

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



"DISEÑO Y CALCULO DE UN EQUIPO PARA
ALINEACION DE CARROCERIAS AUTOPORTANTES
DE AUTOMOVILES"

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

RICARDO DEMETRIO PAUCAR TITO

PROHOCION 88-2

LIMA PERU

1,991

TABLA DE CONTENIDO

	Pag.
CAPITULO I	
INTRODUCCION	1
CAPITULO II	
LA SEGURIDAD DEL AUTOMOVIL	4
2.1 EL AUTOMOVIL :DEFINICION	4
2.1.1 Partes constitutivas del automóvil	4
2.1.2 El parque automotor	6
2.1.3 Materiales utilizados en la construcción de autos	10
2.1.4 esquemas y cotas de construcción de carrocerias	15
2.2 TIPOS DE CARROCERIAS DE AUTOMOVILES	20
2.2.1A Chasis	21
2.2.2 Monocasco portante	22
2.2.3 Autoportantes	23
2.2.4 De chasis plataforma	25
2.3 LA SEGURIDAD DEL AUTOMOVIL	28
2.3.1 La seguridad activa	28
2.3.2 La seguridad pasiva	30
2.3.3 Los tipos de colisión	32
CAPITULO III	
REPARACION DE CARROCERIAS AUTOPORTANTES	33
3.1 INSPECCION DE LOS DAÑOS EN EL VEHICULO	33
3.2 LA TECNICA DE REPARACION DE CARROCERIAS	36
3.2.1 Chapistería	36
3.2.2 Pintura	40

3.3	LA ALINEACION DE CARROCERIAS AUTOPORTANTES	41
3.3.1	Proceso de alineación	46
3.3.2	Fuerzas de enderezado	51
3.3.3	Planos y cotas de alineación	56
3.4	LOS SISTEMAS Y EQUIPOS DE ALINEACION	61
3.4.1	Sistemas básicos	61
3.4.2	Sistemas avanzados a banco	63
3.4.3	Sistemas avanzados a plataforma	67
CAPITULO IV		
	DEFINICION DEL EQUIPO DE ALINEACION EN PROYECTO	70
4.1	CUALIDADES DEL EQUIPO A PROYECTAR	70
4.2	COMPONENTES DEL EQUIPO	71
4.2.1	Banco elevador	71
4.2.2	Torre de tracción	76
4.2.3	Instrumento de medición	80
4.3	ASPECTOS DE LA OPERACION DEL EQUIPO	83
4.3.1	Instalación y operación del equipo	84
4.3.2	Zona de acción de las fuerzas de enderezado	87
4.3.3	Posiciones típicas en operación de enderezado	88
CAPITULO V		
	CALCULO Y SELECCION DE LOS ELEMENTOS DEL EQUIPO	92
5.1	CALCULO DE ESFUERZO EN EL BANCO	93
5.1.1	Esfuerzos en el banco por cargas de gravedad	95
5.1.2	Esfuerzo por cargas de enderezado	97
5.2	CALCULO POR DEFLEXION Y DISTORSION EN EL BANCO	109

5.2.1	Flecha vertical	109
5.2.2	Angulo de torsión en el larguero	110
5.2.3	Distorsión en un plano horizontal del escuadrado	111
5.3	CALCULO DE SOLDADURA Y REFUERZO EN EL BANCO	112
5.3.1	En la conformación de sección para vigas	112
5.3.2	Refuerzo en las guías de acción de las torres de tracción	113
5.4	EL MECANISMO DE LEVANTAMIENTO	118
5.4.1	Análisis en el sistema hidráulico	119
5.4.2	Análisis global del mecanismo	122
5.4.3	Cálculo de brazos levantadores	126
5.4.4	Seguro del mecanismo levantador	133
5.5	CALCULO DE ABRAZADERAS STANDARD	135
5.5.1	Capacidad de reacción del estribo	136
5.5.2	Análisis de placa en el banco	138
5.5.3	Cálculo de mordaza y su base	139
5.5.4	Cálculo en el vástago y base de abrazadera	143
5.5.5	Cálculo de puente y ancla	148
5.6	LA TORRE DE TRACCION	151
5.6.1	Cálculo de la extensión de torre	151
5.6.2	Cálculos en la torre de acción frontal	155
5.6.2.1	Cálculos generales	155
5.6.2.2	Cálculo de pin para polea	158
5.6.2.3	Cálculo en el cilindro hidráulico	160
5.6.2.4	Cálculo en la cadena de carga	163

5.6.3	Cálculos en la base de la torre frontal	163
5.6.4	Cálculos en la torre de acción lateral	167
5.6.4.1	Cálculo de perno pivote principal	167
5.6.4.2	Torre lateral en acción de empuje	168
5.6.5	Cálculos en base de la torre lateral	169
5.7	CALCULOS EN EL INSTRUMENTO DE MEDICION	173
5.7.1	Cálculos del mecanismo de deslizamiento	174
5.7.2	Distorsión del escuadrado	178
5.7.3	Distorsiones en medidas transversales	181
5.7.4	Distorsiones de la planitud	182
5.7.5	Cálculo de muelles neumáticos	185
CAPITULO VI		
	ANALISIS DE COSTOS	187
6.1	BANCO ELEVADOR	187
6.2	TORRE DE TRACCION	189
6.3	INSTRUMENTO DE MEDICION	191
6.4	COSTO TOTAL DEL EQUIPO	192
	CONCLUSIONES	193
	BIBLIOGRAFIA	195
	APENDICE	196
	PLANOS	
-	EAC Ensamble	PG-1
-	EAC Sub ensamble	PG-2
-	Banco de enderezado	P-BE-1
-	Brazos de levantamiento	P-BE-2

- Abrazadera standard P-BE-3
- Torre de tracción frontal P-TT-1
- Torre de tracción lateral P-TT-2
- Instrumento de medición P-IM-1

CAPITULO I

INTRODUCCION

Mantener en condiciones operativas el parque automotor involucra a una serie de instituciones dentro de ellas el taller de servicio automotriz que, entre otras funciones realiza la reparación de autos accidentados con daños por colisión , donde el grado de avería va desde partes de la carrocería hasta afectar seriamente los órganos mecánicos.

La reparación de la carrocería requiere de un trabajo especial, con un control de calidad apropiado para lograr recuperar las dimensiones y cotas que tienen los coches de fábrica y con ello garantizar que los órganos mecánicos y demás componentes del automóvil trabajen en su posición de diseño y en las condiciones de seguridad original . Para estos trabajos se utilizan equipos especiales , que ofrecen fuerzas de tracción y empuje en todas las direcciones alrededor del auto , con un sistema de control de cotas que guie el proceso de alineación de la carrocería , los costos de estos

equipos de tecnología importada está entre 20,000 y 40,000 US \$ y lo usa un grupo reducido de talleres especializados en alineación de carrocerías.

Muchos talleres de reparación de carrocería de automóviles trabajan en forma artesanal utilizando el equipo mínimo de planchado de autos y mucha imaginación para lograr tan diversos requerimientos de fuerzas necesarios en la alineación ello manifiesta una serie de desventajas como son excesivo tiempo para el proceso de enderezado , trabajo muy tedioso , alto riesgo de accidentes por operación de cargas considerables inadecuado control de calidad y sobre todo altos costos de reparación.

Así manifiesta la necesidad de revertir ésta situación, permite definir el problema en realizar el diseño de un equipo para alineación de carrocerías que ofrezcan versatilidad ,de simple mecanismo y fácil operación , con criterios adecuados que se ajusten la infraestructura de los talleres de servicio y adecuado al mecánico en reparación de carrocerías.

Los materiales y elementos que se toman en cuenta para el diseño de este equipo son de fabricación nacional o se dispone en el medio , el trabajo prescinde los procesos y técnicas de fabricación ,los criterios del diseño involucran las limitaciones que

presentan las empresas metal mecánicas que realizarán los procesos de manufactura.

Se realizan cálculos por resistencia estática con el análisis de esfuerzos y deflexión permitido, compatibles a las normas de estructuras metálicas, soldadura y las normas de seguridad en la construcción de levantadores hidráulicos de uso automotriz.

El trabajo presenta un análisis de costos de fabricación del equipo, esquemas de operación del equipo, los planos de ensamble y despiece, con las especificaciones para fabricación.

Finalmente hago público mi agradecimiento a Factoría San Martín de Porras (Moquegua-Perú) por su valiosa información tecnológica en la reconstrucción de automóviles accidentados y por las facilidades dadas para desarrollar este trabajo

CAPITULO II

LA SEGURIDAD DEL AUTOMOVIL

2.1 EL AUTOMOVIL

Se define el automóvil como un vehículo terrestre movido por sus cuatro ruedas dispuestas sobre más de una línea siempre en contacto con el suelo, del cual dos por lo menos aseguran la dirección y dos por lo menos se encargan de la propulsión.

Los vehículos en estudio pertenecen a la categoría A3 según la clasificación de vehículos en la Norma ITINTEC 383-022 ,con carrocerías de tipo autoportante y monocasco portante pues son los más difundidos.

2.1.1 PARTES CONSTITUTIVAS DEL AUTOMOVIL

El auto está constituido por un

ensamble de órganos, se le puede clasificar en tres grupos.

* EL ENSAMBLE CHASIS CARROCERIA :

Sus funciones son :

-Dar alojamiento y soportar la carga transportada además mejorar las condiciones de seguridad.y confort en el transporte .

-Servir de soporte y fijación de órganos mecánicos y eléctricos .

La carrocería está formada de chapa de acero y formado de varias piezas unidas por soldadura . Además de una diversidad de accesorios como asientos , vidrios etc .

* EL ENSAMBLE DE ORGANOS MECANICOS :

Desarrolla las siguientes funciones :

-La movilización del ensamble chasis carrocería.

-El **control** de la marcha durante el desplazamiento y en la carretera . Dentro de los órganos mecánicos están : el

motor, la transmisión, suspensión, ruedas, dirección y frenos. Ver fig. 1.

Estos órganos son de fundición de acero y acero aleados por las exigencias de carga de soporte. También hay elementos de aluminio y plástico.

*** EL ENSAMBLE DE ORGANOS ELECTRICOS :**

Asegura diversas funciones ya sea en el chasis carrocería o en ciertos elementos mecánicos, entre ellos : el alternador que asegura la producción de corriente eléctrica la batería la distribución de aparatos utilizados para poner en funcionamiento el motor, para la iluminación para la señalización y aparatos auxiliares. Se constituyen de materiales como el cobre plásticos, cauchos, acrílicos, vidrio y otros.

2.1.2. EL PARQUE AUTOMOTOR :

En el país circulan algo más de medio millón de vehículos automotores, de ellos los automóviles provienen de plantas nacionales de ensamblaje y de importación directa, la falta de control y planificación

por parte del Estado permitió el ingreso de una diversidad de vehículos de diferentes marcas que necesitan una infraestructura de mantenimiento muy compleja. La falta de políticas para renovar la flota automotriz ,contribuye tener un obsoleciente disminuído parque carreteras en malas condiciones deficiente infraestructura de talleres de servicio ,ofrecen el transporte automotor en malas condiciones con alto riesgo de accidentes y una acentuada contaminación .

En las dos últimas décadas la mayoría de coches se ensamblan con carrocerías autoportantes, así los fabricantes asiáticos y europeos más difundidos en el medio son NISSAN TOYOTA ,HONDA ,MAZDA ,VW con una diversidad de modelos la mayoría de éstos coches se ensamblan en el país la importación se realiza en condiciones especiales ,aunque ya está cambiando la política de importación.

Información del último año de producción se presenta en la Tabla 01 .

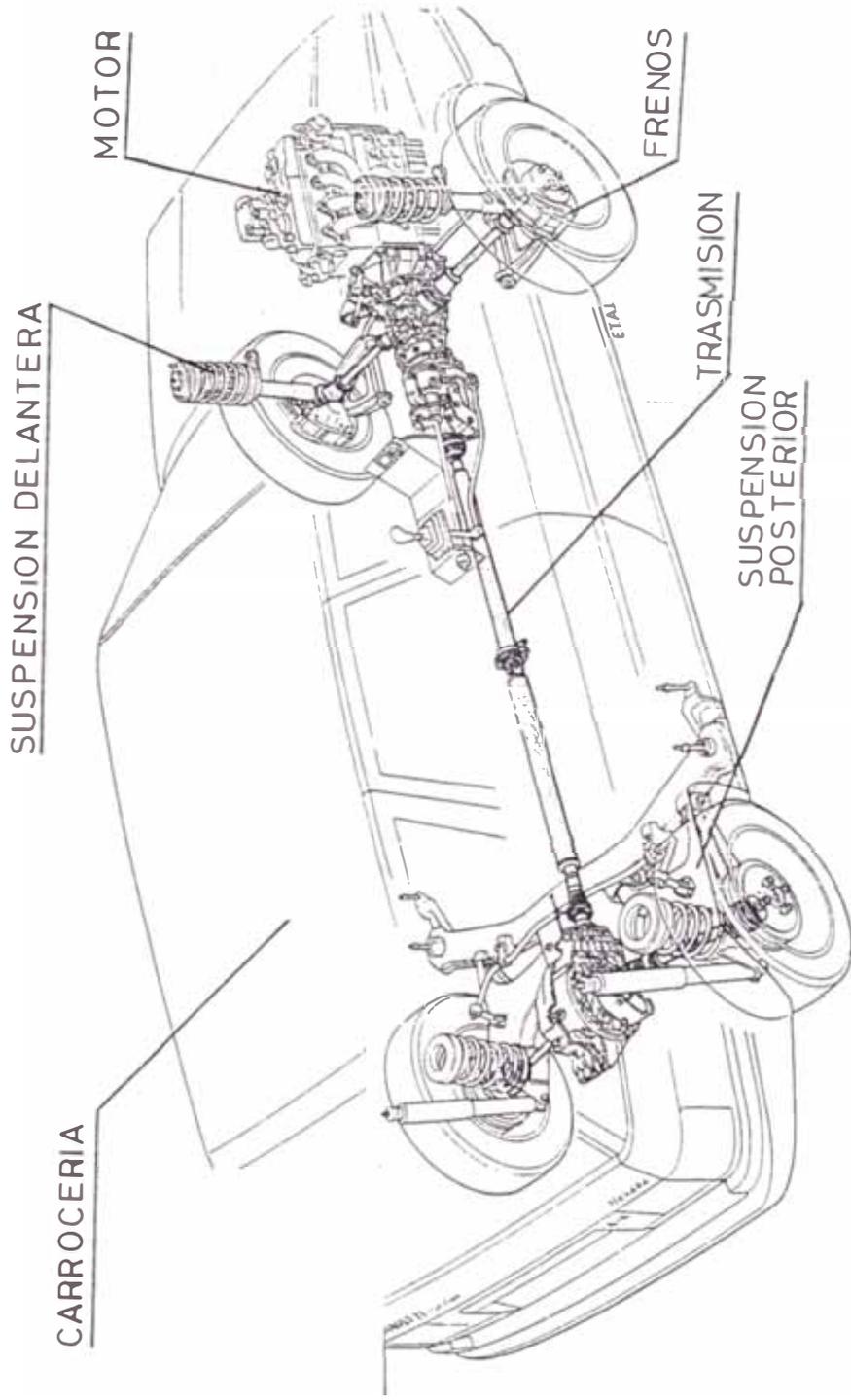


FIGURA N°1 ORGANOS MECANICOS (Renault 21)

TABLA 01 PRODUCCION NACIONAL DE AUTOMOVILES

PERIODO DICIEMBRE 1988 - NOVIEMBRE 1989

MARCAS	UNIDADES
Nissan Sunny	118
Toyota Corona	344
Volkswagen	Gol Amazon Parati
TOTAL	759
TOTAL AÑO 1988	2311

Elaboración : Estadística de la A.A.P.

Para éste período ingresaron autos importados con predominio de ciertas marcas de autos como se puede apreciar en la siguiente tabla :

TABLA 02 IMPORTACION DE AUTOMOVILES Y STATION

PERIODO ENERO - NOVIEMBRE 1989

MARCAS	UNIDADES
Chrysler	140
Toyota	136
Volvo	126
Volkswagen	92
BMW	57
Mercedes Benz	52
Ford	26
Nissan	22
Peugeot	19
Chevrolet	15
Suzuki	13
Honda	12
Otros...	
TOTAL	1989 778
TOTAL	1988 631

Elaborado : Estadística de la A.A.P.

La tabla # 03 muestra la Producción vehicular de acuerdo a la clasificación general .

TABLA 03 CUADRO DE LA PRODUCCION AUTOMOTRIZ

PERIODO DICIEMBRE 1988 - NOVIEMBRE 1989

CATEGORIAS	UNIDADES	TOTAL
Autos y Station		
A2	-----	-----
A3	782	782

VEHICULOS COMERCIALES		

B11	1467	
B1 2	753	
B2	224	
B3	---	2918
B4	82.	
B5	330.	
C1	10	
C2	52	

TOTAL PRODUCCION		3700

Elaboración : Estadística de la A.A.P

2.1.3 MATERIALES EN LA CONSTRUCCION DE AUTOS :

Los constructores manifiestan una tendencia utilizar materiales plásticos y sintéticos cuya tecnología ha permitido elevar sus bondades **sustituyendo** a los materiales ferrosos convencionales en la fabricación de componentes del auto éste fenómeno debido a los **mayores** recursos técnicos también se presentó con los materiales no ferrosos. Se han construido

carrocerías en fibra de vidrio además carrocerías y chasis completamente de aluminio sin **mucho** éxito pues casi todas las carrocerías en la actualidad se construyen con chapa de acero ,material **idóneo** para la fabricación operación y mantenimiento de carrocerías describimos por ello el uso de los materiales ferrosos **en** la construcción de coches .

La fundición ferrosa se emplea en la fabricación de piezas moldeadas como block del motor , carter ,carcasa pero su empleo ha encontrado competencia por el moldeoado en aleaciones ligeras .

Los aceros al carbono, deben sus propiedades distintivas al carbono , que luego de ser colado o vaciado en lingotes se somete a trabajo mecánico **en caliente en** trenes de laminación en el Apéndice AI se clasifica la aplicación de **los** aceros al carbono.

La plancha delgada laminada en frío LAF llamado también chapa de acero se ofrecen según su aplicación en diferentes calidades y grado de embutición, en la construcción de

carrocerías se estampa y troquela la chapa y se ensambla por soldadura también se le somete a proceso térmico de temple que eleva la dureza y mejora la resistencia a la tracción „Ver el Apéndice II.

Para proteger a la chapa de acero contra la corrosión y oxidación se usa técnicas de galvanoplastia a base de zinc , estaño ó plomo , la **chapa** de revestimiento de zinc comprende entre 56 y 112 micrones la corrosión atmosférica destruye el revestimiento a razón de 0.7 a 2.2 micrones por año además la chapa se somete a un proceso de fosfatado.Sobre estos métodos de protección y procesos de conformación de la **chapa de** acero los fabricantes cuidan su tecnología.

Un importante proveedor de chapas de acero para la industria automotriz muestra las especificaciones en la Tabla 04.

NIPPON STEEL CORPORATION

Chapa y bandas en rollo laminados en frío de uso general
 en concordancia con la JIS (Normas industriales japonesas)
 JIS G3141 - 1969

01.- CLASES Y SIMBOLO

CLASE	SIMBOLO	APLICACION
Clase 1	SPCC	Uso general, de calidad comercial, se emplean en fabricación de muebles, componentes de máquinas, aparatos eléctricos y como metal base de chapa revestida.
Clase 2	SPCD	Calidad para estampado en frío, aplicaciones que requieran mejores propiedades de estampado que las de calidad comercial, se emplean en fabricación de carrocerías de autos, aparatos electrodomésticos, materiales de construcción.
Clase 3	SPCE	Calidad para embutición profunda, es de la más alta que se obtiene hoy en día con propiedades mecánicas uniformes se usa en construcción de carrocerías y una gran variedad de aplicación.

02.- ACABADO DE LA SUPERFICIE

ACABADO	SIMBOLO	NOTA
Acabado mate	D	Superficie minuciosamente arrugada que asegura una embutición suave y proporciona notable adherencia de pintura.
Acabado brillante	B	Superficie suave con lustre al espejo indicado para darle revestimiento de acabado decorativo

TABLA Nº4...CONTINUACION

03.- PROPIEDADES TECNICAS.-

14

RESISTENCIA A LA TRACCION Y ALARGAMIENTO C

PRUEBA	RESIST A LA TRAC.	ALARGAMIENTO %				PROBETA
Espesor nominal m n	0.25 ó más	0.6 a 1.0	1.02a 1.6	1.6 a 2.5		De resist a la tracción.
CLASE 1 ^a	(28 min)	(36 min)	(37 min)	(38 min)		NO. 5 extraída en dirección a laminación.
CLASE	28 min	38 min	39 min	40 min		
CLASE 3	28 min	40 min	41 min	42 min		

a : el valor de la prueba de resistencia a la tracción no se debe aplicar a la chapa clase 1.

b: Para espesores inferiores - 0.6 m n se omite la prueba de tracción.

c : Se aplica a la chapa con ancho de 30 mm ó más

VALOR ERICHSEN (MM)

ESPESOR	0.6	0.8	1.0	1.2	1.6
CLASE 1	8.4	9.1	9.6	10.0	10.5
CLASE 2	8.8	9.5	10.0	10.4	10.9
CLASE 3	9.2	9.9	10.4	10.8	11.3

DUREZA

TEMPLE	SIMBOLO DE TEMPLE	DUREZA	
		HrB	Hv
1/8 dureza	8	50 - 71	95 130
1/4 durez	4	55 - 80	115 150
1/2 dureza	2	74 - 89	135 185
dureza	1	85 mín	170 mín

04 TAMAÑOS DISPONIBLES

ESPEORES: mm : 0.4 0.5 0.6 0.8 1.0 1.2 1.6 2.0 3.2

2.1.4 ESQUEMAS Y COTAS DE CONSTRUCCION DE CARROCERIAS :

Presenta tres zonas bien definidas : la zona delantera que es base de fijacion del tren delantero y generalmente aloja el motor , el habitáculo donde se alojan los pasajeros y allí se encuentran los controles del coche la zona posterior es base del tren trasero y generalmente hay un baúl para la llanta de repuesto el tanque de combustible y el equipaje. Ver la Figura 2 obtenida de Body Construction Model N-10 del fabricante DATSUN.

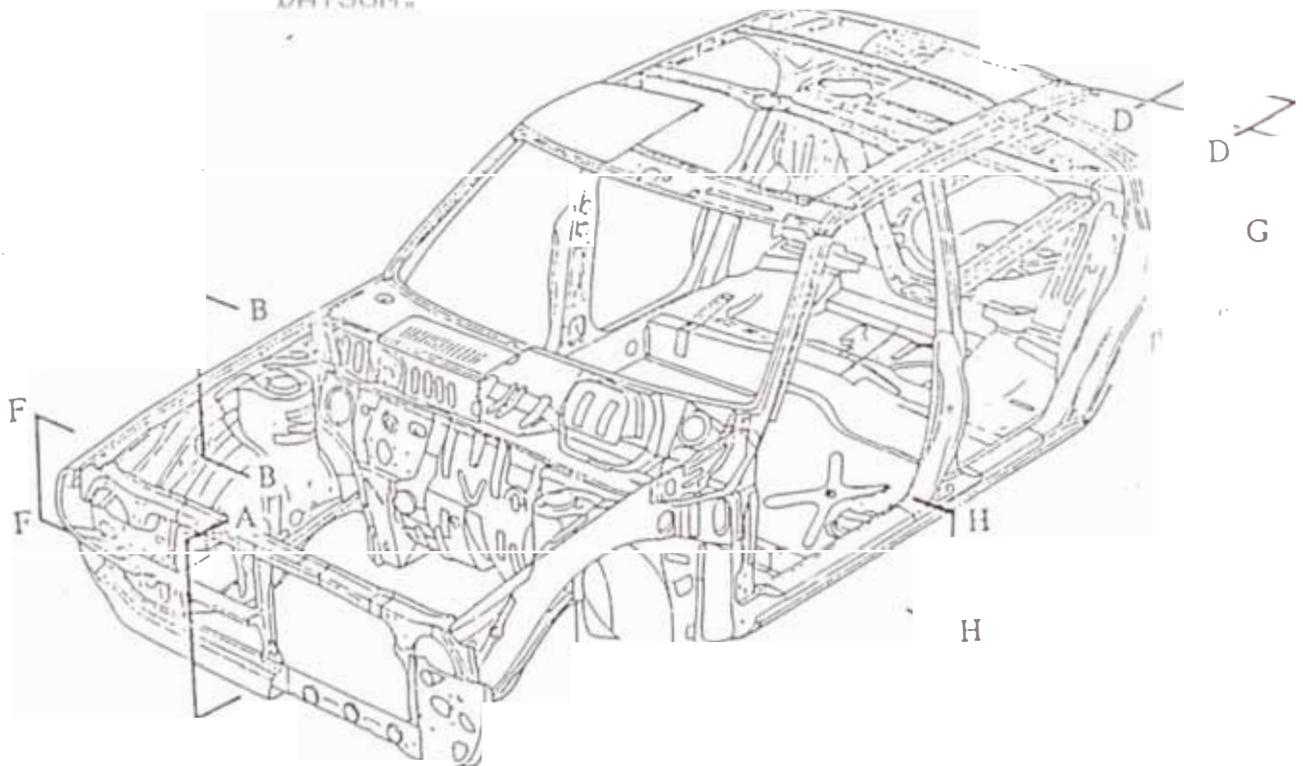
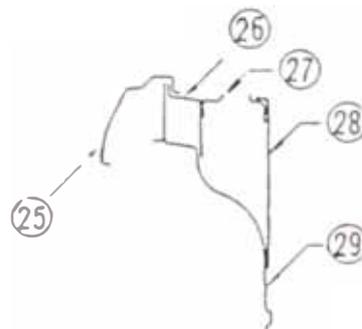


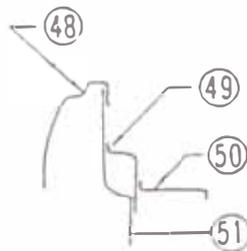
FIGURA 02 ENSAMBLE ESTRUCTURAL DE LA CARROCERIA

Construcción tubular del cuerpo se visualiza en el corte de la sección A-A según el plano de simetría donde se observan las vigas tubulares transversales, el piso y techo. Ver Figura 3.

La disposición estructural en la zona delantera se describe en los cortes transversales B-B por donde se observa la ubicación del McPherson F-F con la sección del larguero.



Section B-B



Section F-F

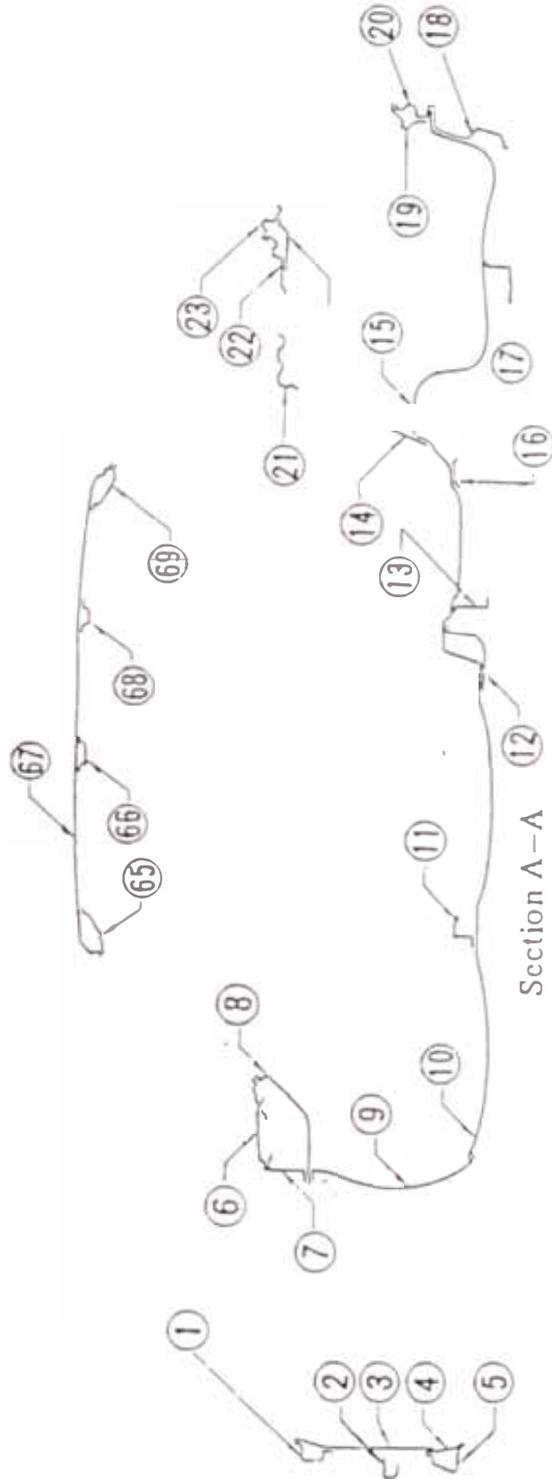


FIGURA Nº 3 CORTE EN EL PLANO DE SIMETRIA

El habitáculo es una canastilla indeformable véase la conformación de las vigas tubulares en la sección H-H donde el estribo 60 termina con punta con 3 chapas que forman una resistente zona de sujeción.

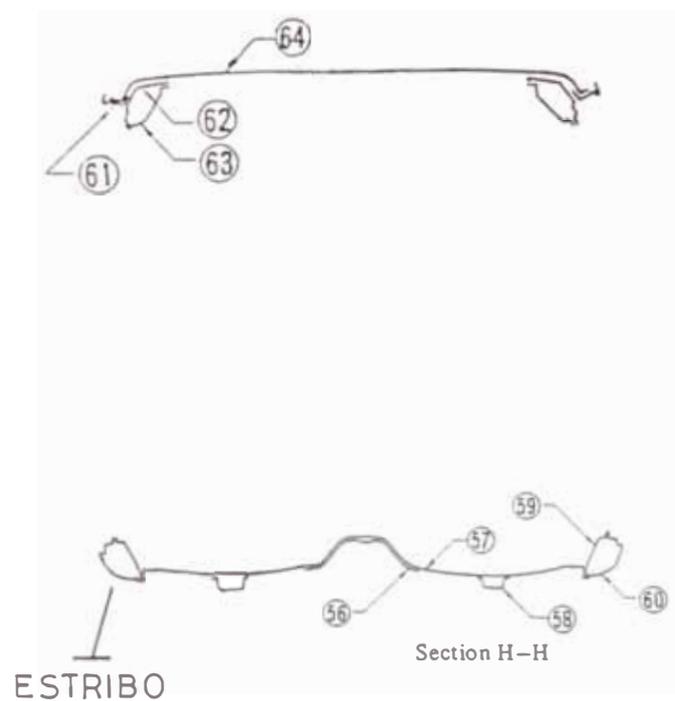


FIGURA 5 SECCION H-H DEL HABITACULO

Un corte horizontal visualiza las partes que soportan el techo. Observamos que esta zona es de menor robustez. Ver sección D-D.

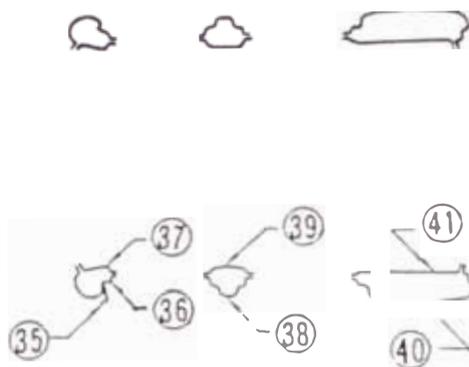


FIGURA 6 SECCION D-D DEL HABITACULO

El corte según un plano transversal visualiza la disposición en la zona posterior. Se observa el larguero en la sección G-G.



FIGURA 7 SECCION G-G DE LA ZONA POSTERIOR

En todos los casos los perfiles tubulares se conforman de dos o más piezas que se unen por puntos de soldadura por resistencia el mismo método se usa para unir las piezas y partes estampadas que conforman el

ensamble de la carrocería, en ciertas zonas se usa también la soldadura heterogénea con el bronce como material de aporte en zonas de unión de partes y piezas exteriores del habitáculo. Referente a las dimensiones relacionadas a la carrocería y definición de peso del auto. Ver Apéndice A III. Las especificaciones técnicas de diversos automóviles se detalla en el Apéndice A IV.

2.2 TIPO DE CARROCERIA :

Independiente de la forma exterior requiere que la carrocería tenga una estructura resistente a cargas y la deformación ,algunos criterios en el diseño de carrocerías presentamos :

- * Sometido a flexión por la carga transportada aplicando su peso entre los 2 ejes.

- * Fuerza de torsión provocado por el desplazamiento vertical de los ejes de rueda sobre el suelo desnivelado.

* Para contrarrestar cargas parciales que son previstos por los constructores para otras deformaciones en caso de choque.

* Las zonas de muy débil resistencia son situadas en otro lugar fuera del habitáculo donde se puedan aplastar progresivamente y aminorar el impacto por choques .

* Los talleres de reparación por su parte no puede reparar la carrocería semejante a ella misma como entrega el constructor .

Según cada tipo de carrocería, la facilidad de ejecución del trabajo, los tiempos necesitados , los medios como mano de obra los esfuerzos para suministrar repuestos son de importancia variable de un vehículo a otro., para una misma zona accidentada y un choque similar ,a continuación describimos aspectos resaltantes de cada tipo.

2.2.1 A CHASIS :

Hoy pocos constructores utilizan este tipo de carrocería, Ver Fig 8, se le llama chasis a la configuración

motor, transmisión, ruedas y bastidor donde se monta la carrocería.

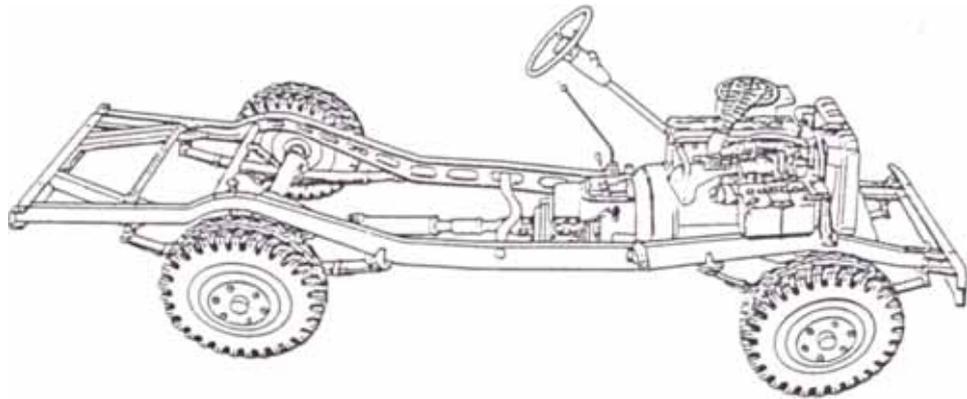


FIGURA 8 CHASIS

2.2.2 CARROCERIA MONOCASCO AUTOPORTANTE.

En esta técnica los elementos desmontables son reducidos al mínimo como son las puertas y capot. Ver Figura 9

Todos los otros elementos son ensamblados por proceso de soldadura.

Un chasis como batea está integrado con pisos. Todas las partes constitutivas de la carrocería participan a la resistencia del ensamble que forma una suerte de viga rígida que se automantiene (mono=único, coque = cáscara).

Los **puntos** de vista en la reparación, debemos escoger **entre** dos soluciones :

* Desabollado y planchado.

* Cortar la chapa o destruir los puntos de soldadura ensamblar por soldadura un elemento nuevo .

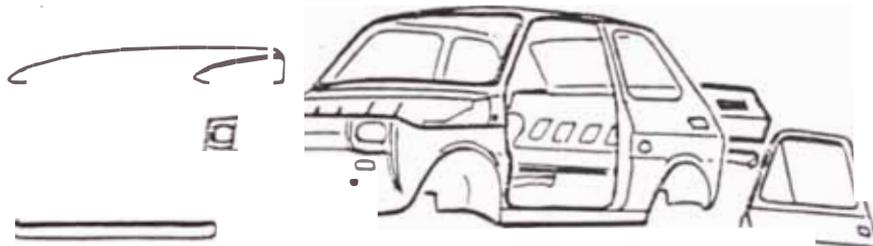


FIGURA 9 CARROCERIA MONOCASCO

2.2.3 CARROCERIA AUTOPORTANTE

En ésta técnica la concepción es semejante a la carrocería monocasco , pero los constructores han previsto el **ensamble por** pernos para elementos que **frecuentemente** se accidentan de choques pequeños aparte de las puertas y capot .

Los elementos exteriores que pueden ser desmontados según los modelos de coches son :

* Los dos guardafangos delanteros .

* Los dos guardafangos delanteros y los dos guardafangos posteriores .

El punto de vista para la reparación de elementos desmontables constituye una facilidad. Es frecuentemente más rentable desmontar los guardafangos para reparar ó para el reemplazo por un nuevo además la aplicación de la pintura puede hacerse separadamente y luego ensamblar .Los elementos desmontables participan en la rigidización del ensamble. Es pues necesario que los elementos soportantes se estudien para realizar solos la solidez de la carrocería. Esta carrocería observamos en la siguiente figura :

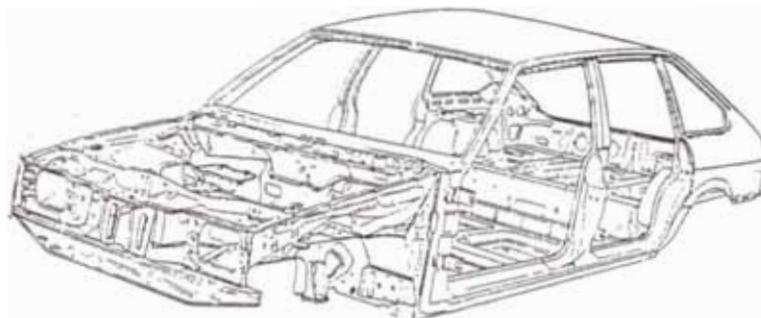


FIGURA 10 CARROCERIA AUTOPORTANTE

2.2.4 CARROCERIA O CHASIS PLATAFORMA :

La plataforma portante está constituido por un chasis ligero y donde el piso es ensamblado por puntos de soldadura ello forma una estructura muy rígida portando los órganos mecánicos como el caso para el chasis y ello permite circular sin la carrocería y por último puede ser ensamblado según dos técnicas :

* Por un empernado sobre la plataforma por medio de un gran número de tornillos de hecho por la rigidez que asegura la plataforma , la carrocería puede componerse de un número de elementos desmontables tales como guardafango delantero , posterior las pasaruedas mandil de rueda delantera , faldón posterior , etc .

* Por soldadura de resistencia por puntos , la solidez se asegura por la plataforma, la superestructura está menos solicitada y puede ser más ligero, los elementos desmontables entonces son los mismos que de la carrocería autoportante;

en esta opción están los guardafangos eventualmente los guardafangos posteriores, puertas, capót, etc.

La superestructura ensamblado por tornillos sobre la plataforma permite que los constructores ofrezcan a sus clientes una gama de carrocerías atornilladas sobre chasis plataforma de modelo único.

Los puntos de vista para reparar carrocerías atornillados sobre la plataforma sustentando ello los elementos desmontables presentan la facilidad ya citadas de los elementos desmontables .

La carrocería soldada con la plataforma se presentan como las carrocerías autoportantes con elementos desmontables cuando el daño importante va más allá de la zona desmontable se repara según los mismos principios que otras carrocerías soldadas . La figura 11 muestra el chasis plataforma del VW 1300.

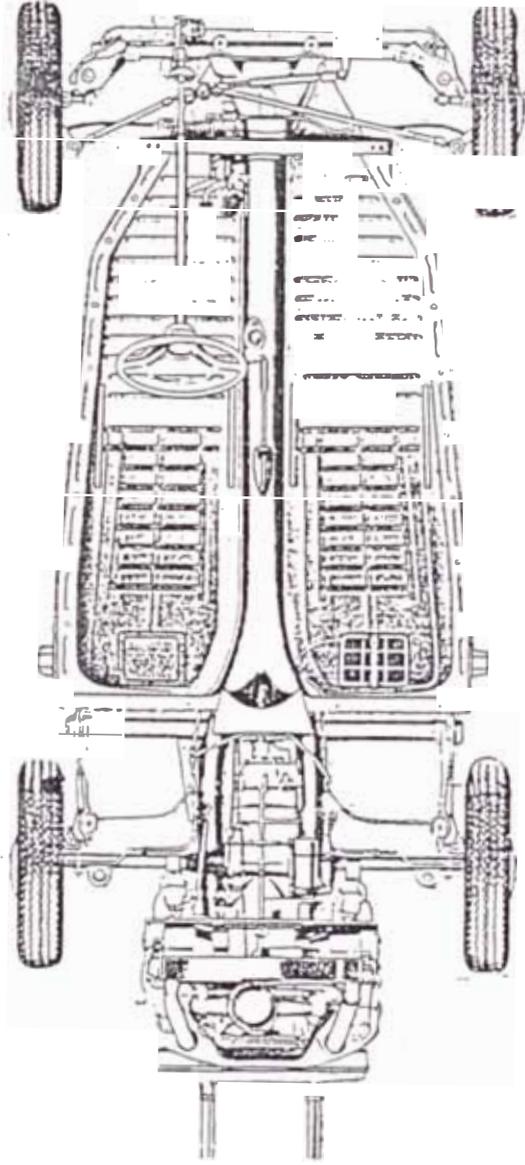


FIGURA 11 CHASIS PLATAFORMA VW

2.3 LA SEGURIDAD DEL AUTOMOVIL :

Es dar una condición segura libre de riesgo de accidente automotriz y aminorar al máximo los daños posibles en el ocupante en caso de accidente . Los elementos que participan en la seguridad son carretera y automóvil.

En lo que se respecta a carretera involucra la obra vial en su conjunto y las condiciones del medio ambiente.

En lo concerniente al automóvil se subdivide en seguridad activa y seguridad pasiva . Es a ello que se centra el interés de los fabricantes de automóviles y órganos oficiales para investigar las causas y efectos de los accidentes en el vehículo y los ocupantes ; disponen para ellos de laboratorios adecuados donde realizan experiencias de accidentes simulados en escala natural .

2.3.1 SEGURIDAD ACTIVA :

Involucra todos los elementos que participan activamente y son causas de accidentes . Estos factores son :

* Seguridad en la Circulación : Este factor involucra las características del diseño del automóvil en cada uno de sus **órganos** constituyentes que determinan propiedades como : estabilidad en **ruta** visibilidad eficiencia del sistema de frenado , potencia motriz elementos de suspensión . Estas consideraciones y propiedades se consideran como característica del diseño del auto y un desplazamiento y distorsión de la carrocería **autoportante** es determinante para el **funcionamiento** inadecuado de los **órganos** mecánicos principalmente en la dirección , suspensión que anula la estabilidad del automóvil y resulta deficiente el sistema de frenado . He allí la importancia de una correcta alineación de carrocería dañada por colisión .

* Confort del Conductor : Su misión es **aminorar** en lo **posible** la fatiga física y **mental** del conductor por las maniobras requeridas para la conducción .

* Características de Conducción : Involucra las condiciones y aptitudes del

conductor como son : el estado psíquicamente normal que domine la técnica de conducción de vehículos .

2.3.2 SEGURIDAD PASIVA :

Para los casos en que es imposible evitar un accidente de tránsito el diseñador del automóvil dispone de medio para aminorar sus efectos :

* Seguridad Pasiva Exterior : Es la que actúa como protección en el caso de colisión con peatones o ciclistas .

* Seguridad Pasiva Interior : Incluye los elementos diseñados para aminorar los efectos que puede producir un accidente en los ocupantes del automóvil ; lo constituyen :

- Diseño de la estructura de la carrocería
- Acolchado del interior del habitáculo
- Anclaje de los asientos
- Columna y volante de la dirección
- Botones tiradores y manijas

- Cierre de las puertas
- Espejo retrovisor eyectable
- Cristal de parabrisas
- Cinturones de seguridad
- Apoya cabeza

El diseño de la carrocería ha evolucionado y se dispone que la zona delantera como posterior sean deformables progresivamente durante la colisión de manera que amortiguen la colisión y absorban la energía manteniéndose indeformable el habitáculo ,la estructura del capot no es excesivamente robusta para permitir su plegado antes de llegar a la zona del parabrisas .

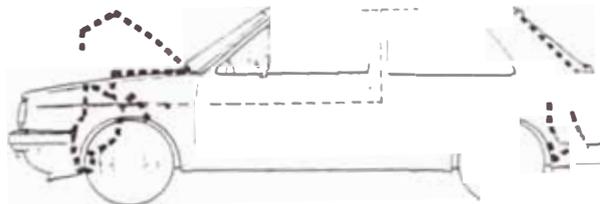


FIGURA 12 ZONAS CORRUGABLES ABSORVEN LA COLISION

2.3.3 TIPOS DE COLISION DE AUTOS :

Las **definiciones** de accidentes , colisión, impacto deformación , además de las formas que se presentan en la colisión ; se presenta en la norma ISO 6813 Vehículo de carretera - Colisión - Terminología.Ver Apéndice AIV.

CAPITULO III

REPARACION DE CARROCERIAS AUTOPORTANTES

3.1 INSPECCION DE LOS DAÑOS EN EL COCHE

Un vehículo accidentado que ingresa a un taller de servicio es sometido a un riguroso chequeo de los daños y la magnitud del trabajo a realizar. Un criterio práctico para evaluar los daños por colisión se presenta en la Tabla 05 donde la intensidad de la colisión se clasifica a continuación :

Daño de 1er grado : Afecta chapa exterior.

Daño de 2do grado : Afecta chapa exterior e interior.

Daño de 3er grado : Afecta chapas exterior e interior y órganos mecánicos.

De acuerdo a estas consideraciones, se analiza pieza por pieza y se evalúa la cantidad de trabajo a realizar, se tiene en cuenta que partes de la carrocería puede ser conveniente reemplazar que reparar por el tiempo y el costo del mismo. Esto debe considerarse para el presupuesto y emitir luego una relación de repuestos y accesorios que el cliente debe entregar para la reparación del coche.

TABLA 05 EVALUACION DE DAÑOS EN LA CARROCERIA

CHOQUE FRONTAL DELANTERO		
1er GRADO	2do GRADO	3er GRADO
Parachoque	Lo descrito en	Lo descrito en 2do
Máscara	1er grado además:	grado además:
Guardafango	Estructura del piso	Travesaño de la
Marco de Parabrisas	y mandiles del contorno	suspensión delantera
Capot	Base del parabrisas,	Elementos de la mecánica
Cerradura de Puertas	del motor	Tren delantero, suspensión
	Postes delanteros	Dirección
	Alineamiento de puertas	

CHOQUE LATERAL		
1er GRADO	2do GRADO (vuelta de campana)	3er GRADO
Solo chapa exterior accidentada	Además del 1er grado :	Además del 2do grado
Puertas o panel de puerta	Techo	Distorsión posible del habitáculo
Estribo	Postes de parabrisas y poste central	Tren delantero y tren posterior
	Base del piso y estribo	
	Montante de bisagras	
	Guardafangos delantero y posterior	

CHOQUE FRONTAL POSTERIOR		
1er GRADO	2do GRADO	3er GRADO
Travesaño de cola	1er grado más:	2do grado más:
Parachoque	Maletero	Elementos de la mecánica y suspensión
Guardafangos	Largueros zona posterior	posterior
Tapa de maletera	Depósito de combustible	
	Base del parabrisas posterior	

3.2 TECNICAS DE REPARACION DE CARROCERIAS

Mucho interesa la perfección del maestro carrocerero pues es requerido un trabajo diligente con la habilidad requerida. En estas reparaciones, dos fases son distinguidas : Chapistería y Pintura , los detalles se muestran a continuación:

3.2.1 CHAPISTERIA

Involucra la reconstrucción de los elementos de la carrocería dañada. En muchos casos se requerirá reemplazar paneles exteriores , conocido como reparación por ensamblaje. Ver Figura 16

Los pasos a seguir no son rígidos sino acordes a cada caso particular, a continuación se detalla :

1.-Desmontaje de accesorios y elementos del ensamble, para acceder a trabajar con comodidad.

2.-Alineado de la carrocería aplicando fuerzas de enderezado apoyados con calor y desprendimiento de la chapa dañada con el control de las cotas y medidas de la carrocería como son : la base y la plataforma inferior de la carrocería, el habitáculo y lo concerniente los marcos de las puertas, parabrisas

, capot y maletero, luego se sueldan elementos rotos y desprendidos con soldadura MIG-MAG, aunque en el medio es común el uso de soldadura autógena, método obsoleto, su velocidad baja calienta una mayor zona de la chapa malogrando el tratamiento térmico del mismo y el peligro de accidente por el acetileno, han sido factores que prohíben su uso en otros países.

3.-Flanchado de las paneles de la chapa exterior previo desabollado y soldado de partes rotas y desprendidas. La técnica del Flanchado de la Chapa se realiza con martillo y muñequilla y es un proceso totalmente manual que requiere habilidad para golpear certeramente donde se requiere y uniformizar la superficie de la chapa. Es común la deformación plástica de la chapa por la colisión y al desabollar sobraré material ello es frecuente en deformación de la chapa muy severa. Ver figura 13.

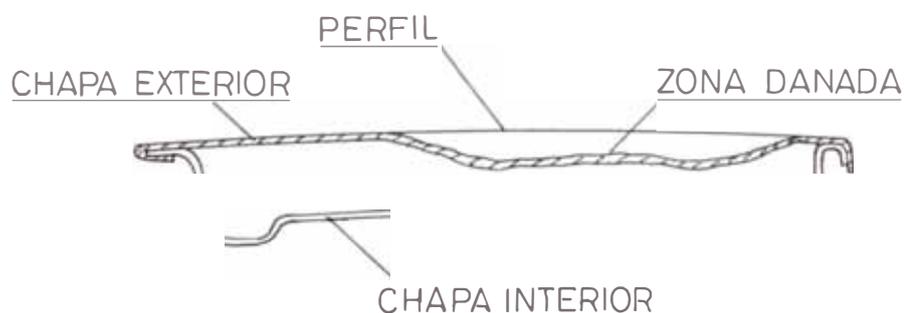


FIGURA 13 DEFORMACION DE LA CHAPA PANEL DE PUERTA

Esta deformación se elimina por el método de encogimiento con apoyo de calor y con un manipuleo del martillo que contribuya a comprimirse la chapa. A Este proceso se le llama "Hacer tetas" porque el calentamiento es localizado formando un conjunto de puntos encogidos que logran recuperar las longitudes de la chapa. Ver figura 14.

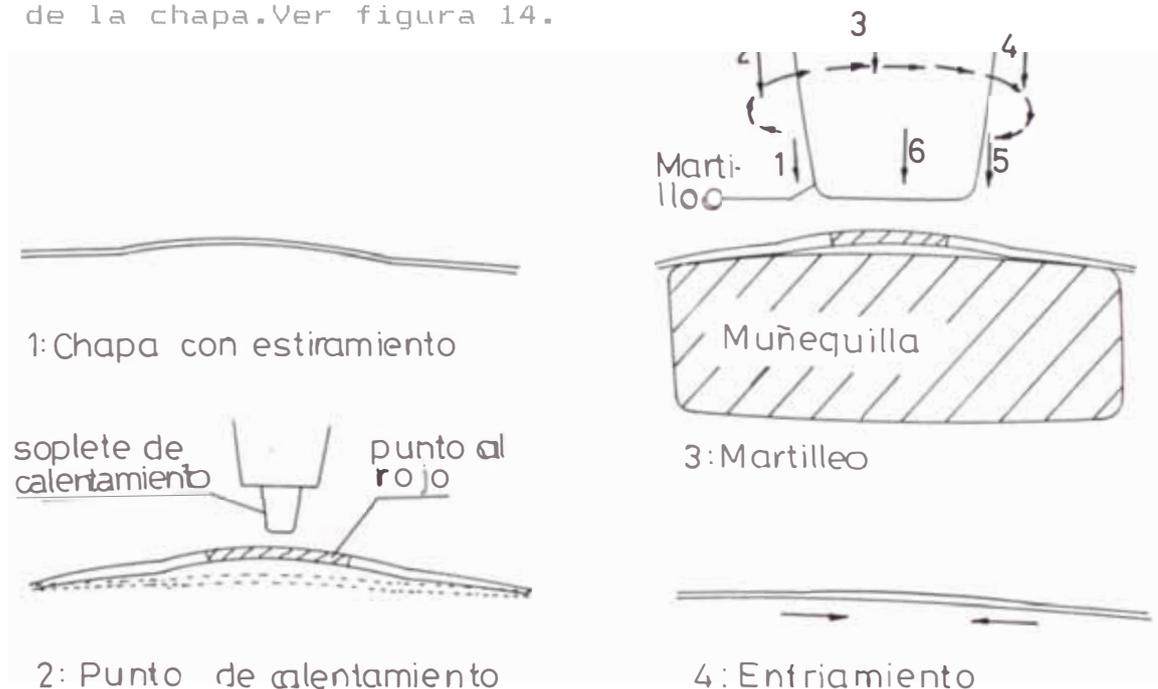


FIGURA 14 PLANCHADO POR PUNTOS DE CALENTAMIENTO

Los golpes con el martillo en exceso produce también un estiramiento de la chapa, por ello manos inexpertas dañan aún más la zona en reparación.

4.-Control del planchado : De manera alternada se chequea la superficie en reparación para controlar

la continuidad del perfil del panel. Se utilizan plantillas como se ve en la figura 15, los hoyuelos en la superficie se controla con el tacto extendiendo la mano sobre la superficie, con la vista y con el reflejo de la luz en diagonal sobre la superficie también se utiliza una lima de desbaste que toca las zonas sobresalientes y advierte las zonas hundidas. Allí se requiere la pericia del chapistero, el correcto uso de las herramientas de trabajo y un trabajo cuidadoso.



FIGURA 15 PLANTILLAS PARA CONTROL DE LA CHAPA

Cuando la chapa está muy deformada se requiere reemplazarla, la técnica de la reparación por ensamble tiene mucho auge actualmente, en otros países como en Estados Unidos y Suecia se tienen montadas una cadena de repuesteras que entregan los requerimientos de partes de paneles de carrocería que se requiera para

la reparación. Esta técnica se muestra en la figura 16.

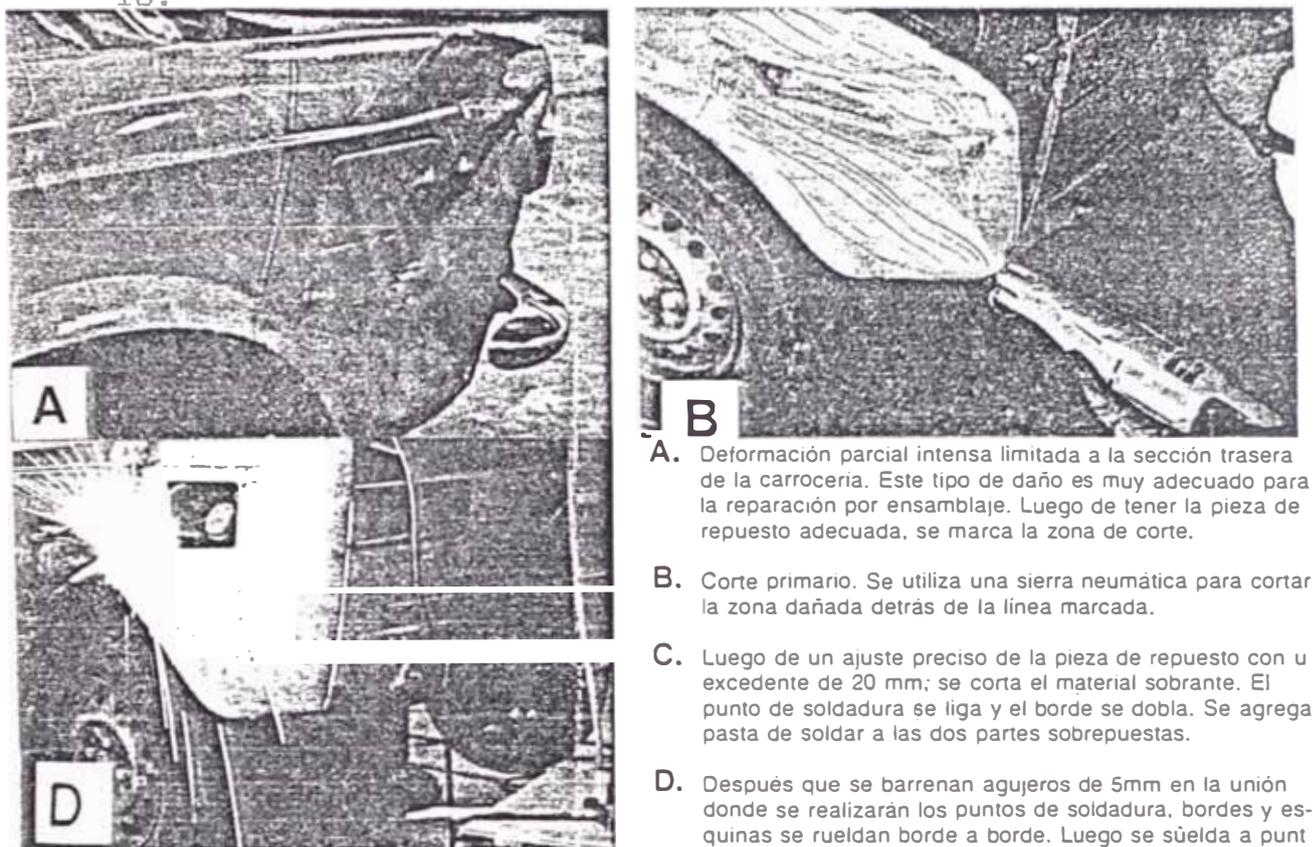


FIGURA 16 REPARACION POR ENSAMBLE

5.- Presentación y ensamblado de elementos y accesorios de la zona afectada realizando el chequeo final de la chapistería en la carrocería.

3.2.2 PINTURA

1.- Previo desarmado y protegido de zonas adyacentes a la zona de trabajo, se prepara la superficie eliminando la pintura deteriorada

el óxido y la grasa para aplicar luego la base de fondo.

2.- Aplicación de masilla (relleno de componente químico) a la zona en reparación ,luego de secar se rebaja y amolda la superficie con lija al agua uniformizando y dejando una superficie lisa y suave.

3.- Se aplica una base final se procede a retocar la zona a reparación aplicando la pintura con pistola rociadora y protegiendo accesorios y zonas sin daño (conocido como enmascarado).

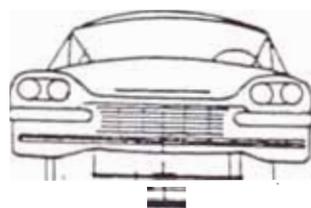
4.- Estando completamente seca la pintura se ensamblan todos los elementos y se realiza el pulido de la superficie logrando un brillo uniforme y una calidad similar al resto del coche.Un prestigioso fabricante de pinturas da recomendaciones del trabajo y materiales de pintado automotriz.Ver Tabla 06.

3.3 ALINEACION DE CARROCERIAS AUTOPORTANTES

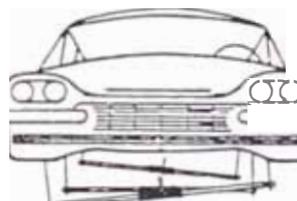
Es la primera etapa en la reconstrucción de coches colisionados y en ella se corrige las cotas y dimensiones de puntos claves que forman la base de la carrocería y de los órganos mecánicos de la dirección

y suspensión que se alteran por la colisión devolviéndo así la fiabilidad y seguridad del coche. Si la base y estructura del auto no tiene la alineación debida los órganos mecánicos y la suspensión que pudiésen estar en buen estado no trabajarían satisfactoriamente y determina una serie de anomalías que son :

- Inestabilidad en las curvas por el desnivelado del puente delantero y/o posterior. Ver figura 17.



3. ENFOUCEMENT LATERAL : les points de visée ne sont pas en ligne.



4. GAUCHISSEMENT . les pignes ne sont pas sur un même plan.

— Emploi de pignes d'alignement et centrage
(documentation communiquée
par la Société BLACKHAWK.

FIGURA 17 DESALINEADO DE CARROCERIA

- Desalineo de ruedas que pese a tener un rango de regulación no corrige en casos de deformación severa que altera los ángulos de caída ,avance del tren delantero

- Desalineo de distancia entre ejes que mueve el plano de simetría respecto al desplazamiento en línea

alinear de carrocería tiene conocimientos de la mecánica automotriz, pues trabaja con los órganos mecánicos presentándolos y chequeando cotas hasta que el control sea satisfactorio pues luego de la reparación de carrocería intervenga el técnico mecánico, para su trabajo correspondiente.

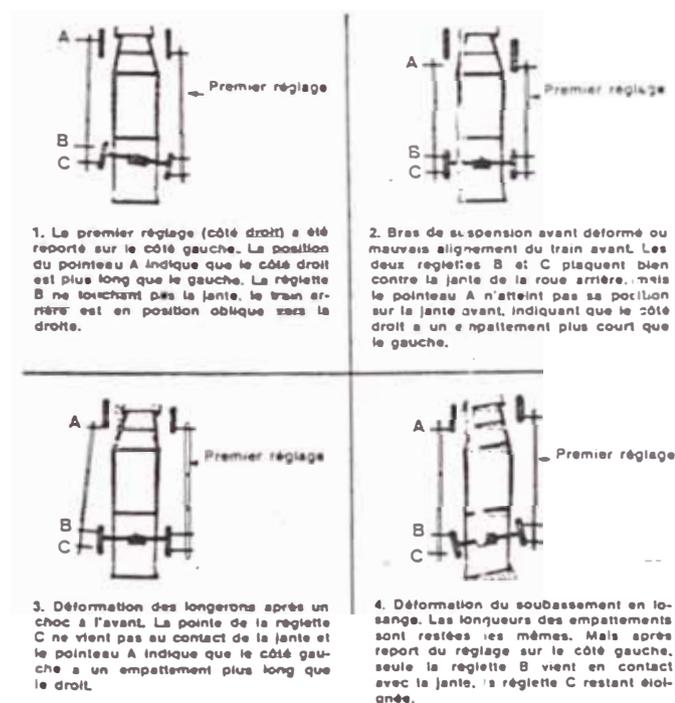


FIGURA 18 DESALINEADO DE DISTANCIA ENTRE EJES

- Modifica la ubicación del Motor y la Trasmisión. Altera el accionamiento en lo referente abrir y cerrar puertas capot y maletero con el desalineado del mismo. El gráfico 19 muestra las líneas y luz que delatan estas deformaciones. Ellas perduran luego de una mala reparación.

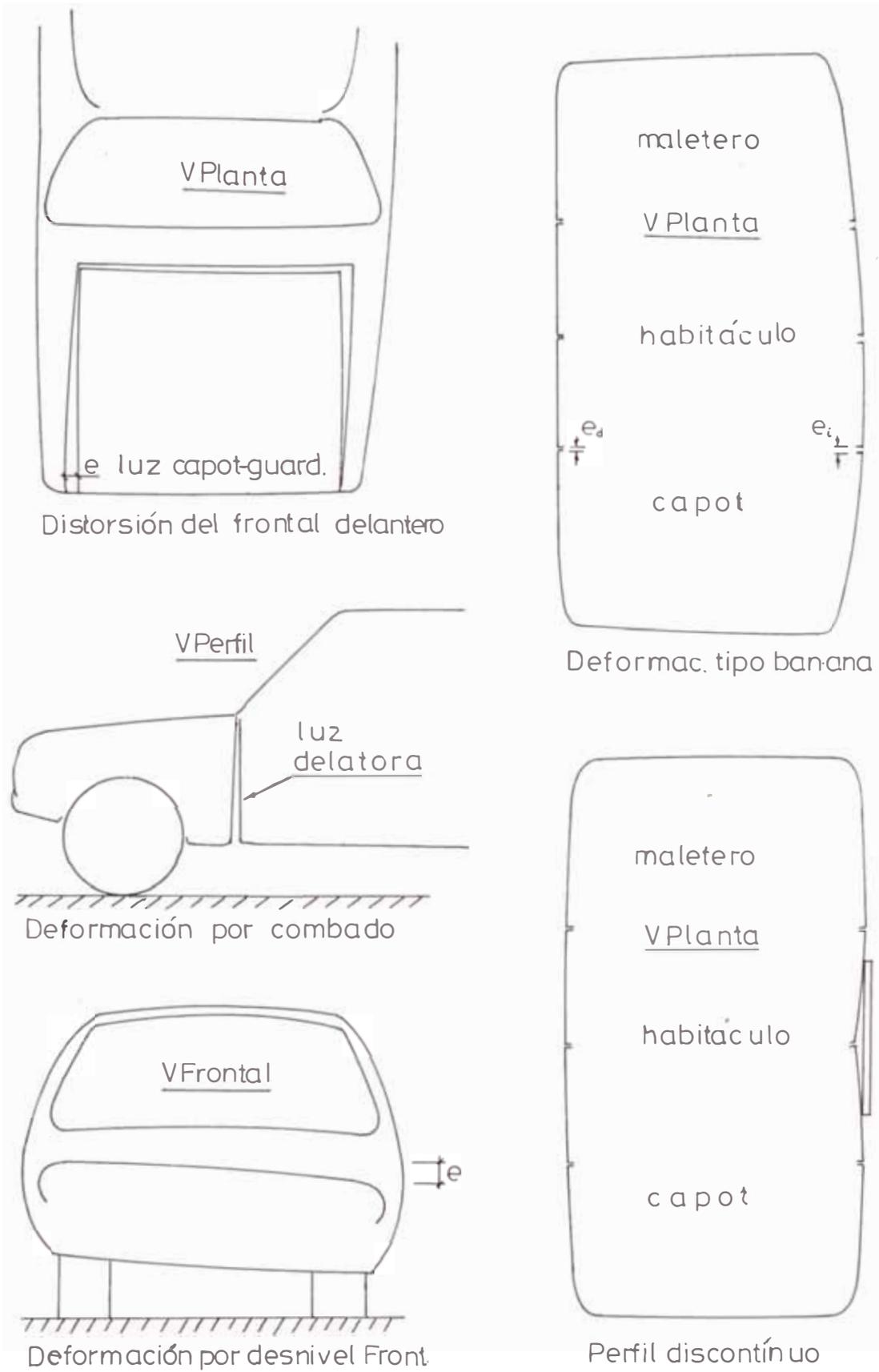


FIGURA 19 EVIDENCIAS DE MALA ALINEACION

3.3.1 PROCESOS DE ALINEACION

Los pasos seguidos en la alineación difieren por el tipo de equipo utilizado pero en general se utiliza los mismos criterios que son:

1º Control de Cotas de las partes fundamentales de la carrocería ,respecto al plano horizontal ,se requiere que coincidan las dimensiones de grupos de puntos, con el escuadrado del mismo. La figura 20 muestra como las cotas guardan simetría con un plano longitudinal.

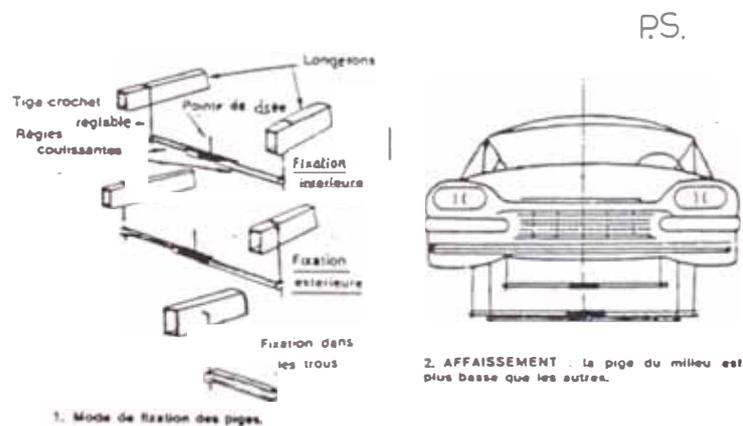
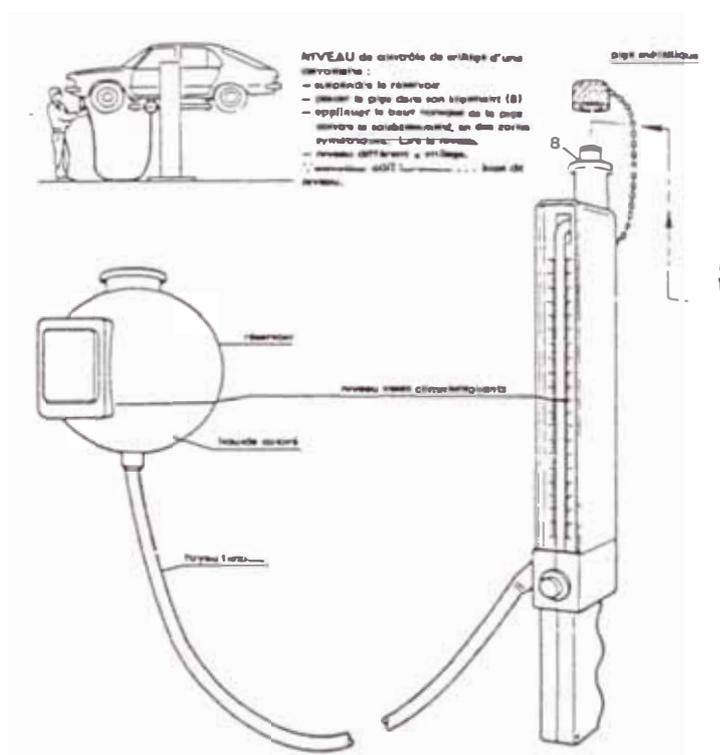


FIGURA 20 PLANO DE SIMETRIA DE LA CARROCERIA

En la elevación se requiere que coincidan las dimensiones respecto un plano de referencia ,ver la figura 21 utilizando un equipo de nivelado por vasos comunicantes ,con

ello requerimos de las tres direcciones que ubiquen los puntos en el espacio. Este proceso es de mucho cuidado y requiere de aparatos adecuados y técnicas cuidadosas que determinan la orientación de la deformación.



— Niveau de contrôle de vrillage Célette.

FIGURA 21 REFERENCIA EN ELEVACION DE LA CARROCERIA

2º Elijación de la fuerza tractora. Ubicada la corrección se sujeta con grapas la cadena tractora cuidando de adherirse en pliegues y

uniones de refuerzo de la carrocería que soportan la fuerza de enderezado.

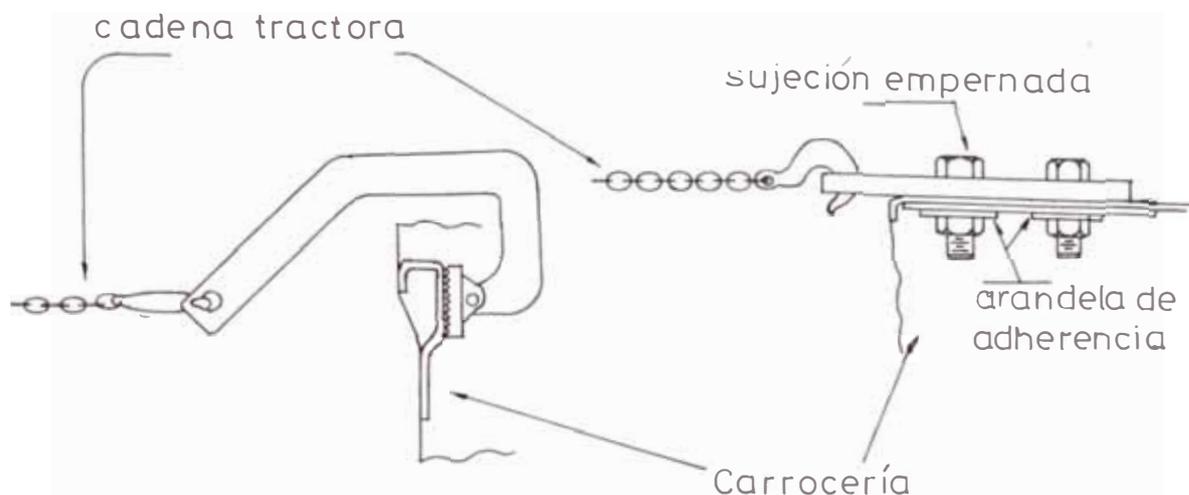


FIGURA 22 FIJACION DE LA CADENA TRACTORA

3º Zonas de fijación del auto. Siendo el habitáculo y la base del mismo, indeformable y ubicado en el centro del coche, constituye un lugar idóneo para colocar con simetría los elementos de sujeción del coche sometido a cargas de enderezado, la sujeción por el borde de los largueros del habitáculo "estribo", ver figura 5, se realiza con cuatro abrazaderas tipo standard. La figura 23 indica la zona de acción de estas abrazaderas.

Además los puntos "b" se utilizan para anclar de manera particular casos específicos.

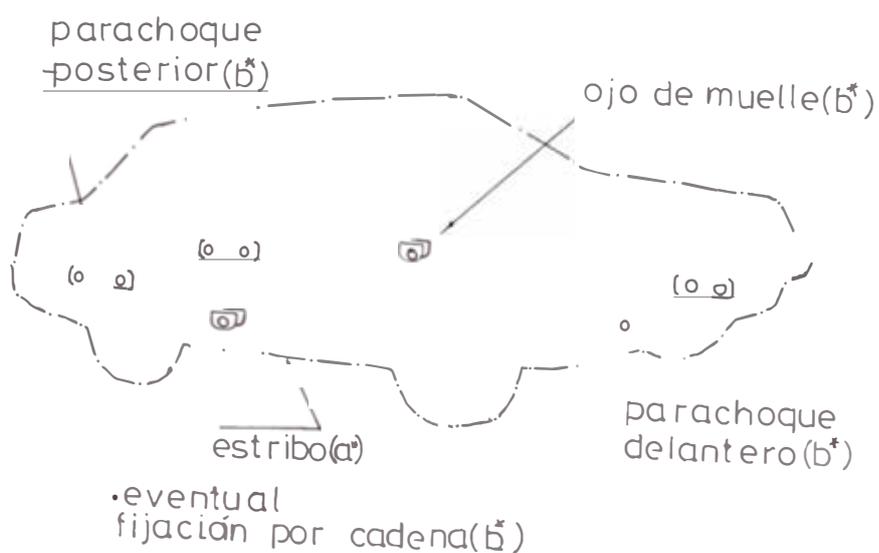


FIGURA 23
 •ZONAS PARA FIJACION DE ABRAZADERAS STANDARD (a*)

Hay fuerzas de enderezado que requieren una reacción local muy cercana a la zona a enderezar para ello se utiliza grapas de la misma manera que para la fuerza tractora esto más se presenta en los paneles.

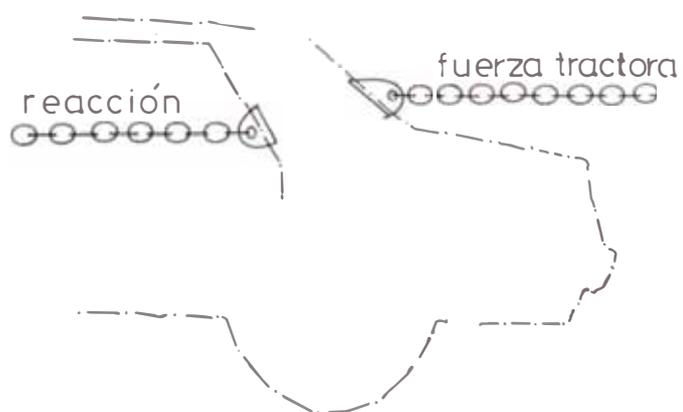


FIGURA 24 REACCION LOCALIZADA EN LA CHAPA

4º Se acciona los expansores que **traccionen** y corrijan la deformación , luego se controla las dimensiones y cotas de alineación , según ello se acciona una mayor fuerza enderezadora, **hasta** obtener las cotas de fábrica del auto , muchas veces se requerirá el apoyo de calor en las zonas enderezar, Para activar una localizada recuperación además por la construcción tubular se requiere de desprender parte de la chapa dañada para un acceso y trabajo adecuado. Ver figura.25

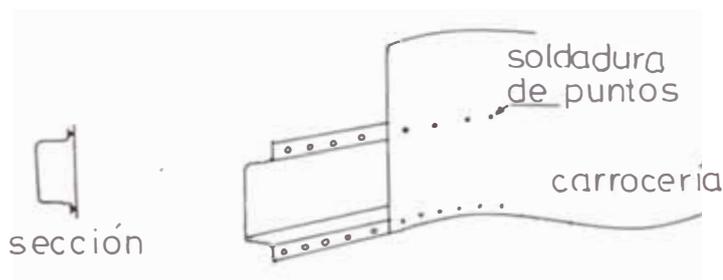
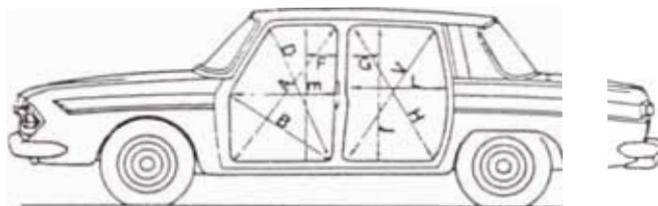


FIGURA 25 DESPRENDIDO DE SECCIONES TUBULARES

5º Se aplica martillo y plancha en la zona **dañada** y se procede soldar los elementos desprendidos y al reforzado de las áreas trabajadas.

6º Se realiza un control final de cotas , la presentación y ensamblado de elementos mecánicos y de la suspensión .En el caso de

partes superficiales de la carrocería se chequea la línea y medidas a elementos que se abren como capot puertas y otros teniendo presente que el alineado de estas zonas exteriores requiere una cinta milimétrica con la cual se controla el enderezado y el centrado. Ver gráfico 26.



d'une réparation avec une tolérance de ± 2 mm
 A : 1.260 mm. - B : 825 mm. - C : 735 mm. - D : 1.030 mm.
 E. : 1.023 mm. - F : 150 mm. - G : 150 mm. - H : 1.055 mm
 J : 1.012 mm. - V : 1.080 mm. - L : 660 mm.

(A suivre.)

FIGURA 26 .-CENTRADO DE BASE DE PUERTAS

3.3.2 FUERZAS DE ENDEREZADO

El daño por colisión en la chapa es una deformación plástica localizada que resiste a la corrección y enderezado, no es simple evaluar la carga requerida para esta operación pues la configuración del ensamble es muy diverso en cada zona de la carrocería y la magnitud ,dirección de la corrección es

variada, algunos tipos de deformación en zonas específicas de la chapa se muestran en la figura 27. La figura 27 a muestra la naturaleza de la fuerza de colisión y enderezado.

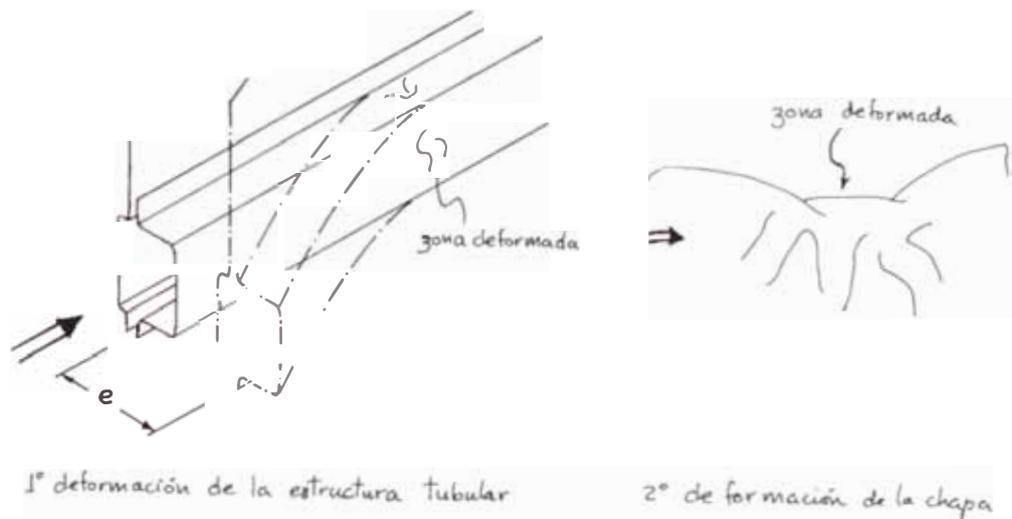
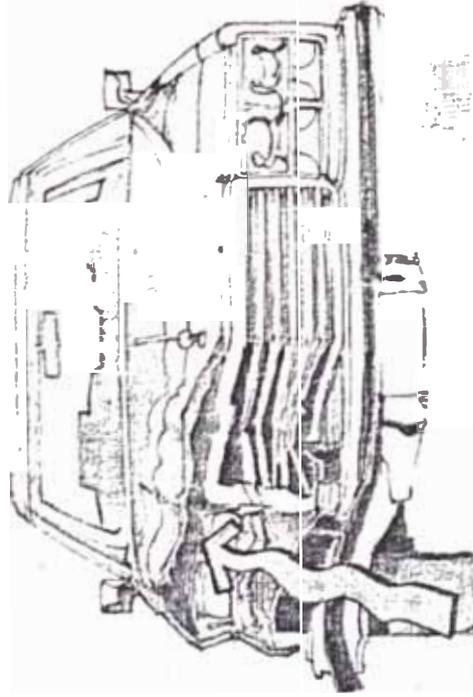


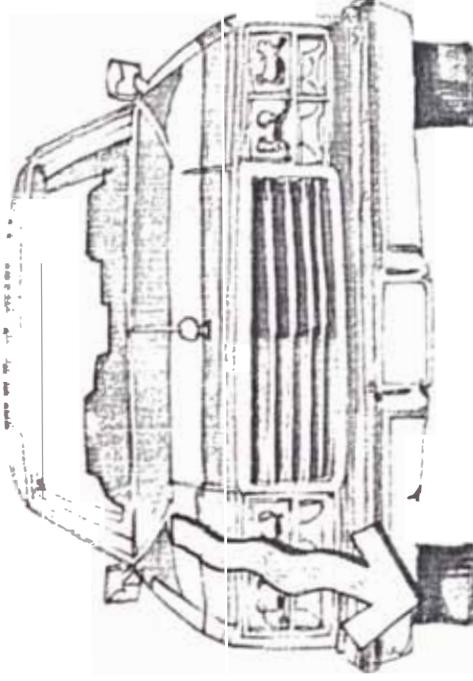
FIGURA 27 DEFORMACION PLASTICA DE LA CARROCERIA

Así la recuperación implica cargas de tracción en la sección de la chapa deformada, la estructura tubular es más robusta que exige una fuerza recuperadora mayor, éste cálculo da un estimado de la

Korek uses the metal's memory elasticity to allow damaged metal to return to its original shape naturally.



Careful diagnosis will tell the extent of the damage, how it occurred, and what is needed to restore it quickly, correctly and profitably.

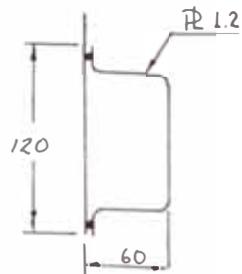


Korek applies the power where it's needed; Korek's patented swivel base uses the metal's memory as it returns it to its original position.

© Applied Power Inc. 1978

FIGURA 27.a: FUERZA DE COLISIÓN Y ENDEREZADO

carga necesaria para llegar al punto de deformación plástica.



seccion de
larguero
TOYOTA 2000

$$\text{Area} = 4.75 \text{ cm}^2$$

Chapa Ac. Estruct: $S_y = 2400 \text{ Kg/cm}^2$

FUERZA DE FLUENCIA (F_y)

$$F_y = S_y \cdot A$$

$$F_y = 11,400 \text{ Kg.}$$

Al inicio de la recuperación se presentan esfuerzos de flexión por la desviación de cotas ello requiere menor fuerza correctora, cuando ya desaparezca, toda la sección deformada resiste plenamente la tracción donde 11 Tn. son requeridas, el calentamiento de la zona averiada se realiza para facilitar la recuperación y proteger zonas sin daños, un calentamiento disminuye el punto de cedencia, así a 260°C baja al 70% y a 600°C la resistencia a la cedencia es solo 40%. Altas temperaturas pueden degradar las propiedades por tratamiento térmico de la chapa de acero, la Ford indica que lo más se debe calentar la

chapa hasta 600°C para conservar sus propiedades.

Con estos criterios utilizamos una carga tractora de enderezado de $F = 5000$ Kg. libres en toda dirección en el plano horizontal desde el nivel del suelo hasta 900 mm. de altura considerada ésta la zona más robusta del coche.

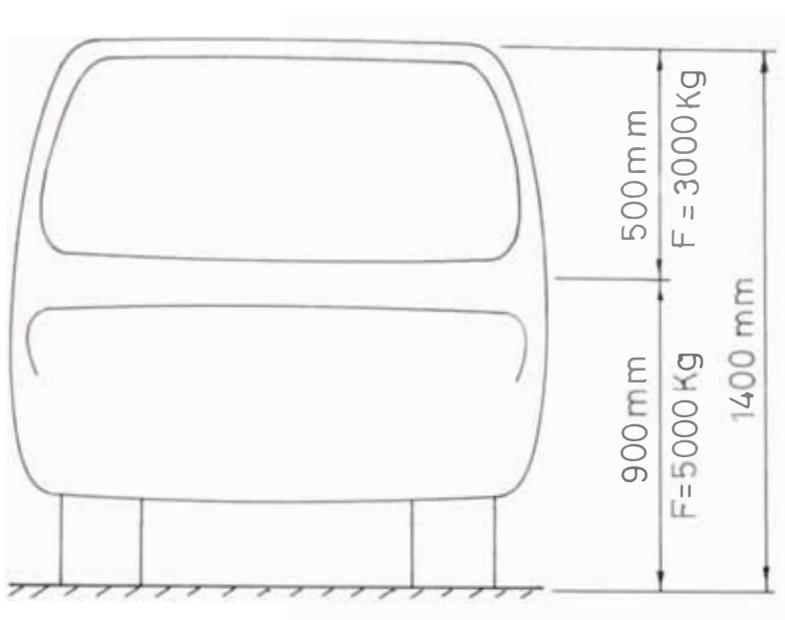


FIGURA 28 FUERZAS DE ENDEREZADO

Para la zona superior a 900 mm. (desde la base del parabrisa) hasta el techo es necesario menor carga, además este nivel mantener cargas altas es un

problema para el equipo pues demanda más robustez y complejidad del mismo. Usamos aquí una carga enderezadora de F 3000 Kg.

3.3.3 PLANOS Y COTAS DE ALINEACION

Los fabricantes de autos entregan a los talleres la información de las cotas de alineación de sus carrocerías además fábricas importantes de equipamiento para reconstrucción de carrocerías dan a sus clientes información actualizada de los nuevos modelos.

La figura 29 muestra los planos de alineación de la plataforma base de la carrocería. Allí se observa el plano de simetría OX-OX además el escuadrado de los diferentes puntos principales en un plano horizontal y en el de elevación con la línea de referencia de cota 0, se observan las líneas del centro eje delantero y posterior y los soportes de la suspensión.

La figura 30 muestra los planos de **alineación** del Renault en las tres vistas principales de soporte de los elementos mecánicos; la precisión que se exige es de $\pm 2\text{mm}$.

La figura 31 muestra la información de cotas que proporciona un importante fabricante de equipamiento para talleres de servicio automotriz : NIKE HIDRAULIC.

NIKE
hydraulic

Dataliner
mit/avec/mit/med ChassiMaster

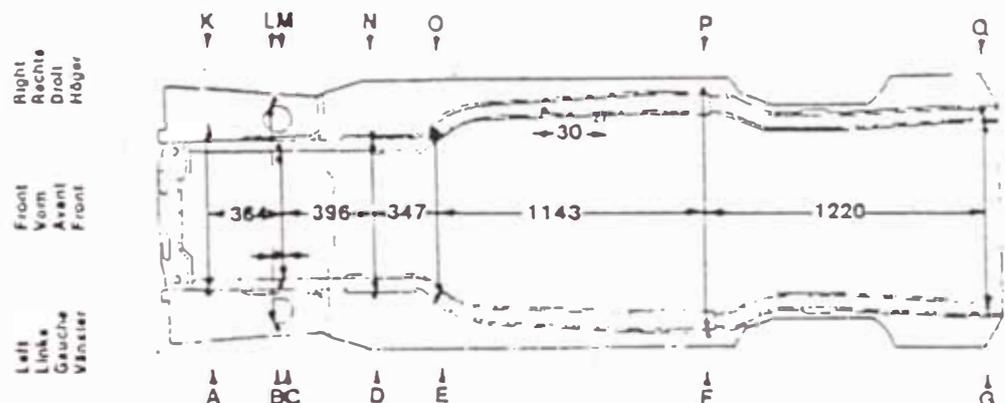
Data chart
Massblatt
Feuille de mesure No. 1989
Mätprotokoll Nr.

Owner: INHABER / Proprietario / ACQUIS	Make: Fabrikat / Marque / Marke FORD ESCORT (Germany)	Model: Baujahr: / Anno, Año / Modèles
Measuring Gate: Aufmessung Datum / Date mesurage, Mätning Datum	Vehicle No: / Wagen Nr / Immatrikulation: / Reg nr	
By: von / par / de		

Measuring points / Vermessungspunkte / Points de mesurage / Mätpunkter

Ref	Part	Part Name	Symbol	Width	Height	Distance
A - K	Frame side member front vertical / Trottoir (Pole)	Sel fencicazion / outside verticale / Trottoir (Spannvermittlung)	○ 19	2	100	
	Longeron lateral / avant vertical	Rail / avant vertical				
B - L	Shock absorber / lampe suspension / Dämpfer / amortisseur	Gasfeder / äußere Düsen / E-Stopfen / amortisseur	⌋	1"	500	
	Shock absorber / lampe suspension / Dämpfer / amortisseur	Gasfeder / äußere Düsen / E-Stopfen / amortisseur				
C - M	Frame side member rear / Longeron mesur avant / Dorsale / arrière	Sel fencicazion / interiore verticale / Dorsale / arrière	⌋	1"	-	
	Frame side member rear / Longeron mesur avant / Dorsale / arrière	Sel fencicazion / interiore verticale / Dorsale / arrière				
D - N	Frame side member rear vertical / Trottoir (Pole)	Sel fencicazion / interiore verticale / Trottoir (Spannvermittlung)	○ 19	2	-	
	Longeron lateral / Trottoir (Pole)	Rail / interiore verticale / Trottoir (Spannvermittlung)				
E - O	Frame side member / Longeron / avant / arrière	Sel fencicazion / interiore / Dorsale / avant / arrière	○ 13	1	-	
	Frame side member / Longeron / avant / arrière	Sel fencicazion / interiore / Dorsale / avant / arrière				
F - P	Spring bracket / Support ressort / Bollwerk / ressort	Federstütze / Bollwerk / Aussenspanne	⌋	19	1	-
	Spring bracket / Support ressort / Bollwerk / ressort	Federstütze / Bollwerk / Aussenspanne				
G - Q	Frame side member rear / Longeron lateral / Trottoir (Pole)	Sel fencicazion / interiore / Dorsale / interiore / Trottoir (Spannvermittlung)	○ 13	1	100	
	Frame side member rear / Longeron lateral / Trottoir (Pole)	Sel fencicazion / interiore / Dorsale / interiore / Trottoir (Spannvermittlung)				

1) = P, height in centre of bolt, 1) = P, Höhe in Mitte des Bolzens, 1) = P, hauteur au centre du boulon, 1) = P, höjd i mitten av bolten
 2) = Normal length measure for width measurement, 2) = Normal length measure for width measurement, 2) = Longueur normale pour la mesure de largeur, 2) = Längd normal för breddmätning



Height / Höhe / Hauteur / Höjd		
Ref	Normal height / Normale Höhe / Normale hauteur / Normal höjd	Dimension Abweichung Déviation Avvikelse
A	190	
B	162	
C	237	
D	187	
E	128	
F	168	
G	228	
K	190	
L	162	
M	237	
N	187	
O	128	
P	168	
Q	228	

Length / Länge / Longueur / Längd		
Ref	Normal length / Normale Länge / Normale longueur / Normal längd	Dimension Abweichung Déviation Avvikelse
A	2250	
B	-	
C	1888	
D	1490	
E	1143	
F	0	
G	1220	
K	2250	
L	-	
M	1888	
N	1490	
O	1143	
P	0	
Q	1220	

Width / Breite / Largeur / Bredd		
Ref	Normal width / Normale Breite / Normale largeur / Normal bredd	Dimension Abweichung Déviation Avvikelse
A - K	734	
B - L	1037	
C - M	857	
D - N	748	
E - O	802	
F - P	1073	
G - Q	914	

FIGURA 31 CARTA DE INFORMACIÓN FORD ESCORT

3.4 SISTEMAS Y EQUIPOS DE ALINEACION

La fuerza de enderezado es solicitada en muy diversas direcciones en todo el contorno del vehículo y para ello es necesario agenciarse de un medio que pueda satisfacer dicha necesidad. Los sistemas utilizados son los siguientes :

3.4.1 SISTEMA BASICO : EQUIPO PORTO-POWER

Es un equipo cuyos componentes se aprecian en la figura 32 posee una gran variedad de posiciones acciones y expande zonas de la carrocería deformadas. Es ideal en el enderezado del cajón del habitáculo y zonas superiores de la carrocería.

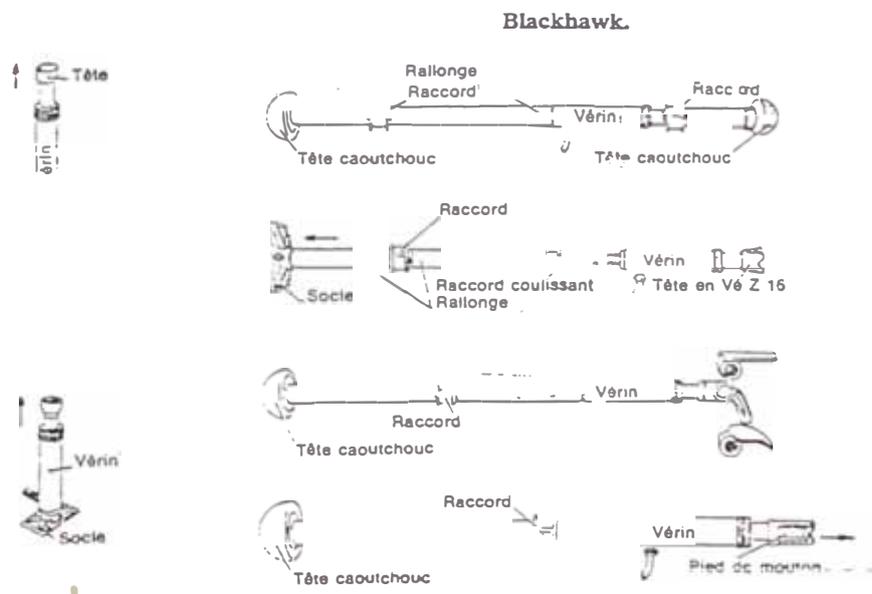
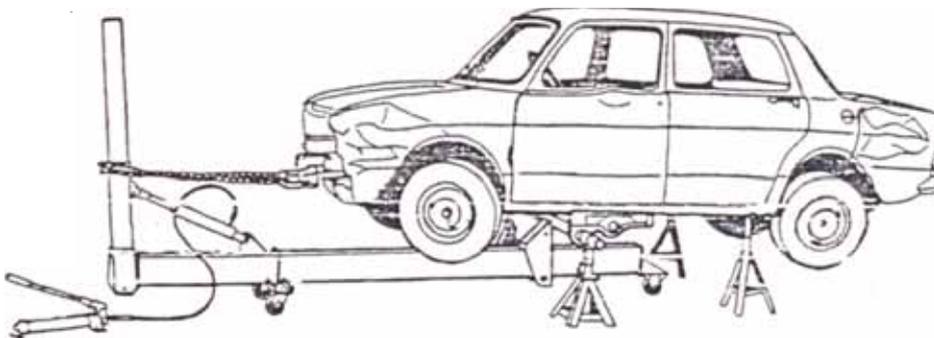


FIGURA 32 EQUIPO PORTOPOWER

Desventajas : cuando se requiere fuerzas tractoras en el contorno del coche , especialmente cuando la carrocería está desalineada es muy complicado proceder el enderezado y en muchas oportunidades resulta inadecuado .

La escuadra hidráulica, otro equipo básico, ofrece espacio para poder reparar la zona deformada y muy bien endereza daños locales y su uso es muy práctico y liviano. Ver gráfico 33.



— Travail de redressage avec une équerre hydraulique Dozer.

FIGURA 33 ESCUADRA DE ENDEREZADO

Desventajas : No tiene control de la plataforma de la carrocería para la alineación, su uso es para deformaciones locales de la carrocería. Ver gráficos.

3.4.2 SISTEMAS AVANZADOS A BANCO :

A) BANCO UNIVERSAL DE ENDEREZADO

Ventajas :

- No requiere de cálculos a efectuar
- No requiere de fichas ni cotas a buscar
- La precisión de posicionamiento lo determina el juego de soportes.

Inconvenientes :

- Necesita poseer un gran número de juego de soportes .Cada modelo de coche necesita un juego de soporte que le es propio.

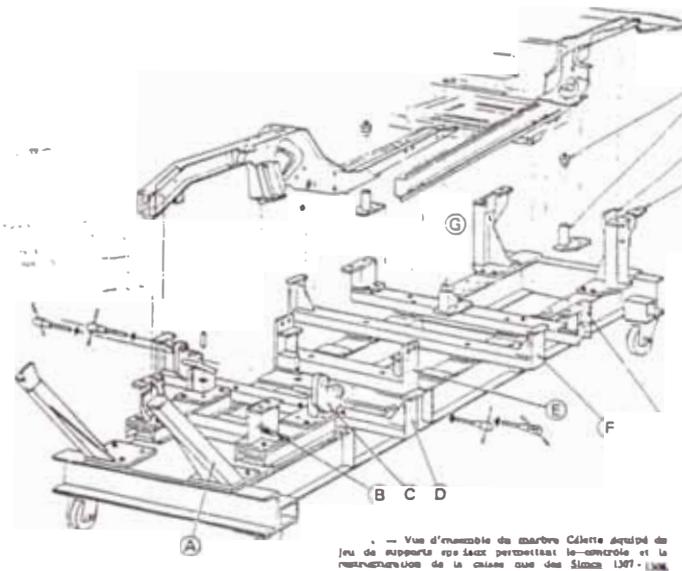


FIGURA 34 BANCO UNIVERSAL
Las letras indican los soportes.

- Desmontaje ,mas partes - la mecánica para fijar la carrocería sobre los soportes.
- Necesidad de preveer lá contracción por soldadura en caso de reemplazo parcial.
- Cuando el banco está inutilizado el sitio también la está en los talleres.

B) BANCO DE ENDEREZADO CON SOPORTES ADAPTABLES Y CONTROL TRIDIMENSIONAL :

B1) CONTROL POR SISTEMA MECANICO (Caroliner,Blackhawk)

Ventajas :

- Soporte de fijación por abrazaderas regulables sobre el borde de los largueros del habitáculo.
- No requiere de juegos de soportes individuales ,las cotas son leídas sobre un ensamble tubular graduada y correderas en la tres direcciones del espacio.
- Simplicidad de utilización.

Inconvenientes :

- Cálculos a efectuar.

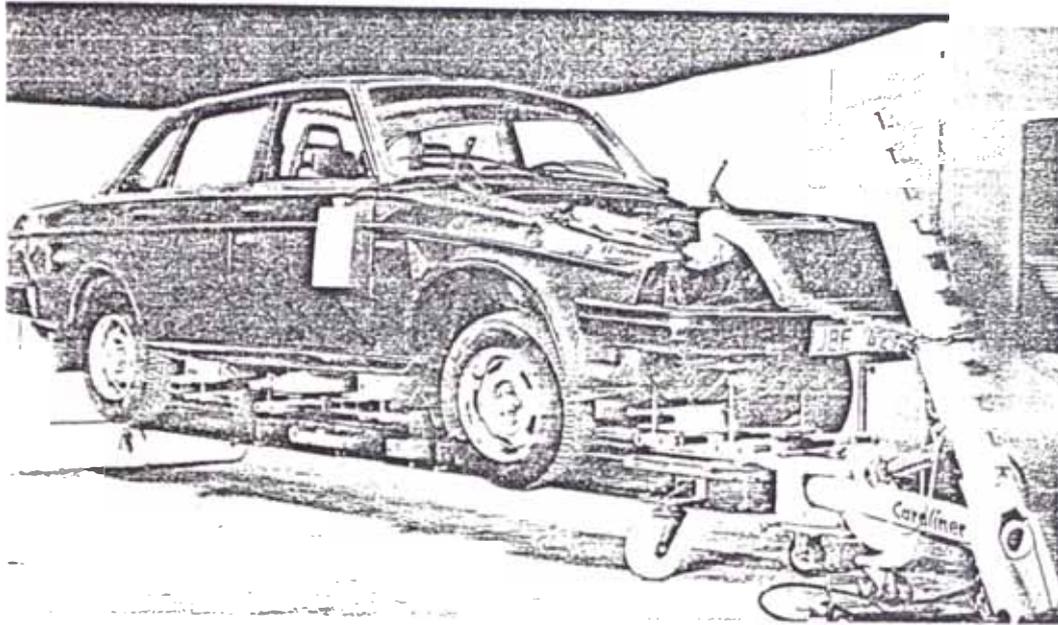


FIGURA 35 BANCO CAROLINER

- Necesidad de bajar las reglas de calibre colgante en las operaciones de tracción o de empuje.
- Apreciación de la tracción o de empuje y visualización de la corrección.
- Desmontaje de partes de la mecánica para la fijación y operación.
- Sitio : Inmovilidad en el taller cuando no se utiliza.

B2) CONTROL POR SISTEMA OPTICO (DATALINER)

Ventajas :

- Soporte de fijación por abrazaderas sobre los largueros del habitáculo.
- No requiere de montajes individualizados. El control de cotas se hace por un ensamble graduado y línea de mira para el objetivo por rayo luminoso (laser).
- No requiere desmontar elementos mecánicos , control y enderezado simultáneo.
- Visión directa del trabajo de tracción o empuje en observación del desplazamiento de la regleta transversal para el rayo laser.

El sistema de medición por láser del Dataliner 800 permite que todas las mediciones se hagan desde el exterior de la zona de la carrocería y se controlen en toda la operación de reparación.



FIGURA 36 BANCO DATALINER

Inconvenientes :

- Cálculos simples para reporte de cotas.
- Espacio inutilizado en el taller después de la utilización.
- Costo elevado del sistema de control.

3.4.3 SISTEMAS A PLATAFORMA

A) PLATAFORMA DE ENDEREZADO A PUNTOS (MITECK)

Ventajas :

- Cuando no se use el equipo el área está disponible para otro trabajo.
- Fijación de la carrocería por abrazaderas sobre los rebordes de largueros de habitáculo.
- Control de cotas por calibres de medida ordinarios.
- Posibilidad de multiplicación ulterior de puntos de anclaje.

Inconvenientes :

- Número de puntos de anclaje en el límite del suelo.
- Para reparación por reemplazo de zonas difíciles necesita de

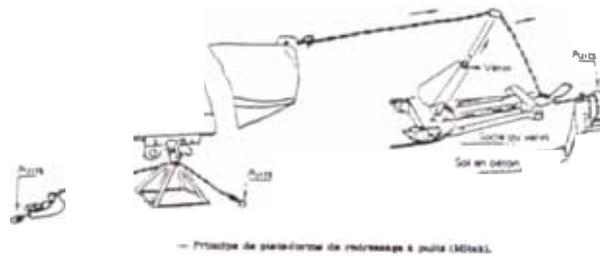
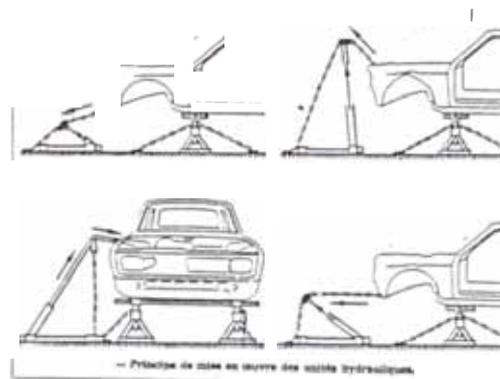


FIGURA 37 SISTEMAS POR PUNTOS MITECK

proseguir el trabajo utilizando una bancada.

- Se requiere obra civil para instalar los soportes al suelo.

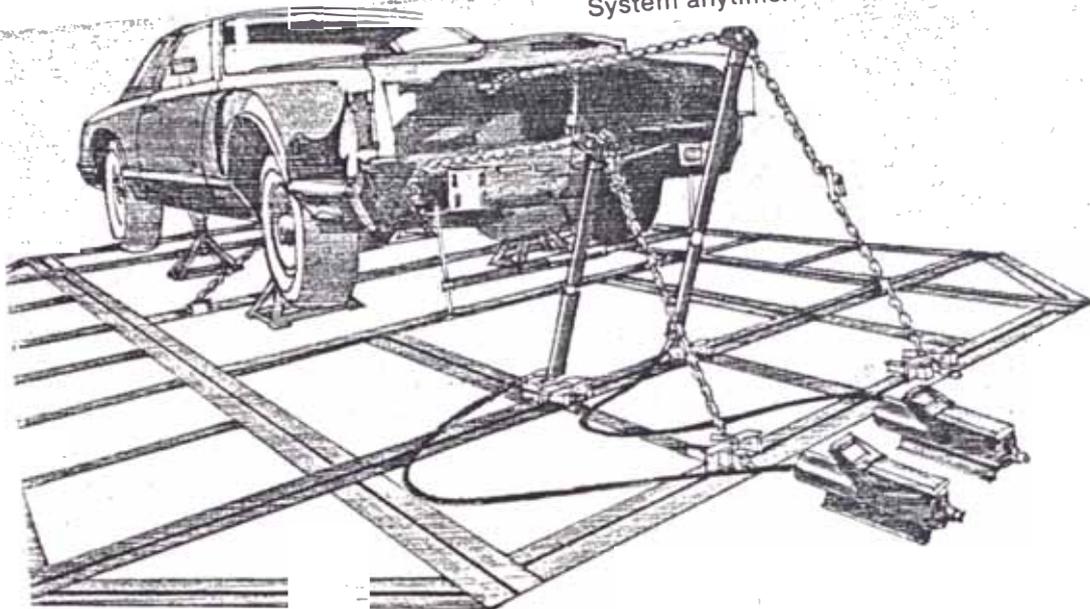
B) PLATAFORMA DE ENDEREZADO A CHASIS (KOREK)

Es similar al sistema MITECK ,ver figura 38.

Inconvenientes :

- Para una reparación por reemplazo de las zonas difíciles como para los sistemas precedentes ,es preferible proseguir el trabajo utilizando un banco.

Use basic one and two pull set ups as you work around the vehicle to correct. You may add to any Korek System anytime.



Automotive Division
Applied Power Inc.
P.O. Box 27207
Milwaukee, Wisconsin 53227

FIGURA 38 SISTEMA KORECK

- También hay obra civil y queda totalmente fijo imposibilitando una mudanza posible del taller.

CAPITULO IV

DEFINICION DEL EQUIPO DE ALINEACION EN PROYECTO

4.1 CUALIDADES DEL EQUIPO A PROYECTAR

Consideramos las ventajas de varios sistemas de equipos de alineación que se adecuan a la infraestructura de los talleres automotrices, a los operarios del medio, con un manipuleo sencillo y de poco cuidado, y que además sirva para otros procesos y trabajos dentro del taller, además precisamos describir algunos criterios que guían el diseño del equipo y son :

- Debe fijar firmemente el automóvil sin necesidad de extraer ninguno de los principales componentes mecánicos del auto.
- Debe permitir el simultáneo funcionamiento según un arreglo de 360 grados alrededor del auto.
- Una sola persona debe poder accionarlo con relativa facilidad.
- Debe poder movérselo dentro del taller.

- Debe tener altura de trabajo regulable para evitar posiciones de labor no naturales.
- Debe indicar un sistema de medición y control que puede utilizarse antes, durante y después de las reparaciones sin demorar el trabajo.

4.2 COMPONENTES DEL EQUIPO

4.2.1 BANCO ELEVADOR

Lo componen dos partes , El Banco de Enderezado, que sostiene al coche firmemente, además de el se apoya la acción de la fuerza enderezadora y el Mecanismo de Levantamiento que permite colocar al coche en una altura adecuada de trabajo.

El banco está constituido de dos largueros y dos travesaños que le dan robustez con una zona de acceso para el operador en los trabajos más frecuentes las medidas del banco se da con simbologías de dimensiones en el apendice III y se tomará el promedio de las medidas indicadas

las especificaciones técnicas de automóviles del apendice .V, la altura del banco está limitada con el ángulo de entrada del auto.

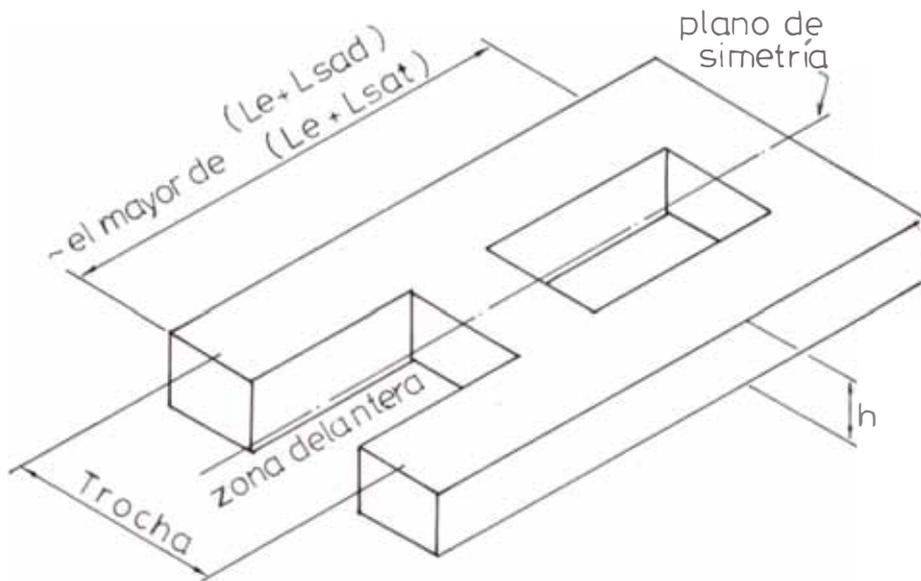


FIGURA 39.- BANCO DE ENDEREZADO

La sección de estas vigas tienen una forma tubular que le da rigidez respecto deformaciones en el plano, soporta altas cargas torsionales en operación y por un anclaje adecuado de la torre. La figura 40 muestra la sección requerida para los elementos del banco.

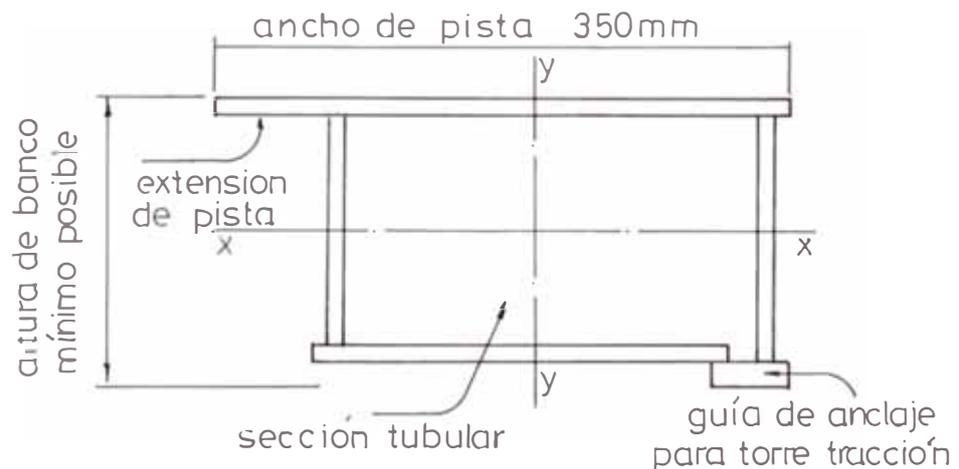


FIGURA 40 .- SECCION DE VIGAS

En el eje Y-Y la sección tendrá mayor módulo de sección, no por los requerimientos de

esfuerzo sino por la disposición y necesidad de un ancho de pista para el desplazamiento de los ruedas del coche, la extensión de la pista colabora con esta necesidad.

El mecanismo es un par de elementos solidarios, que denominaremos brazo delantero y un brazo posterior ambos giran respecto de ejes ubicados en el banco por accionamiento de dos cilindros hidráulicos. La figura 41 muestra este mecanismo.

Vemos que la disposición requiere poca carrera del cilindro hidráulico pero multiplica la fuerza requerida para la elevación.

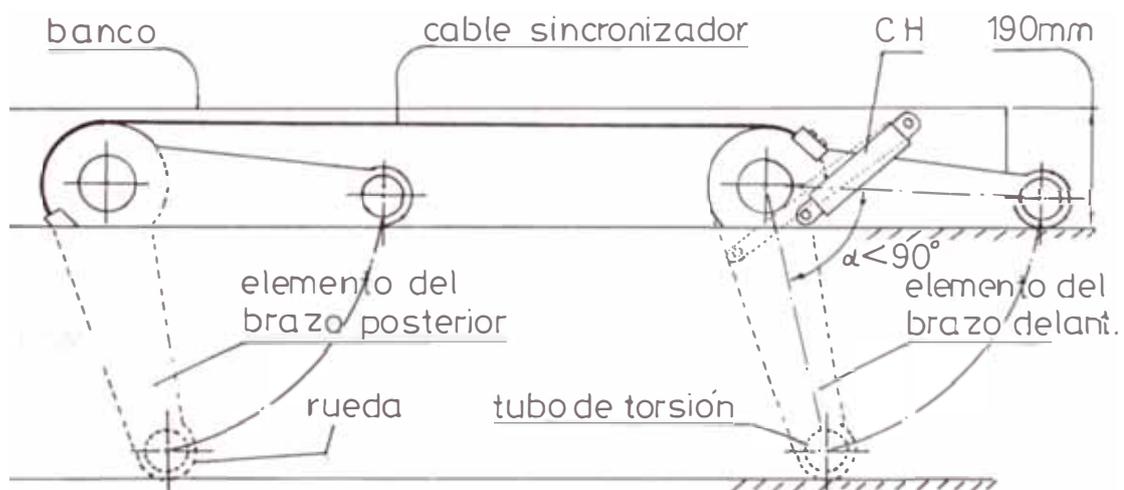


FIGURA 41 .- MECANISMO DE LEVANTAMIENTO

Este mecanismo tiene un dispositivo de

seguro para la posición de elevación , ver figura 42.

—CH sin carga



pasador

seguro trabaja como columna

FIGURA 42.- DISPOSITIVO DE ASEGURADO DEL LEVANTADOR

El cable transmite la carga del brazo delantero "brazo tractor", al brazo posterior y de un movimiento sincronizado entre el tren delantero y posterior.

El cilindro hidráulico es de un solo efecto pues es requerida la fuerza en el ascenso, en el descenso se recoque por fuerzas de gravedad, cuando se abre la válvula de descarga, además el accionamiento se realizará por una bomba hidroneumática para operar fácilmente y con rapidez, la sincronización de la parte derecha e izquierda en un brazo, lo realiza un tubo de torsión que además da rigidez y robustez al mecanismo.

Observemos en la figura 41 que el extremo del brazo delantero queda libre , y así el tubo de torsión se extiende y da estabilidad al

banco en levantamiento, el brazo posterior se pierde en el interior del mismo, todo esto es para que el banco baje hasta el suelo.

Las ruedas colaboran en los requerimientos de desplazar el equipo a otras áreas ,cuando el uso es establecido en un sitio se retiran las ruedas.

El bastidor además de ofrecer guías en todo su contorno, para que se ubique la torre de tracción, también da un área para instalar las abrazaderas standard que fijan el vehículo desde las estribos. Ver figura 43.

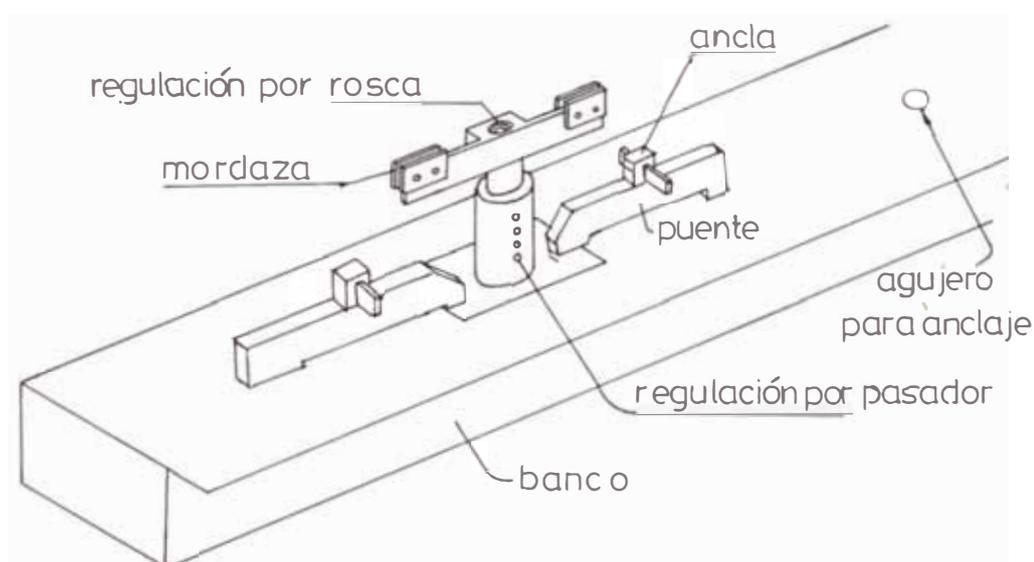


FIGURA 43 .- INSTALACION DE ABRAZADERAS STANDARD

La abrazadera no tiene posición fija es muy versátil conforme a la necesidad, su asegurado es simple y rápido y la altura libre del suelo al estribo (zona de sujeción) es

regulable como se observa en la figura 55, además hay huecos para anclaje del auto por cadenas para casos especiales ver operación del equipo.

4.2.2 TORRE DE TRACCION

La fuerza enderezadora es requerida en todo el contorno del coche en direcciones desde el centro del auto hacia afuera, esta función la realiza la torre de tracción fijada en una base que corre por guías que tiene el banco. Hay una torre de acción frontal que puede girar libremente y barrer el área frontal delantero del auto.

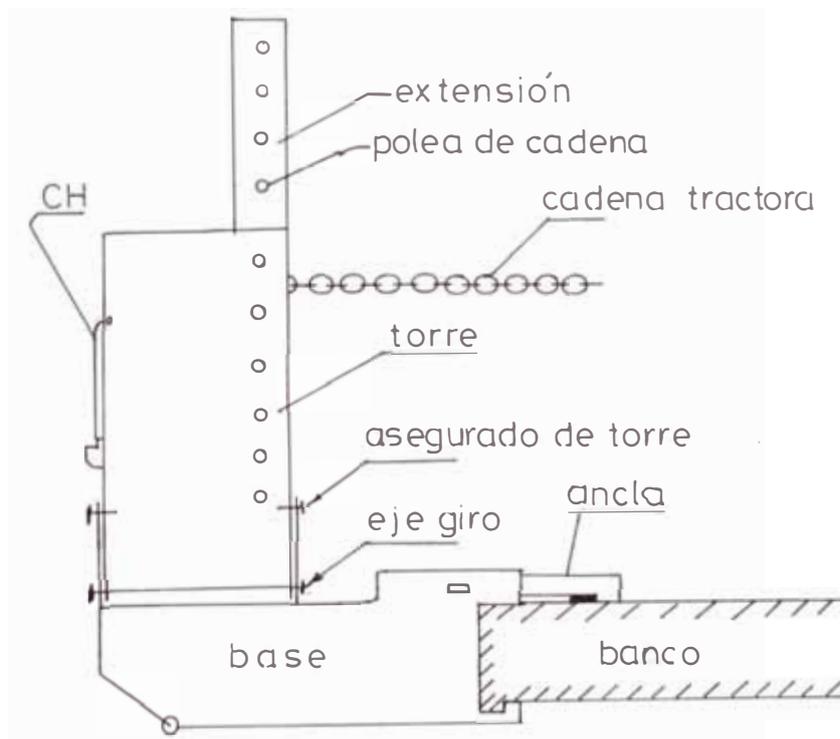


FIGURA 44 .- TORRE DE TRACCION FRONTAL

Hay requerimientos combinados de carga por el tipo de colisión y consiguiente de formación de la carrocería. Ver figura 45

DERECHA: la compresión longitudinal, conocida como deformación tipo banana, requiere aplicar esfuerzos de tracción laterales y longitudinales.

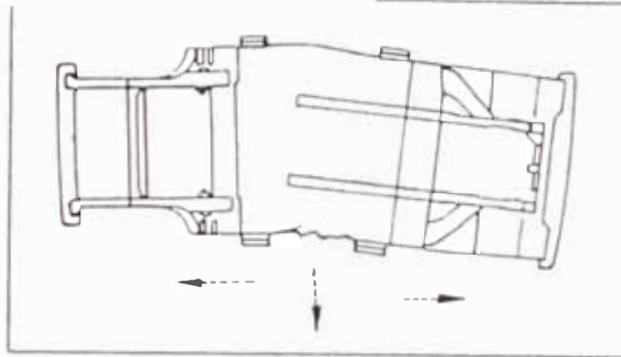


FIGURA 45 .- DEFORMACION BIDIMENSIONAL DE LA CARROCERIA

Para ello diseñamos una torre lateral que trabaja simultáneamente con la torre frontal dando carga de tracción por cadena o carga de empuje por acción directa de un cilindro hidráulico.

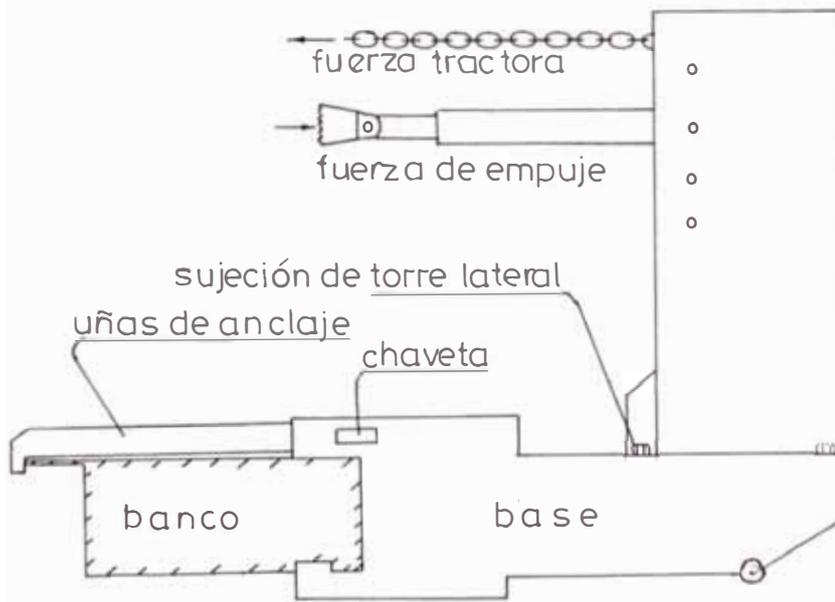


FIGURA 46 .- ASEGURADO DE LA BASE DE TORRE

El elemento que asegura la torre y además soporta la carga de la torre en fuerza de empuje, son uñas como se observa en la fig. 46. En la torre hay un mecanismo con cadenas y poleas que permiten regular el nivel donde se quiere realizar la carrera de un C.H. instalado allí permite dar la tracción, una fuerza enderezadora de 5000 Kg. se entrega hasta el nivel de 900 mm. desde el suelo, el C.H. es idóneo para estos requerimientos por su expansión continua y fuerza uniforme que se accionado por una bomba hidroneumática para el alivio del operador.

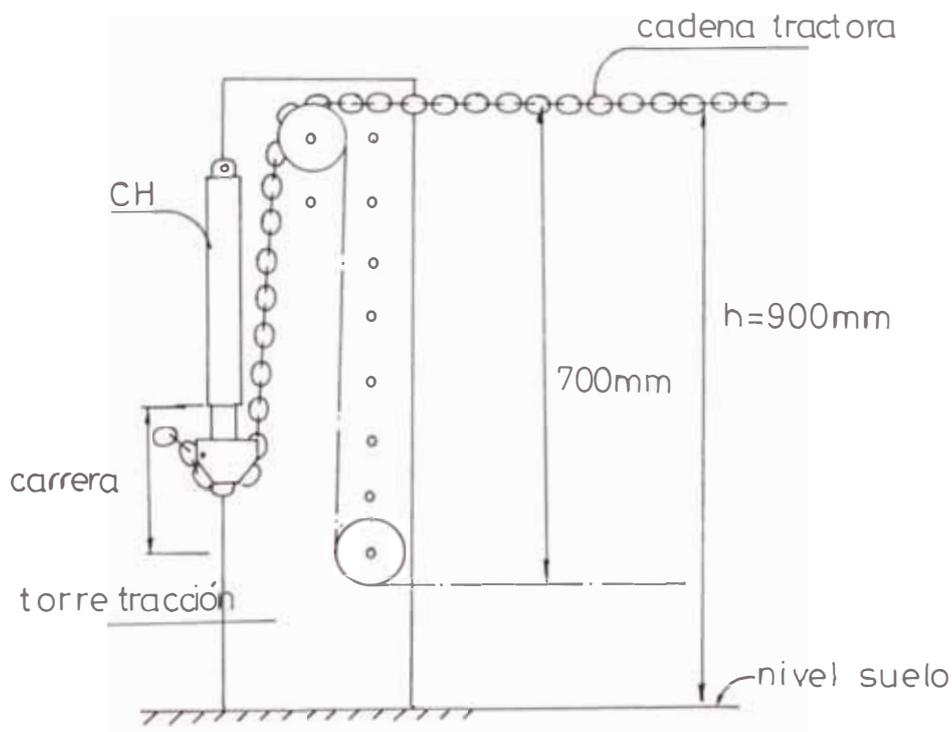


FIGURA 47 .- MECANISMO DE LA TORRE DE TRACCION

Para necesidades de cargas, a nivel del parabrisas y techo del auto se instala una extensión de torre, en esta zona se trabaja con fuerzas de tracción de 3000 Kg. Ver gráfico 48.

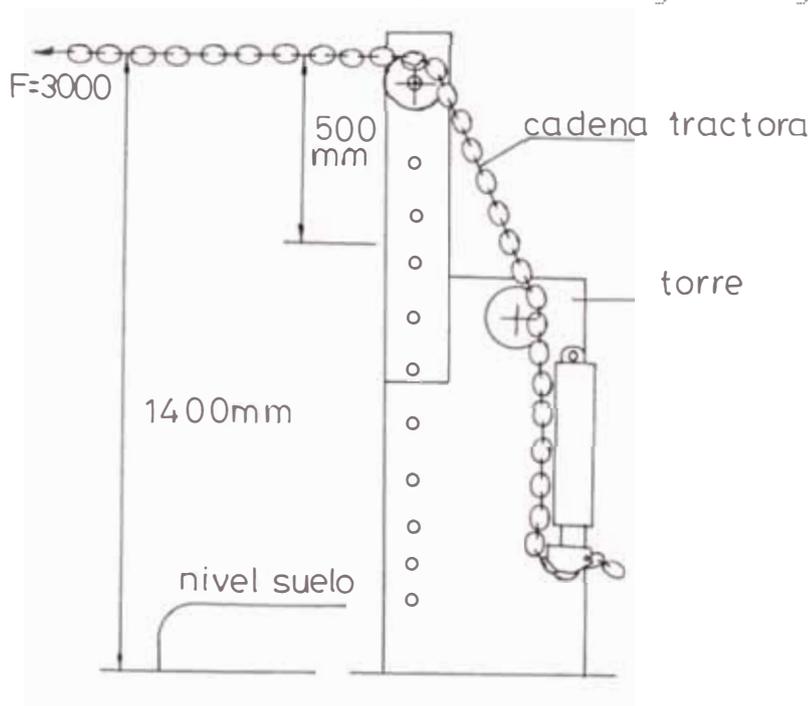


FIGURA 48 .- EXTENSION DE TORRE TRACCION

Para obtener diferentes fuerzas en el CH con seguridad, se usa válvulas de control de presión ajustable en la bomba de accionamiento hidroneumático.

En general la torre de tracción se manipula por el operario con ayuda de las ruedas del mismo y es necesario también tomarlo en peso al colocar en las guías del banco y correrlo por ella hasta ubicarla correctamente, así su construcción ligera es de un acero de alta resistencia.

4.2.3 INSTRUMENTO DE MEDICION

La plataforma del coche, como base estructural de la carrocería necesita un control por medición de cotas de alineación en el plano y en elevación, es decir en las tres dimensiones, el instrumento "se apoya" por medio de cuatro calibres en zonas libres de daño en la plataforma inferior de la carrocería. El gráfico 49 muestra la disposición del instrumento y el aspecto flotante debido a la acción de los muelles neumáticos y el instrumento logre fácilmente alcanzar su ubicación como referencia

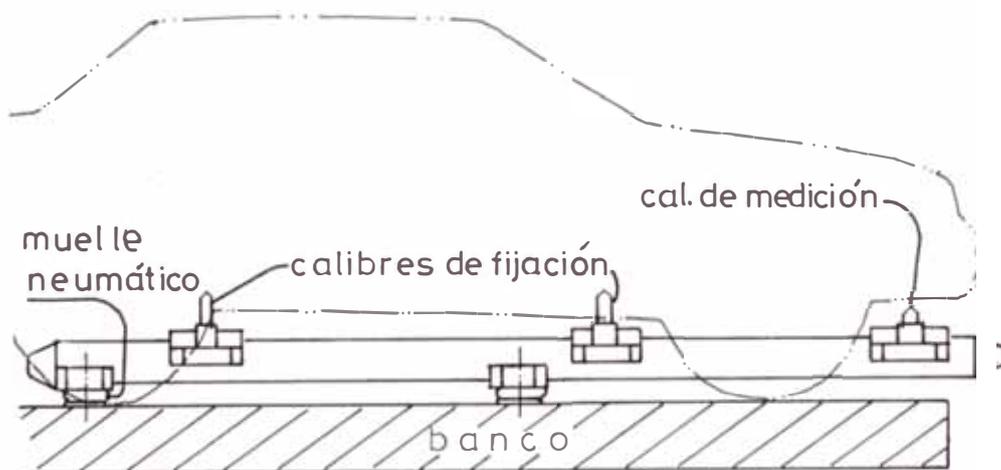


FIGURA 49 .- FIJACION DEL INSTRUMENTO DE MEDICION

Quedan dos calibres que van a rastrear las cotas sospechosas de deformación , previo bloqueo de los 4 calibres fijadores del instrumento.

El esquema 50 indica los desplazamientos en

cada eje del calibre al medir el coche. Así se logra tomar medidas en el espacio, en toda la plataforma del coche.

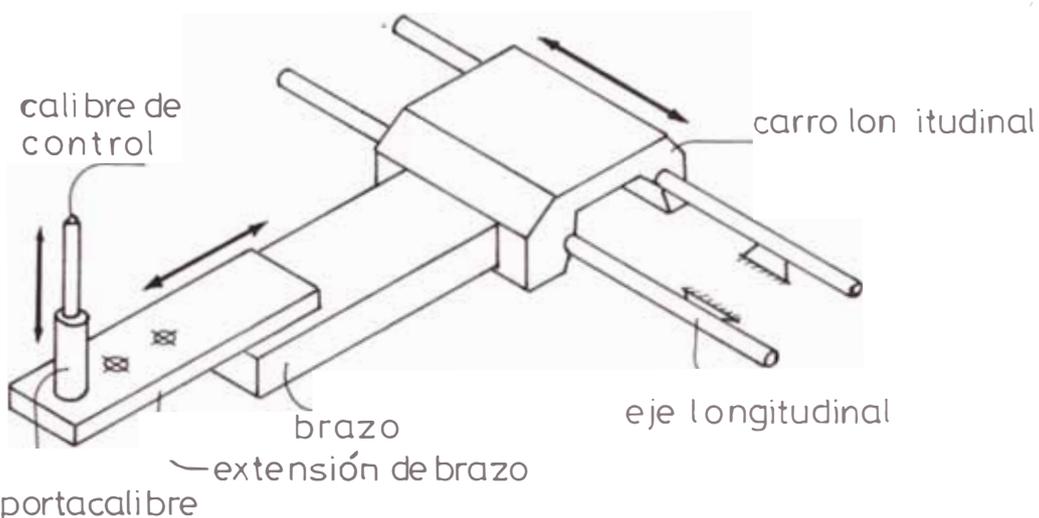


FIGURA 50 .- MOVIMIENTO TRIDIMENSIONAL DEL CALIBRE DE CONTROL

Las guías por donde se deslizan los carros lo conforman dos ejes guía paralelos sujetos cada tramo por tornillos al bastidor respectivo, en cada carro hay bujes partidos que abrazan parcialmente a los ejes guía y aseguran un movimiento axial por deslizamiento del buje.

Cuatro bujes sujetan al carro firmemente de los ejes guías y permiten únicamente la traslación lineal del mismo. La figura 51 muestra esta disposición

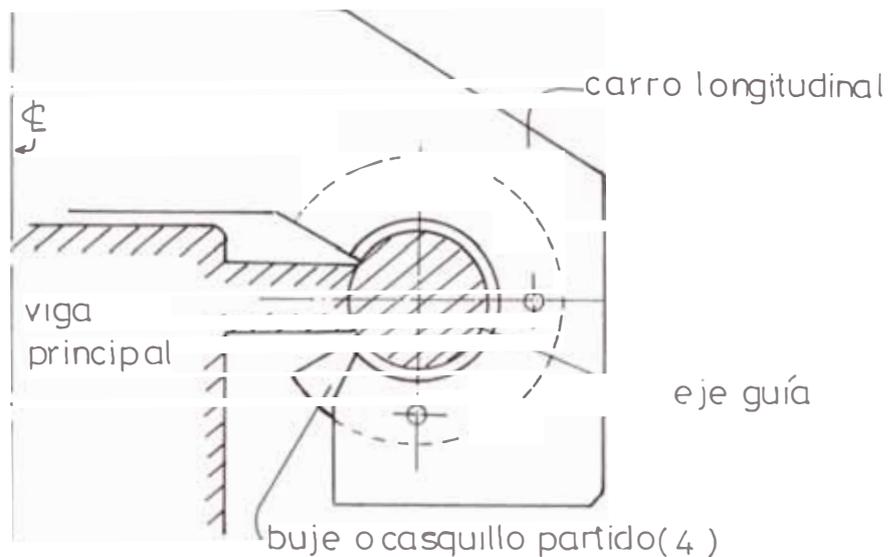


FIGURA 51 .- GUIAS DE DESLIZAMIENTO

Los ejes guía de 20 mm. de diámetro con apoyos a cada distancia apropiada. Los carros de dirección transversal son llamados extensión de brazo con el mismo mecanismo de deslizamiento

Se ubica una cinta métrica a lo largo de las líneas de deslizamiento, en cada carro hay una aguja que indica la lectura.

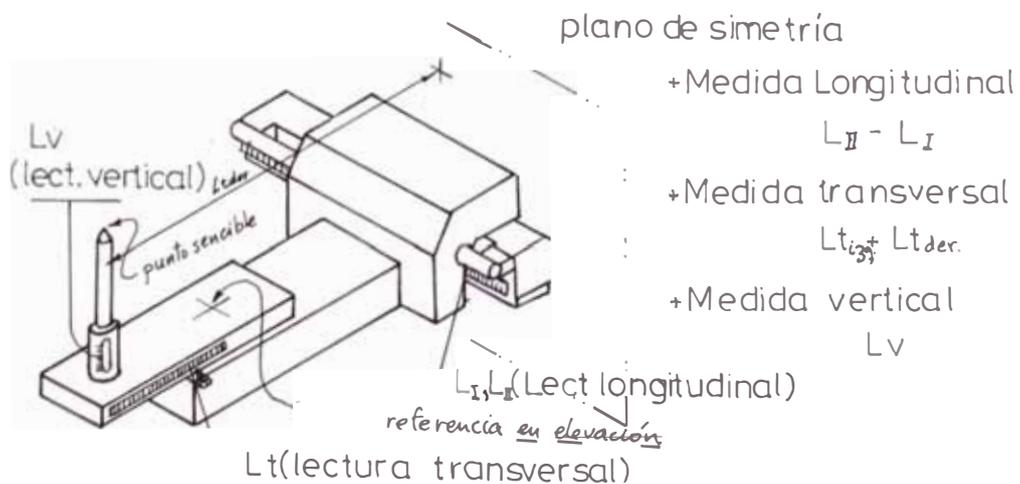


FIGURA 52.- LECTURA DE MEDICION

Sobre el brazo transversal se ubica una extensión que regula el movimiento transversal del calibre. Allí se ubica el portacalibre y el calibre ello se muestra en la figura 53. La punta del calibre coincide con el punto de referencia en el vehículo. En todo el bastidor ó viga madre y brazos transversales que requiere gran rigidez. El instrumento con un longitud de 3500 mm. es sensible a deformaciones por cargas de su propio peso y la necesidad de manipuleo en la instalación, realizado por el operario, esto limita el peso del instrumento así la fabricación se realiza con plancha perforada.

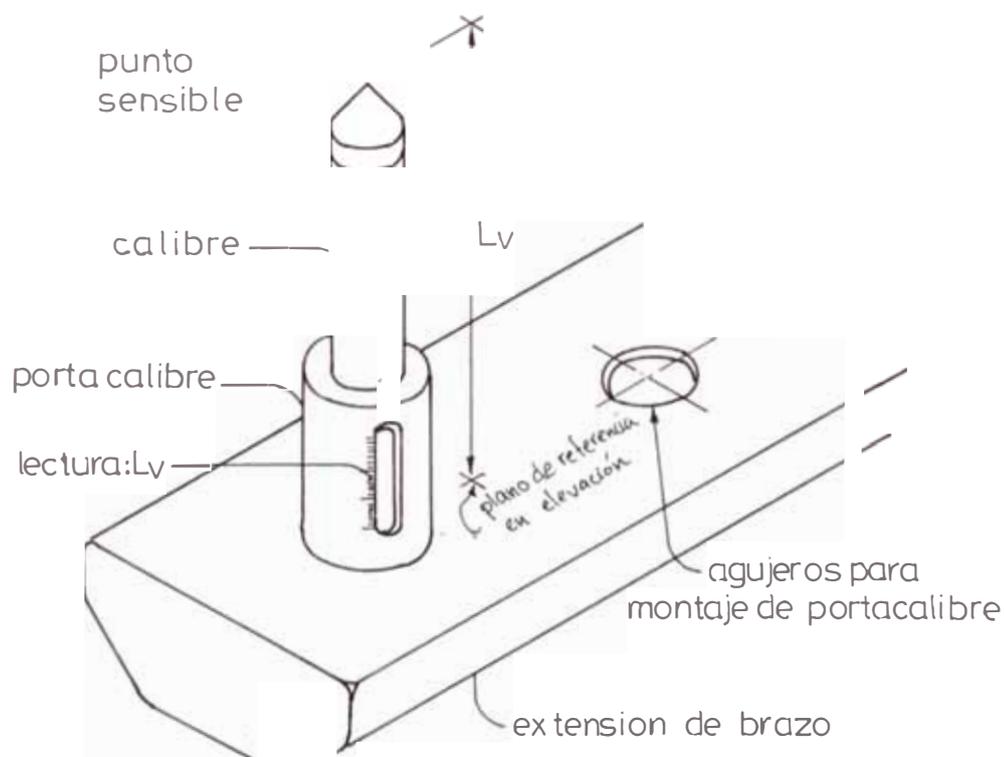


FIGURA 53 .- EL CALIBRE

4.3 ASPECTOS DE LA OPERACION DEL EQUIPO.

4.31 INSTALACION Y OPERACION DEL EQUIPO

- El coche sube al banco en nivel mínimo por sus propios medios una ubicación referencial o centrado del auto en el banco no es necesario observar que el auto no lleve carga y con mínimo nivel de combustible.

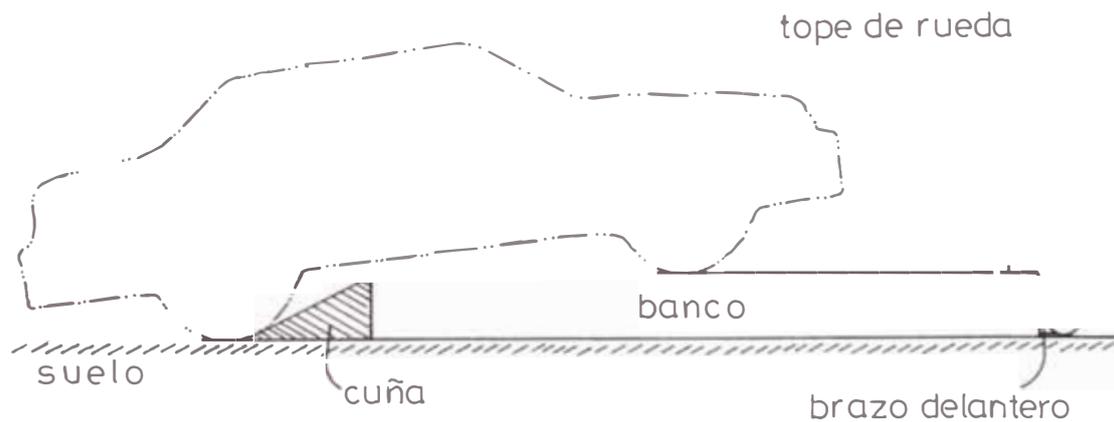
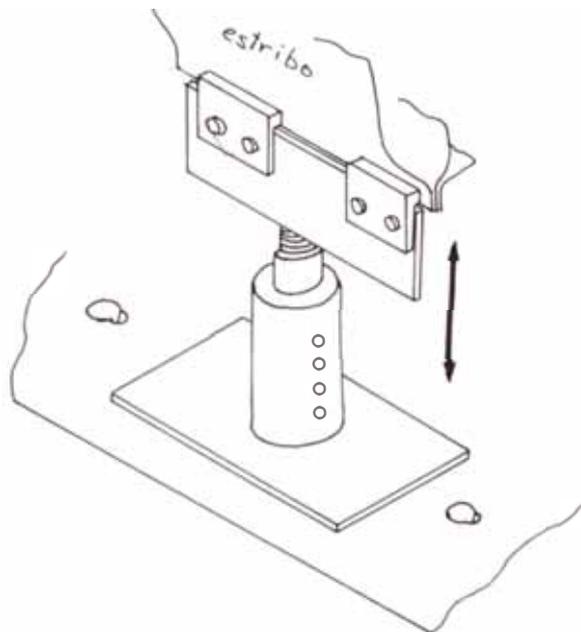


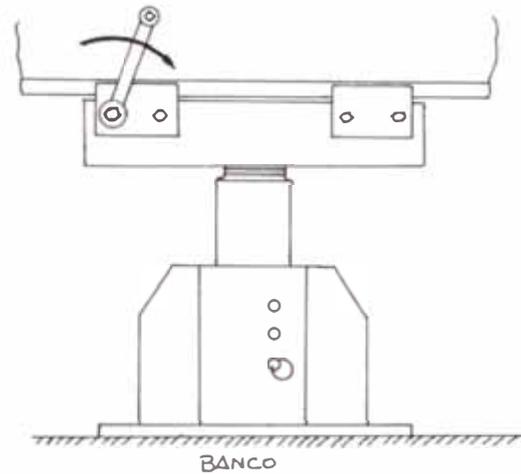
FIGURA 54.- INSTALACION DEL AUTO PARA EL TRABAJO

- Se instala las abrazaderas standard de chasis, en casos especiales se amarra el coche al banco por los huecos para anclaje con cadenas.
- Se coloca los topes de rueda y se levanta el auto hasta la altura de trabajo requerida, se puede escoger dos posiciones a) 500 mm b) 800 mm y se

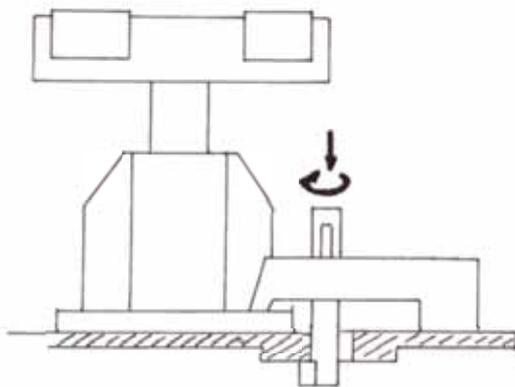
asegura el mecanismo levantador.



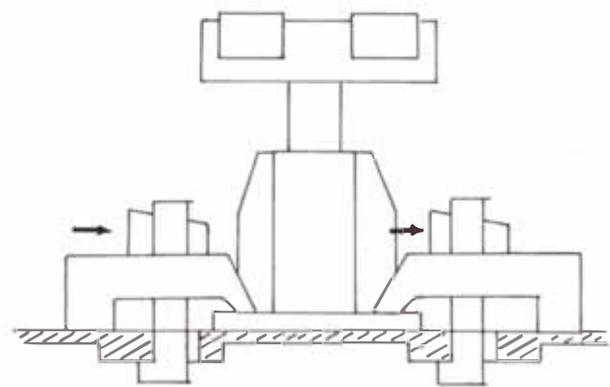
1º Se regula la altura de la abrazadera con el pasador y girando el elemento roscado



2º Se ajustan los tornillos de la mordaza



3º Se coloca el ancla girandolo para su trabado luego se coloca el puente



4º Se coloca la chaveta y se ajusta con martillo, de igual forma se ajusta al otro lado

FIGURA 55 PASOS PARA LA INSTALACION DE ABRAZADERA STANDARD

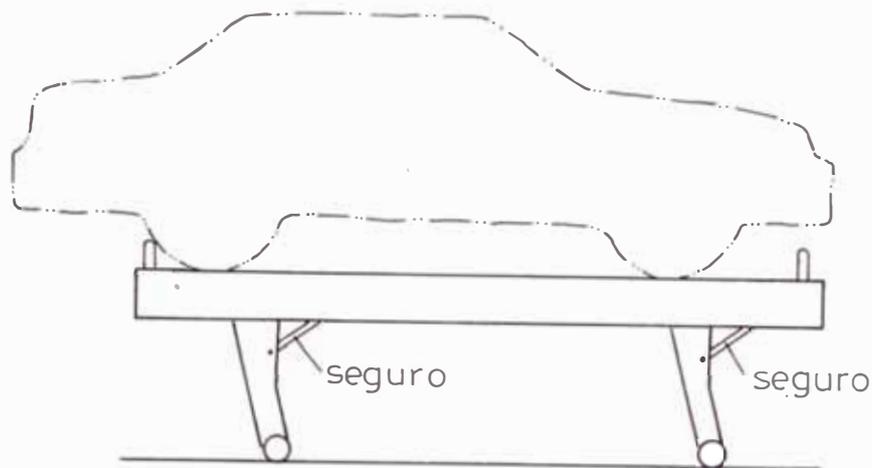
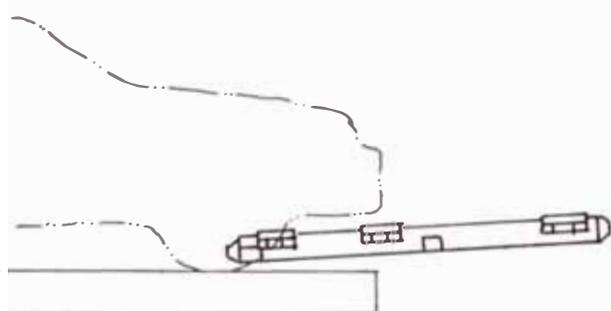


FIGURA 56 .- LEVANTAMIENTO DE COCHE

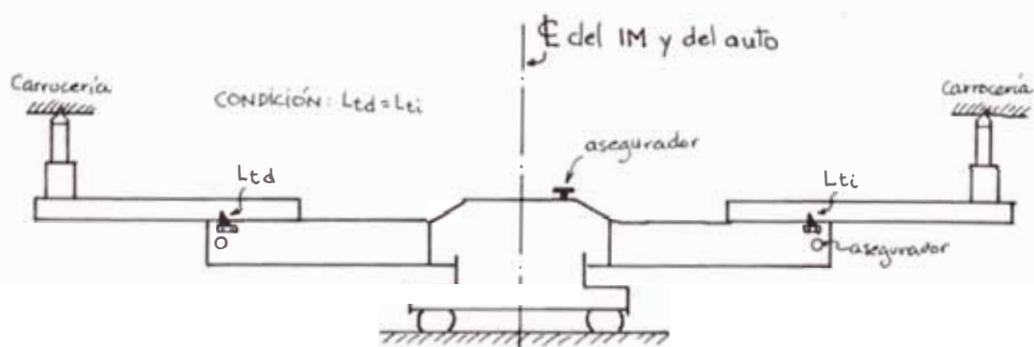
- Se coloca el instrumento de medición , los pasos necesarios se ven en la figura 57 , una vez centrado y bloqueado los elementos móviles, se ejecuta el control de medida en la zona dañada.



1º Colocación del Instrumento de control



2º Colocación de calibres de referencia y accionamiento de los muelles neumáticos



3º Centrado del instrumento respecto al plano de simetría del automóvil y trabado de elementos móviles, para iniciar la medición de cotas.

FIGURA 57 INSTALACION DEL INSTRUMENTO DE CONTROL

- Colocación de la torre de tracción en la posición requerida para iniciar la recuperación y enderezado de la carrocería. (Ver Figura 57a).

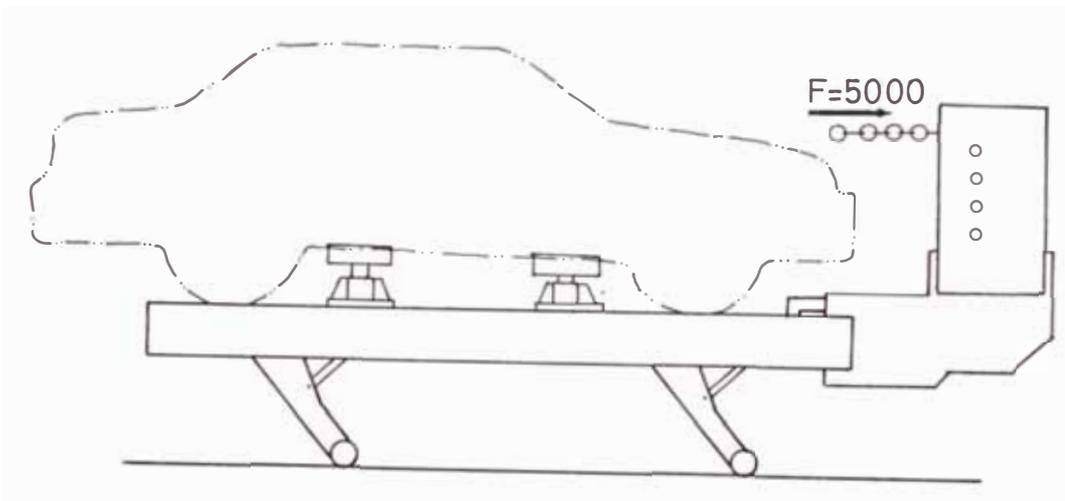


FIGURA 57a FUERZA DE ENDEREZADO

Nuevamente se tiene control de cotas y según el resultado de control se acciona la fuerza tractora, esto se repite hasta lograr una correcta recuperación del daño.

4.3.2 ZONA DE ACCION DE LAS FUERZAS DE ENDEREZADO.

Para daños en áreas frontales del coche el gráfico 58 muestra como se desplaza y ubica la torre de tracción para la fuerza de enderezado.

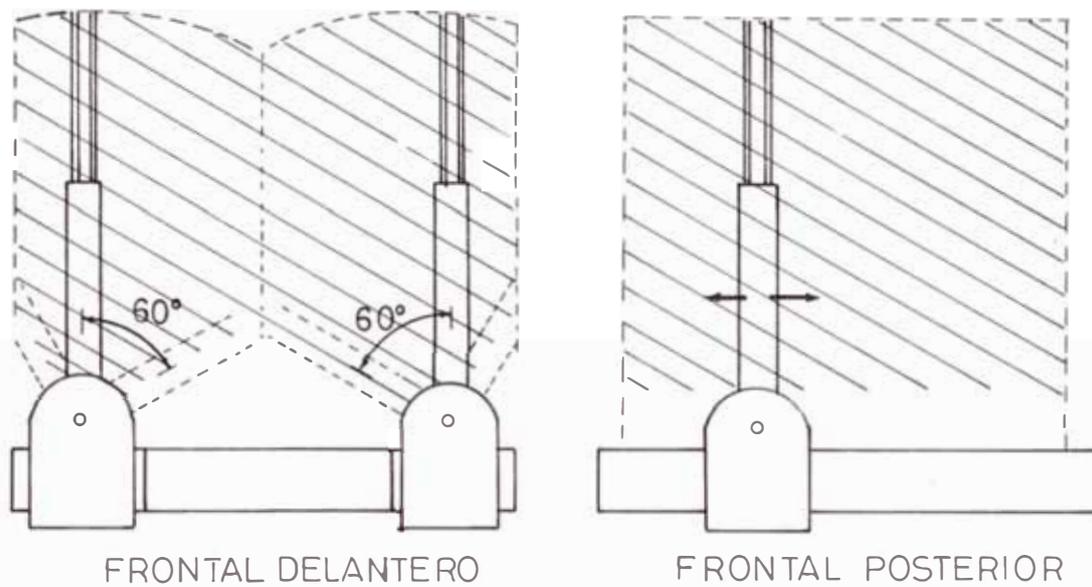


FIGURA 58 ZONAS DE ACCION FRONTAL DE LA TORRE DE TRACCION

Para trabajar en el lateral del auto, el gráfico 59 muestra el área de barrido, observamos que también hay fuerzas de dirección no perpendiculares para colisiones tipo oblicuo.

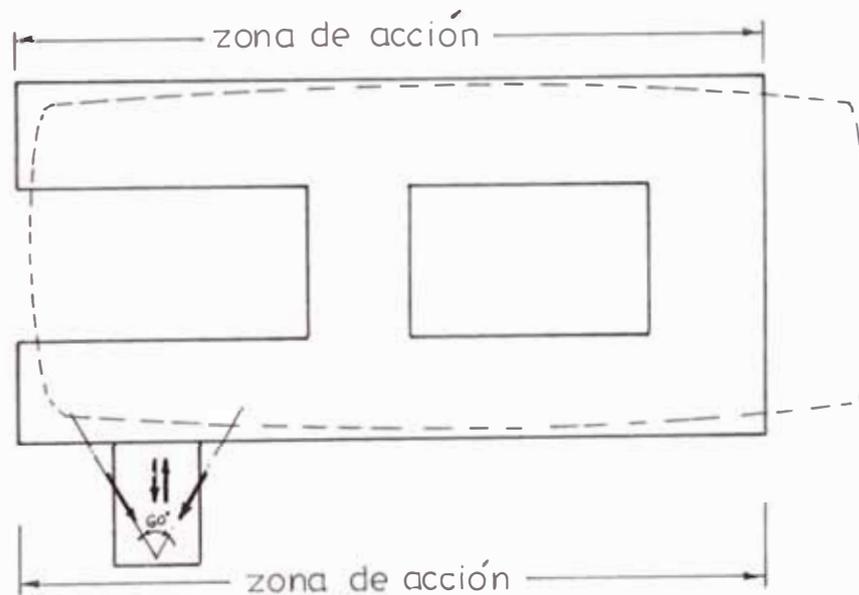


FIGURA 59 ACCION DE LA TORRE LATERAL

4.3.3 POSICIONES TÍPICAS EN OPERACION DE ENDEREZADO .-

Las condiciones **mas desfavorables** y que originan **mayor esfuerzo** l banco , se muestran en la

siguientes figuras, además según los tipos de colisión es necesario esta versatilidad, observando que hacia el lateral derecho e izquierdo del equipo es simétrica la operación.

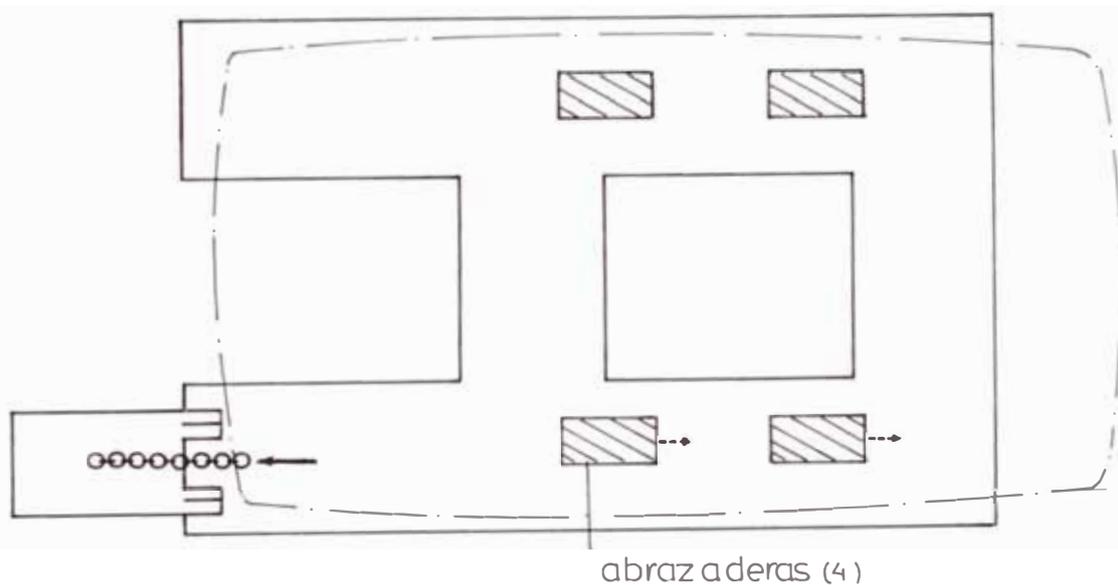


FIGURA 60.- PARA COLISION FRONTAL DELANTERO O POSTERIOR

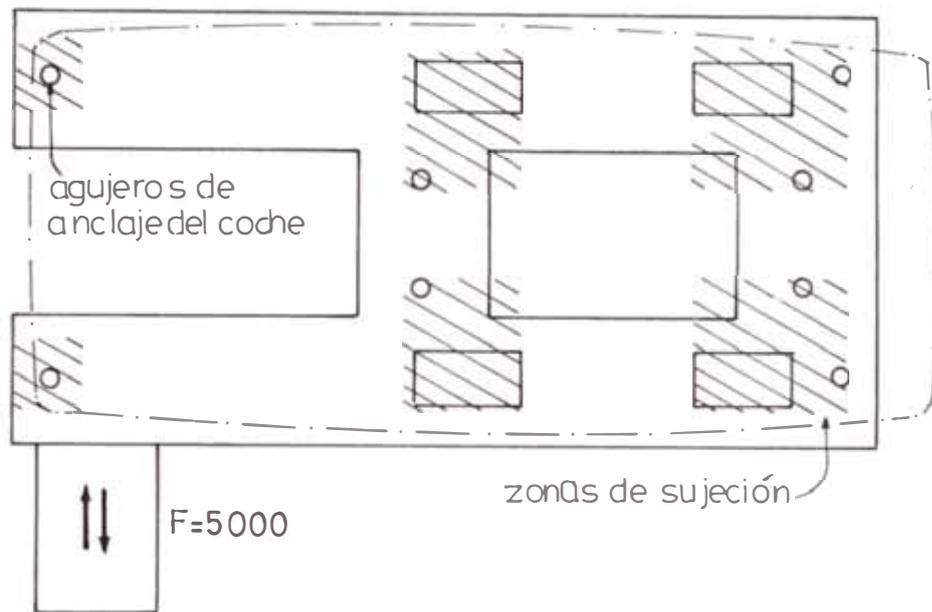


FIGURA 61 .- PARA COLISION LATERAL EN EL EXTREMO

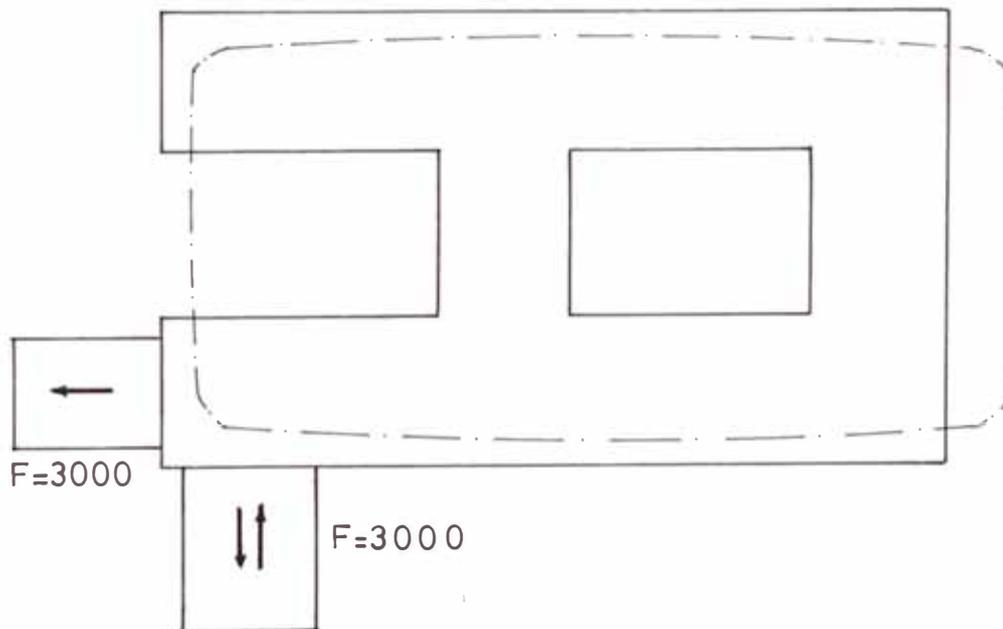


FIGURA 62 .- PARA ACCION COMBINADA

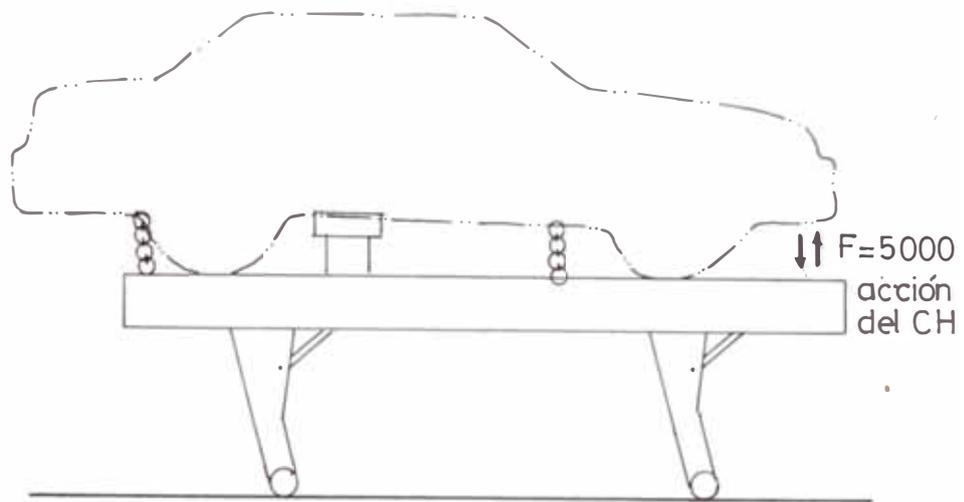


FIGURA 63 .- PARA PLATAFORMA DE CARROCERIA COMBADO

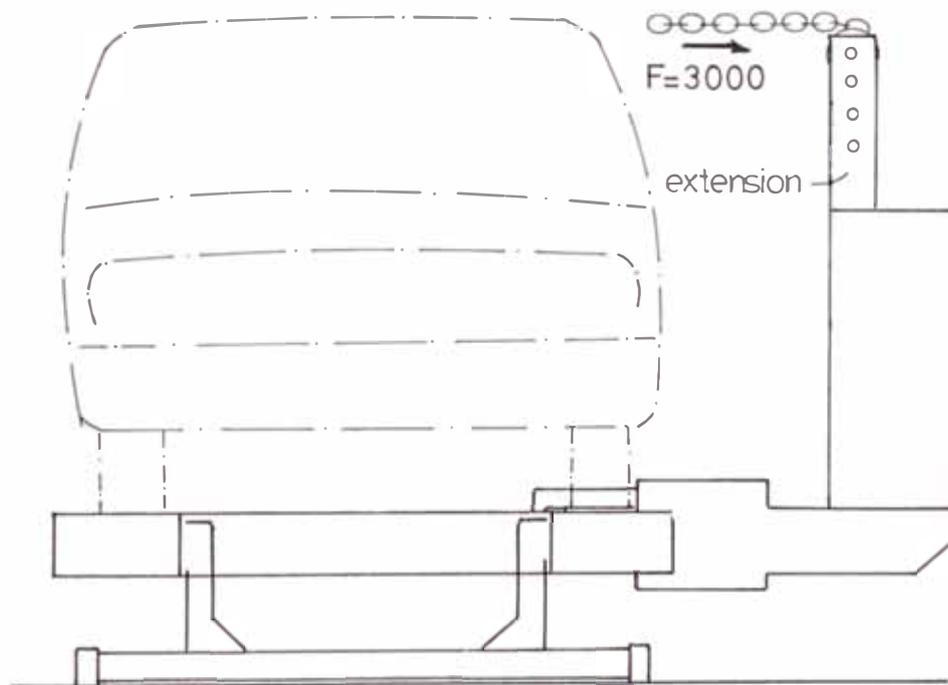


FIGURA 64 .- PARA LA ZONA DEL PARABRISAS, SE CONFIGURA DE IGUAL FORMA QUE CASOS ANTERIORES.

CAPITULO V

CALCULO Y SELECCION DE LOS ELEMENTOS DEL EQUIPO

La característica de operación de los elementos del equipo sugiere realizar el **cálculo por** resistencia estática donde los elementos estructurales se analiza con las especificaciones de AISC utilizando plancha de acero de calidad estructural, **en los** elementos de responsabilidad usaremos acero para maquinaria con factores de seguridad de 2-3 respecto a la fluencia, la unión soldada de acuerdo a **la AWS** y **en** general usaremos las especificaciones para la construcción de elevadores de automóviles, las fórmulas de resistencia usados se detallan en el apéndice A VI.

Un análisis por deflexión se realiza en el banco ante las cargas por operación que distorsionen su planitud y consecuentemente pueden alterar la carrocería que está firmemente adherida en el banco, una flecha máxima de 10 mm será adecuado. En la torre de tracción el cálculo es sólo por resistencia estática.

El instrumento de medición es de naturaleza ligera, en él se analiza por deflexión causada por cargas de su propio peso y cargas de manipulación y poder estimar el grado de precisión basta, del instrumento.

5.1 CALCULO DE ESFUERZO EN EL BANCO.

Iniciamos los cálculos con los datos previos:

- Fuerza de enderezado:

$F = 5000 \text{ Kg}$ a 1000 mm de altura del apoyo

$F = 3000 \text{ Kg}$ a 1490 mm de altura del apoyo

- Pesos de elementos en estudio:

Peso del banco-elevador libre = 780 Kg

Centro de Gravedad en X = 2150mm

Peso del automóvil (Cat. A3) =1100Kg

Relación de peso (A/F)% = (55/45)% (datos representativos, ver apéndice IV).

Peso adicional (torres de tracción y otros)
= 250 Kg

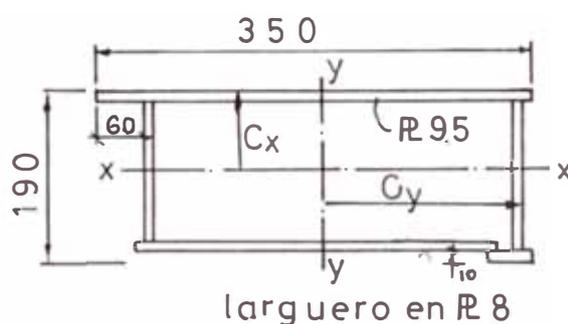
- Niveles de trabajo

Altura mínima del banco : menor a 200 mm

Altura para posición de trabajo 1 : 500 mm

Altura para posición de trabajo 2 : 800 mm

- Propiedades de las secciones del larguero: (son muy similares en el travesaño)



$$I_x = 4168 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 8012 \text{ cm}^4$$

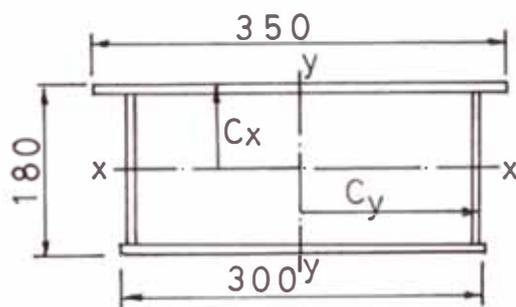
$$C_x = 9 \text{ cm}$$

$$C_y = 14 \text{ cm}$$

$$= 85 \text{ cm}^2$$

$$K_x = 7 \text{ cm}$$

$$= 468 \text{ cm}^2$$



travesaño medio en R 8

- material del banco: en general observar catálogo de

aceros Apéndice A VIII

R PG-E35 SIDER PERU $S_y = 3500 \text{ Kg/cm}^2$

$\sigma_d = 0.6 S_y = 2100 \text{ Kg/cm}^2$

$\tau_d = 0.4 S_y = 1400 \text{ Kg/cm}^2$

$\sigma_{sP} = 0.9 S_y = 3150 \text{ Kg/cm}^2$

5.1.1 ESFUERZOS EN EL BANCO POR CARGAS GRAVITACIONALES

La acción del auto en el centro del larguero da una condición desfavorable, las medidas dimensionales son tentativas y acordes a los requerimientos .

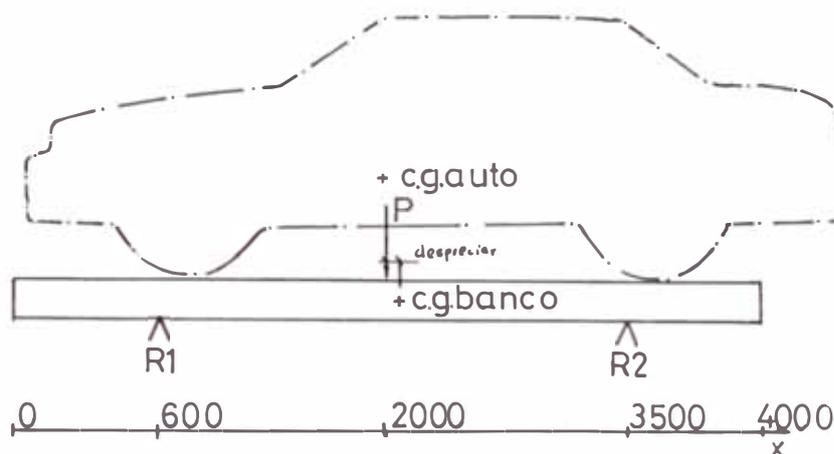


FIGURA 65.- CARGAS GRAVITACIONALES EN EL BANCO

La carga y reacciones para un larguero es la mitad del total por la simetría del auto y del banco, así "P" representa la mitad de todos los pesos .

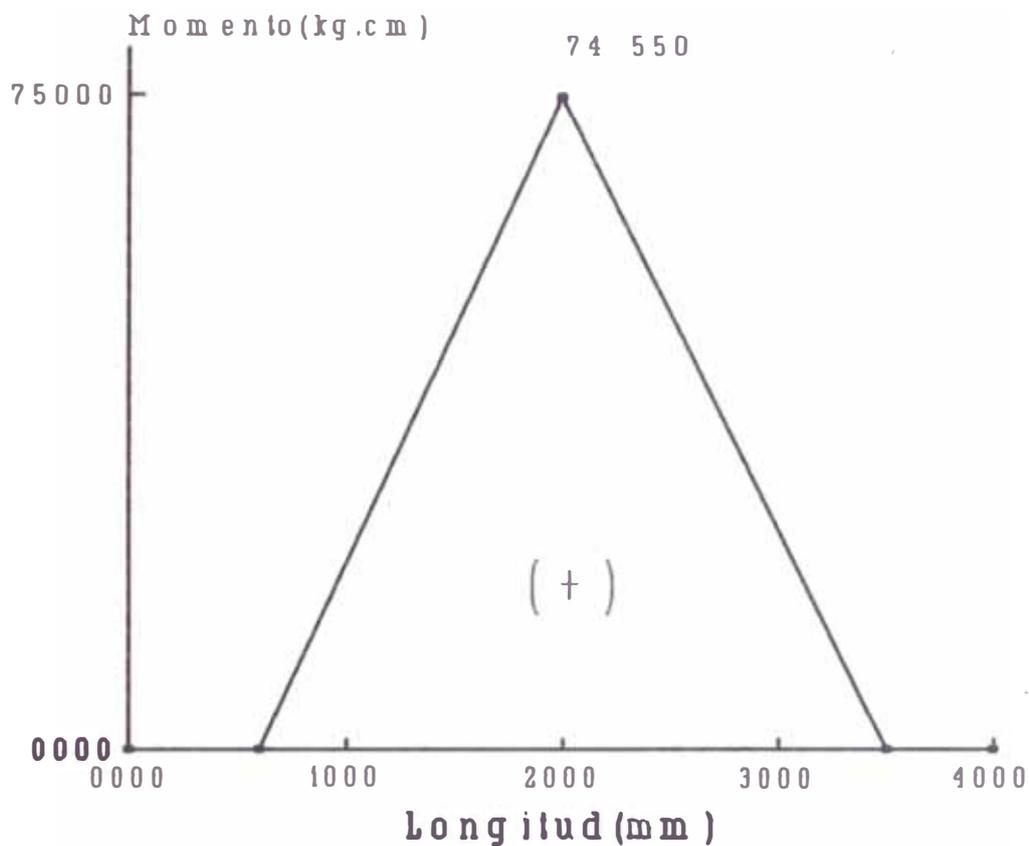
$$P = \frac{780 + 1100 + 250}{2} = 1065 \text{ Kg (Es el peso total)}$$

las reacciones se hallan aplicando las ecuaciones de la estática $\Sigma M=0$ y $\Sigma F=0$:

$$R1 = \frac{1450*(1065)}{2900} = 532.5 \text{ Kg.}$$

$$R2 = P - R1 = 532.5 \text{ Kg.}$$

El Diagrama de momentos de un larguero .



El esfuerzo de flexión en la sección crítica (x=2000) es:

$$\sigma_x = \frac{M C_x}{I_x}$$

donde I_x y C_x son propiedades de la sección

$$\sigma_x^* = \pm 161 \text{ Kg/cm}^2$$

* éste valor se usara en la evaluación de esfuerzos totales en 5.1.2

5.1.2 ESFUERZOS POR CARGA DE ENDEREZADO.

— Carga de tracción longitudinal (F=5000, e=1000)

Cuando la carga lo soporta solamente un larguero por medio de dos abrazaderas, usamos la mayor extensión de "e" excentricidad para la mayor carga F=5000 ver Figura 67 donde el par de fuerzas R es el momento de compensación.

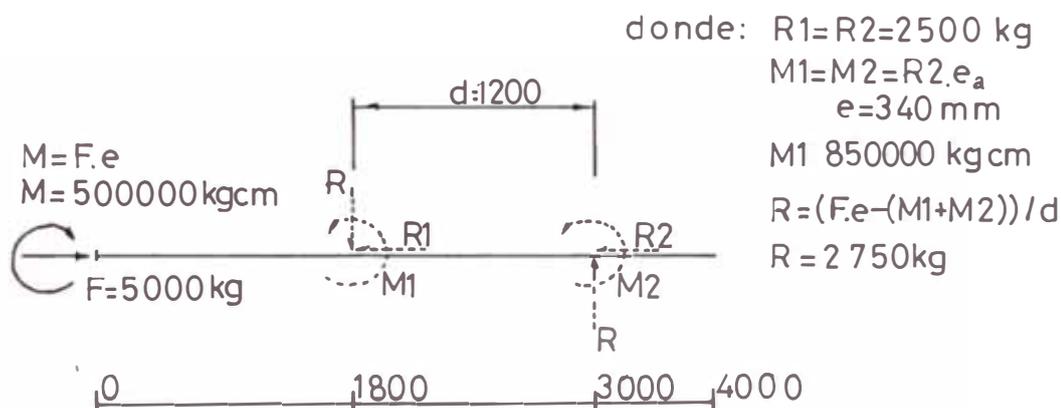


FIGURA 67.- DIAGRAMA DE CARGA EN EL LARGUERO

Observamos el larguero cargado excéntricamente a compresión por ello tratamos este caso como una columna de carga excéntrica.



Usamos la fórmula de la secante por evaluar la carga de compresión unitaria (P/A) que puede

soportar el elemento.

$$\frac{P}{A} = \frac{S_y}{1 + \left(\frac{ec}{r^2} \right) \sec \left[\left(\frac{l}{r} \right) \sqrt{\frac{P}{4AE}} \right]}$$

donde : $e = 100\text{cm}$ de excentricidad

$C_x = 9\text{cm}$

$r = 7\text{ cm}$ radio de giro

$ec/r^2 = 18.36$ relación de excentricidad

$l = 300\text{ cm}$ longitud del elemento.

$E = 2.1 \cdot 10^6\text{ Kg/cm}^2$ módulo de elasticidad del acero

$P/A = 177.5\text{ Kg/cm}^2$ (se obtiene reemplazando en 2 e iterando por aproximaciones)

Entonces la carga permitida es:

$P = 177.5 (A)$ donde $A = 85\text{cm}^2$ área de sección del larguero

$P = 15,084 > F = 5000$ entonces OK!.

El esfuerzo máximo es de compresión y ocurre en $x = 1500$

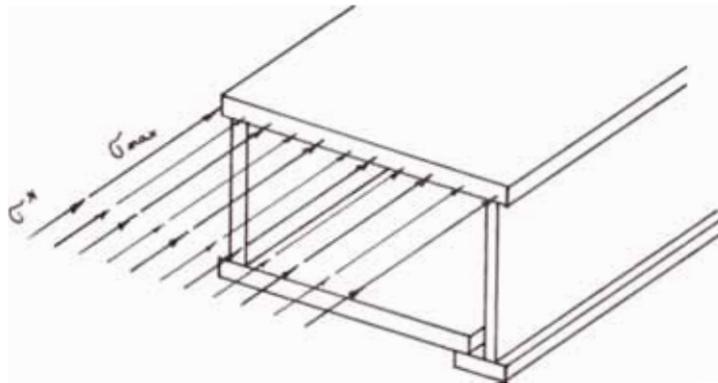
$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{ec}{r^2} \sec \frac{l}{2r} \sqrt{\frac{F}{AE}} \right)$$

$$\sigma_{\max} = -1145.8 \text{ Kg/cm}^2.$$

El esfuerzo total en el larguero es por acción de la carga gravitacional y la carga por operación.

$$\sigma_1 = \sigma_R^* + \sigma_{\max} = -161 - 1145.8 = -1306.8 \text{ Kg/cm}^2$$

∴ para carga longitudinal $\sigma < \sigma_d = 2100 \text{ Kg/cm}^2$ OK!



- Carga de tracción transversal ($F=5000$, $e=1000$)

La configuración presentada es la más desfavorable y el larguero soporta toda la carga, observemos que el momento de compensación lo forman las cuplas $R_{1y} \cdot B$

$R_{2y} \cdot B$ ver gráfico.

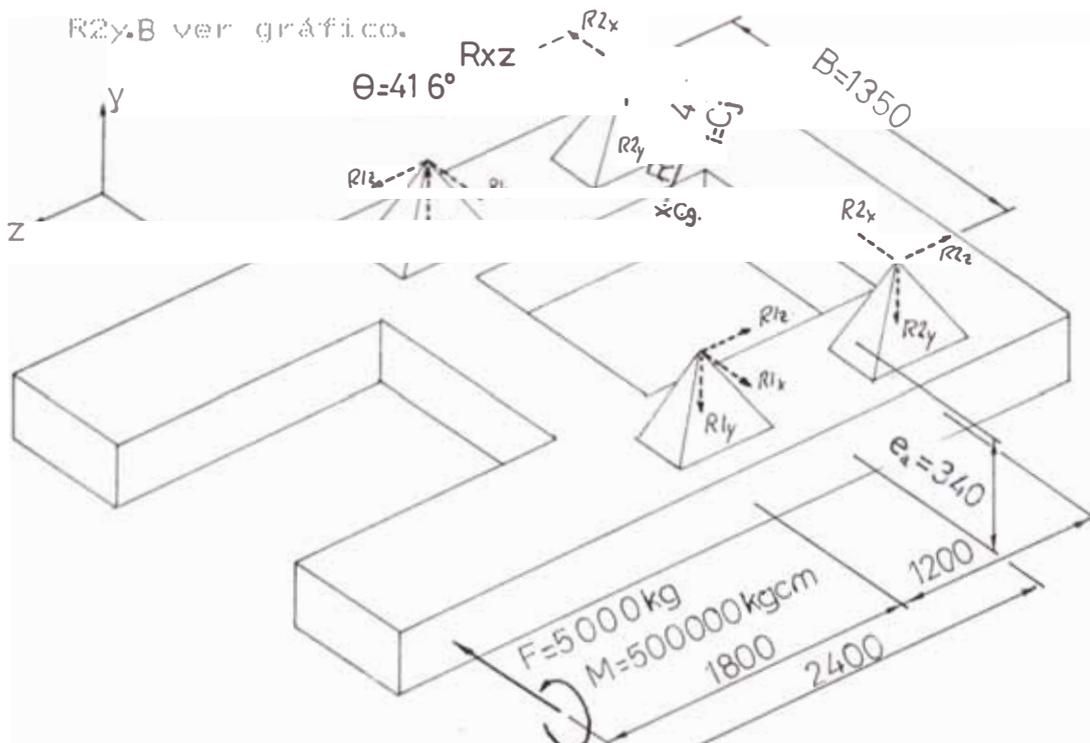


FIGURA 68: BANCO CARGADO POR FUERZA LATERAL

La **evaluación** de las reacciones lo hacemos por analogía al cálculo de cargas en un grupo de remaches.

$$R_{xz} = \frac{T C_i}{\sum C_j^2}$$

Para caso de remaches (Abrazaderas) iguales donde:

$$T = 5000(240) = 1200,000$$

$$C_1 = C_2 = 60.37 \text{ (máx)}$$

$$j = 1 \text{ a } 4$$

$R_{xz} = 4,969$ Kg es la carga en la **mordaza** de una abrazadera y las **componentes en R1** son:

$$R_{1x} = R_{xz} \sin(\theta)$$

$$= 3301 \text{ Kg}$$

$$R_{1x} = -R_{2x}$$

$$R_{1z} = R_{xz} \cos(\theta)$$

$$= 3716 \text{ Kg}$$

$$R_{1z} = R_{2z}$$

Las cuplas se calculan evaluando el momento generado por trasladar F de $e=1000$ a $e=e_a=340$, así en el plano XZ a un nivel $y=e_a$ evaluamos $\sum M = 0$:

$$(R_{1x} + R_{2y}) B = F(e - e_a)$$

$$R_{1y} + R_{2y} = \frac{5000 (66)}{135} = 2,444.4 \text{ Kg}$$

Así en un larguero las cargas se representan en la figura 69 según el plano de referencia X-Z.

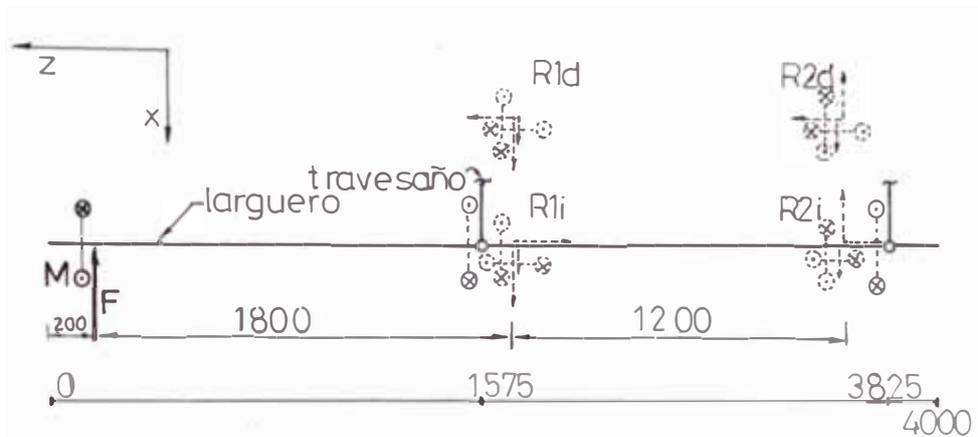
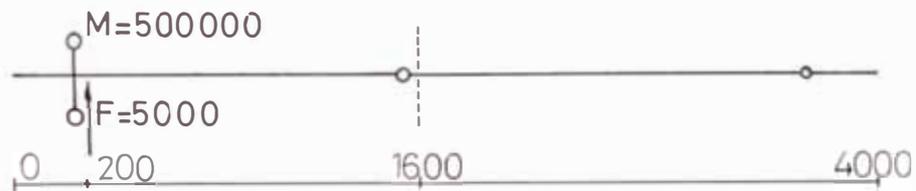


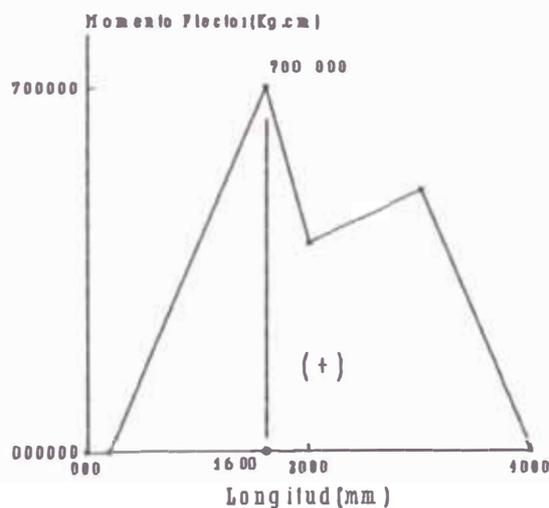
FIGURA 69. CARGAS EN UN LARGUERO

La porción libre del larguero en el tramo $\langle 0, 1600 \rangle$ y es en $X=1600$ la sección crítica, los diagramas y cálculos correspondientes se detallan en la continuación.

*) Gráfico de Cargas :



*) Diagrama de Momentos :



El esfuerzo por flexión:

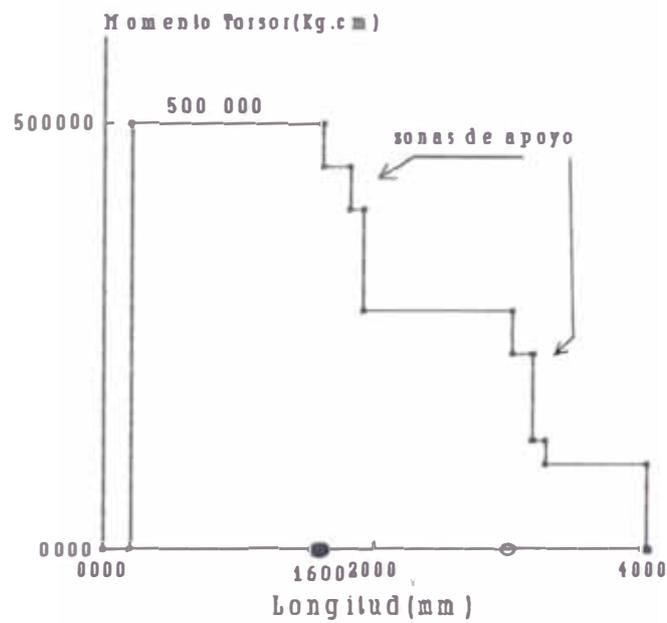
$$\sigma_f = \frac{M C_y}{I_y}$$

donde: $C_y = 14$

$I_y = 8012$

$\sigma_f = \pm 1223.2 \text{ kg/cm}^2$

*) Diagrama de Torsión:



El esfuerzo de corte por torsión:

$$\tau = \frac{T}{2ta}$$

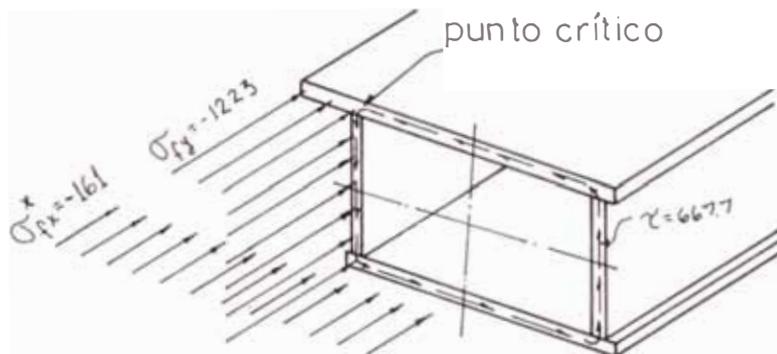
Ecuación para el esfuerzo de torsión en secciones cerradas de paredes delgadas, donde:

$\tau = 667.7 \text{ Kg/cm}^2$

$t = 0.8 \text{ cm}$ (espesor PL)

$$a = 468 \text{ cm}^2 \text{ (área encerrada por la sección)}$$

Así el esfuerzo total equivalente por esfuerzos combinado y el chequeo correspondiente, evaluamos, el gráfico muestra el punto crítico:



$$\sigma_t = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_t^2}$$

donde:

$\sigma = -161 - 1223 = 1384$ es el esfuerzo de compresión.

$\tau = 667.7$ es el esfuerzo de corte por torsión.

$$\sigma_t = 1803.6 < 2100 = \sigma_d \quad \text{OK!}$$

Observamos en la figura 68 que el otro larguero soporta algunas cargas de apoyo del coche que se transmiten por los travesaños al larguero ya analizado. A continuación presentamos el cálculo en travesaños para este caso:

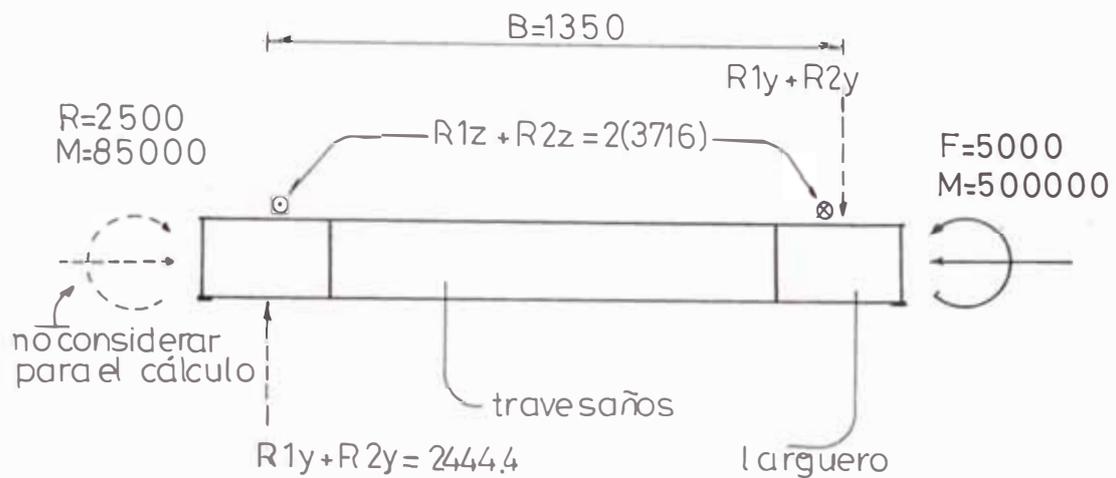
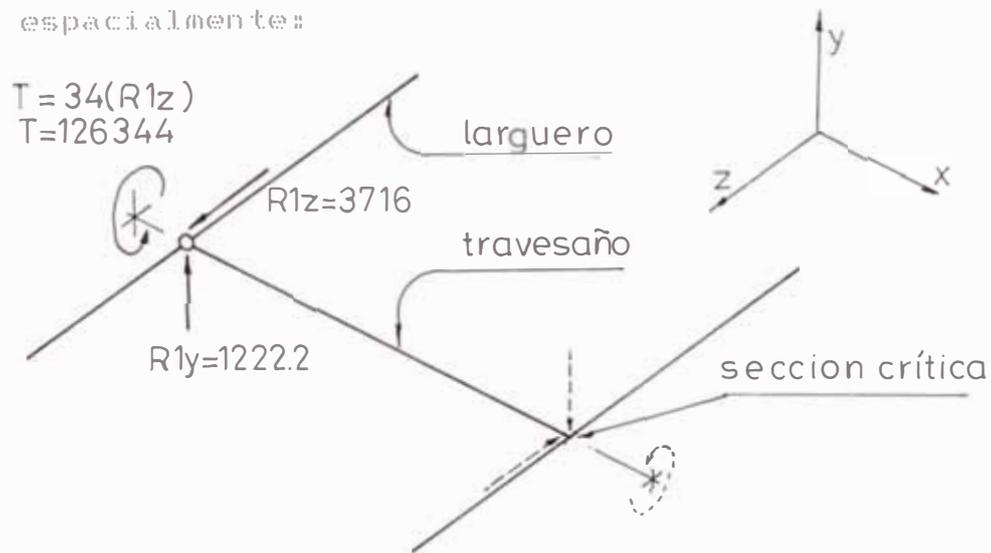


FIGURA 70.- CARGA EN TRAVESAÑO

En un solo travesaño las cargas son bosquejadas espacialmente:



Los esfuerzos de flexión son:

En el Eje Z:

$$\sigma_f = \frac{M_z C_z}{I_z}$$

Donde: $C_z = 9$

$$I_x = 4168$$

$$M = 1222.2 (135) = 164997$$

$$\sigma_{rx} = 356.3 \text{ Kg/cm}^2$$

En el Eje Y:

$$\sigma_{fy} = \frac{M_y C_y}{I_y}$$

$$C_y = 14$$

$$I_y = 8012$$

$$= 3716(135) = 501600$$

$$\sigma_{ry} = 876.6 \text{ Kg/cm}^2$$

esfuerzo por corte de torsión:

$$\tau = \frac{T}{2at}$$

donde : $\tau = 126.344$

$$a = 468$$

$$t = 0.8$$

$$\tau = 168.7 \text{ Kg/cm}^2$$

=> El esfuerzo total equivalente es:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \tau_t^2}$$

donde: $\sigma_r = 356.3 + 876.6$

$$\sigma_r = 1232.9$$

$$\tau = 168.7$$

$$\sigma = 1267 \text{ Kg/cm}^2 \quad \sigma < 2100 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{OK!}$$

— Carga de acción combinada: (2 cargas de $F=3000$, $e=1000$)

En una acción simultánea de ambas torres sólo con carga mínima $F=3000$ Kg, y sólo hasta $e=1000$ de excentricidad, es decir en esta configuración no trabajan las torres a mayor altura, los cálculos por acción de cada torre son:

* En acción longitudinal:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{e C_x}{I_x^2} \sec \frac{l}{2L} \right) \frac{F}{AE}$$

donde: $F = 3000$

$$\sigma_{\max} = 685.8 \text{ Kg/cm}^2$$

* En acción transversal:

El esfuerzo de flexión:

$$\sigma'_{xy} = [3/5] \sigma_{xy}$$

donde: $[3/5]$ es el factor por $F=5000$ a 3000

$\sigma_{xy} = 1223.2$ en caso de carga transversal

$$\sigma'_{xy} = 773.9 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo por torsión:

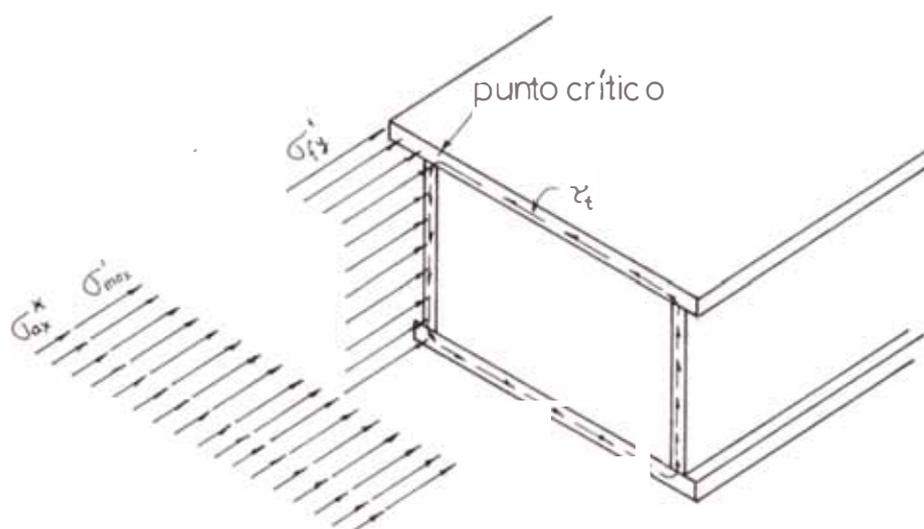
$$\tau'_t = [3/5] \tau_t$$

donde: $[3/5]$ es el factor por $F=5000$ a 3000

$\tau_t = 667.7$ en caso de carga transversal

$$\tau_t = 400.6$$

El gráfico muestra la sección y los esfuerzos en el punto crítico:



El esfuerzo equivalente en el punto crítico es:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \tau_t^2}$$

donde: $\sigma_t = -161 - 685.8 = 733.9$

$\sigma_t = 1580.7 \text{ Kg/cm}^2$ Esfuerzo total de compresión

$\tau_t = 400.6 \text{ Kg/cm}^2$ Esfuerzo total en corte por torsión

$\sigma = 1726 \text{ Kg/cm}^2$ y $\sigma < 2100 \text{ Kg/cm}^2$ OK!

- Cargas verticales de enderezado ($F=5000$, $l=1600$)

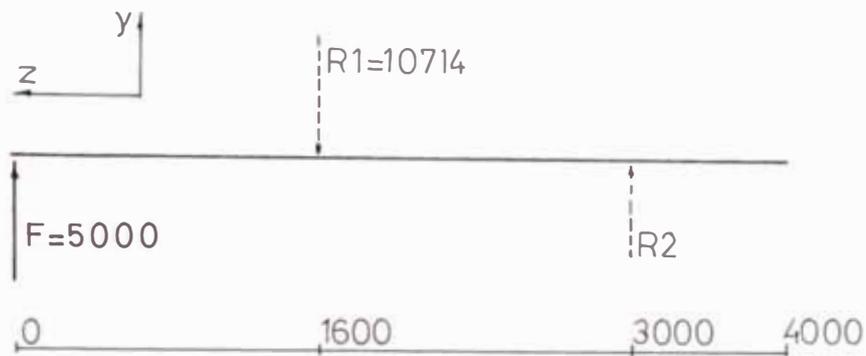
Hay requerimientos de este tipo en carrocerías combadas y la distancia de la fuerza vertical hasta

el primer apoyo es a lo más "l"; presentamos el diagrama de carga en el larguero:

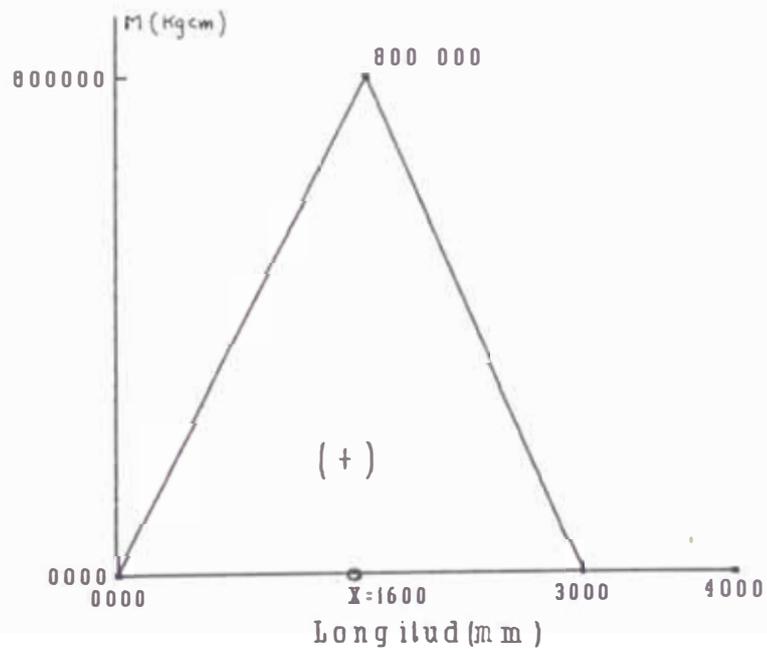
la reacción se halla aplicando: $\Sigma M = 0$; $\Sigma F = 0$.

$$R1 = \frac{5000 (300)}{160} = 10714.2 \text{ Kg}$$

$$R2 = 5000 - 10714.2 = 5714.2 \text{ Kg}$$



el diagrama de momentos:



y los esfuerzos son:

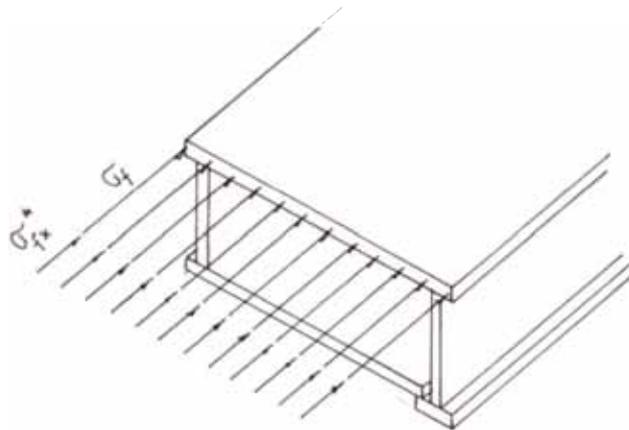
$$\sigma_f = \frac{MC_x}{I_x}$$

Donde $C_x = 9$

$$I_x = 4168$$

$$\sigma_f = \pm 1727.4 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo total en la sección crítica $X = 1600$ es:



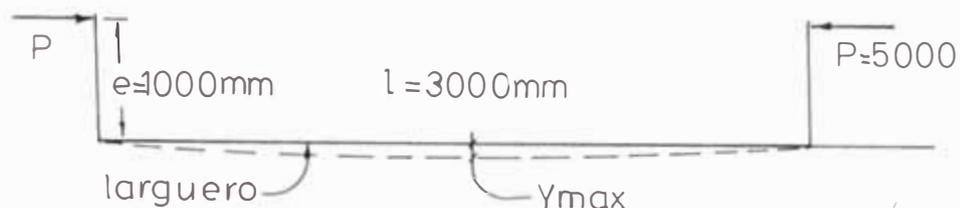
$$\sigma = -161 - 1727.4 = 1888.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma < \sigma_a = 2100 \quad \text{OK!}$$

5.2 CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN Y DISTORSION EN EL BANCO:

5.2.1 FLECHA VERTICAL

El diagrama muestra el caso de carga longitudinal conocido como carga excéntrica de columna.

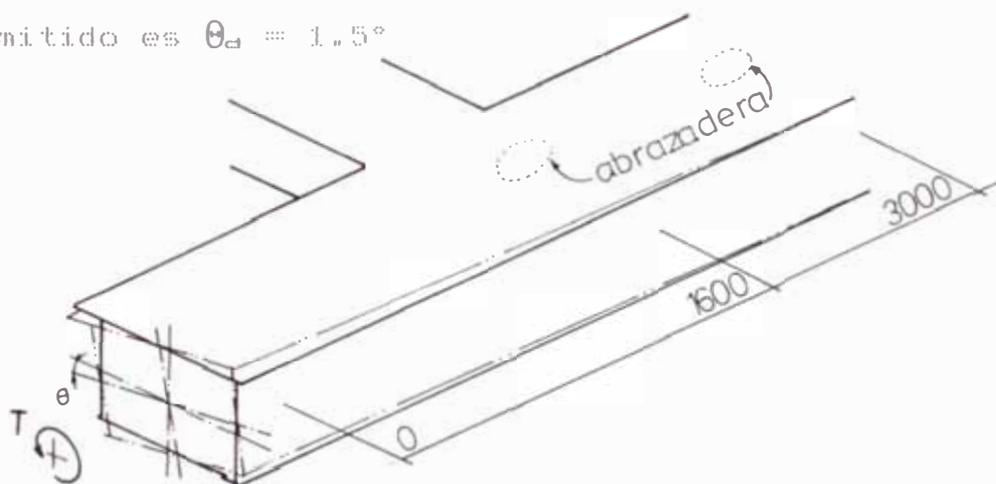


$$Y_{\max} = e \left(\sec \frac{1}{2} \sqrt{\frac{P}{EI_x}} - 1 \right)$$

$$Y_{\max} = 0.646 \text{ cm} < 1 \text{ cm}$$

5.2.2 ANGULO DE TORSION EN EL LARGUERO

Para el caso consideramos la reacción en el segundo apoyo haciendo un caso desfavorable. El ángulo permitido es $\theta_a = 1.5^\circ$



La ecuación halla el ángulo de torsión en secciones cerradas de paredes delgadas:

$$\theta = \frac{LT^2 S}{4Ga^2 t}$$

donde : $T = 500\ 000 \text{ kg}\cdot\text{cm}$

$L = 300 \text{ cm}$

$a = 468 \text{ cm}^2$

$t = 0.8 \text{ cm}$

$G = 812693.5 \text{ Kg/cm}^2$

$S = 88.8 \text{ cm}$ (perímetro de la sección)

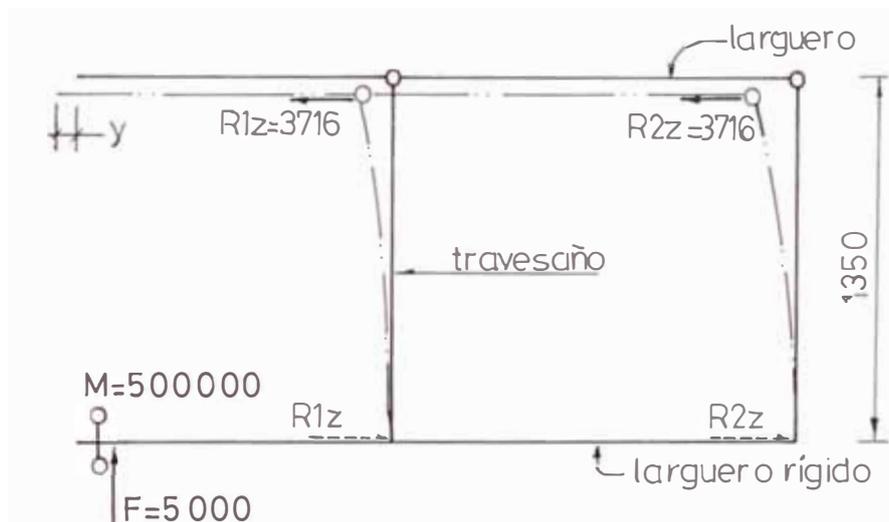
$$\theta = 0.023 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$\theta = 1.33^\circ$$

$$\theta < 1.5^\circ \quad \text{OK!}$$

5.2.3 DISTORSION EN UN PLANO HORIZONTAL DEL ESCUADRADO.

Se presenta para el caso de carga transversal crítica la acción de las cargas $R1z$ y $R2z$ (en la figura 68) son representativas provocando la distorsión graficada adelante, considerando una unión larguero-travesaño rotulada.



evaluando la flecha en el travesaño como viga en voladizo tenemos:

$$Y = \frac{P l^3}{3 E I_y}$$

donde $P = 3716 \text{ Kg}$

$$l = 135 \text{ cm}$$

$$I_y = 8012$$

$\therefore Y = 0.18 \text{ cm}$, así la distorsión en el banco es mínima.

5.3 CALCULO DE SOLDADURA Y REFUERZOS EN EL BANCO

Prácticamente todo el banco es de **R** acero calidad estructural que se fabrica con construcción soldada para dar mayor seguridad a la unión soldada usaremos:

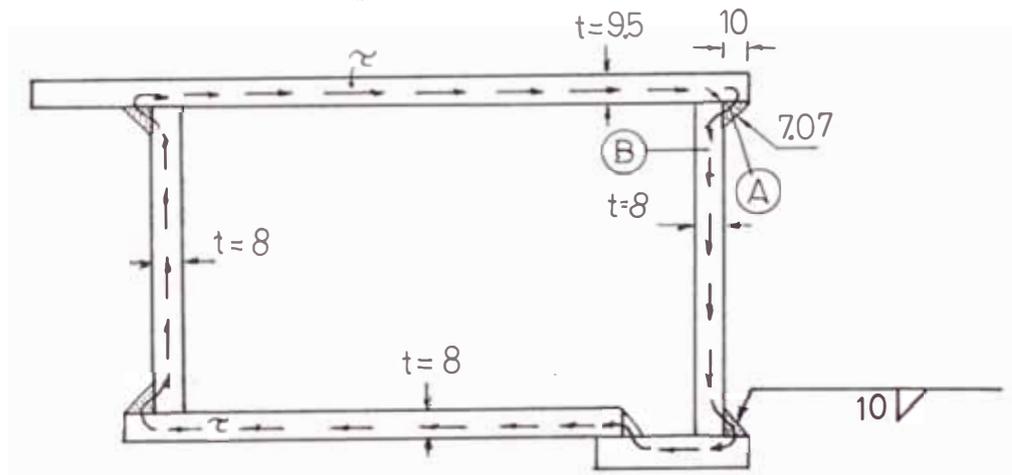
AWS E-7010 - A1

Con $S_y = 4070 \text{ Kg/cm}^2$

y en los cálculos evaluaremos los esfuerzos con factores de seguridad $n=2$ a 3 .

5.3.1 EN LA CONSTRUCCION GENERAL DEL BANCO.

En los cálculos por cargas de torsión se asumió que la sección de largueros y travesaños son completamente cerradas, por ello el cordón de soldadura es continua. El flujo de corte por torsión en la sección del larguero es:



$$Q = \tau_A t_A = \tau_B t_B$$

donde: τ es el esfuerzo cortante

$t = 0,8 \text{ cm}$ (espesor de la **R**)

A, B puntos en la circunferencia cerrada de la sección del larguero

$$\tau_A = 0.4 S_y = 1400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau_B = 0.4 S_y = 1628 \text{ Kg/cm}^2$$

$$t_B = \frac{\tau_A t_A}{\tau_B}$$

$$t_B = 0.68 \text{ cm (ancho de garganta mínimo)}$$

∴ Usamos $t_B = 0.707 \text{ cm}$ que corresponde
la soldadura de filete es $w = 10 \text{ mm}$

En la unión larguero-travesaño se usa soldadura a tope en todo el entorno con tramos de cordón tipo filete con cordón de ancho $e_w = 10$ equivalente al espesor de las planchas R 8.

5.3.2 REFUERZO EN LAS GUÍAS DE ACCION DE LAS TORRES DE TRACCION.

Las guías del banco soportan la carga de reacción cuando opera la torre de tracción como vemos en la figura 71, continuación analizamos cada caso particular:

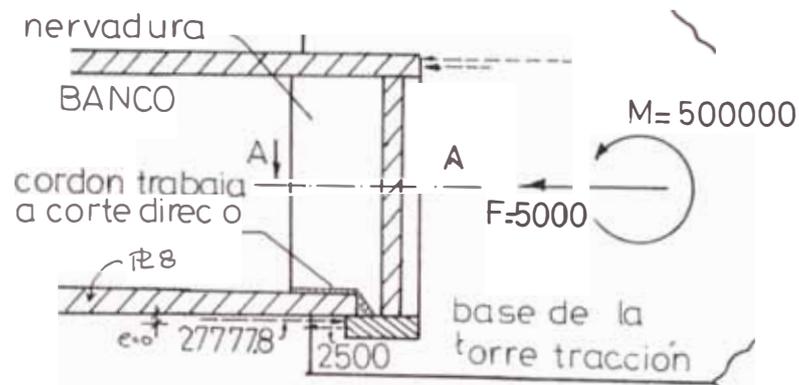
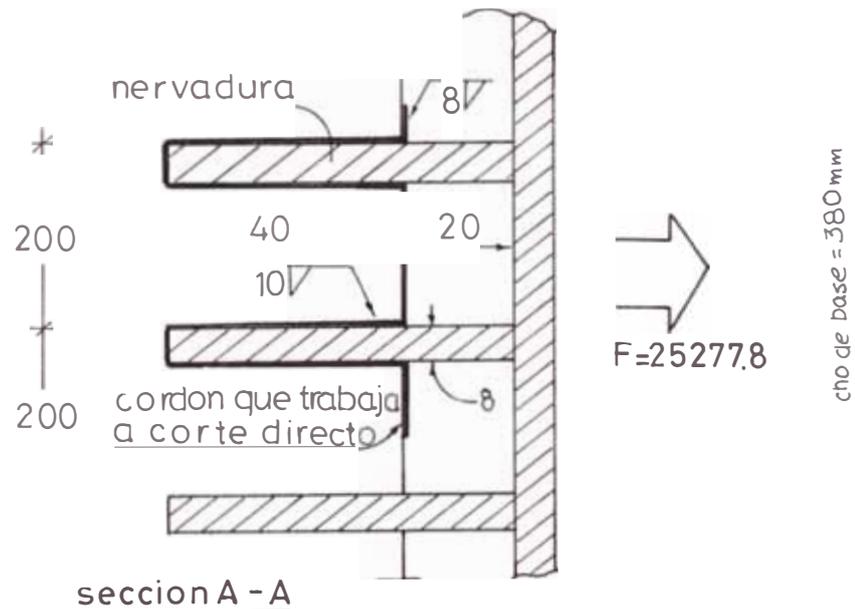


FIGURA 71.- ANCLAJE DE TORRE EN EL BANCO

- Operación de la torre lateral.- Se observa el cordón soldado que se somete a esfuerzo de corte directo.



sección A - A

Cálculo del cordón por corte directo:

$$\tau = 0.707hl$$

donde: $F = 25277.8$

$h = 0.8$ cm (ancho del cordón de filete)

$l = 38 + 4(4) = 54$ cm (longitud del cordón)

$\tau = 827.6$ Kg/cm²

y el factor de seguridad es:

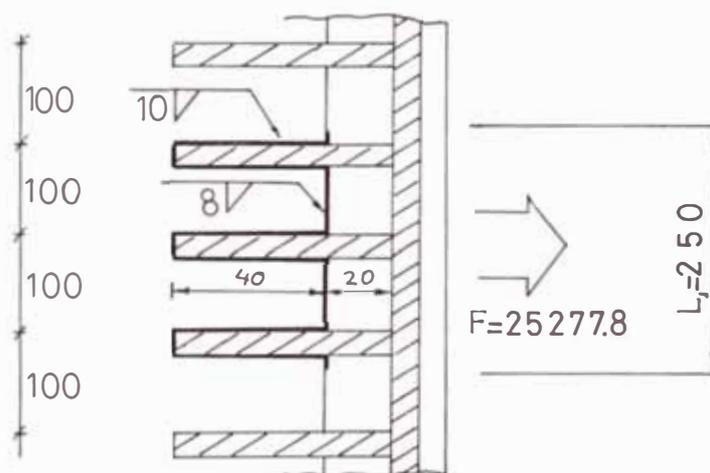
$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

donde $S_{sy} = 0.5 S_y = 2032 \text{ Kg/cm}^2$

$$\tau = 827.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$n = 2.5 \text{ OK!}$$

— Operación frontal posterior.— las nervaduras de refuerzo son más cercanos pues la base de la torre es estrecha.



Cálculo por corte directo:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

donde: $A = 0.707 (h_1 l_1 + h_2 l_2)$

$$= 0.707 (0.8 (25) + 1.0 (4 * 6))$$

$$A = 31.108 \text{ cm}^2$$

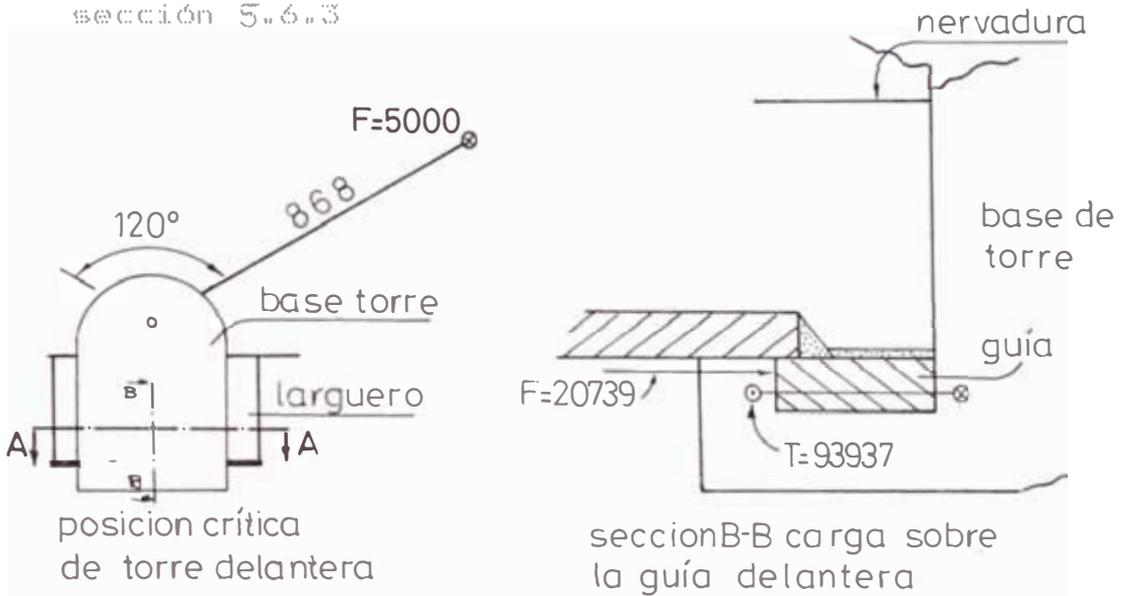
$$\Rightarrow \tau = 812.6 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad es:

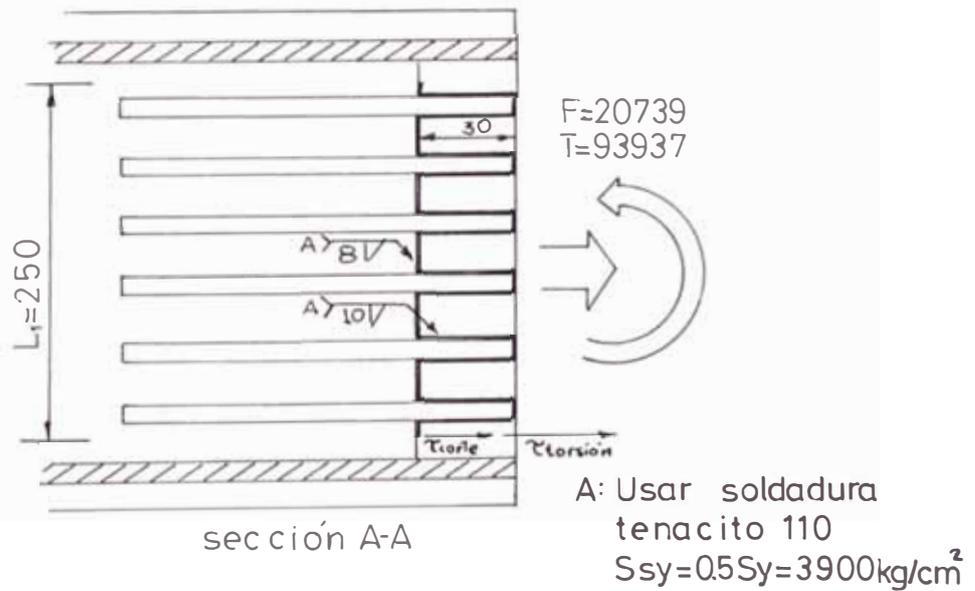
$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = 2.5 \text{ OK!}$$

Operación frontal delantero: la versatilidad de esta torre origina altos esfuerzos que observamos en la figura, dichas cargas son calculadas en la sección 5.6.3



El siguiente gráfico muestra los cordones cargados en corte directo y por torsión, el cálculo está más adelante.

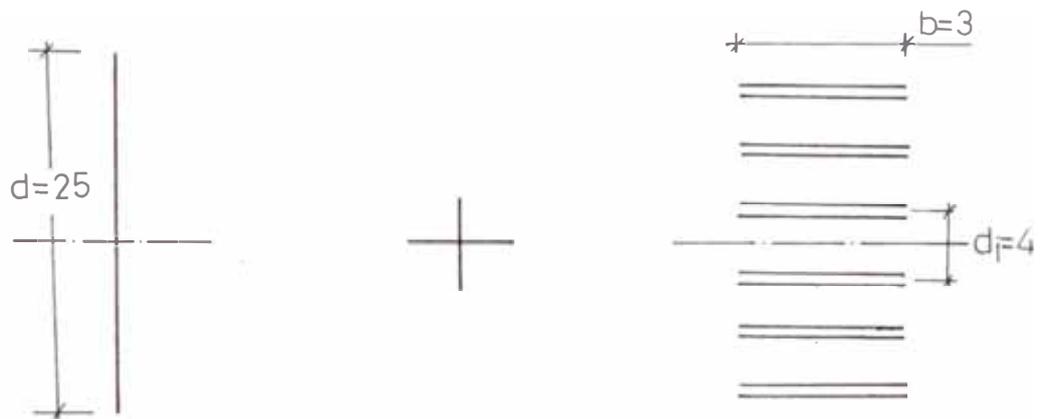


Cálculo por corte directo:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\begin{aligned}
 \text{donde: } A &= 0.707 (h_1 l_1 + h_2 l_2) \\
 &= 0.707 (0.8 (25) + 1.0 (12 * 3)) \\
 A &= 39.592 \text{ cm}^2 \\
 F_o &= 20739 \text{ Kg} \\
 \tau &= 523.8 \text{ Kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

Cálculo de corte por torsión: los cordones de soldadura tratados como línea.



$$J_{w1} = \frac{d^3}{12}$$

$$J_{w2} = \sum_1^3 J_{wi}$$

donde :

$$J_{wi} = 2 \left[\frac{b (3 d_i^2 + b^2)}{6} \right]$$

$$J_{w1} = 1302$$

$$J_{w2} = 1707$$

$$h_1 = 0.8$$

$$h_2 = 1.0$$

entonces:

$$\tau_t = \frac{T c}{J}$$

donde:

$$T = 93,937.5$$

$$c = 12.5$$

$$J = 0.707 (h_1 J_{w1} + h_2 J_{w2})$$

$$J = 1943$$

$$\tau_c = 6043 \text{ Kg/cm}^2$$

Así el esfuerzo total en el punto A es:

$$\tau = \tau_c + \tau_t$$

$$\tau = 1128 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = 3.4 \text{ OK!}$$

En general las especificaciones y detalles se encuentran en el plano P-BE-1 Banco de enderezado.

5.4 CALCULOS EN EL MECANISMO DE LEVANTAMIENTO:

Es un mecanismo de accionamiento hidráulico en el brazo doble delantero, mediante dos cilindros hidráulicos (CH), ver plano PG-2; para la selección del CH recomendamos lo siguiente:

- La ubicación del CH, en el espacio disponible por el banco respecto a su altura mínima.
- La carrera del CH que permita girar el brazo con ángulo de 84° y lograr el máximo levantamiento del banco.
- La fuerza expansora que necesita el CH para iniciar el levantamiento del banco cargado (posición crítica).

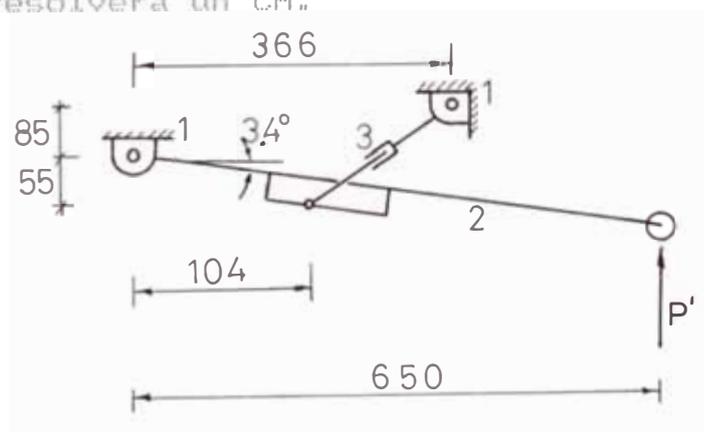
- El CH debe ser compacto y de alta presión de operación para que el plano de acción de un CH y su plano de apoyo estén lo más cercano posible.

5.4.1 ANÁLISIS EN EL SISTEMA HIDRÁULICO.

Previa iteración de la primera y segunda consideración para relación del CH, tomamos el CH RC-106 según tabla del apéndice VIII, así queda definida una configuración que permite hacer el cálculo estático.

-Cálculo de la fuerza expansora:

presentamos el esquema del mecanismo en posición inicial de levantamiento, siendo P' la carga que resolverá un CH.



$$F = \frac{\text{peso total en levantamiento}}{2}$$

$$F = \frac{780 + 1.100 + 250}{2}$$

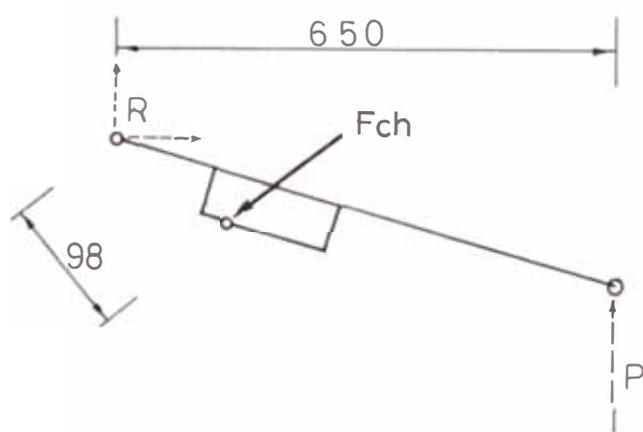
$$F = 1065 \text{ Kg.}$$

$P' = P + 5$ donde 5 Kg. desequilibra las fuerzas en inicio del levantamiento.

donde:

- 1: banco de enderezado
- 2: brazo
- 3: cilindro Hidráulico (CH)

El esquema presenta el brazo delantero con la carga del CH como observamos:



por análisis estático de: $\Sigma M_R = 0$

$$F_{ch} = \frac{650}{98} P'$$

donde $P' = 1070$

$$F_{ch} = 7096,9 \text{ Kg} < 10 \text{ ton (Cap. de CH RC-106)}$$

el CH seleccionado es: RC-106 de 10 ton

altura recogido = 9 3/4 "

altura extendido = 15 7/8 "

diámetro exterior cilindro = 2 1/4 "

diámetro émbolo = 1 1/2 "

presión máxima= 10,000 lb/pulg²

la presión de operación del C.H

$$P = \frac{F_{ch}}{A_{ch}}$$

donde: $F_{ch} = 7096.9 \text{ Kg}$

$F_{ch} = 15613.2 \text{ lb}$

$A_{ch} = 2.236 \text{ pulg}^2$ (Área efectiva del CH)

$P = 6982.6 \text{ lb/pulg}^2$

Operación de la bomba hidroneumática FA-133

-la válvula de alivio regulable, ajustar a 6982 lb/pulg²

-caudal de aceite min/máx:20/40 pulg³/min. según catálogo

-volumen de aceite del reservorio: 36.9 pulg³ de aceite utilizable

. -volumen de aceite requerido: $2(V_{ch})=2(13.69)=27.39$ pulg³ OK!

-presión de aire requerido 60-100 lb/pulg²

-caudal de aire requerido:9 pies³/min

-tiempo mínimo de levantamiento= 40 s.

Calculo de los pines del CH

pin ϕ 20 mm material VCM-150

El esfuerzo de corte directo:

$$\tau = \frac{4}{3} \left(\frac{F}{A} \right)$$

donde: $F = 7097 \text{ Kg}$

$$A = 2 \left[\pi \frac{(2)^2}{4} \right]$$

$$A = 6.28 \text{ cm}^2$$

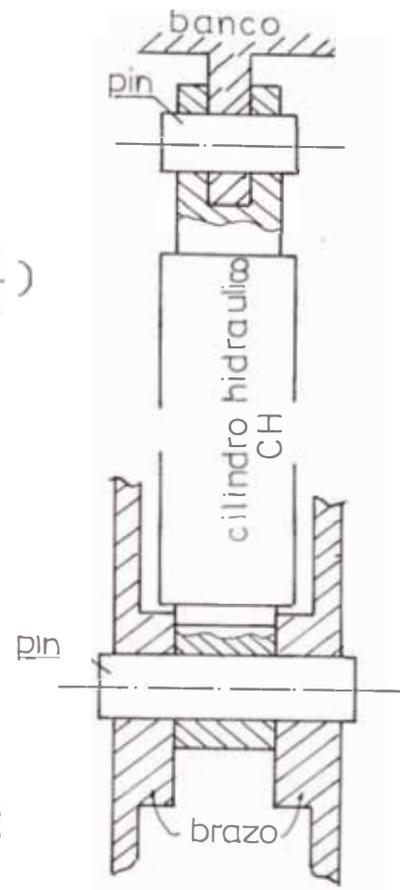
$$\tau = 1506 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$n = 3$$

OK!



5.4.2 ANÁLISIS GLOBAL DEL MECANISMO

En realidad el brazo delantero y posterior soporta la carga a levantar, pero el cálculo anterior es correcto pues siendo el brazo delantero el que entrega la fuerza al mecanismo éste se calculó considerando toda la carga a levantar.

De manera global la carga solicitada al brazo posterior se transmite desde el brazo delantero por un cable metálico que además sincroniza el movimiento de ambos, la figura muestra la condición más desfavorable para el cable.

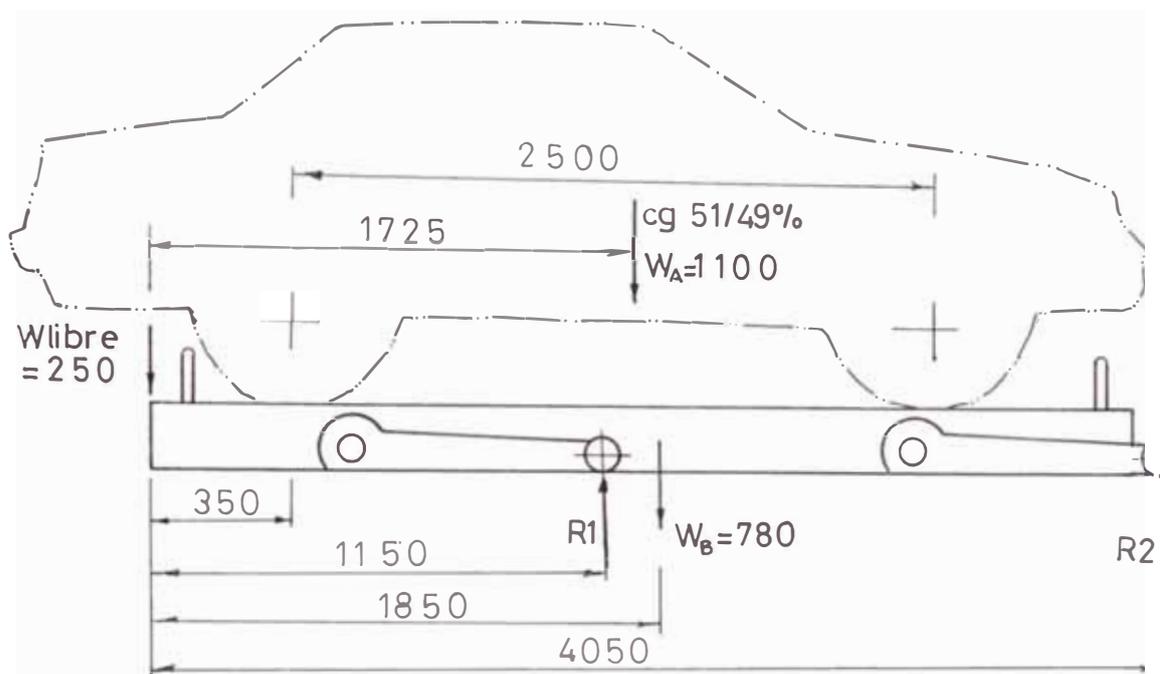
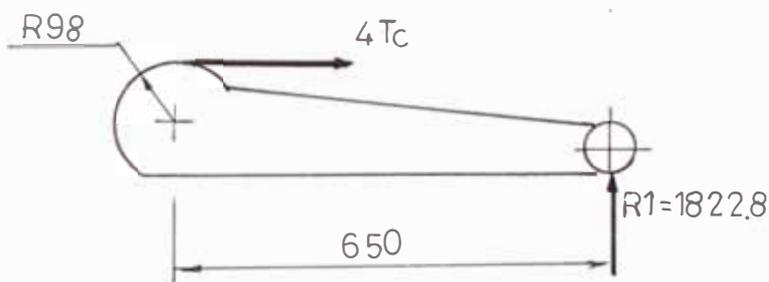


FIGURA 72 POSICION CRITICA DE LA CARGA EN EL MECANISMO LEVANTADOR.

donde: $R1=1822.8$ Kg hallado de $\Sigma M_{R2}=0$

$R2=307.2$ Kg hallado de $\Sigma F = 0$

- SELECCION DEL CABLE METALICO: La carga estática solo comprende la carga útil porque no hay cargas de choque la velocidad de cable es baja que influye favorablemente a la fricción con la polea.



donde T_c : tensión en un cable

Tensión en un cable:

$$4 T_c = \frac{1822.8 (650)}{98} = 12089.8$$

$$T_e = 3022 \text{ Kg}$$

Seleccionamos 4 cables (2 por lado) metálicos ϕ 3/8" de alma de acero tipo cascabel 6x37 con Resistencia efectiva = 5750 Kg

El factor de seguridad debe considerarse:

-no hay peligro para el operario pues la carga max. sucede al inicio del levantamiento y además posee elemento de asegurado.

-la velocidad del cable=3.75 mm/s, recorriendo 135mm, caso particular de mínima exigencia.

entonces

$$n = \frac{5750}{3022} = 1.9 \quad \text{OK!}$$

El diámetro del tambor del cable es limitado por el espacio disponible en el banco, por ello verificaremos la relación de diámetros:

$D/dw > 400$ para uso común.

donde: D : diámetro de polea = 196 mm

dw = diámetro de un alambre del cable

dw = $d/22$ donde $d = \phi$ 9.5 del cable

dw = 0.43 mm

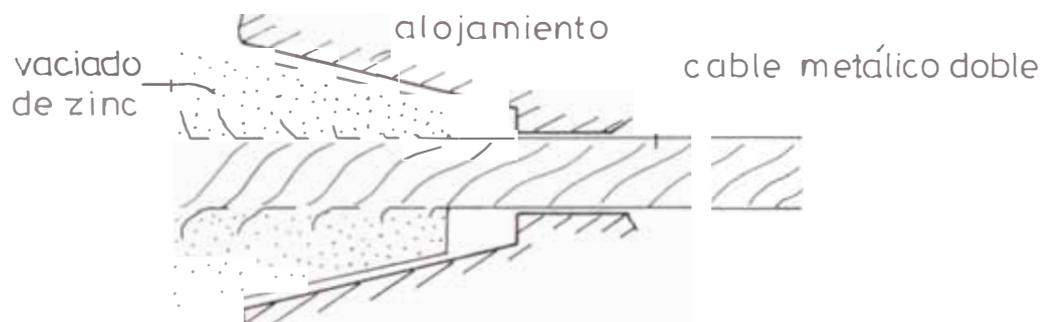
$$D/dw = 453 > 400 \quad \text{OK!}$$

Para evitar una deformación permanente $D/dw > 200$, observamos que en el anclaje posterior del cable usamos un tramo de polea con $D=106\text{mm}$; el cable en esta zona tiene la curvatura permanente entonces.

$$D/dw=106/43=246 > 200 \quad \text{OK!}$$

--Fijación del cable metálico. (en el tambor)

En el brazo posterior la fijación es por el terminal cónico formado por un vaciado de zinc sobre el cabo deshilachado formando un tope auto ajustable ver gráfico.



En el brazo del antero la fijación es por fricción cable polea por presión de pernos en cable sobre la superficie del tambor ello para poder calibrar el cable cada cierto tiempo, por el estiramiento del mismo, debido a la operación.

La fricción se define

$$F_n = \mu F_n$$

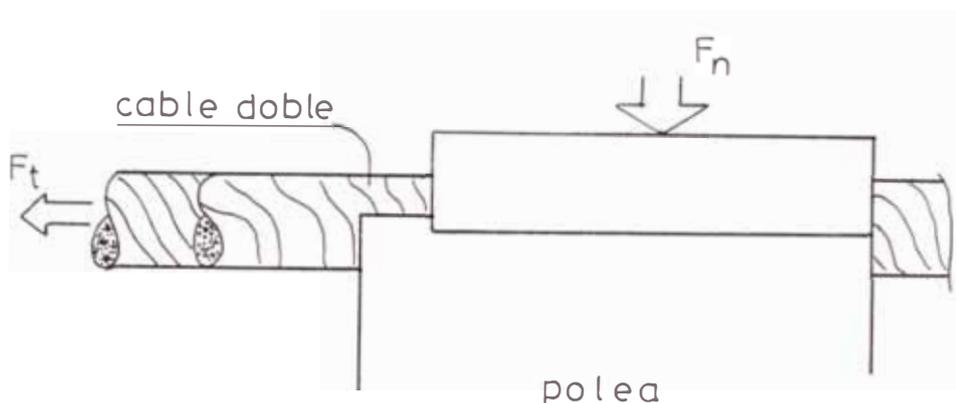
permite hallar la carga de pernos.

$$F_n = \frac{F_c}{\mu}$$

donde : $F_c = 2 T_c = 6044$

$\mu = 0.18$ (coeficiente de fricción)

$F_n = 33,577.8$ Kg



$F_i \geq F_t + F_s/\mu$ donde: $F_s=0$

$F_i \geq F_n/8 = 4197$ Kg ajuste inicial en uno de los 8 pernos

y verificaremos que : $F_i \leq 0.8 S_y A_s$

usaremos: 8 pernos Socket M10X1.0 Grado 8

$A_s = 0.6398$ cm² área efectiva

$S_y = 9,150$ Kg/cm²

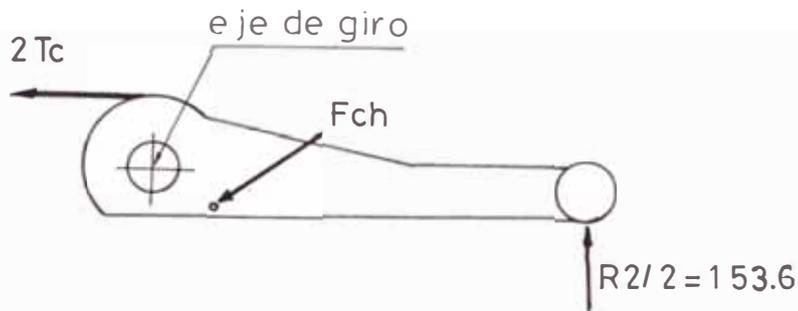
entonces $4197 \leq F_i \leq 4683$

usamos entonces un ajuste inicial de $F_i = 4400$ Kg

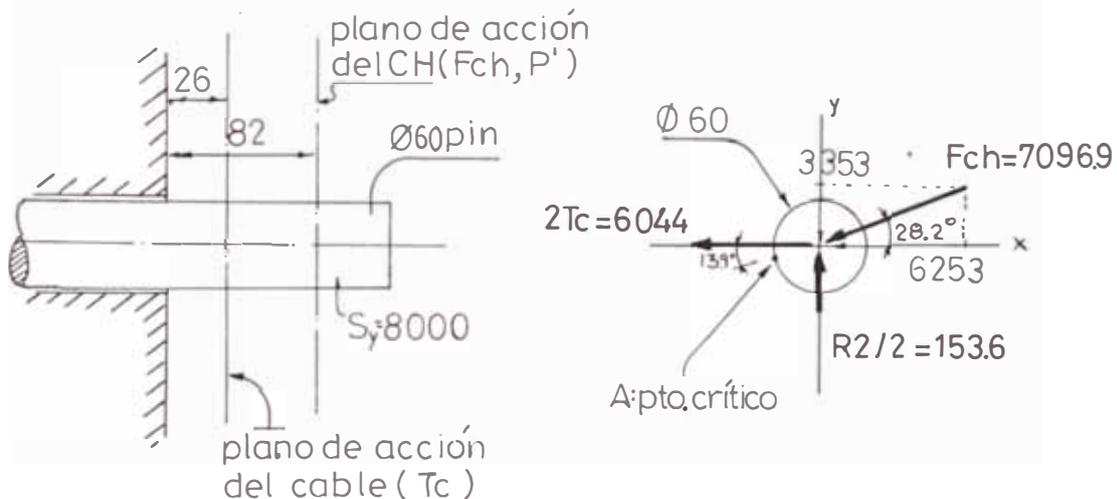
5.4.3 CALCULO DE BRAZOS LEVANTADORES

- Fin eje de giro de brazos.- El caso desfavorable ocurre en el brazo delantero en la posición de inicio del levantamiento cuando la carga está

todo hacia atrás, figura 72, así el diagrama de carga es:



las cargas en el pin se muestran y el cálculo de esfuerzos por flexión en "A" se evalúa continuación.



Estas cargas se transmiten desde el brazo doble "rígido" y provocan en el pin esfuerzos de corte directo, una consideración desfavorable en el cálculo es tomar el pin como viga en voladizo..

En el plano X-Z:

$$\sigma_a = \frac{M C_A}{I}$$

donde: $M = 6044(2.6) + 6253(8.2)$

$$M = 66989$$

para sección $\phi 60$: $I = 63.61$ Material VCN-150

$$C_A = 2.91$$

$$\sigma_A = -3054$$

En el plano Y-Z:

$$\sigma_A = \frac{M C_A}{I}$$

donde:

$$M = (3200)(8.2)$$

$$M = 26240 \text{ ; } C_A = 0.7$$

$$\sigma_A'' = -2887$$



$\sigma_A = -3343 \text{ Kg/cm}^2$ (es el esfuerzo representativo)

Evaluando el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_A}$$

$$n_A = 2.4 \text{ OK!}$$

- Sección de los brazos.- el brazo posterior cargado críticamente es el más desfavorable, presentamos el cálculo en diferentes secciones, el brazo en posición vertical solo presenta carga axial que despreciamos:

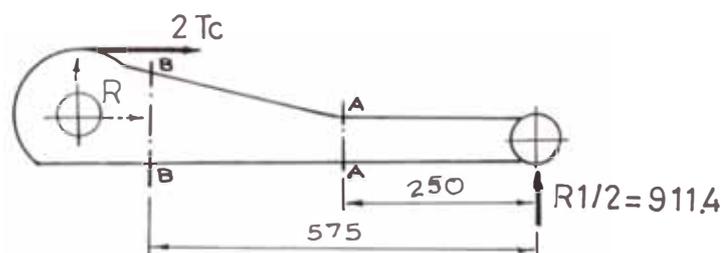


FIGURA 73.- CARGA DESFAVORABLE EN BRAZOS DE LEVANTAMIENTO

- Cálculo en sección A-A:

$$I = 51.8$$

$$C = 3.65$$

el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

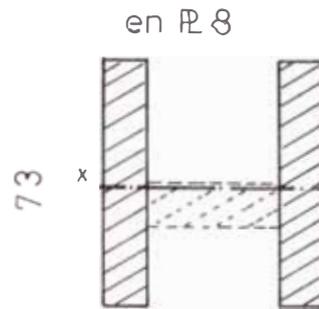
donde:

$$M = 911.4 \text{ (25)}$$

$$M = 22785$$

$$\sigma_f = 1605 \text{ Kg/cm}^2 < 2100 = \sigma_d$$

OK!



- Cálculo en sección B-B:

$$I = 242.1$$

$$C = 6.1$$

el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

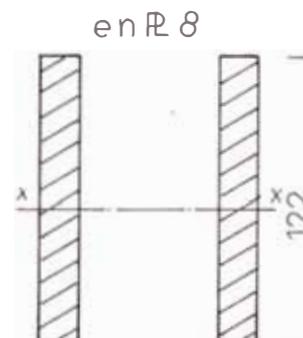
donde:

$$M = 911.4 \text{ (57.5)}$$

$$M = 52405.5$$

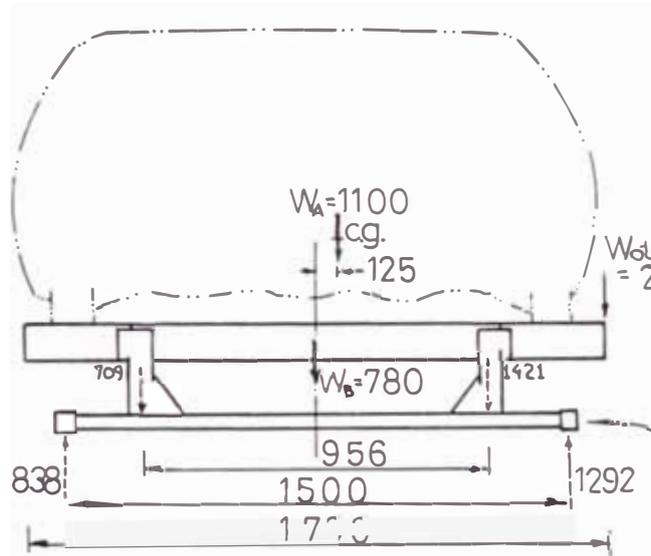
$$\sigma_f = 1320 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_f < 2100 = \sigma_d$$

OK!



- Cálculo del tubo de torsión.- El que une los brazos delanteros es el más desfavorable por la extensión, que eleva los momentos flectores, en

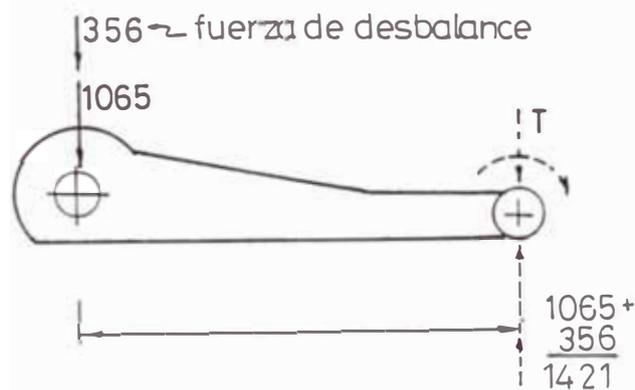
general la torsión del tubo está absorbiendo cargas gravitacionales descentradas respecto al plano de simetría del banco.



hemos considerado que el brazo delantero toma toda la carga levantar. DES 2 1/2" D_i=44.9 mm D_e=73 mm

FIGURA 73: EFECTO DE CARGA DESCENTRADA

Efecto del torque compensador: (T)



donde $T = 356 (65)$

$$T = 23140$$

propiedades de la sección:

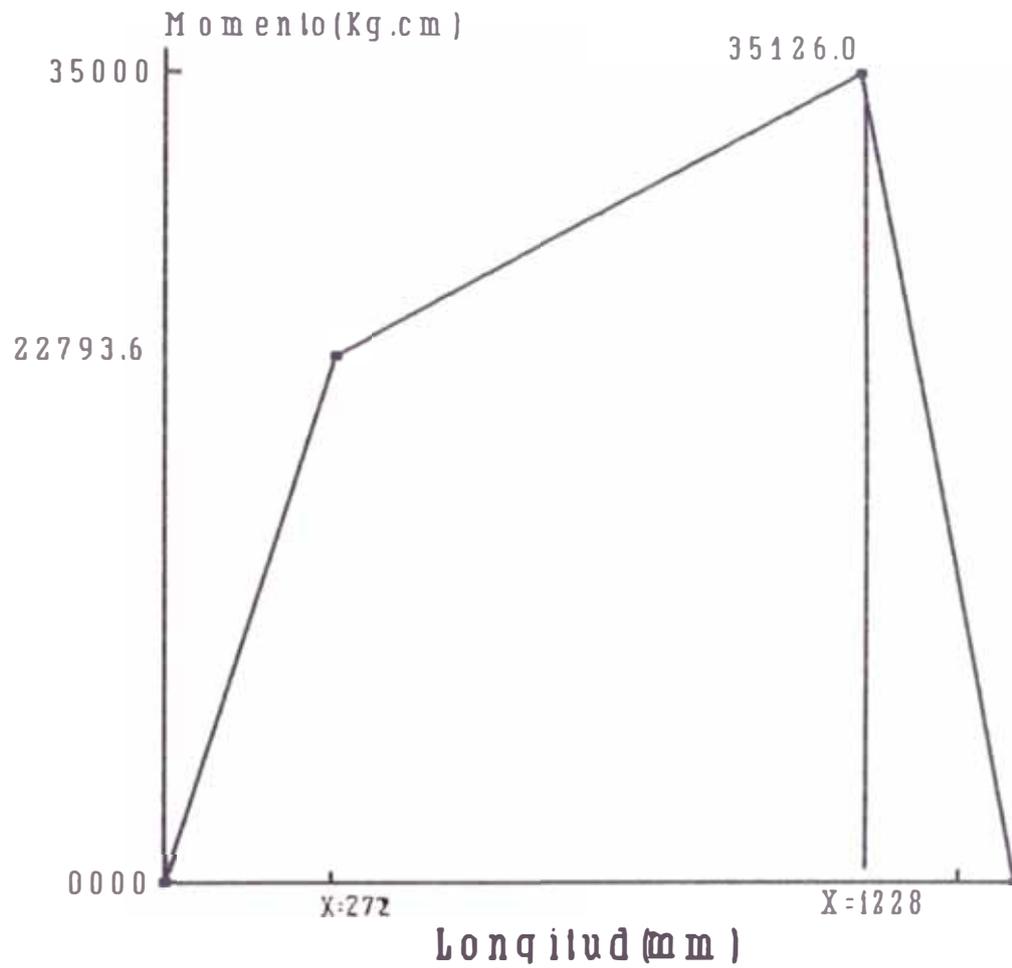
$$I = \frac{\pi(D_c^4 - D_i^4)}{64}$$

$$I = 119.4$$

$$J = 2I = 238.8$$

$$C = 3.65$$

el diagrama del tubo de torsión:

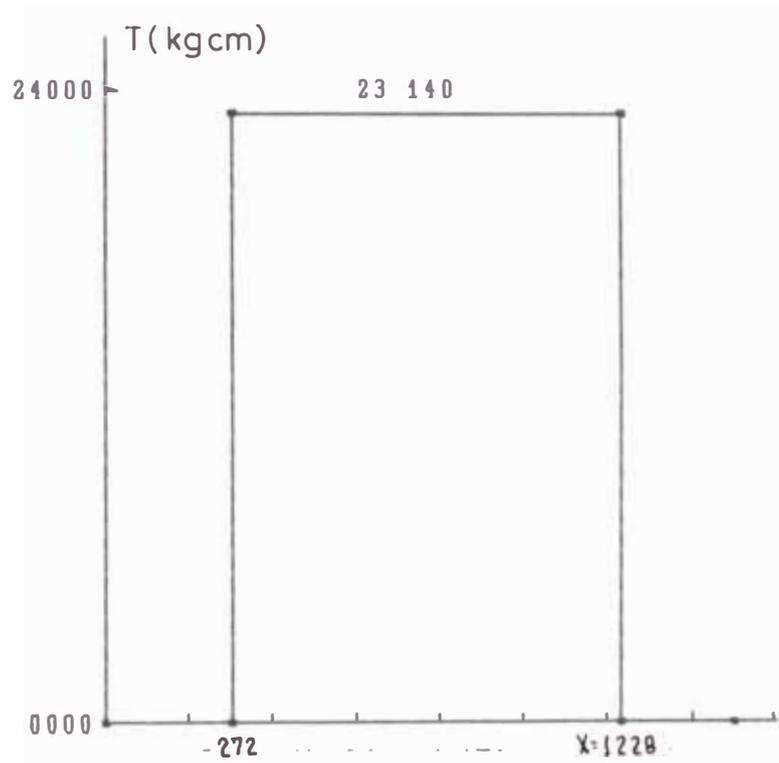


El esfuerzo por flexión en $X = 1228$

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

$$\sigma_f = 1073.8 \text{ Kg/cm}^2$$

El diagrama de torsión:



el esfuerzo por corte por torsión:

$$\tau = \frac{T C}{J}$$

$$\tau = 353.7 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo combinado:

$$\sigma = \sigma_f^2 + 3 \tau_t^2$$

$$\sigma = 1236.3 \text{ Kg/cm}^2$$

la resistencia del Structural tubing:

$$S_y = 46,000 \text{ psi}$$

$$S_y = 3,237 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_d = 1943 \text{ Kg/cm}^2$$

entonces: $\sigma = 1236 < \sigma_d$ OK!

5.4.4 SEGURO PARA EL MECANISMO DE LEVANTAMIENTO:

Este elemento toma la carga al desactivar el sistema hidráulico, para evaluación de la carga del seguro tomamos el caso representado en la figura 74.

de $\sum M_o = 0$

$$F_s = \frac{911.4(548.8)}{213}$$

$$F_s = 2348.2$$

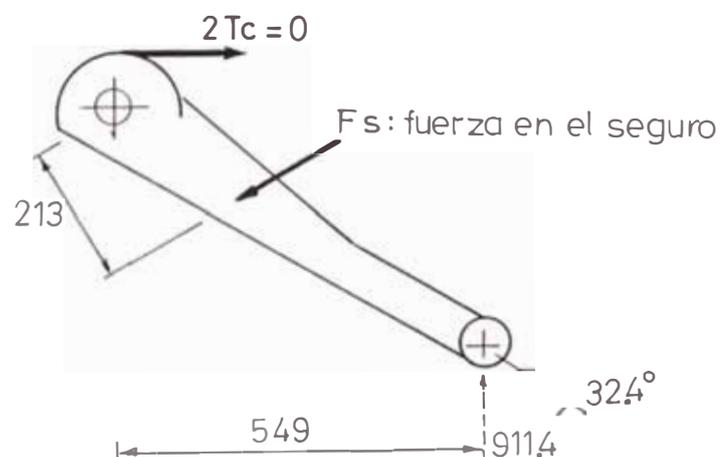
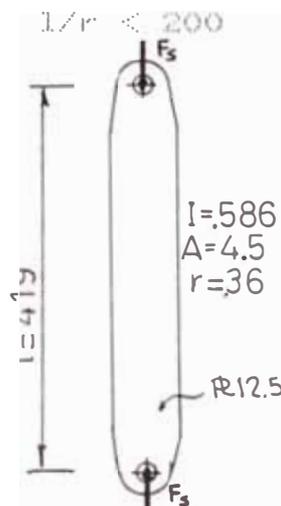


FIGURA 74.- CARGA EN EL SEGURO DEL MECANISMO

$l/r = 116.1$ relación de esbeltez para extremos redondeados. $l/r > C_c = 77$



El consejo de investigación de columnas USA (CRC) da los esfuerzos permisibles a compresión

$$F_a = \frac{12}{23} \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{r}\right)^2}$$

seguro del mecanismo

donde $F_s = 23/12$

$$F_a = 802.1 \text{ Kg/cm}^2$$

la fuerza permisible es:

$$F_p = F_a \cdot A$$

$$F_p = 3609 \text{ Kg}$$

entonces: $F = 2348.2 < 3609 = F_p$ OK!

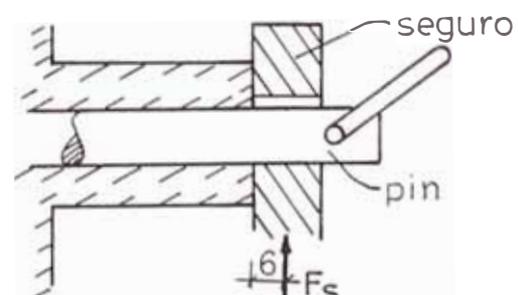
y para el factor de seguridad total es:

$$n = \frac{23}{12} \frac{3609}{2348} = 2.9 \quad \text{OK!}$$

- pin del seguro:

ϕ pin 16: $I = 0.322$

$$C = 0.8$$



Material VCN-150 , $E_v = 10000$

el esfuerzo por flexión es:

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

donde:

$$M = F \quad (.6)$$

$$M = 1408.9 \text{ Kg.cm}$$

$$\sigma_r = 3504 \text{ Kg/cm}^2$$

el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

$$n = 2.85 \quad \text{OK!}$$

En general detalles constructivos y funcionamiento del mecanismo observar P-BE-1, FBE-2, FG-2.

5.5 CALCULO DE ABRAZADERAS STANDARD

En general la carga en este elemento es muy variada, ya en el análisis de carga por enderezado se aprecia las reacciones que transmite las abrazaderas al banco, el análisis se realiza por dos casos bien definidos, figura 75 en condiciones más desfavorables para las abrazaderas se usa cadenas de anclaje que absorben parte de la carga

a las abrazaderas esto se observa en carga transversal.

$$F_a = \frac{F}{2}$$

$$P = \frac{F(e - e_a)}{135}$$

$$e = 1000$$

$$e_a = 340$$

$$P = 2444 \text{ Kg}$$

$$W_A = 550 \text{ Kg}$$

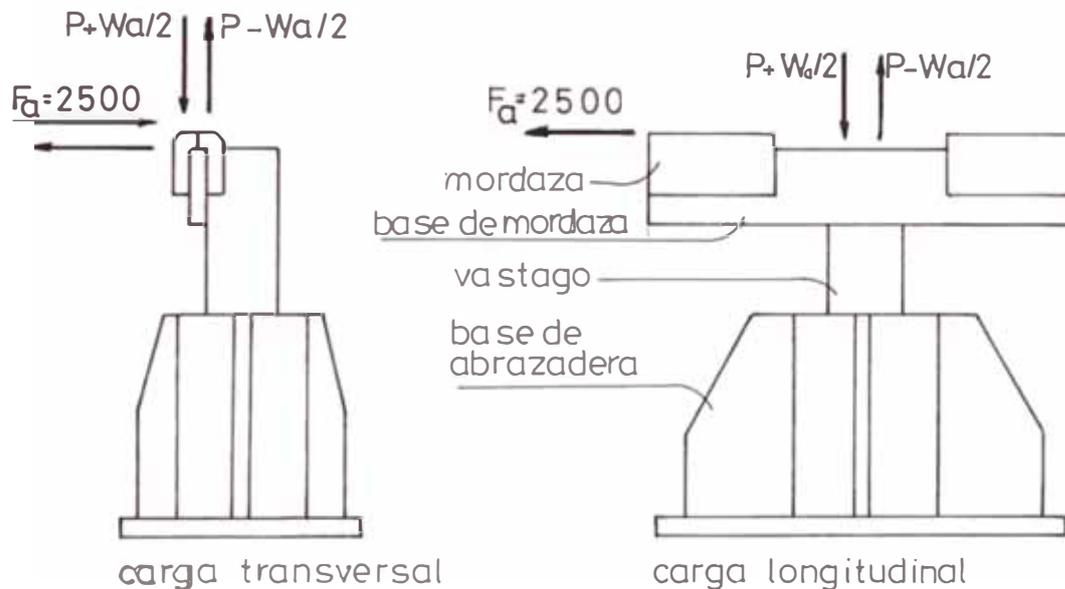


FIGURA 75.- CARGAS EN LA ABRAZADERA

5.5.1 CAPACIDAD DE REACCION DEL ESTRIBO.

Un análisis adecuado se realiza para carga longitudinal:

Carga de tracción en la chapa (carrocera)

($F_a = 2500$ Kg)

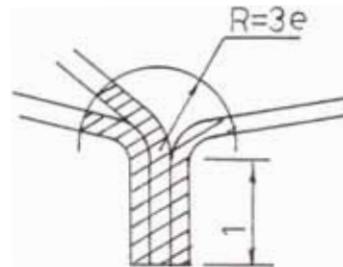
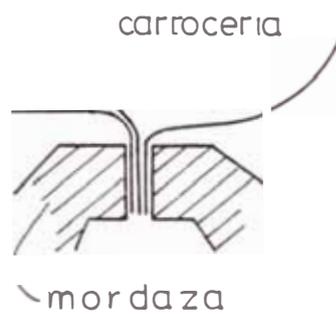
Propiedades de la chapa: A-36

$R = 1.2 \text{ mm}$

$S_v = 2535 \text{ Kg/cm}^2$

$S_{\sigma} = 1267 \text{ Kg/cm}^2$

zona cargada
a tracción



así el esfuerzo de tracción es:

$$\sigma = \frac{F_a}{2A}$$

donde

$$A = e [(1.2)^3 + 3(3e)] = 0.553 \text{ cm}^2$$

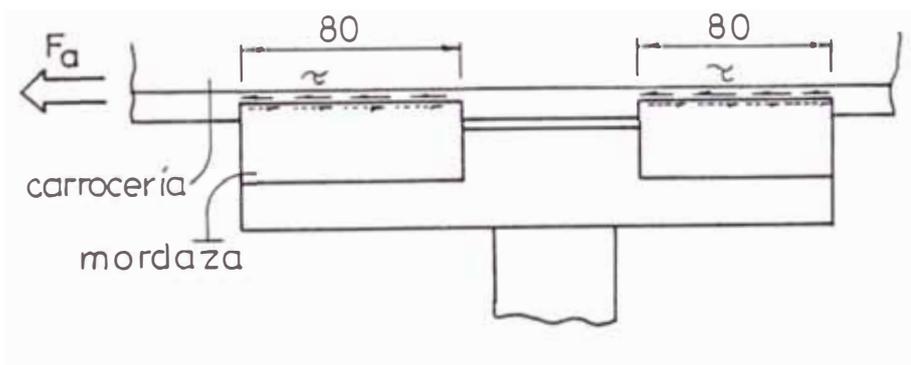
$\sigma = 2232 \text{ Kg/cm}^2$ esfuerzo de tracción en la chapa

entonces $\sigma < 2535 = S_v$

OK!

- carga de corte directo en la (carrocería)

($F_a = 2500 \text{ Kg}$),



el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{F_a}{2A}$$

donde: $A = 3 \text{ e } (8)$

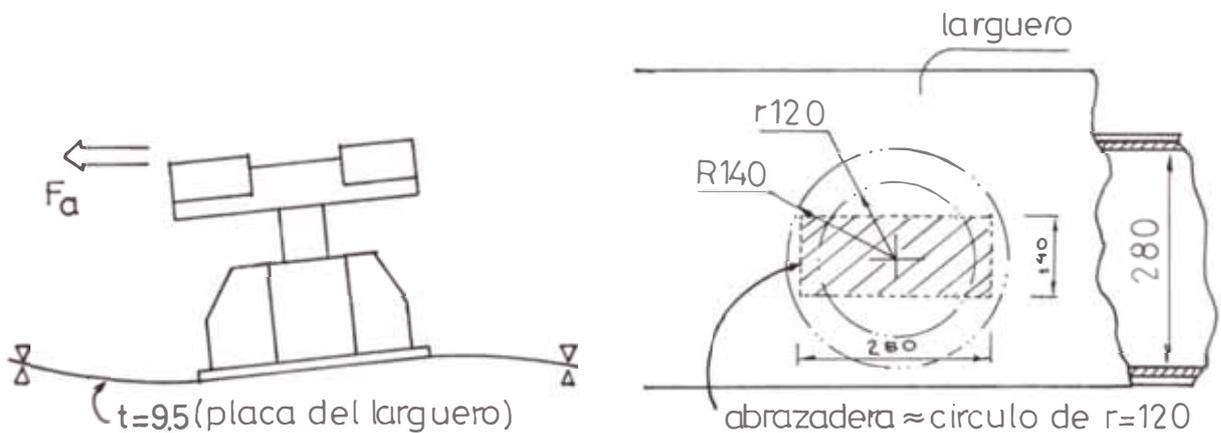
$$A = 2.88 \text{ cm}^2$$

$$\tau = 434 \text{ kg/cm}^2$$

entonces $\tau < 1267 = S_{my}$ OK!

5.5.2 ANALISIS DE PLACA EN EL BANCO.-

Como observamos en el plano de sub-ensamble la placa que conforma la sección tubular del larguero soporta la abrazadera por un anclaje, un calculo de posible falla analizaremos:



el modelo apropiado de placas planas circulares usamos para evaluar el esfuerzo máximo que esta ubicado en la frontera de la base.

y el esfuerzo máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{3M}{4\pi r t^2} \left[1 + (1+u) \ln \frac{2(R-r)}{KR} \right]$$

donde:

$$K = \frac{0.49 R^2}{(r + 0.7 R)^2}$$

$K = 0.2$

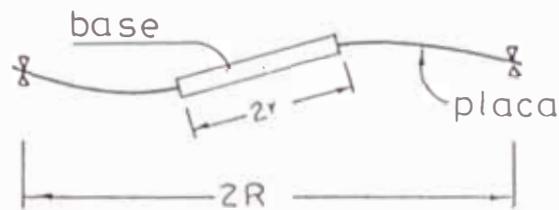
$u = 0.3$

$M = 2500(30)$

$M = 75000 \text{ Kg.cm}$

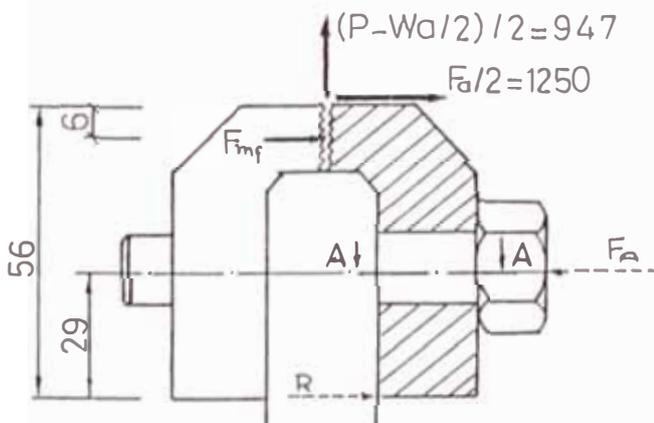
$\sigma_{max} = 2397 \text{ Kg/cm}^2$

entonces $\sigma_{max} < S_y = 3500 \text{ Kg/cm}^2$ OK!



5.5.3 CALCULO DE MORDAZA Y SU BASE

CALCULO EN LA MORDAZA. - La condición desfavorable sucede con una carga transversal, la figura muestra las cargas en un par de mordazas.



En caso crítico:

$F_{mf} = 500 \text{ Kg (mordaza)}$

$F_{mf} = 350 \text{ Kg (tornillos)}$

FIGURA 76.- CARGAS EN UNA MORDAZA)

así en la sección A-A está la mayor carga y el

esfuerzo es:

$$\sigma_A = \frac{M C}{I}$$

$$\begin{aligned} \text{donde: } M &= 1250(2.7) + 500(2.1) + (947.2)(1.25)/2 \\ &= 5017 \text{ Kg.cm} \end{aligned}$$

$$I = 5.5(1.25)^3 / 12 = 0.895$$

$$C = 0.625$$

$\sigma_A = 3503 \text{ Kg/cm}^2$ es el mayor esfuerzo exigido en la mordaza.

material utilizado: Acero 1060 (material frágil)

$$S_t = n \sigma_A \quad \text{donde } n = 5$$

$$S_t = 17515 \text{ Kg/cm}^2$$

la dureza correspondiente es: 51HRc resultado de un templado y revenido con $T_c = 950 \text{ }^\circ\text{C}$

Dureza chapa $\approx 10\text{HRc} < 51\text{HRc}$ OK!

-CALCULOS PARA TORNILLOS DE MORDAZA

La carga de tracción en 2 pernos se halla de $\Sigma M_{\text{pivote}} = 0$ en la mordaza, ver figura 76

$$F_A = \frac{1250(56) + 350(5)}{2.9} = 3017$$

entonces la fuerza de tracción en un perno es $F_t = 1509 \text{ Kg}$

la carga de corte en la sección de un perno: $F_s = 236 \text{ kg}$

$$F_e = \sqrt{F_t^2 + 3 F_s^2}$$

$$F_e = 1563 \text{ Kg}$$

El área de esfuerzo requerido es:

$$A_s = \left(\frac{6 F_e}{S_y} \right)^{2/3}$$

$$\text{para } S_y = 9150 \text{ Kg/cm}^2$$

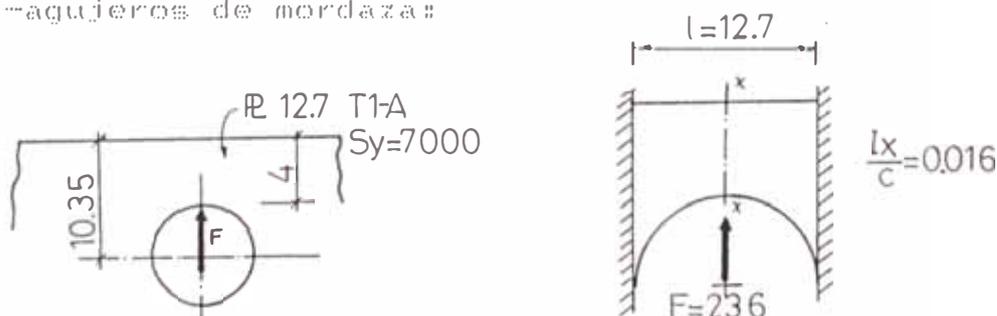
$$A_s = 1.02 \text{ cm}^2$$

por lo tanto usamos tornillos $1/2" - 20 \text{ UNRF}$ Grado 8 con $A_s = 103.2 \text{ mm}^2$; Tajuste = 30 lb/pie

-CALCULO EN BASE DE MORDAZA:

La estructura es robusta, el análisis se puntualiza en los agujeros de la mordaza y en el cubo roscado unión de vástago y base de mordaza.

-agujeros de mordaza:



el esfuerzo en X-X es:

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$

donde:

$$M = \frac{F l}{8} = 37.46$$

$$\sigma = 2341 < 7000 \quad \text{OK!}$$

-rosca unión con el vástago:

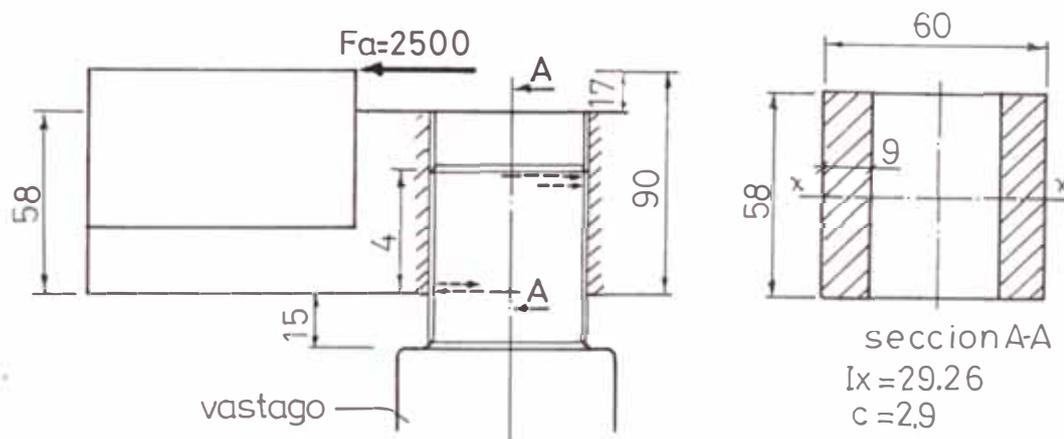


FIGURA 77: CARGAS EN EL CUBO DE LA BASE PARA MORDAZA

el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$

donde $M = 2500(4.6)$

$$M = 11500$$

$$\sigma = 1140 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_a = 4200 \quad \text{OK!}$$

5.5.4 CALCULO EN EL VASTAGO Y BASE DE ABRAZADERAS.

-VASTAGO-

- En el pie de la rosca tenemos, usando material VCN-150

$$\sigma = \frac{M C}{I}$$

donde: $M = 2500(9)$

$$M = 22500 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{A_s^2}{4\pi}$$

donde $A_s = 12.91 \text{ cm}^2$ (rosca M42 x 1.5)

$$I = 13.26$$

$$C = 2.02$$

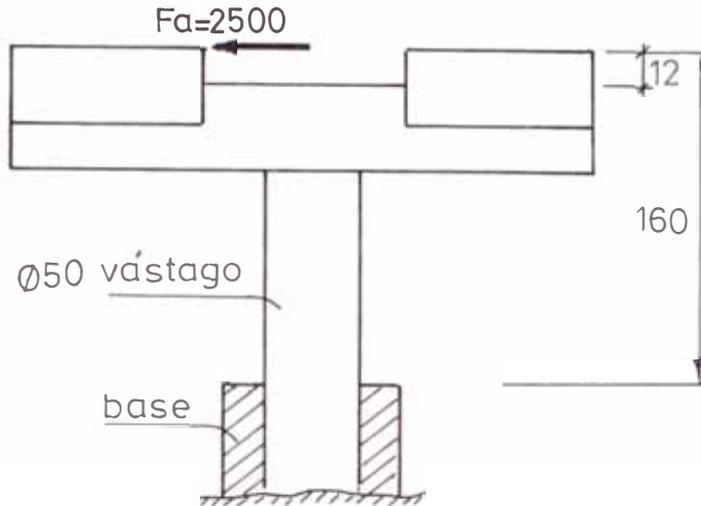
$$\sigma_f = 3436 \text{ Kg/cm}^2$$

el factor de seguridad correspondiente si $S_y = 8000 \text{ Kg/cm}^2$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

$$n = 2.32 \quad \text{OK!}$$

en la boca de base para abrazadera.



el esfuerzo en el vástago es:

$$\sigma = \frac{M C}{I}$$

donde $M = 2500(16)$

$$M = 40000$$

$$I = 30.67$$

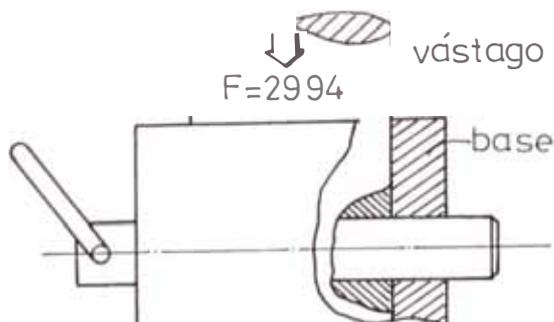
$$\sigma = 3259 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad:

$$n = 2.5 \text{ OK!}$$

- Cálculo del pasador:

el esfuerzo cortante en el pasador es:



$$\tau = \frac{4}{3} \frac{F}{A}$$

$$\text{donde } A = 2(0.785)$$

$$A = 1.57 \text{ cm}^2$$

$$\tau = 2541 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad es:

$n = 3.9$ OK!

-CALCULO EN LA BASE DE ABRAZADERA:

En la base de la abrazadera analizaremos la falla por "desbocado" y carga de contacto localizando además un calculo en el pie de la base.

En la boca.- Tomaremos un anillo el que soporta la carga de "desbocado"

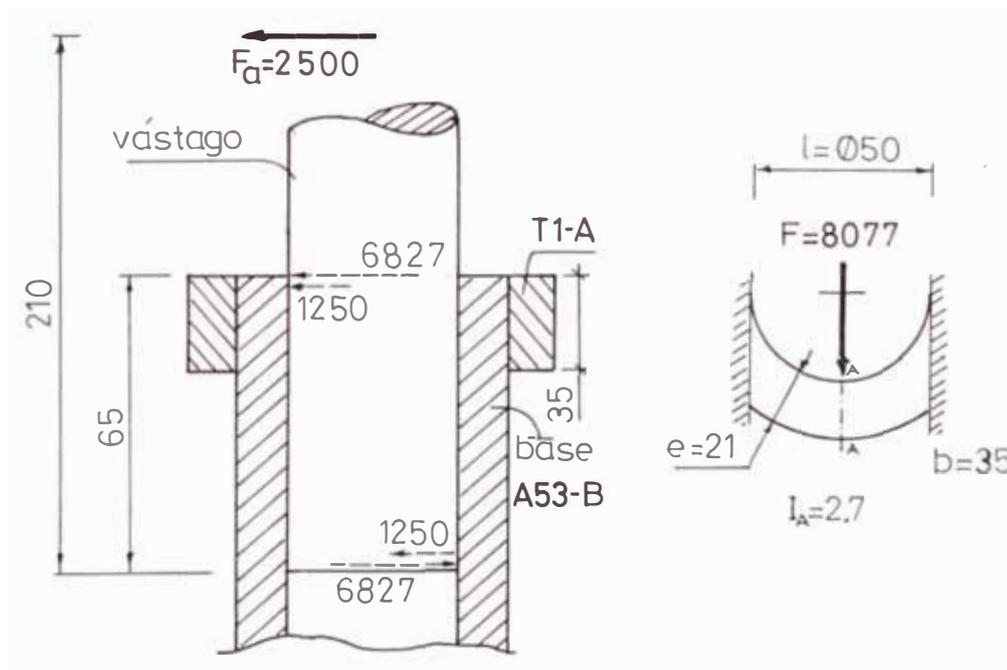


FIGURA 78.- CARGAS EN LA BOCA DE BASE PARA ABRAZADERA

el anillo se calcula para esfuerzo de flexión considerando empotramiento:

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

donde:

$$M = \frac{F l}{8} = 5048 \text{ Kg.cm}$$

$$I = 2.7$$

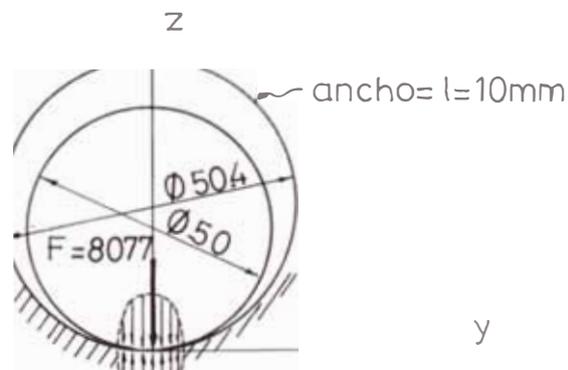
$$c = 1.05$$

$$\sigma_r = 1963 \text{ Kg/cm}^2$$

la cinta en **R** T1-A tiene $\sigma_d = 4200 \text{ Kg/cm}^2$

$$\Rightarrow \sigma_r < \sigma_d \quad \text{OK!}$$

-CARGAS DE CONTACTO.- En el cuello el contacto con el vástago corresponde a dos superficies cilíndricas, ante la carga representativa, realizaremos una evaluación de los esfuerzos de contacto de Hertz.



2b

$$b = \sqrt{\frac{4 F \left[\frac{(1 - \nu^2)}{E} \right]}{\pi I \left[\left(\frac{1}{d_1} \right) - \left(\frac{1}{d_2} \right) \right]}}$$

donde:

$$\nu = 0.3$$

$$E = 2.1 \times 10^6$$

$$d_1 = 5$$

$$d_2 = 5.04$$

$$b = 1.68 \text{ cm}$$

la presión máxima es:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi D l}$$

$$p_{\max} = 3069 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_x = -2 \mu p_{\max}$$

$$\sigma_x = -1841 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_y = -p_{\max}$$

$$\sigma_y = -3069 \text{ Kg/cm}^2 = \sigma_z$$

Son los esfuerzos en eje z, para $z=0$

el esfuerzo equivalente:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}$$

$$\sigma = -1228 \text{ Kg/cm}^2$$

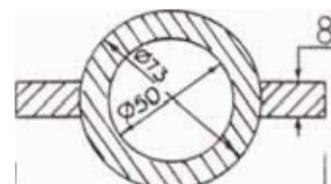
$$\sigma < S_y = 3239 \text{ OK!}$$

-Cálculo de esfuerzo en el pie de la abrazadera..

el área esforzada de condición desfavorable:

$$I = \frac{\pi (7.3^4 - 5^4)}{64} + \frac{0.8(14^3 - 7.3^3)}{12}$$

$$I = 265.7 \text{ cm}^4$$



140

el esfuerzo de flexión es:

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

donde: $M=2500(29.5)$

$$M = 73750 \text{ Kg.cm}$$

$$\sigma_f = 1943 \text{ Kg/cm}^2$$

el factor de seguridad es:

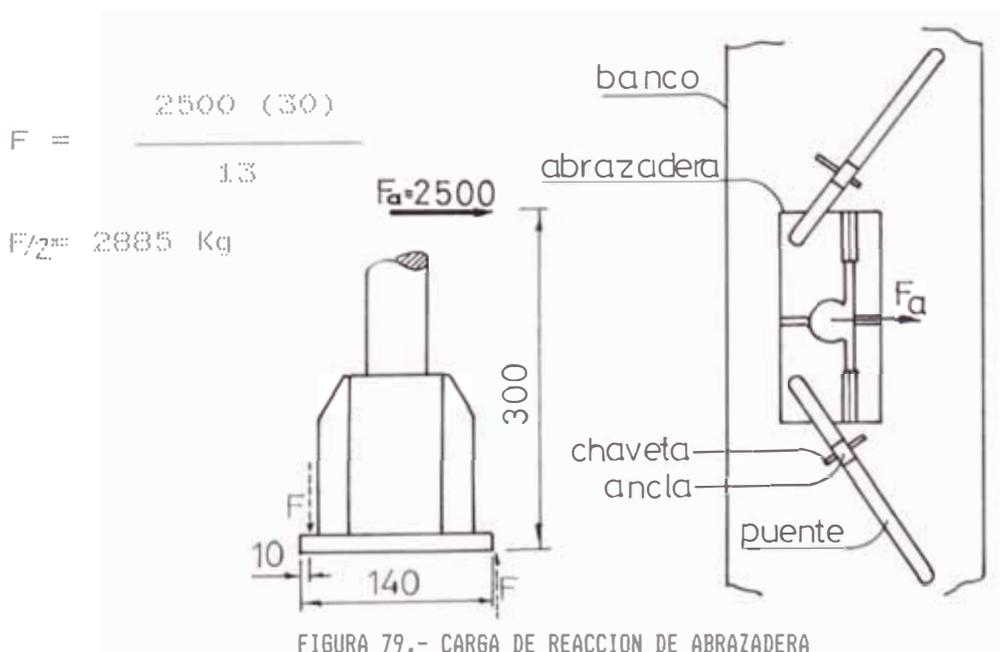
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_f}$$

donde: $S_y = 7000$

$$n = 3.6 \quad \text{OK!}$$

5.5.5 CALCULO DE PUENTE Y ANCLA.

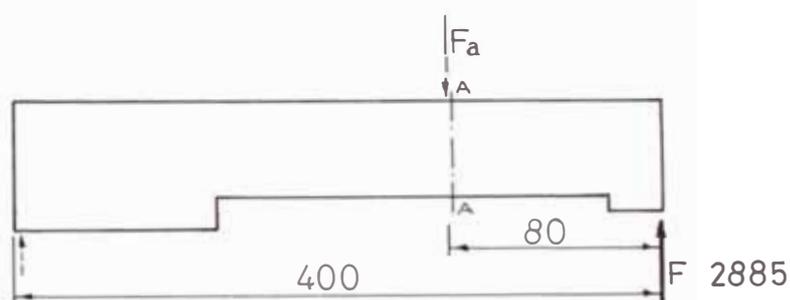
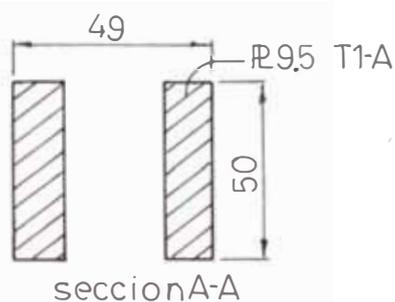
El lado más corto de la base se toma para el cálculo de la figura muestra la fuerza de reacción requerida.



Un puente toma $F/2$ en su extremo, el DCL muestra el detalle.

$$F_a = \frac{2885(40)}{32}$$

$$F_a = 3606 \text{ Kg}$$



y el esfuerzo en la sección crítica es:

$$\sigma_f = \frac{M c}{I}$$

donde:

$$M = F (8)$$

$$M = 23080$$

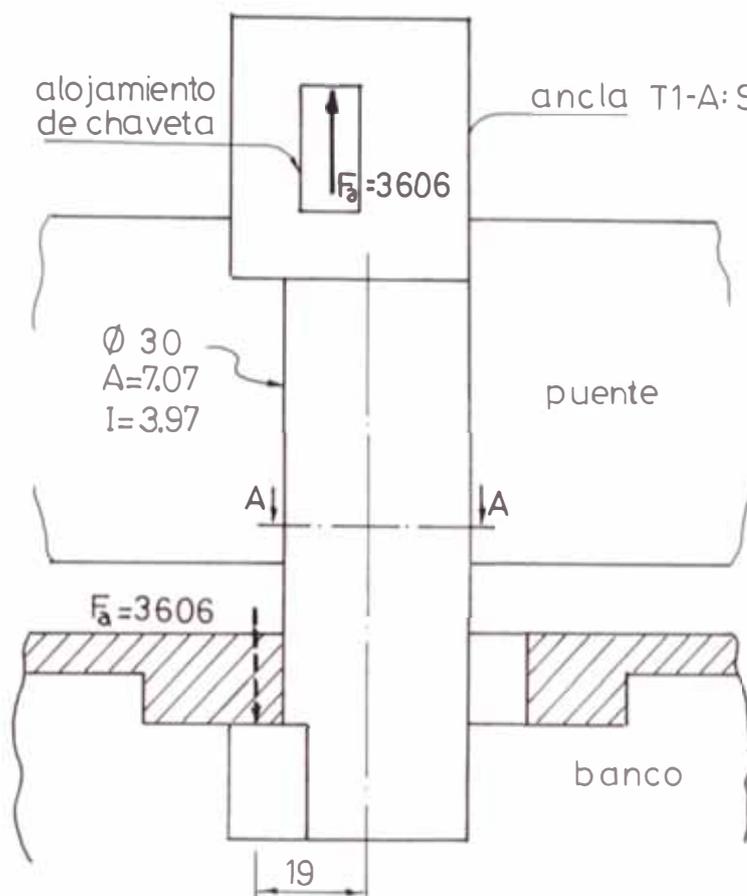
$$I = 19.8$$

$$c = 2.5$$

$$\sigma_f = 2915 \text{ Kg/cm}^2$$

$$y \sigma_f < \sigma_a = 4200 \quad \text{OK!}$$

El ancla soporta una carga F_a con una reacción excéntrica el DCL es:



$$\sigma = \sigma_{ax} + \sigma_f$$

$$\sigma_{ax} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{ax} = 510 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{M C}{I}$$

donde:

$$M = F_a (1.9)$$

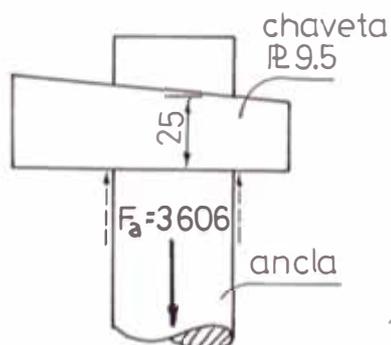
$$M = 6851$$

$$\sigma_f = \pm 2588 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma = 3098 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Rightarrow \sigma < \sigma_{ca} = 4200 \quad \text{OK!}$$

-La chaveta de aprisionado: trabaja a corte directo.
el esfuerzo por corte es:



$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F_a}{2A}$$

$$\tau = 1139 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau < \tau_{ca} = 2800 \text{ Kg/cm}^2$$

OK!

5.6 LA TORRE DE TRACCION

5.6.1 CALCULO DE LA EXTENSION DE TORRE

Opera un $F= 3000$ Kg. y el DCL es el siguiente:

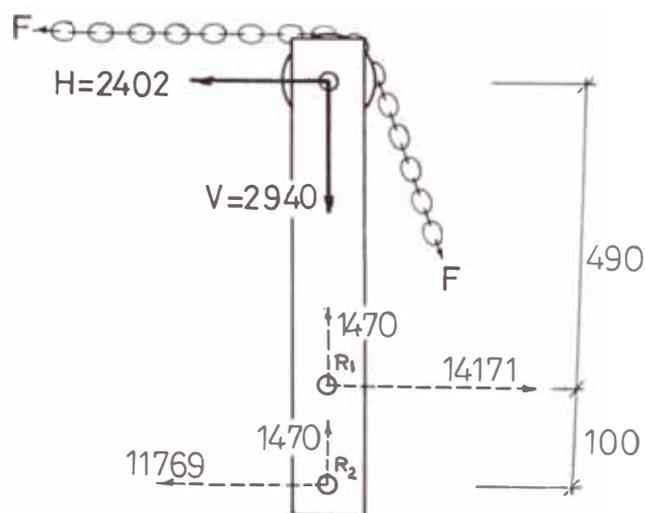
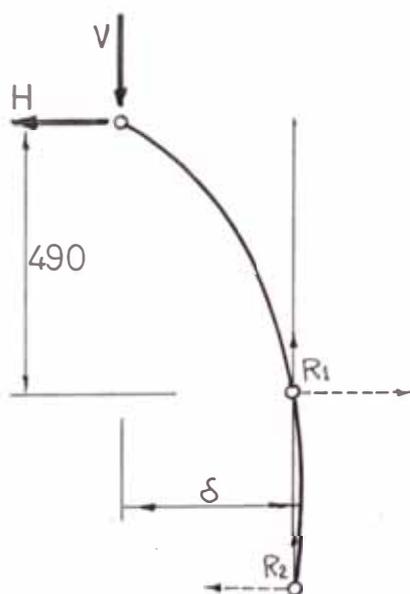


Fig. 79 DCL EXTENSION DE TORRE

El siguiente gráfico muestra la deflexion correspondiente:



En R_1 , los esfuerzos son:

$$\sigma_T = \frac{m}{I} \quad \text{donde:}$$

$$M = H49 + V\delta \quad (\text{Kg. Cm})$$

$$\sigma_{max} = \frac{V}{A} \quad \text{donde: } A = 20.24 \text{ cmt}^2$$

y el esfuerzo total en la seccion es:

$$\sigma_T = -\sigma_T + \sigma_{max}$$

Veamos que el problema es hallar " δ ", podemos utilizar el presente bosquejo donde la referencia de coordenadas sufre una rotación despreciable:

$$y = \frac{R_{1x} \text{Sen} 10p}{V p \text{ Sen } 59p} \text{ Sen } px - \frac{R_{1x} 10}{V 59} x \dots (22)$$

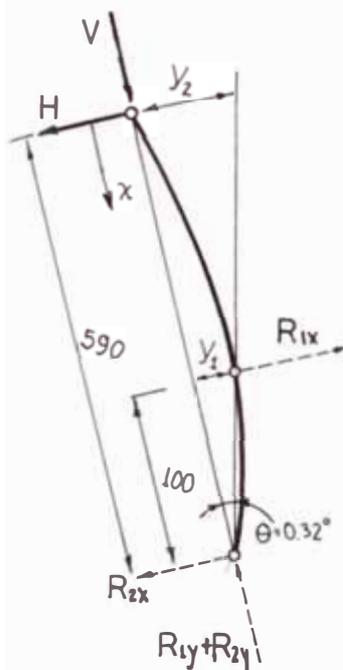
$$\text{donde: } p = \sqrt{\frac{V}{EI}} = 2.827 \times 10^{-3}$$

$$y = 290.29 \text{ Sen } px - 0.8169x \text{ donde } 0 < x < 49$$

$$\text{si } x = 49$$

$$y_1 = 290.29 \text{ Sen } (2.827 \times 10^{-3} \times 49)$$

$$- 0.8169 \times 49 = 0.0552 \text{ cm.}$$



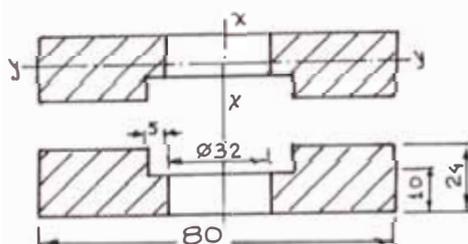
El angulo de rotación de coordenadas es:

$$\theta = \text{atg}\left(\frac{y_1}{100}\right) = 5.52 \times 10^{-3} \text{ rad} = 0.32^\circ$$

por proporciones hallamos y_2 ($y_2 = \delta$)

$$y_2 = \frac{y_1(59)}{(10)} = 0.3256 \text{ cm.} = 3.2 \text{ mm.} \quad (10)$$

La sección alternativa para este elemento y sus propiedades son:



Propiedades de un perfil:

$$A = 10.12 \text{ cm}^2$$

$$I_y = 4.37 \text{ cm}^4$$

$$I_x = 87.58 \text{ cm}^4$$

$$r = I_y/A = 0.69 \text{ cm}$$

y en general $S_y = 7000 \text{ Kg/cm}^2$

$$\sigma_d = 0.6 S_y = 4200$$

-El **cálculo** correspondiente en la sección **crítica** es: (Sección A-A')

$$\begin{aligned} \text{El momento } M &= 2402(49) + 2940(0.325) \\ &= 118,653.5 \text{ Kg cm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{El esf. de flexión } \sigma_f &= \pm \frac{Mc}{2I_x} \\ &= \pm 2709.6 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

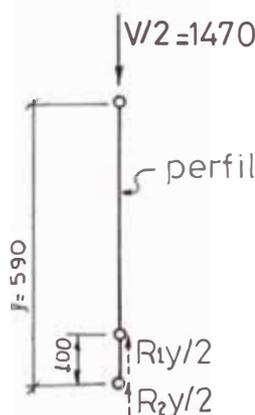
$$\text{El esf. axial } \sigma_{ax} = - \frac{F}{2A} = -145.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{Entonces el esfuerzo total } \sigma_{tot} &= -\sigma_f - \sigma_{ax} \\ \sigma_{tot} &= -2854.8 \end{aligned}$$

$$\sigma_{tot} < \sigma_d = 4200 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{El factor de seguridad es } n = \frac{S_y}{\sigma_{tot}} = 2.45$$

Un cálculo de columna en la dirección X es necesario realizar, para un perfil.



$$\text{La rel. de esbeltez} = \frac{Kl}{r}$$

donde $K = 2$ (extremo libre-empotrado)

$$\begin{aligned} &= \frac{2(59)}{0.69} = 171 \end{aligned}$$

$$\text{Siendo } C_c = \frac{2\pi^2 E}{S_y} = 77$$

$$C_c < \frac{Kl}{r} \Rightarrow \text{El esfuerzo unitario permisible}$$

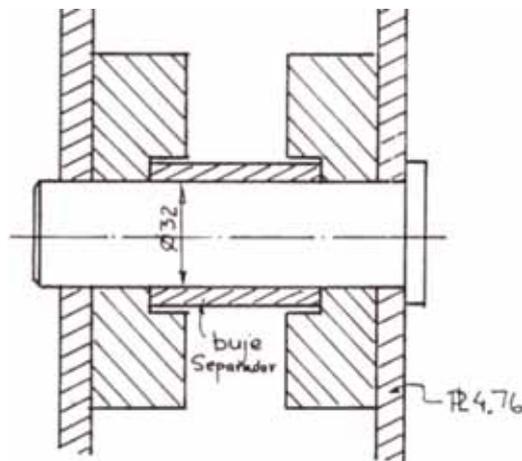
$$\text{en compresión (F}_c\text{) es } F_c = \frac{12 \pi^2 E}{23 (Kl/r)}$$

$$= 369.8 \text{ Kg/cm}^2$$

La carga que puede admitir es P:

$$P = F_c (A) = 3742.2 \text{ Kg} > V/2 \quad \text{OK!}$$

- Cálculo del pin ubicado en R1 del DCL de la extensión.



Observamos que el buje permite anular el juego probable, así el pin trabaja a corte directo.

Fig.80 - FIJACION DE EXTENSION DE TORRE

$$\begin{aligned} \text{La fuerza total en R1} &= R_{1x} + R_{1y} \\ &= 14,247 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Cálculo por corte directo en el pin

$$\tau = \frac{4 R1}{3 (2A)} \quad \text{donde } A = 8 \text{ cm}^2$$

$$\tau = 1181.3 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{my}}{\tau} = \frac{4500}{1181.3} = 3.8 \text{ OK!}$$

Cálculo por aplastamiento en agujero.

$$\sigma_{ap} = \frac{R1}{(2a)} \quad \text{donde } a=3.2(.47)$$

$$= 1.5 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{ap} = 4676.6 \text{ Kg/cm}^2$$

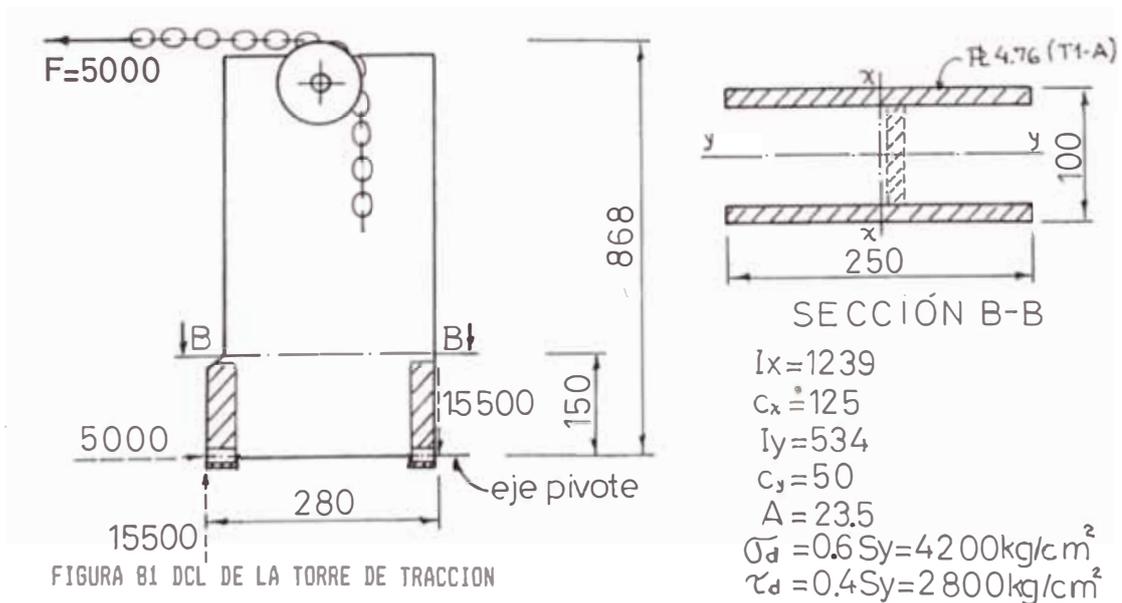
$$\sigma_{ap} < \sigma_{apd} = 6300 \text{ OK!}$$

5.6.2 CALCULOS EN LA TORRE DE ACCION FRONTAL

5.6.2.1 CALCULOS GENERALES

Presento el DCL de la torre para $F=5000$

Kg y $h=100$ mm.



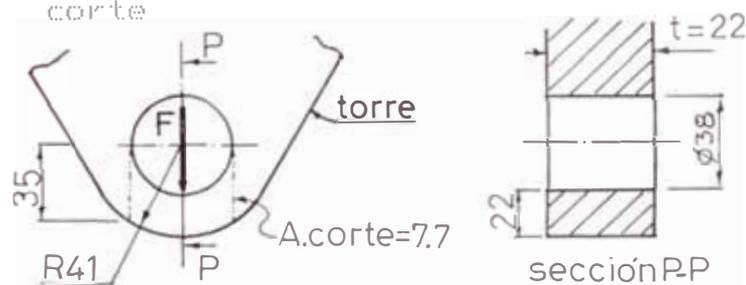
-Cálculo del esfuerzo en la sección B-B

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde } M=5000(71.8)$$

$$= 3620 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d \quad \text{OK!}$$

-Cálculo en el pivote de la torre.

+ Cálculo de la oreja: - probable falla por corte

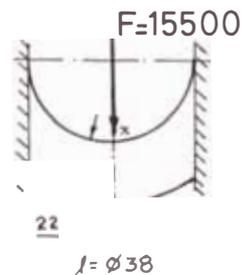


$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F}{2A} \quad \text{donde } F=15500 \text{ Kg}$$

$$A=7.7 \text{ cm}^2$$

$$\tau = 1509.7 \text{ Kg/cm}^2 < 2800 = \tau_d \quad \text{OK!}$$

• de probable falla por flexión



$$M_{max} = \frac{Fl}{4} = 7362.5 \text{ Kg cm.}$$

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde } I=1.95 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_r = 4148.9 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d$$

+ Cálculo del pin $\varnothing 38 \text{ mm}$ [VCN-150, $S_y=9000$]

Carga de corte directo donde: $A=11.34$

$$\tau = \frac{4 F}{3 A} = 1822 \text{ Kg/cm}^2$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{\tau}}{\tau} = 2.47 \text{ OK!}$$

+ Cálculo del pin seguro: la carga en la torre (F) no barre continuamente su área de acción, entre dos posiciones provoca direcciones hasta de 12° en la cadena respecto al eje.

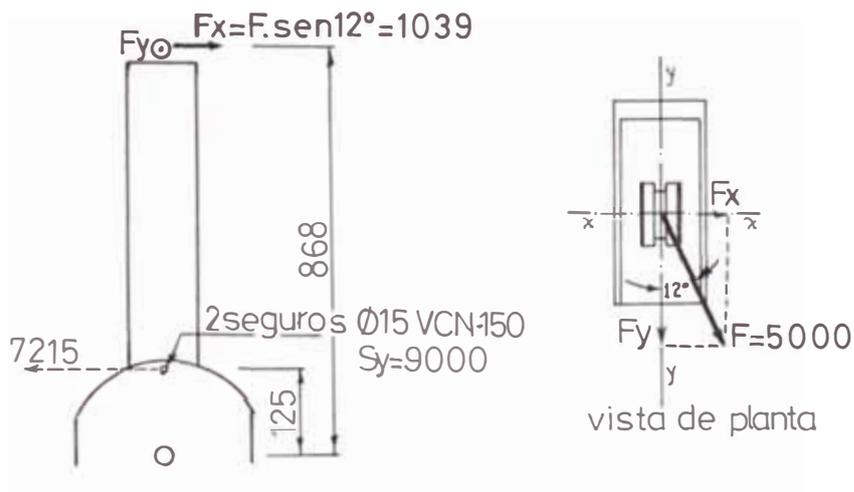


FIGURA 82 - CARGA EN EL PIN DE ASEGURADO

Se utilizan dos seguros y el esfuerzo es:

$$\tau = \frac{4 V}{3 A} \text{ donde } V=7215 \text{ Kg}$$

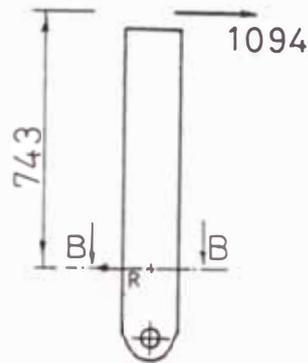
$$A=1.76(2)$$

$$\tau = 2722 \text{ Kg/cm}^2 < \tau_d = 3600$$

=> el pin seguro es $\varnothing 15 \text{ mm}$.

-Cálculos adicionales en la torre:

De eventual carga transversal.

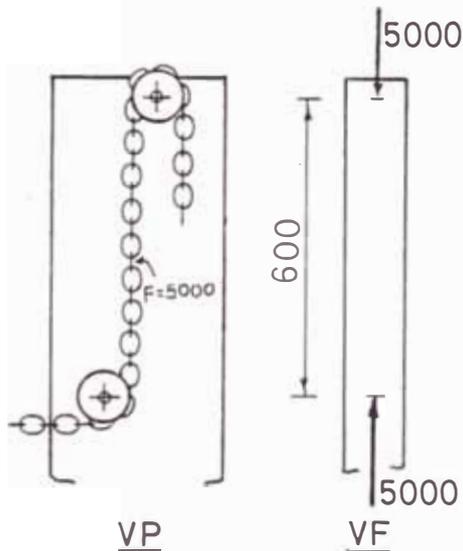


El momento generado:

$$M = 1094(74.3) = 81284.2$$

$$\sigma_r = \frac{M_y c}{I_y} = 761 < \sigma_d \quad \text{OK!}$$

De carga como columna.



$$r = \sqrt{I_y/A} = 4.76 \text{ cm}$$

relación de esbeltez

$$Kl/r = 12.6 \text{ donde } K = 1$$

$C_c = 77 > Kl/r \Rightarrow$ el
esf. unitario admisible:

$$F_a = \left[1 - \frac{(Kl/r)^2}{C_c} \right] \frac{F_y}{F.S.} \dots (23)$$

donde FS = 1.92,

$$F_a = 3548 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = F_a A = 83,380 \text{ Kg} > 5000 \text{ Kg OK!}$$

5.6.2.2 CALCULO DEL PIN PARA POLEA

- Cálculo del pin para polea (180°).

El DCL de polea mayor cargada es:

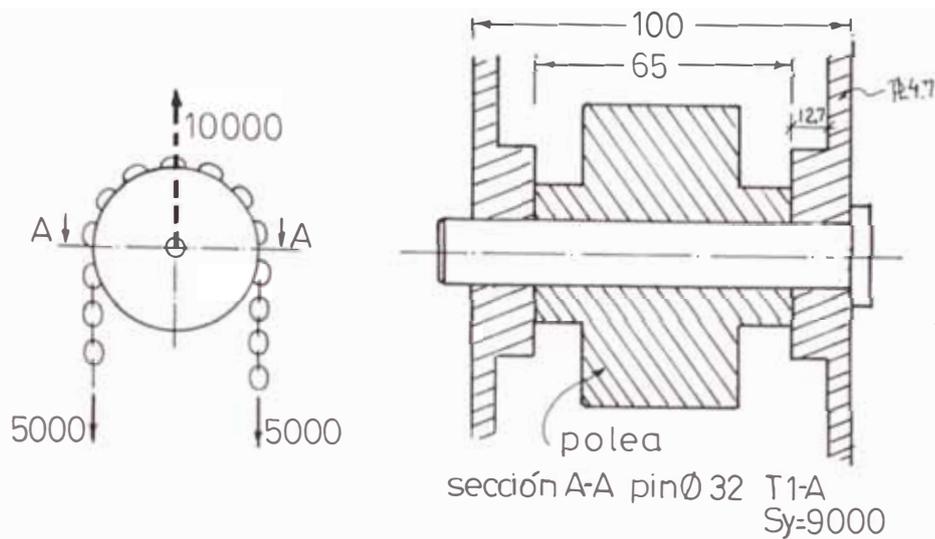


FIGURA 83 - CARGAS EN LA POLEA

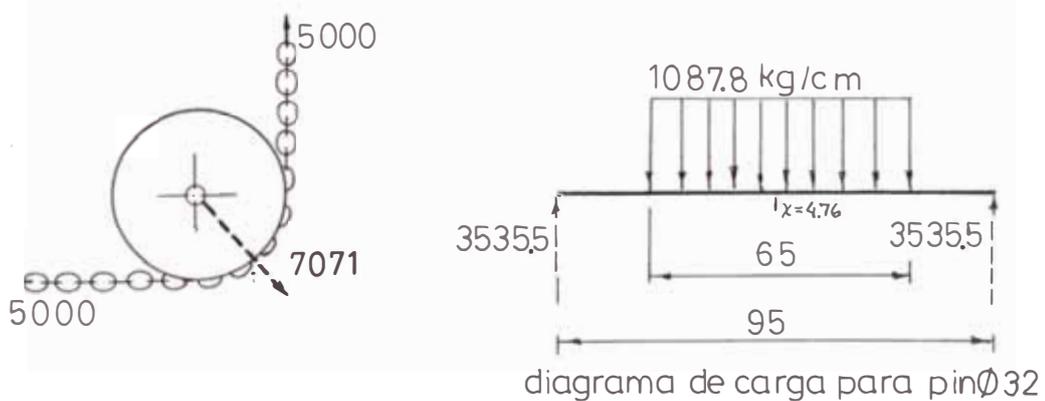
Observamos el cuidado de colocar el refuerzo para que el pin trabaje a corte directo.

$$\tau = \frac{4 F}{3 2A} = 828.9 \text{ Kg/cm}^2 \quad \phi \text{ pin} = 32 \text{ mm}$$

Y el factor de seguridad es:

$$n = S_{\text{sy}} / \tau = 4500 / 828.9 = 5.4 \quad \text{OK!}$$

—Cálculo del pin para polea de ubicación (90°)—



El momento en $x=4.76$ es:

$$M = 3535.5 (4.76) - 1087.8(6.5)^2/8$$

$$= 11,084 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde } I = 5.14 \text{ cm}^4$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_r} = 2.61 \quad \text{OK!}$$

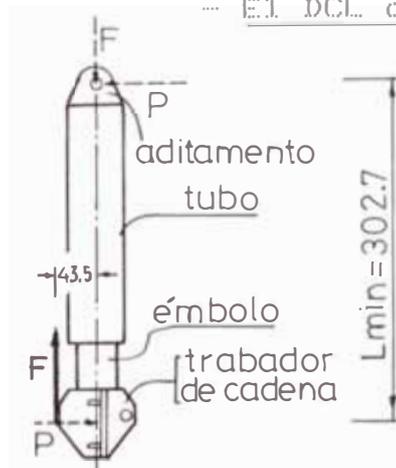
+ Cálculo del agujero, por aplastamiento

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{2a} \quad \text{donde } a = 3.2 (.476) = 1.52 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{ap} = 2321.1 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_{apd} = 6300 \quad \text{OK!}$$

5.6.2.3 CALCULOS EN EL CILINDRO HIDRAULICO

— El DCL del CH en operación se presenta:



Condiciones para el CH:

- cap. operación 5000 Kg
- excentricidad que provoca $M=21,750 \text{ Kgcm}$
- La carrera del CH 200 mm

FIGURA - 84 DCL DEL CH

Con estas consideraciones seleccionamos un CH de émbolo sólido de acción sencilla RC-108: Cap = Ø-10 tn (cortas)

Carrera = 8" Presión de Op. de Bomba

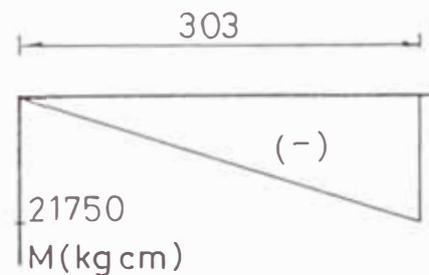
$L_{min} = 11 \frac{3}{8}"$ $F=5000\text{kg} \rightarrow P=4919\text{PSI}$

Dembolo = $1 \frac{1}{2}"$ $F=3000\text{kg} \rightarrow P=2952\text{PSI}$

Cargas en el CH (como viga) diagrama de carga:



Diagrama de momentos



Los esf. en la cabeza del émbolo son:

$$\sigma = -\sigma = \sigma_{max} \quad \text{donde}$$

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{para } I=10.34 \text{ cm}^4$$

$$= 11.4 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_r = 4005.7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Y el } \sigma_{\text{máx}} = \frac{F}{A} = 438.56 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma = 4444.3 < S_y \approx 9000 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{OK!}$$

-El aditamento, de la cabeza del embolo es un trabador de cadena, ver P-TT-2

-Cálculo del pin de apoyo para el CH.

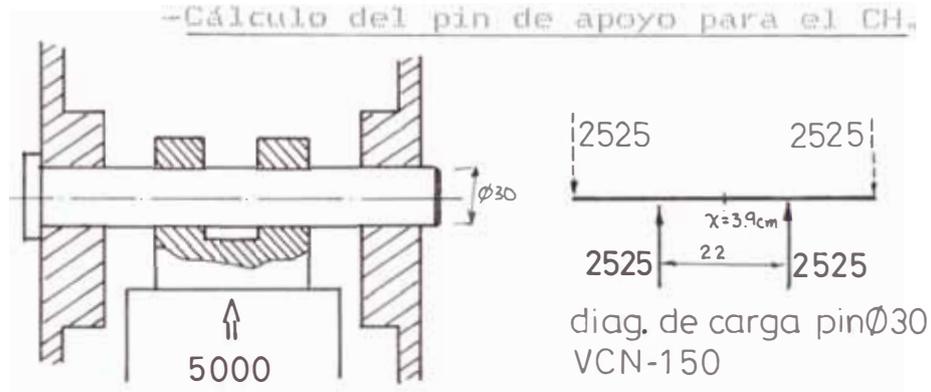


FIGURA 85 - CARGAS EN EL PIN DEL CH

El momento máximo es $M=7044.7 \text{ Kgcm}$

El esfuerzo correspondiente es:

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde } I = 3.97 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_r = 2657.7 \text{ Kg/cm}^2$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_r} = 3.3 \quad \text{Para } S_y = 9000 \quad \text{OK!}$$

5.6.2.4 CALCULO DE LA CADENA DE CARGA

Tenemos en cuenta que se suministra a lo mas 5000 Kg de carga y la cadena no carga - levanta pesos, usamos entonces cadena de alta resistencia tipo NACM grado 70, de tamaño \varnothing 3/8", con carga mínima a rotura = 12,000 Kg., ver apéndice A IX.

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{P_{rot}}{P} = \frac{12000}{5000} = 2.4 \quad \text{OK!}$$

Detalles de la polea y terminal del CH se muestran en planos correspondientes.

5.6.3 CALCULOS EN LA BASE DE LA TORRE FRONTAL

- De la zona de anclaje para la torre.

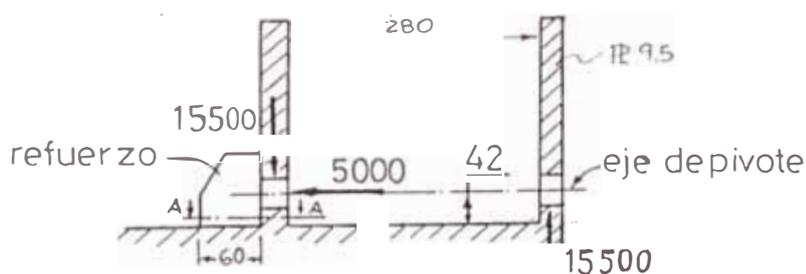


FIGURA 86 - REACCION DE LA BASE DE TORRE DE TRACCION

- Cálculo del agujero por aplastamiento:

$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A} \quad \text{donde } F = 15,500 \text{ Kg}$$

$$A = 3.6 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{ap} = 4294 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_{apd} = 6300 \text{ OK!}$$

- **Cálculo del refuerzo para carga horizontal**
en el apoyo.

El esfuerzo en la base es: (A-A)

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde prop. de la sección A-A:}$$

$$I_x = 34.2 \text{ cm}^4, c=3$$

$$\sigma_r = 1842 \text{ Kg/cm}^2 < \text{OK!} \quad M = 21000 \text{ Kgcm}$$

- Cálculo en la sección de la base (AA')

$$M = 500,000 \text{ Kgcm}$$

El esfuerzo en la sección:

$$\sigma = \sigma_r + \sigma_{ax}$$

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde } I_x = 3268 \text{ cm}^4$$

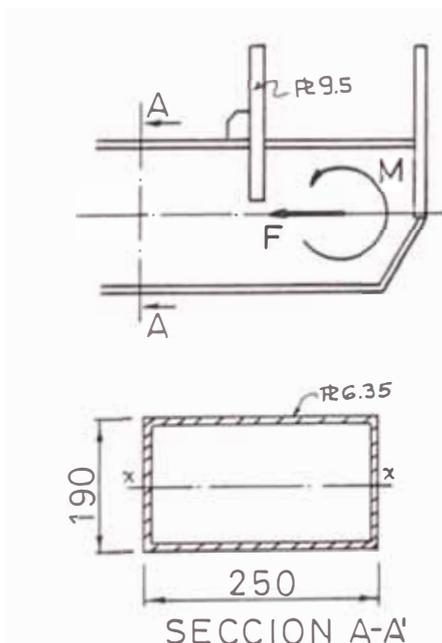
$$A = 55.88 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_r = 1453.4 \text{ Kg/cm}^2 /$$

$$\sigma_{ax} = 5000/5588 = 87.4 \text{ Kg/cm}^2 /$$

entonces:

$$\sigma = 1542.8 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d \text{ OK!}$$



- Cálculo del anclaje para **base en el banco.**

... posición vertical de la torre:

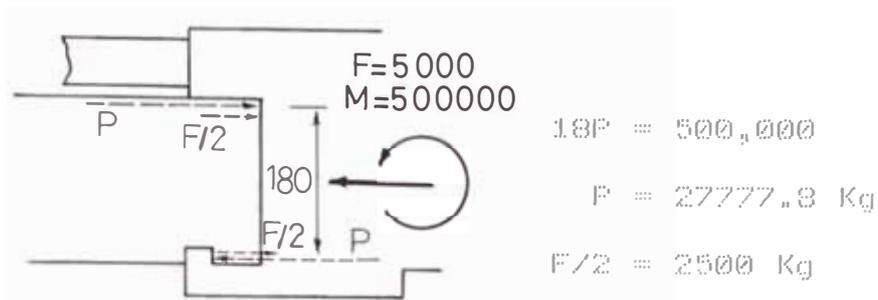
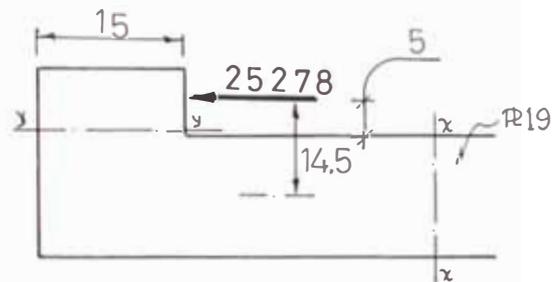


FIGURA 87 - CARGAS EN LA TORRE-BANCO ENDEREZADO



Cálculo del gancho inferior:

En la sección X-X

$$A = 47.5 \quad I_x = 14.28$$

$$\sigma = \sigma_f + \sigma_x$$

$$\sigma_f = Mc/I \quad \text{donde } M = 36,652.8 \text{ Kgcm}$$

$$\sigma_f = 2438.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Además } \sigma_x = F/A = 532.1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma = 2970.4 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d \quad \text{OK!}$$

Cálculo en la sección Y - Y'

Prop. de la sección

$$I_x = 25 \frac{(1.5)^3}{12}$$

$$I_x = 7.031$$

$$A = 37.5$$

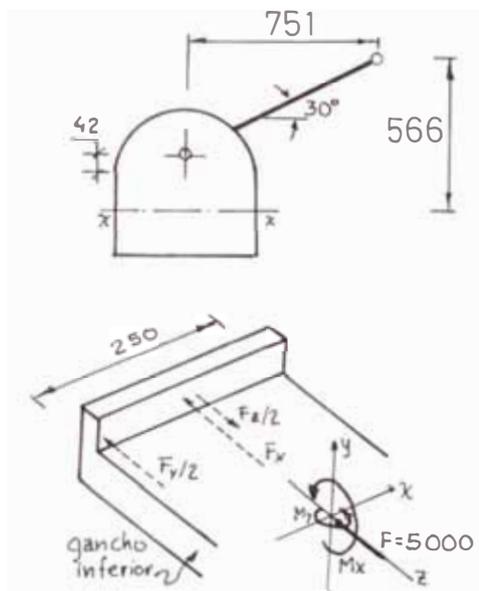
$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = 1348 < 4200 \quad \text{OK!}$$

Por esfuerzo de corte directo:

$$\tau = \frac{3 F}{2 A} = \frac{3 (25,277.8)}{2 \cdot 37.5} = 1011 < 2800 \text{ OK!}$$

-posición inclinada de la torre ($\theta=30^\circ$)

Cálculo en el gancho inferior



$$M_x = 375850 \text{ Kgcm}$$

$$M_y = 283000 \text{ Kgcm}$$

$$F_y = M_y / 25 = 15,034 \text{ Kg}$$

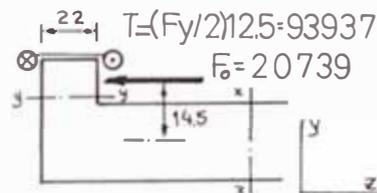
$$F_x = M_x / 18 = 15,722 \text{ Kg}$$

$$F_z = 5,000 \text{ Kg}$$

donde $F_o = F_x + F_y/2 - F_z/2$

$$F_o = 20,739.2 \text{ Kg}$$

Cálculo en la sección X-X



$$M_x = F_o (1.45) = 30,071.8 \text{ Kgcm}$$

$$M_y = 93,937 \text{ Kgcm} = T$$

En el punto (1)

$$\sigma = \sigma_{max} + \sigma_x + \sigma_y$$

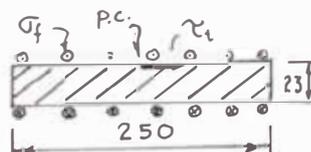
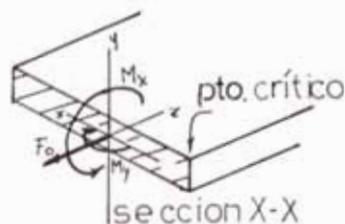
$$\sigma_{max} = 20739.2 / 47.5 = 436.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_x = 2000.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_y = \frac{93,937 (12.5)}{2473.9} = 474.6$$

entonces: $\sigma = 2911.7 \text{ Kg/cm}^2$

$$\sigma < \sigma_d = 4200$$



sección Y-Y

Cálculo en sección Y-Y

Esfuerzo de corte por torsión

$$\tau_t = \frac{M_t}{\alpha_e b^2 h} \dots (24) \quad h=25 \quad b=2.2 \quad \alpha_e=0.33$$

$$M_t = 93937.5 \text{ Kgcm}$$

$$\tau_t = 2352.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_f = \frac{M_c}{I} \quad \text{donde } M=20739.2(.5)=10369.6 \text{ Kgcm}$$

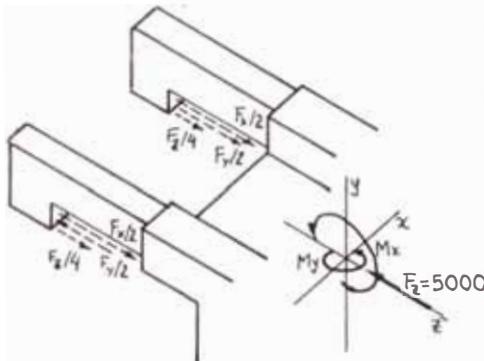
$$I=25 (2.2)^3/12= 22.18 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_f = 514.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{entonces } \sigma = \sqrt{\sigma_f^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma = 4106.9 < \sigma_d = 4200 \quad \text{OK!}$$

-Cálculo en uñas de anclaje: [trabajan a tracción]



$$F = F_y/2 - F_x/2 - F_x/4$$

$$F = -1594 \text{ Kg}$$

El elemento no recibe carga un análisis de esfuerzo se presenta en 5.6.5.

5.6.4 CALCULOS EN LA TORRE DE ACCION LATERAL

5.6.4.1 CALCULO DE PERNO PIVOTE PRINCIPAL

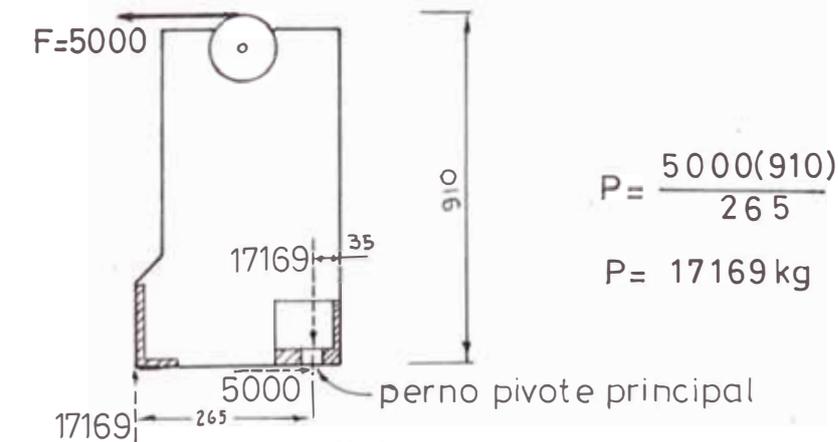


FIGURA 88 - DCL DE TORRE LATERAL

Cálculo del perno por carga de tracción solamente (zona 2)

$$F_u = \sqrt{F_n^2 + 4 F_v^2} \quad \text{donde } F_v = 0$$

$$F_n = 17,169 \text{ Kg}$$

$$F_u = 17,169.8 \text{ Kg}$$

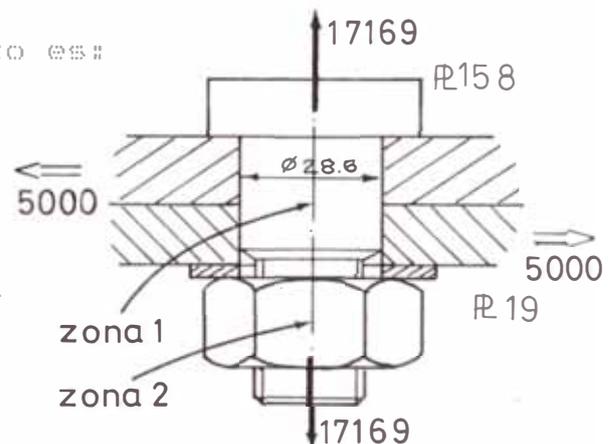
Usando la forma de Seatons

El área de esfuerzo es:

$$A_u = \left(\frac{6F_u}{S_y} \right)^{2/3}$$

$S_y = 8800$ para perno grado 8

$$A_u = 515 \text{ mm}^2$$



Seleccionamos de rosca estándar americano:

$$\varnothing 1 \frac{1}{8}'' - 12 \quad \text{de } A_2 = 552 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow A_2 > A_u \quad \text{OK!}$$

$$\text{Para zona 1: } A_u = 568 \text{ mm}^2 < A_1 = 641 \text{ mm}^2 \quad \text{OK!}$$

5.6.4.2 TORRE LATERAL EN OPERACION DE EMPUJE

- Cálculo de tornillos de sujeción

Un tornillo tiene solamente carga de tracción $F_n = 8425.9 \text{ Kg}$

El área de esfuerzo requerido es:

$$A_u = \left(\frac{6F_u}{S_y} \right)^{2/3}$$

$$F_u = F$$

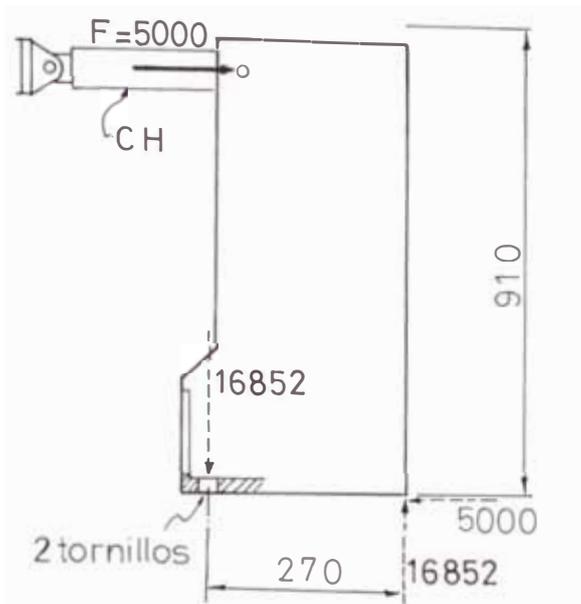


FIGURA 89 - DCL TORRE EN OPERACION DE EMPUJE

perno grado 8

$$A_{un} = 3.2 \text{ cm}^2$$

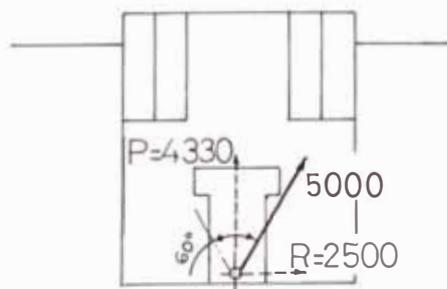
Seleccionamos
rosca americana

∅ 7/8"-14

$$\text{con } A_{un} = 328.7 \text{ mm}^2$$

5.6.5 CALCULOS EN LA BASE DE LA TORRE LATERAL

El diagrama muestra la versatilidad de direcciones de la torre encarga de tracción



$$M_x = 2500 (100)$$

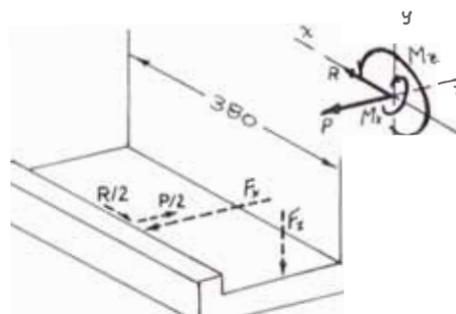
$$M_x = 250,000 \text{ Kgcm}$$

$$F = M_x / 38 = 6578.9 \text{ Kg}$$

$$F_x = M_x / 18 = 24055.5 \text{ Kg}$$

$$M_x = 433000 \text{ Kgcm}$$

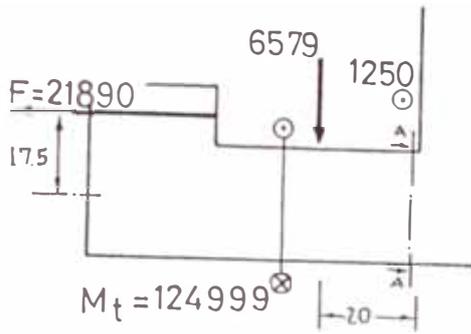
--Cálculo del gancho inferior:



Los esfuerzos en la sección A-A son:

$$\sigma = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} + \sigma_{ax}$$

$$\sigma_{r1} + \sigma_{r2} = \frac{M_{12}C}{I}$$



$$M_{12} = 51465 \text{ Kgcm}$$

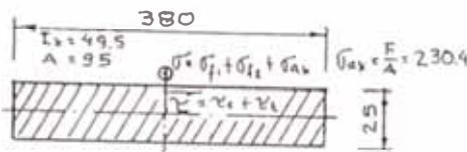
$$\sigma_{r1} + \sigma_{r2} = 1299 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma = 1530 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau = \tau_e + \tau_t$$

$$3V$$

$$\tau_e = \frac{3V}{2A} = 19.7 \text{ Kg/cm}^2$$



seccion A-A

$$\tau_t = \frac{M_t}{\alpha_A b^2 h}$$

$$b=2.5 \quad h=38$$

$$\alpha_A=0.33$$

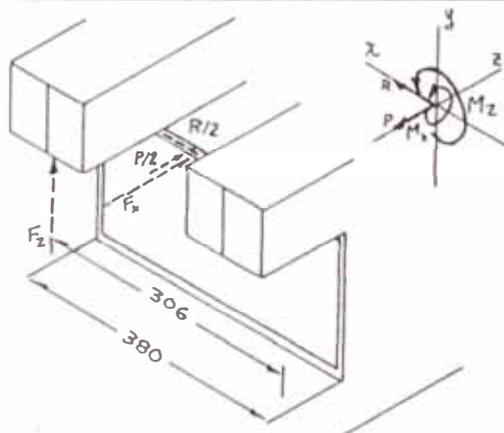
$$M_t=124999 \text{ Kg cm}$$

$$\tau = 1614.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

$$\sigma_e = 3197 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d = 4200 \text{ OK!}$$

- Cálculo en la parte superior:



Sección a evaluar

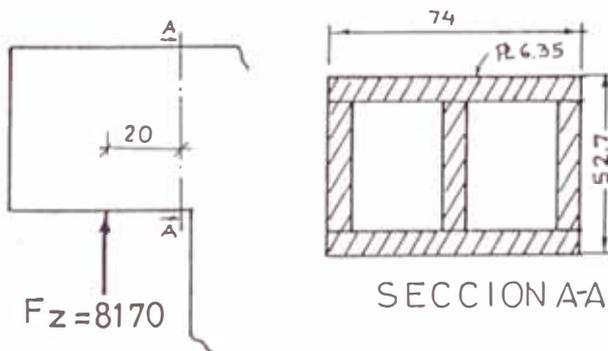
$$R/2 = 1250 \text{ Kg}$$

$$P/2 = 2165 \text{ Kg}$$

$$F_x = 24055.5 \text{ Kg}$$

$$F_z = M_z / 30.6$$

$$F_z = 8169.9 \text{ Kg}$$



SECCION A-A

$$I_x = 60.9 \text{ cm}^4$$

El esfuerzo:

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} = 705.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_r < \sigma_d \text{ OK!}$$

... Cálculo de uñas de anclaje

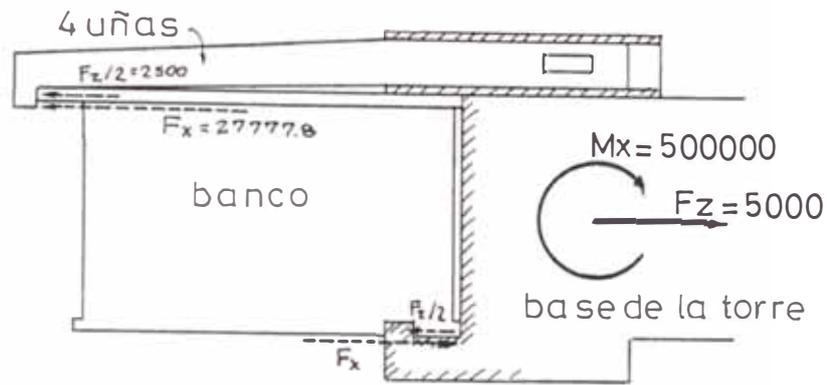
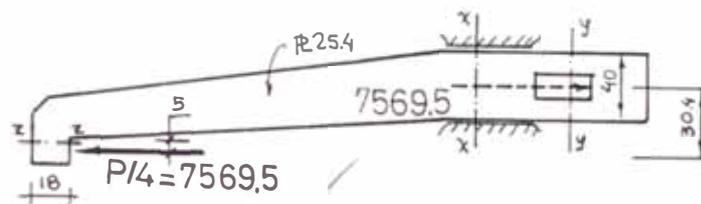


FIGURA 90 - CARGAS EN LAS UÑAS DE ANCLAJE



En la sección X-X los esfuerzos son:

$$\sigma = \sigma_r + \sigma_{ax}$$

$$\sigma_r = \frac{Mc}{I} \quad \text{donde} \quad I_x = 13.5 \text{ cm}^4$$

$$c = 2$$

$$M = 22,973.4 \text{ Kg cm}$$

$$\sigma_r = 3391.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{ax} = 7569.5/10 = 756.9$$

$$\sigma = 4148.7 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d = 4200 \quad \text{OK!}$$

En la sección Z-Z el esfuerzo de corte es

$$\tau = \frac{3F}{2A} \quad \text{donde} \quad A = 1.8 (2.5)$$

$$F = 7569.5 \text{ Kg}$$

$$\tau = 2523 \text{ Kg/cm}^2 < \tau_d = 2800 \text{ Kg/cm}^2$$

En la sección Y-Y el esfuerzo es solo de tracción

$$A = 6.858 \quad /$$

$$\sigma = 7569.5/6.85 = 1103.7 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_d$$

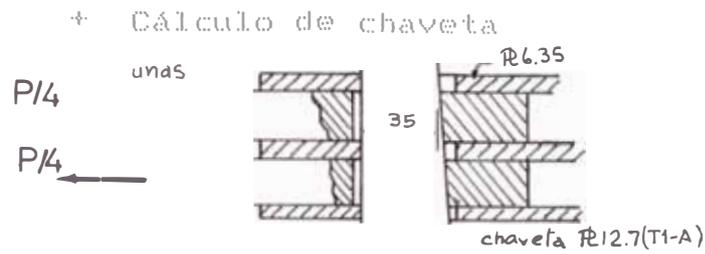


FIGURA 91 - DISPOSICION DE LA CHAVETA

Carga de corte directo:

$$\tau = \frac{3 \cdot P/4}{2 \cdot (2 \cdot 3.5 \cdot 1.2)} = 1351.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau < \tau_d = 2,800$$

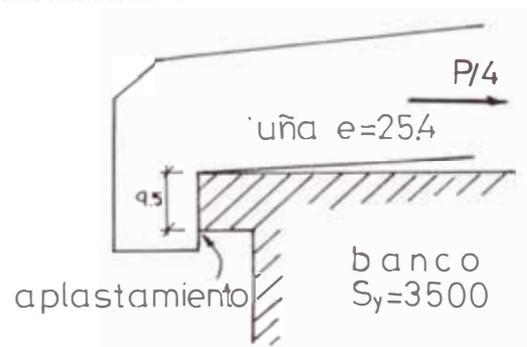
Cálculo por aplastamiento en alojamiento de chaveta

$$\sigma_{ap} = F/A \quad \text{donde } A = 3(1.27 \cdot .63)$$

$$A = 2.419 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{ap} = 6257 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_{apd} = 6300$$

Cálculo de aplastamiento en el banco



$$\sigma_{ap} = F/A \quad \text{donde } F = 7569.5 \text{ Kg}$$

$$A = 2.54 \cdot (.95) = 2.41$$

$$\sigma_{ap} = 3136.9 \text{ Kg/cm}^2 < \sigma_{apd} = 3150 \quad \text{OK!}$$

5.7 CALCULOS EN EL INSTRUMENTO DE CONTROL

El proyecto de instrumentos trata acerca de la adquisición y manipuleo de información, un aspecto importante es evaluar la precisión del instrumento, que depende de :

Los procesos constructivos, material, temperatura y otros factores que en general no evaluaremos.

- Las medidas y cotas de alineación indican tolerancias de \pm mm en la lectura de la cinta métrica para dimensiones alrededor de 3000 mm, frente a ello nuestro instrumento compuesto de cinta métrica y brazos con acoplamiento complica la evaluación del grado de precisión y son dos aspectos que debemos diferenciar :

* La precisión de elementos graduados como cintas métricas de precisión basta según tabla # 07.

* El "Juego Muerto" de elementos acoplados que desplazan el punto sensible para la medición además la deflexión de los elementos estructurales que forman los brazos debido a su propio peso y a cargas

"mínimas" por manipuleo y fijación el estudio se referirá solo a estos aspectos :

TABLA 07 TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168

GRADO DE PRECISION	MEDIDAS NORMALES					
	1 μ	6 μ	30 μ	100 μ	300 μ	1000 μ
	6	30	100	300	1000	2000
BASTA \pm	-	0.5	0.8	1.2	2	3

5.7.1 CALCULOS DEL MECANISMO DE DESLIZAMIENTO

Lo ideal es que el eje guía esté apoyado en toda su longitud y que el buje sea cerrado, la Figura 92 muestra la disposición con las cargas resultado de su peso o manipuleo.

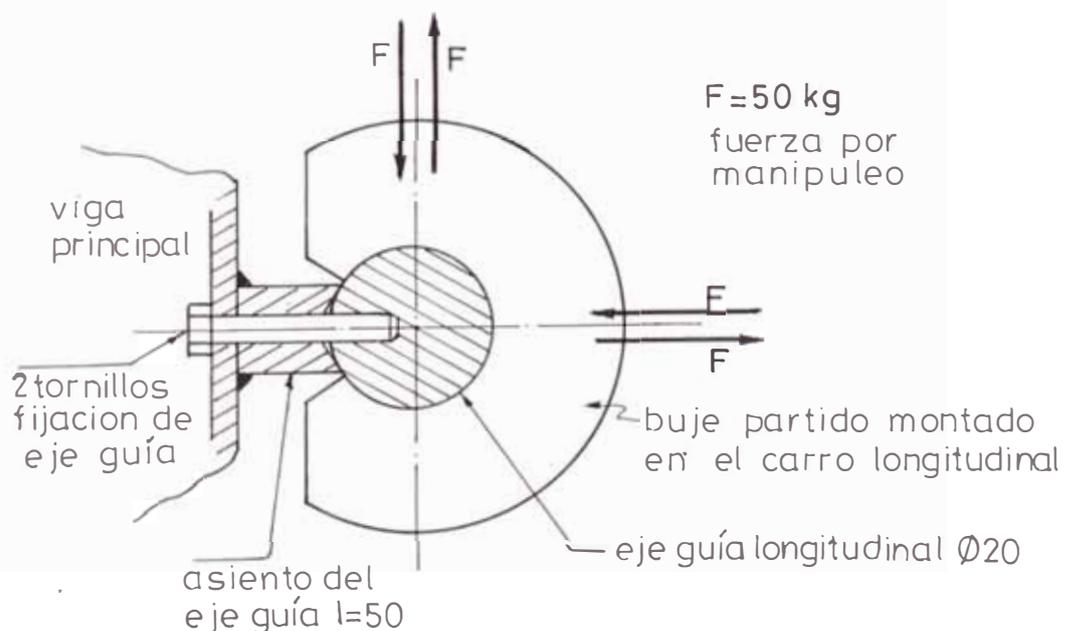


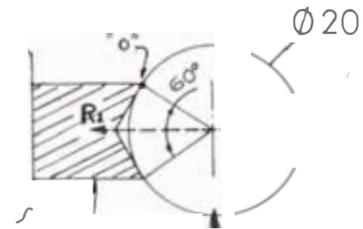
FIGURA 92 EJE GUIA - BUJE DE DESLIZAMIENTO

- CÁLCULO DE TORNILLOS DE FIJACION

$$\Sigma M_o = 0$$

$$R1 = \frac{F (r \cos 30^\circ)}{(r \sin 30^\circ)}$$

$$R1 = 346 \text{ Kg.}$$



-Cálculo de Tornillos :

$$l=50 \quad F=200$$

Para Tornillo M4 x0.7 Grado 5

$$y S_y = 7700 \text{ Kg/cm}^2$$

$$= F_b / A_s \quad \text{donde } F_b = R1 / 2 = 173$$

$$A_s = 0.0865 \text{ cm}^2$$

$$\sigma = 2002 \text{ Kg/cm}^2$$

y el factor de seguridad es:

$$n = S_y / \sigma = 3.8 \quad \text{OK}$$

Se colocara 2 tornillos en

cada asiento y la distancia

entre asientos es de 400 mm.

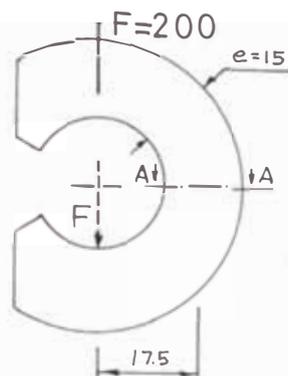
-Cálculo de buje partido :

* La evaluación por resistencia se realiza para fuerza libre de 200 Kg.

- el esfuerzo de la sección A-A

$$\sigma_r = Mc/I \quad \text{donde : } M=200(1+0.75)$$

$$=350 \text{ kg cm}$$



$$I = 5(1.5)^3 / 12 = 1.4 \text{ cm}^4$$

$$\sigma_f = 186 \text{ ; } \sigma_s = 26$$

$$\sigma = 212 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_y = 714 \text{ Kg/cm}^2 \text{ Para}$$

bronce fosforoso con revenido suave.

El factor de seguridad es :

$$n = S_y / \sigma = 3.3 \text{ OK!}$$

* La deflexión del buje : Considerando que el eje indeformable pretenda salir por la boca del buje generando desplazamiento "e" presentamos un cálculo por deformación de elementos curvos.

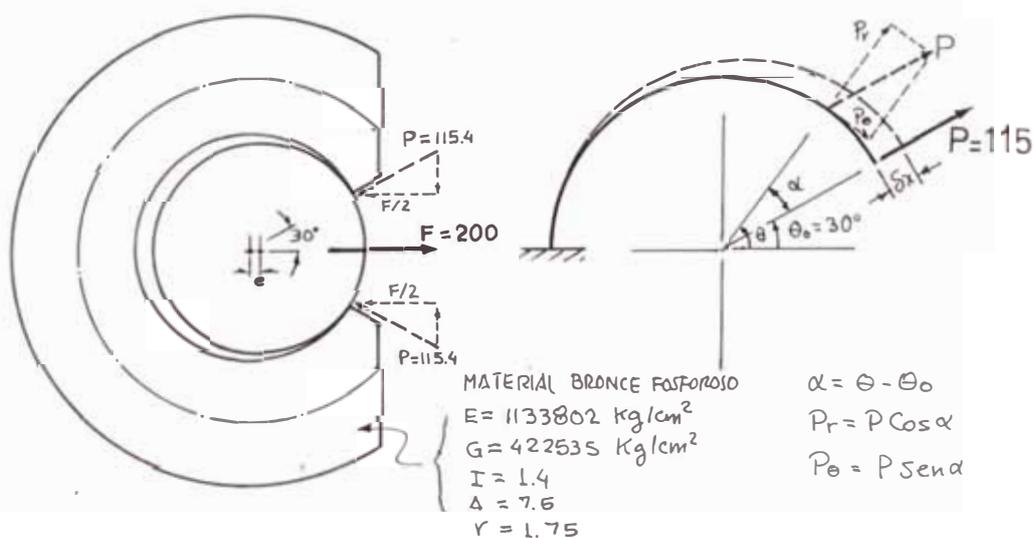


FIG. 93 CARGAS EN EL BUJE Y DESPLAZAMIENTO

La energía total de deformación es .

$$U = \int \frac{M^2 ds}{2EI} + \int \frac{P_{\sigma}^2 ds}{2AE} - \int \frac{3 P_{\tau}^2 ds}{5 \cdot 6A} \dots\dots(25)$$

donde : $M = Pr \sin \alpha$, $ds = r d\alpha$

según el Teorema de Castigliano la deformación producida por la fuerza P es :

$$\delta_x = \frac{\partial U}{\partial P} = \left[\frac{Pr^3}{EI} + \frac{Pr}{AE} \right] \int_{\theta=30^\circ}^{\theta=\pi} \text{Sen}^2 \alpha d\alpha + \frac{6 \cdot Pr}{5 \cdot 6A} \int_{\theta=30^\circ}^{\theta=\pi} \text{Cos}^2 \alpha d\alpha$$

$$\delta_x = \frac{(Pr^3 + Pr)(0.283)}{EI} + \frac{6 \cdot Pr(0.716)}{5 \cdot 6A}$$

Observamos que a menor radio del casquillo "r" menor es la deformación, reemplazando datos indicada en la figura 93 tenemos :

$$\delta_x = 1.72 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

Ahora podemos evaluar el desplazamiento "e" de los ejes concéntricos eje guía y buje.

δ_x : desplazamiento horizontal del eje guía

$$\delta_1 = \delta_x \cos 30^\circ = 1.489 \times 10^{-6} \text{ m.} = e_1$$

δ_2 : abertura de la boca permite desplazar al eje guía.

$$e_2 = r (\cos 30^\circ - \cos \theta)$$

$$\text{donde } \theta = \arcsin \left(\frac{5 + \delta_2}{10} \right) = 30^\circ$$

$$e_2 = 6.496 \times 10^{-7} \text{ m.}$$

Entonces el desplazamiento de los ejes

$$e = e_1 + e_2$$

$$e = 2.14 \times 10^{-6} \text{ m.}$$

En general el acoplamiento eje guía-buje queda solidamente fijado y la relación : longitud > diámetro permite el desplazamiento sin trabar con una tolerancia apropiada eje-buje. Este acoplamiento que se presenta en el caso longitudinal también se usa para la extensión de brazo de movimiento transversal pero con diámetro = 10 mm de los ejes guía.

5.7.2 DISTORSIONES DEL ESCUADRADO

Consideramos rígidas las estructuras y analizamos la deflexión del eje guía como causa del error por escuadrado.

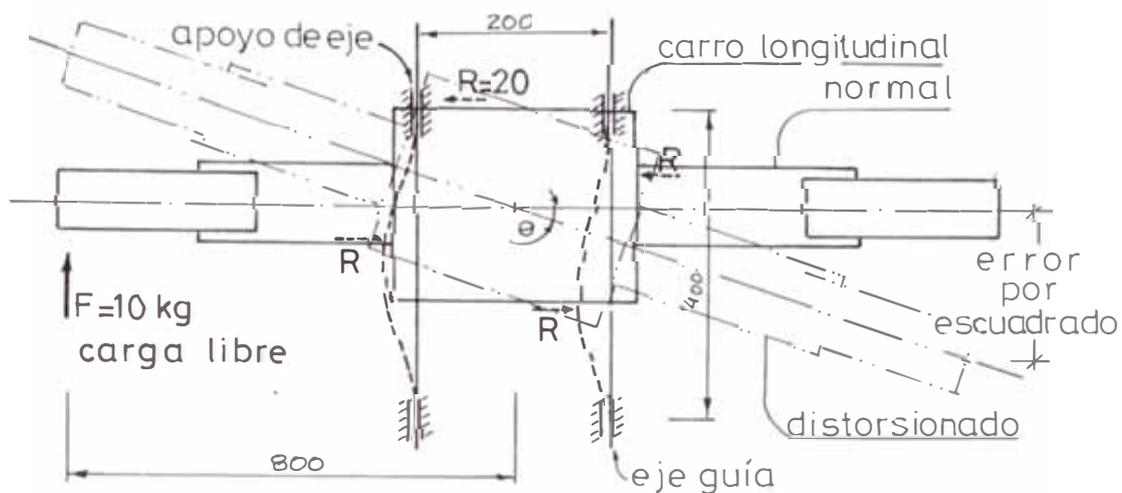
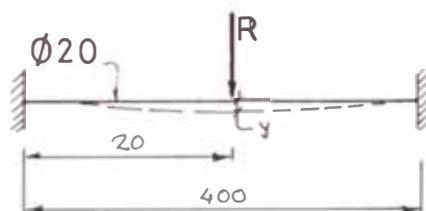


FIGURA 94 ESCUADRADO DE BRAZOS

Así la deflexión de un eje guía entre dos apoyos es:



$$EIy = RL^3 / 192 \dots (26)$$

donde $R = 20$

$$E = 2.1 \times 10^6$$

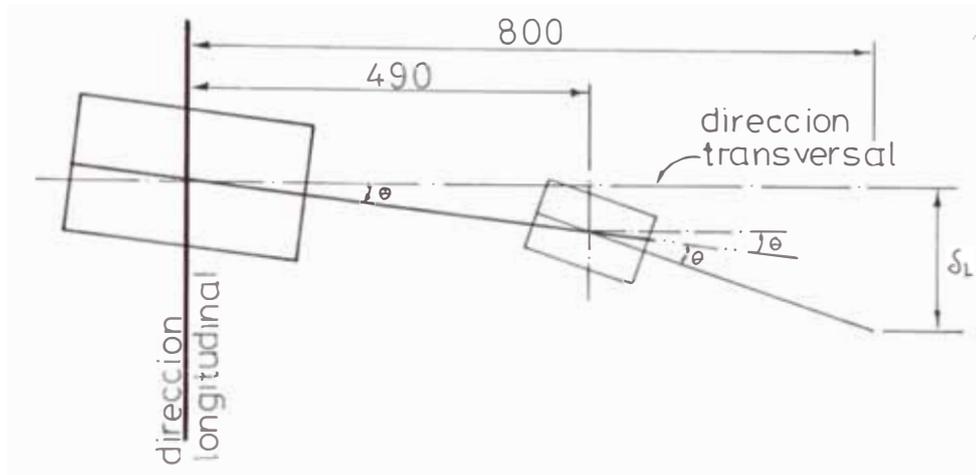
$$I = 0.78$$

$$Y = 4.04 \times 10^{-3} \text{ cm} = 4.04 \times 10^{-5} \text{ m}$$

En general la deflexión el desplazamiento del acoplamiento eje-buje es: $e_t = e_y = 4.25 \times 10^{-5}$ es despreciable frente al juego que requieren para el desplazamiento libre que añadido a e_t esperamos genere un desplazamiento total $e_r = 1 \times 10^{-4}$ mt y permite una rotación de :

$$\theta = \text{arc tg} (e_r / 0.2) = 0.028^\circ.$$

Esto también se presenta en acoplamiento brazo y extensión y en general la posible distorsión en un brazo es:



$$\begin{aligned}\delta_L &= 490 \operatorname{sen} (0.028^\circ) + 310 \operatorname{sen} (2 * 0.028^\circ) \\ &= 0.54 \text{ mm} \\ &= 5.4 \times 10^{-4} \text{ m}\end{aligned}$$

Para caso extremo de medida longitudinal en el lado izquierdo y lado derecho la distancia entre calibres puede distorsionarse hasta cuadruplicar el valor δ_L así el error por escuadrado será :

$$L = 4 \delta_L = 2.16 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

por lo tanto en las medidas longitudinales hay una tolerancia de la precisión de :

$$T_L = T_{\text{cinta métrica}} + L$$

$$= 3 \times 10^{-3} + 2.16 \times 10^{-3}$$

$$T_L = \pm 5.16 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

5.7.3 DISTORSIONES EN MEDIDAS TRANSVERSALES

La estructura del brazo tiene menor módulo de sección calcularemos la deflexión correspondiente para una carga libre de 20 Kg. Ver gráfico.

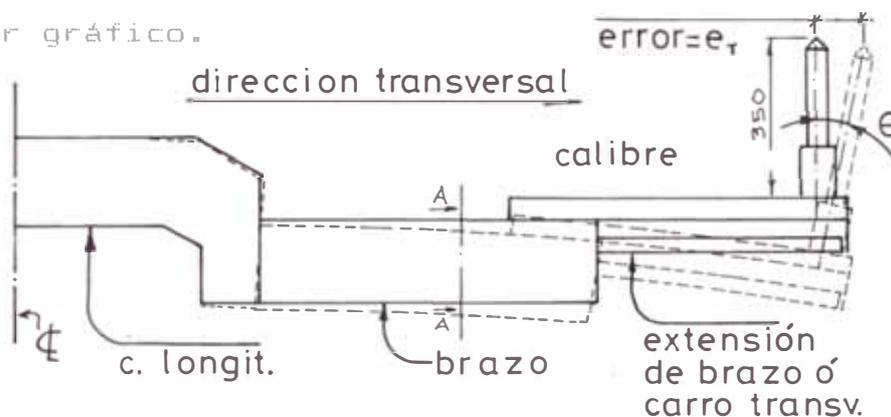
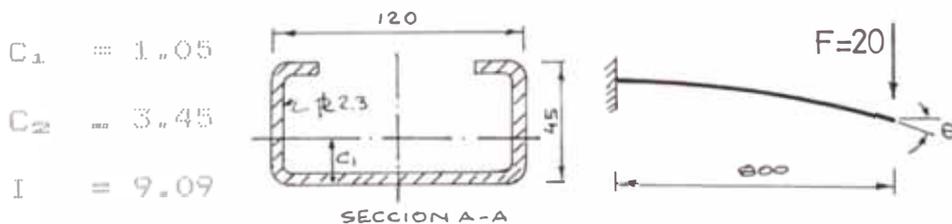


FIGURA 95 DEFLEXION DE BRAZOS

Consideramos que el brazo tiene una sección uniforme A-A y la pendiente en el extremo, "theta" es :



$C_1 = 1.05$
 $C_2 = 3.45$
 $I = 9.09$

$$EI\theta = PL^2 / 2.$$

$$= 3.36 \times 10^{-3} \quad \theta R = 0.19^\circ$$

la desviación del calibre de un brazo es :

$$\delta_T = 350 \text{ sen } \theta$$

$$= 1.17 \text{ mm} = 1.17 \times 10^{-3} \text{ m}$$

y la tolerancia en la precisión de las medidas transversales

$$T_T = T_{\text{cinta métrica}} + 2 T$$

$$T_T = 2 \times 10^{-3} + 2.34 \times 10^{-3}$$

$$T_T = 4.34 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

5.7.4 DISTORSIONES DE LA PLANITUD

En la medición vertical imaginamos que los calibres están soportados en un "plano horizontal" en realidad paralelo a la plataforma inferior de la carrocería. Hay dos fenómenos que afectan directamente este deseo.

- Deflexión de la viga principal

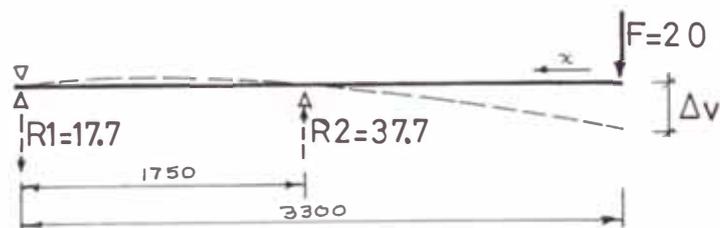


FIGURA 96 DEFLEXION DE VIGA PRINCIPAL

Donde R1 y R2 son los elementos soportantes y fijadores del instrumento de medición.

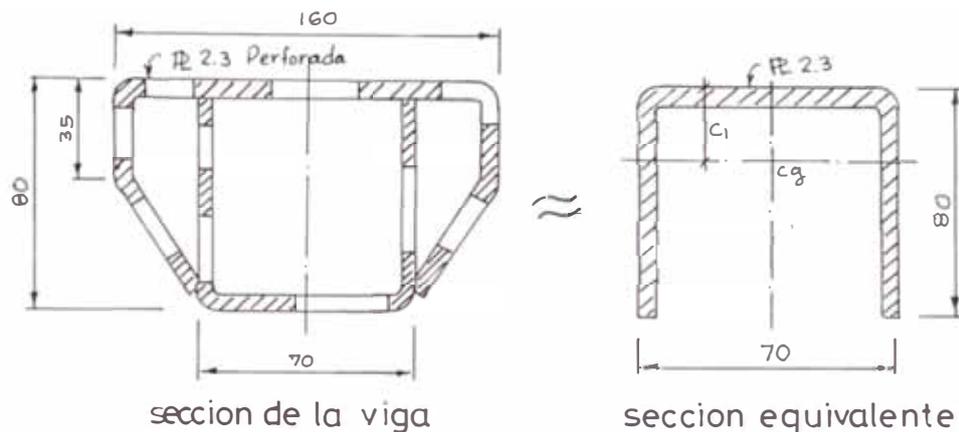
La curva elástica es :

$$EIy = Fx^3/6 - R2 <x-155>^3 /6 + Cx + D$$

donde: $C = 421156$

$D = -77692135$

la sección de la viga principal y en general todos los elementos son de Φ 2.3 mm perforada.



Para la sección equivalente : $I = 171.6$ cm^4 ; $c_1 = 2.88$ cm. entonces la desviación vertical es (flecha máxima) es:

$$\Delta v = y_0 = 0.21 \text{ cm} = 2.1 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

- Efecto Torsional:

Generado por fuerza en el extremo de un brazo provocando un torque en la viga principal. Ver figura.

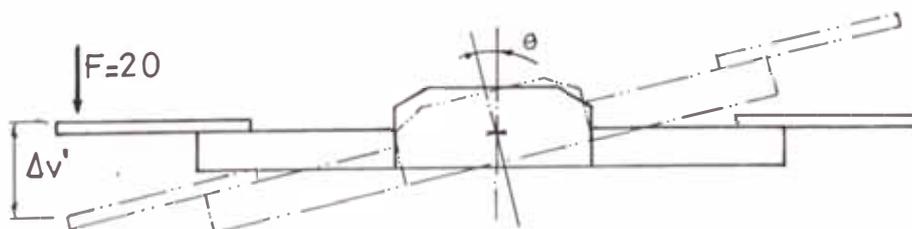


FIGURA 97 ANGULO POR TORSION DE VIGA PRINCIPAL

El torque generado es :

$$T = F (80) = 1600 \text{ Kg cm.}$$

la sección de la viga principal es de PL "discontinua" perforada" cerrada conformando un tubo de pared delgada, para el cálculo usaremos una sección equivalente pero con PL continua, como un análisis conservador.

$$L = 330$$

$$T = 1600$$

$$G = 809859$$

$$a = 64 \text{ cm}^2$$

$$s_i = 2 (8) + 2 (8) = 32$$

$$t = 0.238 \text{ cm.}$$

el ángulo por torsión :

$$\theta = \frac{LT}{4Ga^2} \sum \left(\frac{s_i}{t_i} \right)$$

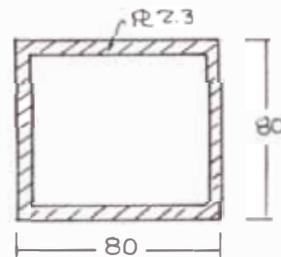
$$\theta = 5.35 \times 10^{-3} \text{ rad} = 0.306^\circ.$$

entonces la deformación por torsión es :

$$\begin{aligned} \Delta v &= 800 \text{ sen } \theta_r \\ &= 4.28 \text{ mm} = 4.3 \times 10^{-3} \text{ m.} \end{aligned}$$

y la tolerancia en la precisión de medidas verticales :

$$\begin{aligned} T_v &= T \text{ graduación calibre} + \Delta v \quad \Delta v \\ &= 8 \times 10^{-4} + 2.1 \times 10^{-3} + 4.3 \times 10^{-3} \\ T &= 7.18 \times 10^{-3} \text{ m.} \end{aligned}$$



5.7.5 CALCULO DE LOS MUELLES NEUMATICOS :

Soportan el peso del instrumento y una fuerza "F" para adherir el instrumento a la plataforma de la carrocería.

- Peso del instrumento:

** Viga Principal:	estructura	: 19 Kg.
	2 ejes guías	: 17 Kg.
	Otros	: 2 Kg.
	* TOTAL	: 38 Kg.

** Brazos	:	estructura	: 4 Kg.
		Ejes	: 1 Kg.
		Otros	: 1 Kg.
		TOTAL	: 6 Kg.
	*	TOTAL 3 BRAZOS	: 18 kg.

** 6 Calibres * : 2 Kg.

** $W_{IM} = 58 \text{ Kg.}$

- Fuerza de "adherencia" : $P = 20 \text{ Kg.}$

Así la carga en el muelle central es :

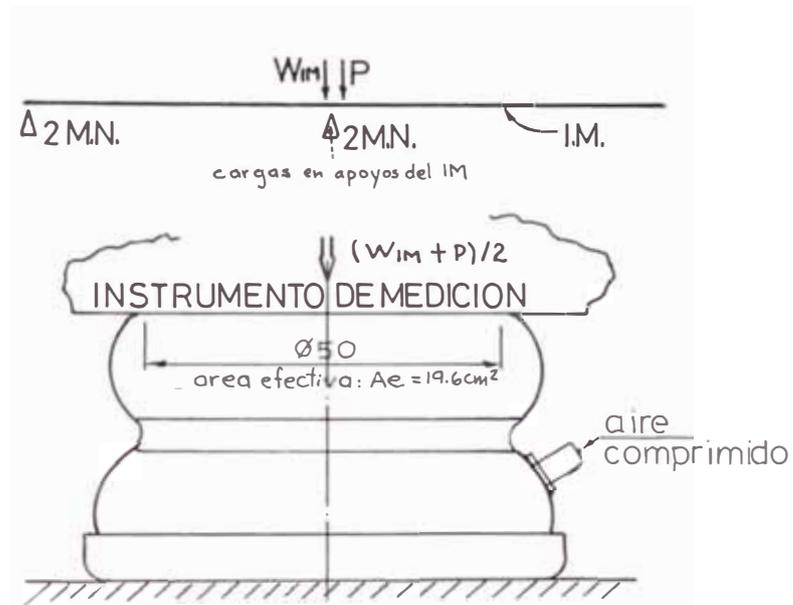


FIGURA 98 CARGAS EN MUELLE NEUMATICO

$$2 F = W_{IM} + P = 78 \text{ Kg.}$$

la fuerza de un muelle neumático es $F = 39 \text{ Kg.}$

y la presión de aire máximo es :

$$P = F/A_e = 1.98 \text{ Kg/cm}^2 = 28 \text{ PSI}$$

CAPITULO VI

ANALISIS DE COSTOS

La evaluación de costos se presenta por componentes y por materiales, organos seleccionados y procesos de manufactura, estos últimos se ejecutan por subcontrata de diferentes maestranzas y empresas metalmecánicas. Los valores se da en US\$ y no se incluye los impuestos de ley, no se requiere de importación en lo concerniente a materiales y organos seleccionados.

6.1 BANCO ELEVADOR Comprende el banco de enderezado, el mecanismo de levantamiento y las abrazaderas standard con capacidad de levantamiento de 1350 Kg. hasta 800 mm. de altura.

COSTO DE MATERIALES (CM) valores en US\$

#	Cant.	Descripción	Val.unit.	Val.Tot.
1	714	E. Ac. FG-E35	0.75	535.50
2	81	Tubo Ac. A53-B	2.00	162.00
3	49	E TI-A.	4.60	225.40
4	36	Ejes Ac. VCN-150	3.50	126.00
5	5	Ac. SAE 1060	3.00	15.00
6	30	Cellocord 70	2.70	81.00
7	5	Tenacito 110	3.20	16.00

TOTAL MATERIALES : 1160.90

COSTO ORGANOS SELECCIONADOS (Cos) Valores en US\$

#	Cant	Descripción	Val.unit.	Val.Tot
1	14 mt	Cable met \varnothing 3/8"	2.00	28.00
2	2	Cil. Hid. RC106	580.00	1600.00
3	1 jgo	Acce.Hidraulicos	250.00	250.00
4	1	bomba hidraulica	1030.00	1030.00
5	64	tornillos M10-M6	0.54	34.56

TOTAL ORGANOS SELECCIONADOS 2502.56

COSTO DE MANUFACTURA (Cm) VALORES EN US\$

#	Cant.	PROCESO	Valor Unit.	Valor Venta
1	714 Kg.	Corte, Doblez Soldadura.	1.21	856.80
	100 Kg.	Torno, cepillado taladro.	2.00	200.00
2	1	Ensamblado de elementos.	15% [item1,2]	152.50
TOTAL MANUFACTURA				1209.30

Costo total Banco Elevador = CM + Cos + Cm

Cbe = 4872 US\$

6.1 TORRE DE TRACCION Comprende dos torres con capacidad de:

5000 Kg. de fuerza hasta nivel h=900mm

3000 Kg. de fuerza hasta nivel h=1400mm

COSTO DE MATERIALES (CM) EN US\$

#	Cant. (Kg.)	Descripción	Valor unit.	Valor Venta
1	136	Æ TI-A Chronos	4.6	635
2	10	ejes de VCN-150	3.5	35
3	6	Acero 1040	3	18
TOTAL MATERIALES				688

COSTO DE ORGANOS SELECCIONADOS (Cos) EN US\$

#	Cant.	Descripción	Valor unit.	Valor Venta
1		CH RC-106	600.00	1200.00
	1	juego Aditam.	453.20	453.20
	1	bomba Hidroneum. FA-133	1030.00	1030.00
4	8m.	Cadena de carga Ø 3/8"	3.00	24.00
5	3	Tornillos Ø 7/8" Ø1 1/8	1.50	4.50
TOTAL ORGANOS SELECCIONADOS				2711.70

COSTO DE MANUFACTURAS (Cm) EN US\$

#	Cant.	Proceso	Valor unit.	Valor venta
1	130 Kg.	Corte, dobléz soldadura.	1.20	156.00
2	130 Kg.	Fresado, torneado cepillo, taladro	2.00	260.00
3	1	montaje y prueba	30% [item1,2]	124.80
TOTAL MANUFACTURA				540.80

Costo total Torre de tracción = CM + Cos + Cm

Ctt = 3941 US\$

6.3 INSTRUMENTO DE MEDICION Con ambiente en un area de 1.55 mt.
x 3.3 mt. y precisión de ± 1 cm.

COSTO DE MATERIALES (Cm) EN US\$

#	Cant. Kg.	Descripción	Valor inic.	Valor venta
	33	E perforada 2.30	0.70	23.00
2	20	Ac. VCN-150	3.50	70.00
	1	Cellocord 70	2.70	2.70
4	5	bronce fosforoso	0.90	4.50
5	3	Aluminio-Bronce	1.20	3.60
TOTAL MATERIALES				103.80

COSTO DE ORGANOS SELECCIONADOS (Cos) EN US\$

#	Cant.	Descripción	Valor inic.	Valor venta
1	8	Cintas métricas	5.00	40.00
2	1 Kg.	Tornillos M4,# 10	29.00	29.00
3	4	Muelle neumático	18.00	72.00
4	1	Juego accesorios neumáticos	40.00	40.00
TOTAL ORGANOS SELECCIONADOS				181.00

192

COSTO DE MANUFACTURA (Cm) EN US\$

#	Cant.	Descripción	Valor inic.	Valor venta
1	33Kg.	Corte dobléz,sold.	1.20	39.60
2	30Kg.	Torneado,cepillado taladrado.	2.00	60.00
1	1	Calibrado	100% [item1,2]	99.60
TOTAL MANUFACTURA				199.20

Costo total de instrumento de medición = CM + Cos + Cm

Cim = 484 US\$

6.4 COSTO TOTAL DEL EQUIPO PROYECTADO

$Cbe + Ctt + Cim = 4,872 + 3941 + 484 = 9297$ US\$

Costo Arenado y Pintado = [30 \$/h] 4h = 120 US\$

Costo del equipo proyectado = 9417 US\$

CONCLUSIONES

- La carrocería autoportante construido con **chapa de** acero es idóneo para la reparación y reconstrucción de coches dañados por colisión y seguirá usándose en los autos por varios años.
- El accidente por colisión es inherente a la circulación de vehículos, hay cientos de talleres de servicio que reparan estos coches con deficientes recursos tecnológicos.
- El diseño de nuestro equipo de alineación **otorga** mayores ventajas al mecánico carrocerero para la reparación, en comparación de otros sistemas de alineación que requieren de equipos adicionales.
- El cilindro hidráulico como unidad de fuerza para el levantamiento y fuerza de enderezado es idóneo y la bomba hidroneumática aligera la operación del mecánico.
- El equipo es construido por soldadura con procesos de maquinado, el banco de enderezado de 4 mts. de largo presenta dificultades en la conformación de la sección tubular con plancha de acero estructural porque el

cordón continuo de soldadura origina deformaciones apreciables que se deben corregir.

- Por el frecuente manipuleo de las torres de tracción su peso es fundamental por ello se construye con plancha de acero de alta resistencia.
- Para los ejes-guía, pines y pasadores se usa acero de responsabilidad.
- El cálculo de elementos estructurales y mecánicos se realiza por resistencia estática solamente, debido al tipo particular de operación. Se utiliza teoría de placas y de fuerzas de contacto como cálculos adicionales.
- El instrumento de control es fundamental para una buena alineación de carrocerías, su mayor desventaja es su tamaño, la construcción aligerada debe más al manipuleo, su diseño representa un tema de estudio que no realizamos.
- El equipo de 9,200 US\$ es factible construirlo frente a una desición por importarlo que duplica los costos, actualmente hay una política económica de apertura que afecta esta conclusión.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- TECHNOLOGIE DE LA REPARATION DES CARROSSERIES
Ivon Villeger (Revue Technique carrosserie)
(Francia)
- 2.- SEGURIDAD DEL AUTOMOVIL
J.C. Bandrés. Argentina
- 3.- REPARACION EN LA CARROCERIA DEL AUTOMOVIL
Jonh Vale. USA.
- 4.- MECANICA DE MATERIALES
Ferdinand Beer y E Russell Johnston.
- 5.- ESFUERZOS Y DEFORMACIONES
Juan Hori.
- 6.- DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
Joseph E Shigley USA.
- 7.- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
J. Hori UNI.
- 8.- MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
- 9.- MANUAL DE AISC
- 10.- MANUAL DE CARROCERIA N-10 DATSUN 1980
- 11.- CATALOGO: SIDERPERU
- 12.- CATALOGO: OERLIKON
- 13.- CATALOGO: BOEHELER
- 14.- CATALOGO: ENERPAC
- 15.- REVISTA: AUTOMOVIL INTERNACIONAL USA 1985
- 16.- REVISTA: ASOCIACION AUTOMOTRIZ DEL PERU 1990
- 17.- REVISTA: L'AUTO - JOURNAL (Francia)
- 18.- REVISTA: AUTOPARTE 1985 (España)