional de la fuerza requerida para el pistón principal, mediante el uso de 02 pistones ubicados en forma simétrica. Estos dos Pistones serán accionados por una sola Valvula de distribución.

Cálculo del Diámetro Interno del Cilindro de los (02) Pistones Principales.

$$2(A_p) = F_p/P_t$$

Donde :

F_p = Fuerza que ejercen los dos pistones principales

$$F_p = 29 \times 10^3 \text{ Kg} = 63.8 \times 10^3 \text{ lb}$$

P_t = Presión de trabajo del sistema

$$P_t = 1,500 \text{ PSI}$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\pi \cdot D^2 / 4 = (63.8 \times 10^3 \text{ lb}) / (1500 \text{ lb/pulg}^2)$$

Despejando D:

$$D = \left[2(63.8 \times 10^3 \text{ lb}) / (\pi \cdot 1500 \text{ lb/pulg}^2) \right]^{1/2}$$

$$D = 5.2" \text{ (132 mm)}$$

El diámetro estándar más próximo es de ϕ 6".

Se escogerá un diámetro de $D = 5"$ y aumentaremos la presión de trabajo a 1,600 PSI, con lo cual estaremos cubriendo el requerimiento.

Cálculo de la carrera de los Pistones Principales (02)

La longitud total del Pistón cuando se encuentre extendido para que cumpla con los requerimientos del sistema ya señalados es de :

$$L_E = 2,807 \text{ mm}$$

Y el espacio con que se dispone para el Montaje dentro de la plataforma cuando los pistones se encuentren totalmente retraído (distancia entre Puntos de fijación con el Pistón retraído)

$$L_R = 1,575 \text{ m.m.}$$

Luego la carrera del pistón (S) requerido es de:

$$S = L_E - L_R$$

$$S = 2,807 - 1,575 \text{ m.}$$

$$S = 1,232 \text{ mm. (48 } \frac{1}{2} \text{ ")}$$

Con estos valores del diámetro interno del pistón, carrera requerida se escoge el pistón :

Con el Diámetro Interno de los Pistones de $\varnothing 5"$, se busca en los Catálogos de los Fabricantes el Cilindro apropiado para obtener las dimensiones bases del cilindro y seleccionar la carrera apropiada.

Por razones de Montaje de los Pistones el más apropiado es el de que tiene una "oreja" en el extremo del Vástago del Pistón y de la misma forma en el extremo del cilindro.

Se usarán cilindros Hidráulicos Fabricados por la firma TEXAS HYDRAULIC. En el catálogo se observa que para el Diámetro del pistón seleccionado y el tipo de Fijación (single lug Mount) la Distancia entre ambos puntos extremos de Fijación es de 1,575 mm.

El pistón seleccionado tendrá las siguientes características :

- Cantidad : (02)
- Marca : TEXAS HYDRAULIC
- Código : TH-50-485-25-C
- Diámetro Interno del Cilindro : 5" (140 mm.)
- Diámetro del Vástago : 2½" (63.5 mm.)
- Longitud Retraída : 62" (1,575 mm.)
- Carrera (S) : 48½" (1.232 mm.)
- Longitud Total : 110½" (2.807 mm.)
- Presión de trabajo Máximo : 3.000 PSI
- Tipo de Pistón : Doble Efecto
- Tipo de Fijación : Simple Oreja

Piston de Enganche (01).

El Extremo del Vástago del pistón estará articulado con el Brazo 1 y el Extremo del Cilindro estará articulado al Brazo # 2 en su parte extremo Izquierdo.

Calculo del Diámetro Interno del Cilindro.

La Máxima Fuerza que soportará este pistón es de :

$$F_t = 43.40 \text{ KN} = 4.340 \times 10^3 \text{ Kg.}$$

La Fuerza que tendrá que vencer el Pistón es de :

$$F_p = F_t / 0.8$$

Reemplazando :

$$F_p = 4.340 \times 10^3 \text{ Kg} / 0.8$$

$$F_p = 5.43 \times 10^3 \text{ Kg} = 12 \times 10^3 \text{ lb.}$$

Luego, el Diámetro Requerido para el pistón es de :

$$A_p = F_p / P_t$$

Donde :

A_p = Area del Pistón

$$A_p = \pi(D^2 - d^2) / 4, \quad D/d = 2$$

F_p = Fuerza que ejerce el pistón

$$F_p = 12 \times 10^3 \text{ Lb}$$

P_t = Presión de trabajo

$$P_t = 1,500 \text{ PSI}$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$(\pi)(D^2 - d^2) / 4 = (12 \times 10^3 \text{ lb}) / (1,500 \text{ lb/pulg}^2)$$

Despejando D :

$$D = \frac{1}{0.75} \left[4(12 \times 10^3 \text{ lb}) / (\pi \cdot 1500 \text{ lb/pulg}^2) \right]^{1/2}$$

$$D = 4.3" \quad (109.22 \text{ mm})$$

Se seleccionará un pistón de diámetro Interno \emptyset 4½", por ser el Diámetro estandar de Fabricación mas próximo.

Calculo de la Carrera del Pistón.

La longitud total del pistón cuando se encuentre extendido debe ser de :

$$L_E = 1,394 \text{ m.}$$

Y el espacio que se dispone para el Montaje dentro del Brazo # 1 cuando el pistón se encuentre totalmente retraído (Distancia entre puntos de Fijación con el pistón retraído)

$$L_R = 860 \text{ mm.}$$

Luego la carrera del pistón (S) requerido es de :

$$S = L_E - L_R$$

$$S = 1,394 - 860 \text{ mm.}$$

$$S = 534 \text{ mm.}$$

Con estos Valores del Diámetro Interno del pistón y carrera requerida se escoge el siguiente pistón:

El Pistón Seleccionado tendrá las Sigüientes Características :

- Cantidad (01)
- Marca : TEXAS HYDRAULIC
- Código : TH-45-210-20-A
- Diámetro Interno del Cilindro : 4½" (114.3 m.m.)
- Diámetro del Vástago : 2" (51 m.m.)
- Longitud Retraída : 33 7/8 " (860 m.m.)
- Carrera (S) : 21" (534 m.m.)
- Longitud total : 54 7/8 " (1,394 m.m.)
- Presión de trabajo máximo : 3,000 PSI
- Tipo de Pistón : Doble Efecto
- Tipo de Fijación : Doble Oreja

Pistón del Apoyo Posterior (01)

El Extremo del Vástago del pistón estará articulado con el Brazo Basculante del apoyo posterior y el extremo del Cilindro estará articulado en la Estructura Transversal de la Plataforma.

Calculo del Diámetro Interno del Cilindro

La Máxima Fuerza que soportará este pistón es de ;

$$F_t = 40.0 \text{ KN} = 4 \times 10^3 \text{ Kg.}$$

La Fuerza que tendrá que vencer el pistón es de :

$$F_p = F_t / 0.8$$

Reemplazando :

$$F_p = 4 \times 10^3 \text{ Kg} / 0.8$$

$$F_p = 5 \times 10^3 \text{ Kg} = 11 \times 10^3 \text{ lb.}$$

Luego, El Diámetro Requerido para el pistón es de :

$$A_p = F_p / P_t$$

Donde :

A_p = Area del pistón

$$A_p = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4, \quad D/d = 2$$

F_p = Fuerza que ejerce el pistón

$$F_p = 11 \times 10^3 \text{ lb.}$$

P_t = Presión de trabajo

$$P_t = 1,500 \text{ PSI}$$

Reemplazando Valores se tiene :

$$\pi \cdot (D^2 - d^2) / 4 = (11 \times 10^3 \text{ lb}) / (1,500 \text{ lb/pulg}^2)$$

Despejando D :

$$D = \frac{1}{0.75} \left[4(11 \times 10^3 \text{ lb}) / (\pi \cdot 1500 \text{ lb/pulg}^2) \right]^{1/2}$$

$$D = 4.1" \text{ (104 mm)}$$

Este pistón será muy sensible a las Fuerzas de Impacto que se produzcan al encontrarse el sistema en la posición # 5, correspondiente a la maniobra de izaje del container.

Se seleccionará un pistón de Diámetro Interno del Cilindro de \varnothing 5"

Calculo de la Carrera del Pistón

La longitud total del pistón cuando se encuentre extendido debe ser de :

$$L_E = 784 \text{ m.m.}$$

Y el espacio que se dispone para su Montaje cuando se encuentre totalmente retraído (Distancia entre puntos de Fijación con el pistón retraído)

$$L_R = 530 \text{ m.m.}$$

Luego la Carrera del pistón (S) requerido es de :

$$S = L_E - L_R$$

$$S = 784 - 530 \text{ m.m.}$$

$$S = 254 \text{ m.m.}$$

Con los valores del diámetro del pistón y carrera requerida, se escoje el pistón, con las siguientes características:

- Cantidad : (01)
- Marca : TEXAS HYDRAULIC.
- Código : TH-40-100-25-B
- Diámetro Interno del Cilindro : 5"

- Diámetro del Vástago 2½"
- Longitud Retraída : 20 7/8"
- Carrera (S) : 10"
- Longitud Total : 30 7/8"
- Presión de trabajo máximo : 3,000 PSI
- Tipo de pistón : Doble efecto
- Tipo de Fijacion : Orejas anchas

4.2.4 Bomba de aceite hidráulica

a. Característica de la bomba de aceite

La misión de la bomba hidráulica que es la de transformar en energía hidráulica la energía mecánica que se transmitirá. Debido a que la bomba constituye el corazón de toda la instalación Hidráulica, son sus propias características y el régimen de funcionamiento previsto los que definirán los demás componentes básicos de la instalación proyectada :

Filtros

- Valvulas de Regulación y Limitación de la presión

Tuberías rígidas y flexibles

Racores, etc.

Para la determinación de la potencia mecánica a ser suministrada por el motor diesel del camión, se hará en función de :

El caudal del diseño a la que operará la bomba hidráulica

Su rendimiento mecánico

- La presión requerida por los pistones, para efectuar su trabajo.

Además se tendrá en cuenta que toda bomba produce un caudal que es directamente proporcional:

- A su cilindrada por vuelta o alternancia
- A su régimen de rotación
- A su régimen volumétrico.

Sin embargo, la bomba por sí misma no es capaz de crear una presión, la presión solo puede originarse cuando exista una estrangulación, e incluso una obturación en el circuito de compresión, las resistencias ocasionadas por los cilindros crean la presión disminuyendo el caudal.

Rendimiento de la bomba

Debido al principio de conservación de la energía, ésta no se crea ni se destruye, sino solo se transforma, sin embargo está se degrada. Esta degradación se manifiesta en la transformación de la "energía mecánica" en "energía hidráulica".

Debido a que en el transcurso de la conversión, la energía se degrada, el rendimiento, es decir, la relación :

$$\frac{\text{Energía obtenida}}{\text{Energía Suministrada}}$$

es siempre inferior a la unidad.

El rendimiento global es el que caracteriza al balance energético de la bomba hidráulica. Este

- La presión requerida por los pistones, para efectuar su trabajo.

Además se tendrá en cuenta que toda bomba produce un caudal que es directamente proporcional:

- A su cilindrada por vuelta o alternancia
- A su régimen de rotación
- A su régimen volumétrico.

Sin embargo, la bomba por sí misma no es capaz de crear una presión, la presión solo puede originarse cuando exista una estrangulación, e incluso una obturación en el circuito de compresión, las resistencias ocasionadas por los cilindros crean la presión disminuyendo el caudal.

Rendimiento de la bomba

Debido al principio de conservación de la energía, ésta no se crea ni se destruye, sino solo se transforma, sin embargo está se degrada. Esta degradación se manifiesta en la transformación de la "energía mecánica" en "energía hidráulica".

Debido a que en el transcurso de la conversión, la energía se degrada, el rendimiento, es decir, la relación :

$$\frac{\text{Energía obtenida}}{\text{Energía Suministrada}}$$

es siempre inferior a la unidad.

El rendimiento global es el que caracteriza al balance energético de la bomba hidráulica. Este

rendimiento global es igual al producto de los rendimientos volumétricos y mecánico.

Rendimiento volumétrico

Expresa la relación entre el caudal real registrado en el circuito de compresión y el caudal teórico que debería manifestarse, teniendo en cuenta la velocidad de rotación de los órganos de bombeo.

Las fugas que, durante el funcionamiento, pasan desde la zona de compresión hacia la alimentación constituyen la causa esencial de la "perdida de caudal".

El rendimiento volumetrico, que es el rendimiento propio del caudal, se expresa tanto por ciento por la relación :

$$Rv = \frac{Q_r}{Q_t} \quad \text{o} \quad Rv = \frac{Q_r}{Q_r + Q_p}$$

Siendo :

Rv = Rendimiento volumetrico

Q_r = Caudal real

Q_t = Caudal teorico

Q_p = Caudal perdido en el inferior de la bomba

El aumento de presión experimentado por la bomba hidráulica, se traduce en una disminución más o menos acusada de su caudal, es decir de su rendimiento volumetrico.

Para un mismo tipo de bomba, el rendimiento volumetrico difiere en función de ciertos parámetros:

Temperatura de fluido de transmisión de potencia.

Velocidad de rotación.

- Viscosidad e índice de viscosidad del fluido.

Cuanto más se eleve la temperatura del aceite, éste se hace más fluido y tanto mayores sean las fugas (de aquí la necesidad de un elevado índice de viscosidad).

Cuanto mayor sea la velocidad de rotación, tanto mayor será el riesgo de que disminuya la tasa de llenado.

Rendimiento volumétrico de los principales tipos de bombas hidráulicas

- Bombas de engranajes : 70 - 98%
- Bombas de paletas : 75 - 85%
- Bombas de pistones : 90 - 98%

Rendimiento mecánico

Las causas de las perdidas en el rendimiento mecánico estan relacionadas con el rozamiento, las que se traduce en fuerzas perdidas.

Dado que en la hidráulica la fuerza es sinónimo de presión, los rozamientos (eje sobre el cojinete, juntas de pistones y cilindros, fluido en circulación por las tuberías, etc.,)

Materializan en pérdidas de presión.

Se tiene :

$$P_t = P_r + P_p$$

El rendimiento mecánico, que es rendimiento propio de la presión, se expresa por la relación.

$$R_m = \frac{P_r}{P_t} = \frac{P_r}{P_r + P_p}$$

Siendo :

R_m = rendimiento mecánico

P_r = presión real

P_t = presión teórica

P_p = Presión perdida

El rendimiento mecánico de los principales tipos de bombas hidráulicas está comprendido entre los siguientes márgenes :

- Bombas de engranajes : 75 - 80%
- Bombas de Paletas : 80 - 85%
- Bombas de Pistones : 80 - 90%

Rendimiento global

El rendimiento global una bomba hidráulica es igual al producto de los rendimientos volumétricos y mecánicos.

$$R_g = R_v \times R_m$$

Siendo :

R_g = Rendimiento Global

R_v = Rendimiento Volumétrico

R_m = Rendimiento mecánico.

b. Selección de la bomba de aceite

Para la selección de la Bomba de aceite se tendrá en consideración los siguientes puntos :

1. Las velocidades de carrera de los émbolos de los pistones se deben encontrar dentro de los Valores Normales de operación.
2. La potencia que será requerida para el accionamiento de dicha bomba.
3. La presión de trabajo

La velocidad normal de trabajo para este tipo de operaciones es de 1.2 m/min; esta velocidad será considerada para los dos pistones de accionamiento del Brazo # 2, por ser los más importantes y para los cuales el tiempo de accionamiento en el Izaje del container representa el 75% del tiempo total de la maniobra de Izaje y el 100 % del tiempo en la maniobra de descarga de los residuos.

b.1 Cálculo del Caudal de la Bomba (Q_B)

La Bomba de Aceite tendrá que suministrar caudal para ambos pistones simultáneamente.

$$Q_B = V_p \times A_p$$

donde :

V_p = Velocidad del émbolo del pistón

$$V_p = 1.2 \text{ m/min} = 47.24 \text{ pulg/min}$$

A_p = Área del émbolo o Diámetro Interno del cilindro

$$A_p = [(5 \text{ pulg})^2] / 4 = 19.6 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Area de (02) pistones} = 2 \times 19.6$$

$$\text{Area de (02) pistones} = 39.2 \text{ pulg}^2$$

Reemplazando valores se tiene :

$$Q_B = (47.24 \text{ pulg}/\text{min}) (39.2 \text{ Pulg}^2)$$

$$Q_B = 1852 \text{ pulg}^3/\text{min} = 8 \text{ Gal}/\text{min}$$

b.2 Cálculo de la presión de trabajo de la bomba

La presión del sistema que tendrá que vencer la bomba, está dada por los siguientes :

$$HB = H_{\text{carga}} + H_{\text{tuberías}} + H_{\text{Racores}} + H_{\text{válvulas}} + H_{\text{filtro}}$$

donde :

H_{carga} = Presión necesaria en el pistón para levantar la carga

$$H_{\text{carga}} = (F_p/f_p)/A_p$$

F_p = Fuerza de accionamiento

$$F_p = 11.56 \text{ TN (25,432 lb) por pistón}$$

f_p = Coeficiente de pérdidas por rozamiento en el pistón

$$f_p = 0.9$$

A_p = Area del pistón

$$A_p = [(5 \text{ pulg})^2]/4$$

$$A_p = 19.6 \text{ pulg}^2$$

Reemplazando valores se tiene:

$$H_{\text{carga}} = (25,432 \text{ lb} / 0.9) / (19.6 \text{ pulg}^2)$$

$$H_{\text{carga}} = 1442 \text{ PSI}$$

$H_{\text{tuberías}} + \text{Racores} = \text{Pérdidas de Presión en las tuberías Rígidas y Flexibles, además pérdidas en los Racores (Codos, Tees, Reducciones)}$

$H_{\text{tuberías}} + \text{Racores} = 126 \text{ PSI}$ (Valor obtenido de tablas para tuberías y racores de diámetro interno 1/2" y un Flujo de 8 GPM)

$H_{\text{válvula}} + \text{filtro} = \text{Pérdidas de presión en las válvulas de distribución, válvulas de seguridad y en el filtro de aceite seleccionado.}$

$H_{\text{válvula}} + \text{filtro} = 32 \text{ PSI}$ (valor obtenido de las gráficas suministrados por los fabricantes)

Luego, la presión máxima de trabajo de la Bomba Hidráulica (H_{bomba}) será :

$$H_{\text{bomba}} = (1442 + 126 + 32) \text{ PSI}$$

$$H_{\text{bomba}} = 1600 \text{ PSI}$$

b.3 Potencia requerida por la bomba hidráulica (P_B)

La potencia necesaria para accionar la bomba de aceite y vencer la presión del sistema para levantar la carga es:

$$P_{\text{bomba}} = (Q_B \times H_B) / (R_v \times R_m)$$

Donde :

$Q_B = \text{Caudal de la Bomba de aceite}$

$$Q_B = 8 \text{ Gal/min} = 1848 \text{ pulg}^3/\text{min}$$

$H_B = \text{Presión de trabajo en el sistema hidráulico}$

$$H_B = 1600 \text{ lb/pulg}^2$$

$R_v = \text{Rendimiento volumétrico de la Bomba}$

Seleccionada

$R_v = 0.78$ (valor suministrado por el
fabricante)

$R_m =$ Rendimiento Mecánico de la Bomba

$R_m = 0.8$ (valor suministrado por el
fabricante)

Reemplazando valores se tiene :

$$P_{bomba} = \frac{(1848 \text{ pulg}^3/\text{min}) \times (1600 \text{ lb/pulg}^2)}{(0.78)(0.8)}$$

$$P_{bomba} = \frac{2956800 \text{ lb} \times \text{pulg}/\text{min}}{(0.78)(0.8)}$$

$$P_{bomba} = \frac{246400 \text{ lb} \times \text{pie}/\text{min}}{(0.78)(0.8)}$$

$$P_{bomba} = 7.5 / [(0.78)(0.8)] \text{ HP}$$

$$= 7.5 / 0.624 \text{ HP}$$

Potencia de la bomba = 12 HP

Finalmente, la bomba que se usará en el sistema
tendrá las siguientes características:

Marca : TYRONE

Modelo : P16-65 MOBIL MASTER

Caudal : 8 GPM (con rango de 4-16 GPM)

Revoluciones : 2,000 RPM.

La bomba seleccionada será accionada
directamente por medio del cigueñal del motor,
mediante un acople eje-brida unido a la polea
existente en el extremo del Cigueñal para el
accionamiento del ventilador.

Cuando se requiera usar el sistema hidráulico, el cambio del vehículo se pone en Neutro y luego se accionan las válvulas de distribución.

La bomba de aceite estará bombeando continuamente; cuando se deje de usar el Sistema Hidráulico, bombeará directamente al tanque de aceite hidráulico, debido a que las válvulas de distribución se encontrarán en la posición intermedia, donde comunica directamente la bomba con el tanque.

4.2.5 Tuberías

El sistema estará constituido por Tuberías Flexibles de alta presión y Tuberías de acero, para seleccionar el Diámetro interno de las Tuberías, se tendrá en cuenta que la velocidad del fluido se encuentre dentro del rango de velocidades recomendadas.

Se sabe que el Caudal de la Bomba es de :

$$Q_B = 8 \text{ GPM} = 1852 \text{ Pulg}^3/\text{min}$$

La velocidad recomendada del fluido dentro de la tubería es de:

$$V_F : \text{ de } 4 \text{ a } 4.5 \text{ m/seg.}$$

Para una Tubería de diámetro Interno $\frac{1}{2}$ " se tiene la Siguiete Velocidad del Fluido :

$$V_F = Q_B / A_T$$

Donde :

$$V_F = \text{Velocidad del Fluido}$$

$Q_B =$ Caudal de la Bomba

$Q_B = 8 \text{ GPM} = 1852 \text{ Pulg}^3/\text{min}$

$A_T =$ Área de paso del Fluido en la Tubería

$$A_T = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (1/2)^2}{4}$$

$A_T = 0.2 \text{ Pulg}^2$

Reemplazando Valores se tiene :

$V_F = (1852 \text{ pulg}^3/\text{min}) / (0.2 \text{ pulg}^2)$

$V_F = 9260 \text{ pulg}/\text{min} = 4 \text{ m}/\text{seg}.$

Este Valor de Velocidad de 4 m/seg está dentro de Velocidades Recomendadas para la línea de presión.

Las tuberías flexibles que usará el sistema, permite lo siguiente :

- Transportar el fluido desde el punto fijo hasta otro móvil
- Absorber las Vibraciones.

Para la selección definitiva de las tuberías se tendrá en cuenta lo siguiente:

- Caudal del Fluido que debe atravesarlo.
- Presión del Circuito, la mayor parte de los fabricantes adoptan como regla general que la presión de trabajo es igual a la mitad de la presión de prueba y a la cuarta parte de la presión de estallido
- Naturaleza del fluido transportado, al respecto, las mangueras están clasificados en una de las

normas SAE 100R, en función de su resistencia a la presión y de las condiciones de trabajo.

La Tubería Seleccionada para el Sistema son los siguientes :

Tubería Flexible :

- Norma : SAE - 100R2A
- Diam. Interno : 12.70 m.m.
- Diam. Externo : 24.5 ± 0.5 m.m.
- Presión de Trabajo : 3000 PSI
- Presión de Rotura : 14,790 PSI
- Forro interno de caucho sintético; neopreno
- Doble Revestimiento de acero
- Forro exterior de caucho sintético negro resistente a la abrasión

Tuberías Rígidas :

- Norma : DIN 2391
- Diam. Interno : 12 m.m.
- Diam. Externo : 15 m.m.
- Presión de Trabajo : 3000 PSI
- Material : acero ST 35, trefilado en frío y sin costura.
- Límite de Fluencia del Material ST 35 : 23.5 Kg/mm²

.2.6 Válvulas y Sistemas de Control.

La válvula de distribución, permite al fluido ser **dirigido** en diferentes direcciones, **sin**

obligarle por ello a recorrer largas distancias de retorno.

La Selección de la Valvula de distribución está relacionado directamente con :

Caudal que circula por el sistema.

Presión de trabajo

Función que cumplirá en el sistema

La Valvula seleccionada para el sistema es el siguiente :

- Marca : GRESEN
- Modelo : V 12
- Numero de cuerpos : 3
- Presión de trabajo continua :
3000 PSI (207 bar)
- Flujo Nominal 12 GPM (45.4 litros/min)

Conexiones :

con la bomba SAE 10

con el tanque SAE 10

- Conexiones de trabajo : SAE 8
- Numero de posiciones : 3
- Numero de Vias : 4

Posición Central, Neutral

- Tipo de accionamiento : Manual.

Esta Valvula de distribución lleva una Valvula de alivio de presión, el cual se calibrará para su apertura a 2000 PSI.

Los (02) Pistones principales llevaran en su parte externa, una Valvula "COUNTER-BALANCE" cada uno, lo que permitirá que los pistones se desplazen con Velocidad constante sin aceleraciones al momento de extender los pistones y al retraer.

El piston del Brazo 1, tambien tendrá una Valvula "COUNTER-BALANCE".

El piston de apoyo posterior del Vehiculo, llevará una Valvula anti-retorno, para asegurar que el piston no se desplace.

CAPITULO V

METRADOS Y PRESUPUESTOS

5.1 Metrados

Para el Metrado del sistema en general se subdividirá en los siguientes :

1.- Container

2.- Plataforma Basculante (Estructuras)

.Plataforma o sobrechasis

. Brazo # 1

. Brazo # 2

. Brazo # 3

. Apoyo Posterior

. Tanque Hidráulico

3.- Plataforma Basculante (Equipos Hidráulicos)

El metrado de las partes señaladas se encuentran en las Tablas de Costos de Materiales y Equipos, una relación más detallada de esto se puede observar en los planos de Montaje del Sistema.

5.2 Análisis de costos directos e indirectos

a. Costos Directos.- Los costos directos están constituidos por :

Costos de Materiales y equipos

Costo de la mano de obra y materiales Hidráulicos para la fabricación de las diferentes partes

- Costo por la Instalación y/o Montaje

Costo de Materiales.- Para el análisis de los Costos de Materiales se partirá de los Costos Unitarios, los cuales estarán evaluados en Dólares Americanos por unidad de Peso (# 1 Kg), este procedimiento se usará con las planchas estructurales, canales prefabricados, perfiles tubulares contruidos a base de canales prefabricados y algunos ejes.

Otros elementos como ejes, bocinas de bronce, pines de acero, bocamasas y rodillos, serán evaluados sus costos como Pieza, comprendiendo esto por el material más el premaquinado del material en bruto y en otros, maquinados exteriores de acabado.

Los demás elementos como: pines, arandelas, pernos, espaciadores, graseras, etc. , sus respectivos costos serán evaluados teniendo en cuenta el precio de las tiendas comerciales o ferreterías.

Costos de Equipos Hidráulicos.- Los costos que serán considerados para los equipos hidráulicos serán los correspondientes al precio que tienen estos equipos puestos en almacén (Precio de Stock) ubicado en Lima Perú. Estos equipos hidráulicos en su totalidad son importados, para el cuál se tendrá que considerar al precio FOB de estos

equipos el costo por flete, seguro, almacenamiento, gastos de desaduanaje, gastos bancarios.

Costo de Mano de obra y Materiales.- Para la fabricación de las diferentes partes dentro de este costo estará considerado además de la mano de obra los costos de Materiales que se emplearan para la fabricación de los componentes de la plataforma Basculante, como electrodos, oxigeno, gas, etc. Estos costos serán fijado en un 60% del valor de los Materiales estructurales, siendo este porcentaje el más recomendado para este tipo de construcciones.

Costos por Instalación y/o Montaje.- Dentro de estos costos estarán considerados además de la mano de obra, los maquinados finales de los alojamientos para el ensamble de los ejes, pin de pistones, pines de articulación. El costo que representa la Instalación y el Montaje es del 15% de la suma del Valor de los componentes estructurales de la plataforma Basculante más el valor de los equipos Hidráulicos del Sistema, incluido el apoyo posterior.

- b. Costos Indirectos.- Estos costos estaran, constituido por aquellos que intervienen en forma variable y que en algunos casos estos presentan

un mínimo valor. Los costos Indirectos estarán representados por :

Gastos generales e imprevistos

Dirección Técnica y Gastos Administrativos.

Estos costos serán considerados en un 20% de los Costos Directos.

3 Presupuesto

El costo que representaría fabricar la plataforma basculante, la cual está comprendida por la parte estructural y los equipos y accesorios del Sistema Hidráulico, se pueden observar a continuación:

CUADRO I
CONTAINER
COSTO DE MATERIALES

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO (\$/Kg)	COSTO PARCIAL (U.S.\$)
		UNID.	CANT.		
1	<u>SOPORTE</u> Conformado por canales Prefabricados y planchas de acero calidad Estructural, ASTM - 36, SIDER-PERU PG - E24.				
	•Canales "C" PL8x160x60	Kg	64.8	1.5	97.20
	•Canales "C" PL8x144x50	Kg	56.5	1.5	84.75
	•Canales "C" PL8x270x60	Kg	78.2	1.5	117.30
	•Canales "C" PL8x254x50	Kg	89.2	1.5	133.80
	•PL 12.5x800 x 730	Kg	58.3	1.5	87.45
	•otros (Barra, Planchas pe- queñas)	Kg	49.7	1.5	74.55
		Kg	396.7		<u>595.05</u>
2	<u>CUERPO</u> Conformado por canales Prefabricados Plancha y Barras.				
	•Canales "C" PL5x130x60	Kg	82.3	1.5	123.45
	•Canales "C" PL5x80x40	Kg	207.1	1.5	310.65
	•PL 3x17.9m ²	Kg	418.9	0.9	377.01
	•Barra ø20	Kg	19.2	1.5	28.80
		Kg	727.5		<u>839.91</u>

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO (\$/Kg)	COSTO PARCIAL (U.S.\$)
		UNID.	CANT.		
3	<u>PUERTA LATERAL</u>				
	•Canales "C" PL5x80x40	Kg	105	1.5	157.50
	•PL 3 x 900 x 489	Kg	90	0.9	81.00
	•otros(Pines, tubos y barras)	Kg	22	4.5	99.00
		Kg	217		337.5
4	<u>PUERTA POSTERIOR</u>				
	•Canales "C" PL5x80x40	Kg	43.9	1.5	65.85
	•PL 3x2080 x 1240	Kg	65.9	0.9	59.31
	•otros(Pines y tubos)	Kg	6.1	4.5	27.45
		Kg	115.9		152.61
5	<u>SIST. ABER- TURA ó CIERRE RAPIDO</u>				
	•PL5, Barras ø20m.m, Tubo 3/4" SCH80, Paredes y Pin ø13m.m.	Kg	12.3		55.35
		Kg	12.3		55.35

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO (\$/Kg)	COSTO PARCIAL (U.S.\$)
		UNID.	CANT.		
6	<u>PELDAÑO</u>				
	•Angulos 3x25 x 25, Barra ø 6.0 m.m., Pin ø9.5m.m y PL5	Kg	14.1		63.45
		Kg	14.1		63.45
7	<u>APOYO POS- TERIOR</u>				
	•PL5 3,5 y 6 m.m.	Kg	16.5	0.9	14.85
	•Eje ø35 x 335 m.m.	Kg	5.0	2.0	10.00
	•Bocinas y Bocamasas	Kg	8.1	5.0	40.50
	•Tubo ø6" SCH80	kg	29	3.5	101.5
	•otros(arande- les,Pernos, etc)	Kg	3.9	2.5	9.75
		Kg	62.5		176.6
COSTO TOTAL DE MATERIALES				US \$	2220.47

CUADRO II
PRESUPUESTO
COSTOS - CONTAINER

ITEM	DESCRIPCION	PRECIO PARCIAL	PRECIO TOTAL
		\$	\$
1	MATERIALES	2220.47	2220.47
2	FABRICACION	1332.28	1332.28
3	MONTAJE GENERAL	532.91	532.91
4	GASTOS GENERALES		817.13
			<hr/> 4902.79
COSTO TOTAL DEL CONTAINER:			US \$ 4902.79

CUADRO III
PLATAFORMA BASCULANTE
COSTO DE MATERIALES ESTRUCTURALES

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL (\$)
		UNID.	CANT.		
1	SOBRECHASIS				
	.Canal Prefab. C 8x224x60	Kg	146	1.5	219.0
	.Canal Prefab. C 8x240x143	Kg	192	1.5	288.0
	.Canal Prefab. C 8x143x40	Kg	32.8	1.5	49.2
	.Eje VCL-140 ø50x1175	Pza	1	160	160.0
	.Rueda Fe Fdo ø300x45	Pza	2	120	240.0
	.Bocina Bronce SAE-64 ø40xø60x95	Pza	2	40	80.0
	.Bocina Bronce SAE-64 ø50xø60x90	Pza	2	35	70.0
	.Pin Acero AISI-431 ø50x110	Pza	2	45	90.0
	.Bocamazas, pasadores, pernos, aran- delas.				140.0
					1356.2
2	BRAZO # 1				
	.PL 50x180x350	Kg	25.2	1.0	25.2
	.PL 25x150x200	Kg	6.0	1.0	6.0
	.PL 20x0.8m ²	Kg	128.0	1.0	128.0
	.PL 9.5x0.4m ²	Kg	18.4	1.0	18.2
	.Ejes	Pza	2.0		60.0
	.Arandelas, bo- camazas, espa- ciadores, pa- sadores, tuer- cas				85.0
					322.4

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO (\$)	COSTO PARCIAL (\$)
		UNID.	CANT.		
3	BRAZO # 2				
	.PL 16mm	Kg	184	1.0	184.0
	.PL 8 mm	Kg	74.9	1.0	74.9
	.PL 25mm	Kg	12.1	1.0	12.1
	.Bocina Bronce SAE-68A	Pza	4		130.0
	.Pines acero AISI-431 ø50x110	Pza	3	42	126.0
	.Bocamazas, es- paciadores, tuercas, pasa- dores, grase- ras				240.0
				767	
4	BRAZO # 3				
	.Canal Prefab. C 8x160x60	Kg	62.4	1.5	93.60
	.Canal Prefab. C 8x143x40	Kg	52.1	1.5	78.15
	.PL 50mm	Kg	21.2	1.0	21.20
	.PL 12mm	Kg	17.8	1.0	17.80
	.Eje acero VCL-140 ø50x515	Pza	1	70	70.00
	.Bocina bronce SAE-68A ø50x60x90	Pza	2	35	70.00
	.Bocamazas, arandelas, pernos				150.00
				500.75	

M	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	COSTO
		UNID.	CANT.	UNITARIO	PARCIAL
				\$	\$
	APOYO POSTERIOR				
	.PL.20 mm	Kg	54.4	1.0	54.4
	.PT.9.5 mm	Kg	5.0	1.0	5.5
	.Eje acero VCL - 140 050x810	Pza	1.0	45.0	45.0
	.Eje acero VCL - 140 050x680	Pza	1.0	38.0	48.0
	.Tubo 05",6" sch.80 Lon.600,490mm	Pza	2.0		107.5
	.Pin acero AISI-431 050x167 059x235	Pza	2.0		96.0
	.Bocina bronce SAE-64 050x060x60	Pza	2.0	32.0	64.0
	.Bocamasas	Pza	8.0		52.0
	.Arandelas, pernos,pasador tuercas, espa- ciadores.				115.0
					<u>587.4</u>
	TANQUE HIDRAU- LICO.				
	.PL.5 mm	Kg	62.0	1.0	62.0
	.Tapones, tubos angulos,niples empaquetaduras pernos,tuercas arandelas				120.0
					<u>182.0</u>

TO TOTAL DE MATERIALES ESTRUCTURALES: US \$ 3715.75

CUADRO IV
 PLATAFORMA BASCULAN E
 COSTO DE EQUIPOS HIDRAULICOS

EM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	COSTO
		UNID.	CANT.	UNITARIO	PARCIAL
				\$	\$
1	PISTON PRINCI- PAL. Marca: Texas Hidraulic Codigo: TH-50-485-25-C Diam.Pistón:5" Diam.Vastago: 2 1/2" Log.Retraida: 62" Carrera: 48 1/2" Long.Total: 110 1/2"	Pza	2	1,755	3,510
2	PISTON DE ENGANCHE Marca: Texas Hidraulic Codigo: TH-45-210-20-A Diam.Pistón:4 1/2" Diam.Vastago:2" Long.Retraida: 33 7/8" Carrera: 21" Long.Total: 54 7/8"	Pza	1	540	540

EM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	COSTO
		UNID.	CANT.	UNITARIO	PARCIAL
				\$	\$
	PISTON DE APOYO POSTERIOR Marca: Texas Hydraulic Codigo: TH-50-100-25 Diam.Pistón:5" Diam.Vastago: 2 1/2" Long.Retraida: 20 7/8" Carrera: 10" Long.Total: 30 7/8"	Pza	1	490.0	490.0
	BOMBA DE ACEITE Marca: Tyrone Modelo: DP16-65 Desplaza.x Rev 0.0055 G1 1.270 pulg3 0.0208 litros Carrera: 21" Presion Maximo: 3000 PSI Velocidad Maxima: 3600 RPM Rango Caudal Real de Bombeo: 4G PM - 16 GPM 1000 RPM - 3000RPM	Pza	1	560.0	560.0

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	COSTO
		UNID.	CANT.	UNITARIO	PARCIAL
				\$	
5	VALVULA DE DISTRIBUCION Marca: Greesen Modelo: V12 .# de cuerpos:3 .Presion de trabajo: 3000 PSI (207 bar) .Flujo Nominal: 12GPM (45.4 lt/m) .3 porciones, 4 vias. (pos.central neutral) .Con valvula relief. calibrado a 2,000 PSI. .Accionamiento normal.	Pza.	1	1320	1320

EM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	COSTO
		UNID.	CANT.	UNITARIO	PARCIAL
				\$	\$
6	TUBERIAS FLEXI- BLES. Marca: AEROQUIP Modelo: TA2 SAE100-R2A Diam.Interno: 1/2" Tuberia de acero. Material: Acero ST-35 Trefilado DIN 2391 Diam.Interno: 1/2" Racores (codos, tees, uniones, etc) Accesorios y sistemas de control.				1960
					620
COSTO TOTAL DE EQUIPOS HIDRAULICOS :					US \$ 9000

CUADRO V
PRESUPUESTO
COSTOS - PLATAFORMA BASCULANTE

ITEM	DESCRIPCION	COSTO PARCIAL \$	COSTO TOTAL \$
1	ESTRUCTURA-PLATAFORMA BASCULANTE		
	1.1 Materiales	3,715.75	
	1.2 Fabricación	2,229.45	5,945.2
2	EQUIPOS Y ACCESORIOS DEL SISTEMA HIDRAULICO	9,000.00	9,000.00
3	MONTAJE GENERAL		2,241.78
4	GASTOS GENERALES		3,437.4
COSTO TOTAL DE LA PLATAFORMA BASCULANTE: US \$ 20624.38			

CUADRO VI
 COSTOS DE ALTERNATIVAS
 VEHICULO-PLATAFORMA BASCULANTE

ITEM	DESCRIPCION	COSTO PARCIAL \$	COSTO TOTAL \$
1	ALTERNATIVA # 1		
	1.1 Vehiculo VOLSWAGEN 11.140 Capacidad:7.3 ton Carga Neta	31,140.00	
	1.2 Plataforma Basculante	20,624.38	51,764.38
2	ALTERNATIVA # 2		
	2.1 Vehiculo MITSUBICHI FUSO FM515 ISL Capacidad: 10 Ton. Carga Neta	52,772.03	
	2.2 Plataforma Basculante	20,624.38	73,396.41
3	ALTERNATIVA # 3		
	2.1 Vehiculo VOLVO NE 250(4x2) Capacidad:10 ton Carga Neta	74,534.75	
	2.2 Plataforma Basculante	20,624.38	95,159.13

LUSIONES

La generación diaria de residuos sólidos a nivel de una Metropolitana en el presente año es de 6,165 TON la cantidad de vehículos requeridos para el transporte de estos residuos generados es de 162, y la cantidad de generación de residuos para el año 2010 se incrementará en un 130 % con respecto al presente año (14,088 TON). Siendo necesario para su eliminación de 54 vehículos con plataforma basculante.

La densidad de los residuos generados en las zonas de los pueblos jóvenes de nuestra ciudad capital (Villa María, Comas, El Agustino) tiene un valor promedio de 41.6 Kg/m³ y los residuos generados en las zonas residenciales (Miraflores, San Isidro, Surco) el valor promedio de la densidad es de 131.4 Kg/m³. Estos valores de la densidad nos dan una visión de las zonas de nuestra ciudad donde la unidad vehículo plataforma podría sufrir una sobrecarga debido a valores mayores al asumido para la densidad de residuos (330 kg/m³).

La distribución adecuada de la plataforma sobre el vehículo y un minucioso análisis de fuerzas que actúan sobre este último nos está llevando a seleccionar un vehículo con la capacidad de carga necesaria para que la unidad cumpla con su trabajo sin problemas, de esta

forma evitamos seleccionar vehículos de capacidad mayores las cuales están relacionados directamente con el costo resultante de la unidad vehículo plataforma.

El vehículo seleccionado (Volkswagen modelo MWM 11.140) mediante el acondicionamiento del soporte posterior cumple en forma satisfactoria con todas las características necesarias para un buen desempeño del vehículo como parte de la unidad recolectora.

Las posibles sobrecargas a las que podría estar sujeto el vehículo, se encuentran por debajo de lo señalado por el fabricante.

La estabilidad del vehículo al momento de efectuar las maniobras de izaje del container y descarga del residuo, están garantizados en todo momento.

Los elementos que forman el sistema de suspensión del vehículo soportarán siempre esfuerzos menores a los esfuerzos admisibles de cada elemento.

El motor del vehículo cumple en forma amplia con los requerimientos de potencia para poner en funcionamiento el sistema hidráulico de la unidad recolectora.

Asimismo el motor con el cual está equipado el vehículo, le da buenas características en la dinámica e propulsión como son: rango amplio de velocidades, potencia suficiente para subir pendientes, tiempo de aceleración pequeños que repercutirá en obtener

tiempos menores entre paradas que efectúe la unidad recolectora.

La buena maniobrabilidad de la unidad vehículo container, permitirá transitar por calles estrechas de 0.85 m de ancho, girar angulos de intersección de calles hasta de 30° y girar alrededor de una circunferencia de diámetro exterior mínimo de 15.2 m.

- Las fuerzas dinámicas que se originan al realizar las maniobras de izaje y descarga son pequeños debido a la baja velocidad con que se desplazan los pistones principales, originando que las masas del container y los componentes del sistema tengan aceleraciones muy pequeñas traendo como resultado valores de fuerzas dinámicas menores. Esto no descarta la posibilidad de que en algun momento en el sistema hidráulico se produzcan sobrepresiones por efectos del golpe de ariete que se traducirá en aceleraciones instantáneas con altos valores hasta que se estabilize el sistema, estos efectos se consideraron dentro del factor de seguridad.

El diseño de la configuración del container permite que éste sea izado sobre la plataforma y efectuar la descarga de residuos con facilidad y seguridad. La ventana con que cuenta el container permitirá que se realice un recojo eficiente de residuos sin contaminar as zonas cercanas a la ubicación del container. demás mediante la implementación de los peldaños

ubicados debajo de las ventanas, permitirá que las personas o niños de baja estatura puedan subir sobre los peldaños y depositar sus residuos dentro del container sin problemas.

- . Los valores y cargas de esfuerzos en los diferentes elementos del sistema se obtuvieron del análisis del sistema para posiciones críticas instantáneas que tendrá el sistema al efectuar las diferentes maniobras. Cada elemento del sistema **tiene** una posición crítica que no necesariamente coincide con los otros elementos del sistema.
- . En la fabricación de la parte estructural del sistema como son: plataforma, brazos y soporte posterior, serán fabricados en planchas de acero de calidad estructural nacional o importado mediante la prefabricación de canales y/o tubos de sección rectangular.

Los equipos y accesorios seleccionados para el sistema hidráulico, serán en su mayoría importados.

- . La potencia requerida para accionar la bomba hidráulica es de 12 HP (9 KW) siendo esta suministrada en forma satisfactoria por el motor del vehículo, el cual produce una potencia máxima de 98.6 KW.

Este valor de potencia requerida por la bomba, se ha obtenido al seleccionar los diversos componentes y accesorios del sistema hidráulico de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes de equipos

hidráulicos, con el objeto de reducir las pérdidas en el sistema.

10. El costo resultante en la fabricación de la plataforma basculante es de US \$ 20,621.27 , donde el costo de equipos hidráulicos representa el 43.6 % (\$ 9,000)

El costo de la unidad recolectora vehículo plataforma basculante es de US \$ 51,757.86 empleando un camión volkswagen 11.140 , con el cual la plataforma basculante representaría el 40 % del costo de la unidad.

RECOMENDACIONES

- . Siguiendo el mismo criterio y procedimiento se puede construir sistemas de unidades con plataformas basculantes para capacidades diferentes a las analizadas, según sean los requerimientos.
- . En las zonas de los pueblos jóvenes y distritos que estén urbanizándose, es recomendable que la plataforma basculante sea ubicado sobre un camión con una capacidad de 10 TON, con la finalidad de no sobrecargar al vehículo, debido a que los residuos contienen generalmente desmontes los cuales elevan el valor de la densidad por encima del valor asumido.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- American Institute of Steel Construction 1970. "Steel Construction" New York, U.S.A.
- 2.- Frank Zapata 1986. "Manual de Estructuras de Acero". Edt. Continental México.
- 3.- Omer W. Blodgett 1963. "Design of Weldments", U.S.A.
- 4.- Donald N. Zwiép 1979. "Design Ideas for Weldments", Tomos I, II y III, Ohio, U.S.A.
- 5.- The Lincoln Electric Company 1973. "The Procedure Handbook of Arc Welding", Ohio, U.S.A.
- 6.- Erick Oberg y F.D. Jones 1977. "Manual Universal de la Técnica Mecánica para el Taller y la Oficina Técnica", Editorial Labor, Barcelona, España.
- 7.- Jeremy Herschhorn 1962. "Kinematics and Dynamics of Plane Mechanisms", Editorial Mc-Hill, New York, U.S.A.
- 8.- J.P. de Groote 1986. "Tecnología de los Circuitos Hidráulicos", Editorial CEAC, Barcelona, España.
- 9.- Gresen 1987. "Catálogo de Válvulas de Distribución", Minneapolis, U.S.A.
- 10.- Tyrone 1988. "Catálogo de Bombas Hidráulicas", Corinth, U.S.A.
- 11.- Aeroquip Corporation 1988. "Hose and Reusable Fittings, Fluid Conveying Products", U.S.A.
- 12.- Char-Lynn 1987. "General Purpose Hydraulic Pumps", U.S.A.
- 13.- Fluid Power 1988. "Hydraulic Cylinders", U.S.A.
- 14.- Fluid Power Specialists 1989. "Texas Hydraulics, INC", Texas, U.S.A.
- 5.- Allen S.Hall JR. 1971 "Diseño de Máquinas", Editorial Mc Graw-Hill, México.