



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN

ANALISIS ESTRUCTURAL
CARROCERIA PARA SERVICIO URBANO

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N:
CARLOS ALEJANDRO RIVERA PAZ
EDUARDO DIAZ SANTILLAN

Director de Tesis:
Ing. Marco Antonio Alarcón Ramírez



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

I N D I C E

CAPITULO 1

INTRODUCCION	
1.1 CONTEXTO HISTORICO	
1.2 PANORAMA ACTUAL	
1.3 BASES FUNDAMENTALES	

CAPITULO 2

DISEÑO TEORICO PRELIMINAR	
2.1 CONJUNTO GENERAL	
2.2 CHASIS	
2.3 DISTRIBUCION DE CARGAS	
2.4 CALCULO DE ESFUERZOS-TRORIA	
2.5 DISEÑO DE SECCIONES ESTRUCTURALES	
2.6 METODO DE CROSS	
2.7 CALCULO DE ESFUERZOS	

CAPITULO 3

MAQUETA ESTRUCTURAL	
3.1 TEORIA DE LOS MODELOS	
3.2 SEMEJANZA GEOMETRICA	
3.3 SEMEJANZA ESTATICA	
3.4 CALCULO DEL MODELO ESTRUCTURAL	

CAPITULO 4

TEORIA DE LAS BANDAS EXTENSOMETRICAS	
4.1 GENERALIDADES	
4.2 PRINCIPIOS DE LA BANDA EXTENSOMETRICA OHMICA	
4.3 OBJETIVO DE LA MEDIDA EXTENSOMETRICA	
4.4 FABRICACION DE BANDAS EXTENSOMETRICAS	
4.5 PEGADO DE BANDAS	
4.6 CIRCUITOS DE MEDIDA	

CAPITULO 5

MEDICION EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS	
5.1 PRUEBA EXTENSOMETRICA	
5.2 VARIACION QUE EXISTE ENTRE LO CALCULADO Y LO REAL ..	
5.3 CONCLUSION	

CAPITULO 1

INTRODUCCION.

Nuestra ciudad debe enfrentarse al difícil problema de la transportación masiva, esto hace que existan necesidades prioritarias a resolver tales como urbanización, infraestructura, planeación, etc. Se habla negativamente y con insistencia de la transportación individual y de que carecemos de transportes efectivos que puedan mover a los grandes grupos que continuamente se ven en las esquinas esperando trasladarse a su destino.

Sin embargo este no es todo el problema, ya que el no contar con un servicio de transporte rápido y eficiente ha fomentado la utilización del automóvil, el cual al tratarse como transporte individual ocasiona los grandes congestionamientos con las concernientes pérdidas de tiempo para las personas y económicas para la sociedad.

En el Distrito Federal, los ciudadanos de escasos recursos, gastan una parte importante de sus ingresos en la transportación, pero aún es más importante para ellos el hecho de que cerca de la mitad de su tiempo libre lo pasan trasladándose entre su lugar de residencia y el punto en el que prestan sus servicios (o viceversa), y aún cuando el "metro" ha disminuido este problema en sus principios, ahora es insuficiente dada la alta tasa de crecimiento de la ciudad.

El servicio se puede calificar de regular en el 54% de las poblaciones, en tanto que la propiedad del servicio está en manos de particulares en el 82% de las poblaciones, operando un servicio municipal en dos ciudades (D.F. y Morelia). Sin embargo, no todo es dar a conocer cómo y quiénes deberán intervenir en resolver el problema de la transportación urbana, otra parte importante es diseñar y construir un autobús idóneo, cómodo y con bajo costo para que su operación sea rentable a quienes se dedican al problemático trabajo de la transportación.

1.1 CONTEXTO HISTORICO.

Haciendo una breve historia de las carrocerías, indicaremos que con el nacimiento del automóvil, los fabricantes de éstos comenzaron a ofrecer unidades de carga con carrocerías muy simples y componentes automotrices más robustos que los del automóvil particular.

En el mercado norteamericano, estos modelos de automóvil ó camión pequeño se usaron básicamente para vehículos de carga, ya que la transportación pública quedó encomendada a un ferrocarril altamente desarrollado y eficiente. En México, las limitaciones tanto económicas como de infraestructura del ferrocarril hicieron necesaria una solución distinta, por lo que algunas personas con visión e iniciativa de servicio co-

menzaron a modificar las carrocerías de aquellos camiones de carga para transformarlos en pequeños autobuses y empezaron a ofrecer el servicio de transporte de pasajeros.

Indudablemente que la falta de transportación, aunada a la falta de rapidez de los medios de transporte existentes, ocasiona fuertes repercusiones económicas por retardos y ausentismo, experiencias un tanto dolorosas adquiridas por ciudades afectadas con altas tasas de crecimiento demográfico. El problema de la transportación urbana en toda la república obliga a buscar soluciones rápidamente. En la actualidad, la situación del transporte urbano puede resumirse como sigue:

El parque vehicular de autobuses total en la República Mexicana es de aproximadamente 85 500 unidades, entre foráneas y urbanas, pero por lo que respecta al servicio urbano, tan solo en el D.F. y área metropolitana circulan 12 000 unidades, en Monterrey, Guadalajara y Puebla circulan 10 000 unidades y 20 800 en el resto de las ciudades de la república.

En cuanto al importe del pasaje, el 42% de las poblaciones tienen tarifas muy bajas, el 54% de las poblaciones tienen tarifas escasamente suficientes y tan sólo el 4% cuenta con tarifas aceptables.

Actualmente se efectúan cerca de 38 millones de viajes/persona/día (vpd) en la República Mexicana, de los cuales en el D.F. y área metropolitana se efectúan 21 millones; en Hon-

terrey, Guadalajara y Puebla 7 millones y 10 millones en el resto de la república. Además se calcula que para el año 2000 se estarán efectuando 76 millones y tan sólo en el D.F. y área metropolitana serán 36 millones, es decir, el 47% de los vpd que deberán efectuarse.

Con el tiempo y el aumento de la demanda, surgieron talleres que se dedicaron exclusivamente a la fabricación de carrocerías y los transportistas quedaron exclusivamente dedicados a ofrecer el servicio de transportación, así nace la industria carrocería en México.

1.2 PANORAMA ACTUAL.

En la actualidad existen prácticamente dos tipos de autobuses; el llamado integral y el chasis con carrocería. El chasis con carrocería tiene dos componentes; una, la parte motriz, que es el bastidor conteniendo el tren motriz (motor, transmisión, ejes, suspensión, etc.) y la otra parte, es la carrocería que es un conjunto independiente de partes con su estructura, que se fabrica de acuerdo a las necesidades del cliente y al tipo de servicio que deberá prestar. El autobús integral es prácticamente una carrocería que cumple la función de soportar por sí sola con su estructura los elementos motrices (motor, transmisión, ejes, suspensión, etc.) es decir, es un autobús en el que todos los elementos constructivos funcionan estructuralmente y los esfuerzos dinámicos se transmiten

por toda la carrocería, a diferencia de que en la carrocería sobre chasis, ésta recibe parte de los esfuerzos dinámicos.

Así, mientras que la construcción del autobús tipo integral es complicada, por fabricarse con un elevado número de partes, con múltiples uniones y soldaduras, cuestión que le limita en su capacidad para absorber sobrecargas, en la carrocería sobre chasis, la construcción es más sencilla por sus componentes y la forma de armarla además de que como trabaja a menores esfuerzos, posee un factor de seguridad mayor para las cargas que deberá soportar.

Por otro lado, los autobuses integrales, por su tipo de construcción hacen que las reparaciones estructurales sean difíciles, lentas y costosas, además de que las posibilidades de su reconstrucción a través de los años de servicio son mínimas; por lo contrario, en las carrocerías sobre chasis, las reparaciones estructurales son relativamente fáciles, rápidas y económicas de realizar, además de que su sistema constructivo, por ser independiente del chasis, permite su reconstrucción general.

En los países asiáticos, africanos y de América Latina, con características similares a México, se emplean preferentemente autobuses sobre chasis, pues han demostrado superioridad sobre el autobús integral en las difíciles condiciones propias del servicio. Más aún, los principales productores mundiales de autobuses están ya regresando a la construcción

de carrocerías sobre chasis, esto, a petición de muchos transportistas, en los que varios son de países altamente desarrollados.

En las principales ciudades de México y especialmente en el área metropolitana, no se cuenta con el número suficiente de autobuses para el servicio, este déficit en unidades de transporte origina que operen sobrecargados en la generalidad de las rutas, por la alta demanda; por lo tanto, para mejorar el servicio se requieren más unidades, las cuales deberán ser las más confiables que garanticen de origen una mayor vida útil y por ende, sean de poca permanencia en los talleres de reparación y que en base de la economía nacional, exista la factibilidad de restauración y reconstrucción general de las mismas.

Y en este momento en que el país atraviesa por una difícil situación por la crisis económica, trae como consecuencia contracciones en la inversión y el ramo del transporte no escapa a esta tendencia, ya que aunado a las bajas tarifas prevalecientes en la mayor parte de la república, según se ha indicado, y el alto costo de los autobuses (más si la unidad es integral), hacen imposible su adquisición, por lo que a fin de evitar un colapso en el servicio es necesario poner a disposición del transporte unidades económicas que le ayuden a abatir costos para que sigan prestando un servicio tan importante y necesario a la sociedad.

Considerando los beneficios que las carrocerías sobre chasis tienen para el servicio de transporte de pasajeros, se ha desarrollado el cálculo para el diseño y construcción de carrocerías. Como se ha podido notar, el autobús por sí solo juega un papel preponderante en la economía nacional y no solo por su papel de comunicación y enlace al transportar pasajeros a sus lugares de destino, sino también por su propia fabricación, ya que de ella dependen, por los empleos que genera, una gran cantidad de familias mexicanas.

1.3 BASES FUNDAMENTALES

Es necesario destacar la importancia de contar con tecnología propia para el desarrollo de carrocerías de autobuses para pasajeros. Por visitas realizadas a empresas extranjeras (americanas y europeas), se investigó el nivel tecnológico de la mayoría de ellas. Las investigaciones realizadas mostraron que cada industria posee técnicas propias en base al tipo de vehículo (convencional, semi-integral, integral), que dictan las condiciones de transportación en sus regiones, y de manera muy especial las condiciones socioeconómicas de tales regiones, por lo mismo de muy poca aplicación en nuestro país (por las condiciones de servicio diferente y mucho más severas). Como principales ejemplos tenemos:

- a.- La talla y peso de los pasajeros en los países europeos y americanos difieren mucho de nuestros promedios y por lo mismo los aspectos dimensionales del -

autobús.

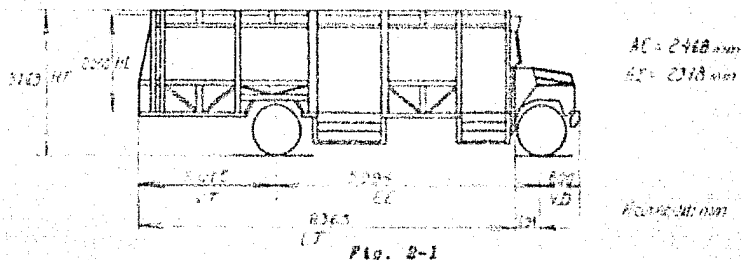
- b.- La densidad de ocupación de aquellos países rara vez llega a los 8 pasajeros por metro cuadrado, cuando en el servicio urbano de la ciudad de México éste nivel es de 12 pasajeros por metro cuadrado.
- c.- El precio de adquisición de autobuses urbanos semejantes es de \$120 000 dls. (aproximadamente 24 millones de pesos), cuando en nuestro país los autobuses con chasis cuestan menos de 9 millones de pesos y uno de construcción tipo integral 12 millones de pesos, o sea, menos del 50% del valor de los autobuses antes citados.

Por lo anterior México debe configurar su propia estructura tecnológica que sea 100% mexicana y que no requiera la participación de la tecnología extranjera la cual elevaría mucho los costos. Es indispensable encontrar métodos para la obtención de conocimientos e implementar procesos de trabajo, capitalizando al máximo los recursos y el potencial mexicano.

Partiendo de lo anterior, se ha pretendido seguir un orden que se considera lógico para fijar las bases de lo que podría llamarse "los principios necesarios para la construcción de un autobús tipo"; con conocimientos al alcance de todos, y por ende, obtener la independencia antes mencionada.

CAPITULO 2

DISEÑO TEORICO FERRETERIA



2.1 CONJUNTO GENERAL

- 1.- LT. Longitud Total.- Es la dimensión medida desde el plano de la correa hasta el trasero por el exterior de la estructura.
- 2.- VD. Voladizo Delantero - Es la dimensión medida desde el extremo del frente hasta el centro del eje delantero.
- 3.- VT. Voladizo Trasero - Es la dimensión medida desde el extremo trasero hasta el centro del eje trasero.
- 4.- EE. Distancia Entre Ejes.- Es la distancia nominal medida entre los centros de los ejes delantero y trasero.
- 5.- HI. Altura Interior - Es la dimensión vertical entre el piso de la carrocería y el interior del toldo.
- 6.- HT. Altura Total. Es la dimensión vertical máxima medida desde el suelo hasta el punto exterior más alto del toldo.
- 7.- AE. Ancho Exterior.- Es la dimensión transversal máxima de la carrocería.
- 8.- AI. Ancho Interior.- Es la dimensión transversal por el interior disponible para la colocación de asientos.

2.2 CHASIS

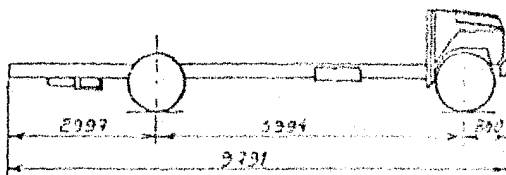


Fig. 2-2

DATOS DEL CHASIS

BASTIDOR.-

- 1.- Tipo Escalera, refuerzo en "E" invertida.
- 2.- No. de Travesaños 10
- 3.- Distancia entre ejes: 5994mm (236").

MOTOR.-

- 4.- Diesel.
- 5.- Desplazamiento: 6 lt (378 Pulg³).
- 6.- Potencia máxima: 115 Kw (155 Hp) a 3300 rpm.

TRANSMISION.-

- 7.- Embrague de accionamiento hidráulico.
- 8.- Caja de velocidades std. 7.55; 4.17; 2.38; 1.21; 1.00; Rev. 7.44.

EJE DELANTERO.-

- 9.- Viga I Elliot invertida.
- 10.- Capacidad: 3 402 kg (7 500 lb).

EJE TRASERO.-

- 11.- Tipo flotante sencillo 7.17:1
- 12.- Capacidad: 9 979 kg (22 000 lb).

SUSPENSION DELANTERA.-

- 13.- Tipo: muelles semielípticas.
- 14.- Capacidad 3 750 Kg c/u, con amortiguadores trabajo pesado.

SUSPENSION TRASEÑA.-

15.- Tipo: muelles **semielípticos**

16.- Capacidad: 5 000 kg c/u. con amortiguadores trabajo pesado.

RUEDAS Y LLANTAS.-

17.- Ruedas e tilería 190.5 X 508 mm (7.5x3").

18.- Llantas tipo convencional (10.00 x 20-22).

PESO BRUTO VEHICULAR.-

19.- PBV: 12 381 kg. (29 500 lb)

2.3 DISTRIBUCION DE CARGAS

Frecuentemente se construyen carrocerías que sobrecargan ^{LAC} sus capacidades; del chasis (motor), eje delantero, eje trasero, e inclusive de todos juntos a la vez. Esto provoca un desgaste excesivo de frenos, llantas, inestabilidad en el manejo de la unidad durante su conducción y en ocasiones désgras, fallas estructurales. Por lo tanto resulta necesario el análisis de una distribución de cargas óptima en los ejes del vehículo.

Esto se logra con una carrocería de dimensiones adecuadas, siendo la distancia entre ejes un punto muy importante a considerar y con ésto evitar sobrecargar los ejes y/o el peso bruto vehicular (PBV).

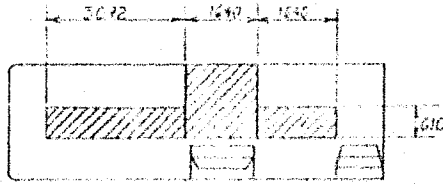
Para darse cuenta de la importancia de la distancia entre ejes podemos citar el caso de que si uno de los ejes está sobrecargado se aliviará la carga de éste recorriendo el eje trasero en forma conveniente. Así podemos tener ambos ejes trabajando en forma óptima, al 100% de su capacidad.

PESOS CONSIDERADOS EN LA DISTRIBUCION DE CARGAS

	Kg.
1ro. CHASIS	
Eje Trasero	1 305
Eje Delantero	581
Bastidor	986
Motor	687
Caja de Velocidades	243
Tanque de Combustible	125
10Kg. Tanque+(135 Lts x 0.85)Kg=125Kg	
LLanta de Refacción	104
Bateria	<u>98</u>
CHASIS TOTAL	4 129
2do. CARROCERIA	2 822
3ro. ASIENTOS 1 (17Kg) + 29 (9Kg)	278
4to. PASAJE SENTADO (1+29)(65 Kg c/u)	1 950
5to. PASAJE DE PIE 62 (65Kg c/u)	<u>4 030</u>
PESO TOTAL DE LA UNIDAD	13 209

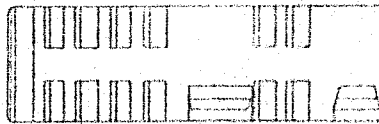
a.- PLEA FRENTE PARED 5.31 m² 10316.5 kg

15505



1030 Kg

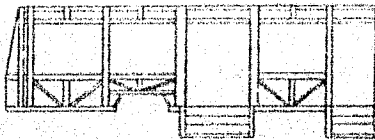
b.- DISTRIBUCION DE ASIENTOS



ASIENTOS 1 250 Kg

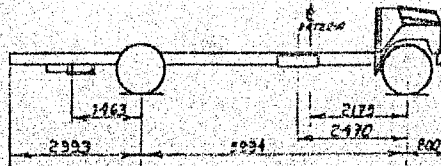
ASIENTOS 2 228 Kg

c.- CARGOPEDIA



2 522 Kg

d.- CHASIS



4 129 Kg

Fig. 2-3

TESIS

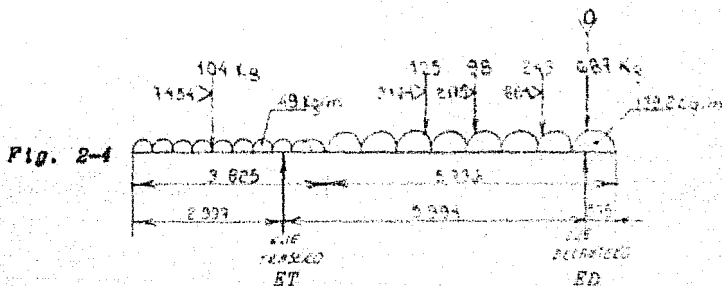
PROFESIONAL

ESCALA	1:100	SUPERPOSICION DE PESOS PARA DISTRIBUCION DE CARGAS
UNIDAD	mm	
FES-C	UNAM	ENCOMIENDA POR CARLOS ALEJANDRO — PARA SALVILLAN EDUARDO

2.3.1 CALCULO DE DISTRIBUCION DE CARGAS

La distribución de cargas, se calcula como una viga simplemente apoyada, teniendo como apoyos los ejes del autobus y las cargas enlistadas.

1ro. CHASIS

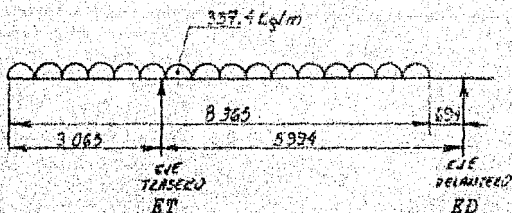


$$ET = \frac{7454(104) + 3164(125) + 2175(98) + 884(243) + 7075(188) + 2293(798)}{5994}$$

$$ET = 794 \text{ Kg.}$$

$$ED = 1449 \text{ Kg.}$$

2do. CARROCERIA



$$ET = \frac{(2822) (4.877)}{5994} = 2.296 \text{ Kg.}$$

$$ET = 2.296 \text{ Kg.}$$

$$ED = 526 \text{ Kg.}$$

3ro. ASIENTOS

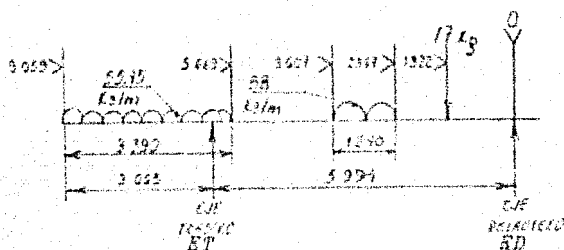


Fig. 2-6

$$ET = \frac{17(1322) + 72(2987) + 189(7364)}{5994} = 272 \text{ Kg.}$$

ET = 272 Kg.

ED = 6 Kg.

4to. PASAJE SENTADO

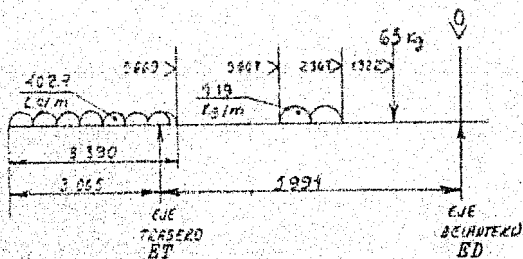


Fig. 2-7

$$ET = \frac{65(1322) + 520(2987) + 1365(7364)}{5994} = 1950$$

ET = 1 950 Kg.

ED = 0

5to. PASAJE DE PIE

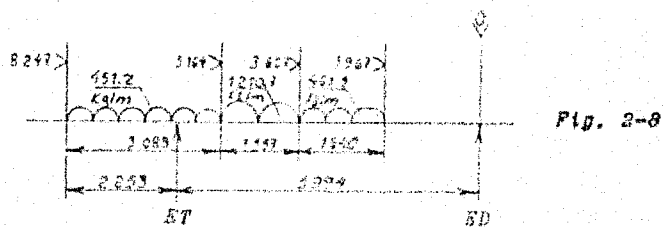


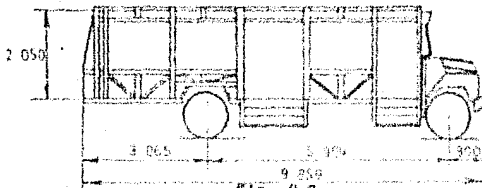
Fig. 2-8

$$ET = \frac{1391 (6705) + 1885 (4386) + 757 (2797)}{5.994} = 3.287 \text{ Kg.}$$

$$ET = 3.287 \text{ Kg.}$$

$$ED = 743$$

En la siguiente página se tabulan los resultados obtenidos. En el cálculo de distribución de cargas. Se observa que los ejes están a un 99% de su capacidad y también el peso bruto vehicular que es el objetivo de análisis.



LARGO 9.250 mm ANCHO 2.400 ALTURA NT 2.650

	CONCEPTO	CARGA TOTAL Kg (lb)	EJE TRASERO Kg (lb)	EJE DELANTERO Kg (lb)	OBSERVACION
1	CHASIS	4.123 (9.102)	2.593 (5.727)	2.530 (5.575)	
2	CARROCERA	7.822 (17.224)	2.228 (4.922)	554 (1.221)	
3	ASIENTOS	276 (613)	272 (602)	4 (11)	
4	PESO DE AUTOBUS CARROCERA Y ASIENTOS	7.224 (15.937)	4.693 (10.393)	2.567 (5.648)	
5	PORCENTAJE	100 %	65 %	35 %	
6	PESO DE PASAJE SENTADO	1.853 (4.089)	1.252 (2.760)	0	120 pasajeros 11 kg. C/U
7	PESO DE PASAJE DE PIE	4.930 (10.861)	3.247 (7.160)	743 (1.638)	40 pasajeros 122 kg. C/U
8	AUTOGAS Y PASAJE SENTADO Y DE PIE	13.209 (29.121)	8.996 (19.816)	3.295 (7.286)	Area de pasajeros 11,60 m ²
9	PORCENTAJE	100 %	75 %	25 %	
10	EQUIPAJE	-----	-----	-----	
11	CAPACIDAD RESERVA PESO TOTAL	17.208 (37.921)	9.904 (21.839)	3.355 (7.396)	
12	PORCENTAJE	100 %	75 %	25 %	
13	CAPACIDAD DE EJES Y PNE	13.321 (29.500)	9.279 (20.633)	3.402 (7.500)	
14	SUSPENSIÓN SABILES		9.279 (20.633)	3.402 (7.500)	
15	RELACION DE CAPACIDAD REQ. Y REAL	99 %	93 %	87 %	
16	RELACION DE CAPACIDAD REQ. Y REAL		93 %	87 %	
17	CARGA POR LLANTA		2.476 (5.453)	1.653 (3.643)	
18	CAPACIDAD LLANTA DEL CHASIS		2.370 (5.225)	2.370 (5.225)	Llanta 20.00X20-14C

* p/ m².

TESIS PROFESIONAL

ESCALA 1:100

DISTRIBUCION DE CARGAS

UNIDAD mm

FES-C UNIM

KINDEN DEL CHASIS RECONSTRUIDO --- DIRE DANTILLAS ELABORADO

2.4 CALCULO DE ESFUERZOS-TEORIA

2.4.1 ANALISIS DEL DISEÑO DE ESFUERZOS

El objetivo de este análisis es obtener una representación cualitativa de la conducta de la estructura. Por representación cualitativa se entiende la determinación de los principales esfuerzos; en realidad el diseñador elimina todas aquellas vías de acceso que resultarían en la necesidad de sufrir cambios importantes durante las últimas etapas de trabajo. Si estos cálculos de diseño no son hechos, el diseñador fácilmente puede enfrentar alteraciones básicas después de que los prototipos han sido aprobados.

Es sorprendente lo vellaco que son los cálculos de diseño en el contexto del curso correcto del diseño, no obstante de lo simplificado de los cálculos y suposiciones; el diseño se hace más económico, no sólo sobre las bases de criterio de ligereza, sino también simplificando ensambles complicados y otros elementos de la carrocería.

Un diseño lógico y simple significa que los cálculos se hacen más fáciles, con el resultado de que uno puede esperar que los esfuerzos calculados se aproximen a los reales. Por otra parte, los cálculos de diseño no pueden predecir exactamente el criterio de confiabilidad dado que este criterio contiene cargas no consideradas (omitidas, las cuales son la base para la determinación del factor de seguridad).²

2.4.2 DISEÑO ESTRUCTURAL.

2.4.2.1 RESEÑA DE LOS METODOS PROPUESTOS PARA DISEÑO ESTRUCTURAL

El análisis más sofisticado de estructuras de autobuses fue publicado por Brzoska en Polonia (1955). Este trabajo se refiere principalmente a autobuses integrales y usa las mejores técnicas del fuselaje de aviones. Es de notarse que todas las estructuras analizadas no tienen puertas, por lo que se consideran demasiado teóricos.

Por otro lado, el húngaro Michelberger (1962) ha diseñado autobuses satisfactorios usando un emparrillado en el piso sujeto a las paredes con pernos, asumiendo que ninguna carga es transmitida al piso. Además, los miembros del piso emparrillado soportan cargas torsionales y flexionantes y deben sujetarse rígidamente en ambos sentidos. El análisis realizado incluyó vehículos con chasis separado, pero solamente aquellos donde se asume que la estructura que soporta la carga estaría en los miembros del piso y en las paredes hasta el manguete inferior.

Un trabajo clásico sobre análisis de esfuerzos en vehículos comerciales (ERZ, 1957), incluye una sección sobre diseño de autobuses. Este método supone que las paredes laterales del vehículo soportan las cargas principales de flexión y torsión y que la estructura debajo del manguete inferior es infinitamente rígida comparada con los elementos de viga que rodean las ventanas y puertas. En la flexión los claros de las puertas y los pilares de las ventanas son las áreas críticas

del diseño, Para el momento flectante máximo en los pilares de las ventanas debido al momento flexionante y en el manguete superior y en los dinteles de las puertas debido a la fuerza cortante. Para el análisis por torsión se notará que la estructura es tratada como un tubo de pared delgada con un eje perpendicular al vehículo, el cambio de fuerza cortante del manguete superior al inferior pone nuevamente en tensión a los pilares de las ventanas. Cuando trata con el problema de transferir la fuerza cortante del manguete superior al inferior por flexión en los pilares de las ventanas, sugiere el uso de un factor empírico de $2/3$ que deberá usarse para calcularse este momento flexionante.

2.4.3 ANALISIS DE LA RIGIDEZ DEL VEHICULO POR FLEXION.

(TEORIA DE BEE).

A) VEHICULOS SIN CLAROS DE PUERTA ENTRE EJES.

Las cargas flexionantes en un vehículo compuesto (chasis-carrocería) serán distribuidas entre el chasis y la carrocería en proporción de la rigidez de las dos estructuras. En la práctica esto significa la rigidez de los costados de la carrocería y de las varas del chasis. Si la carrocería es simétrica (como lo es aproximadamente en el caso de autobuses turísticos), la comparación puede hacerse entre la viga formada por el costado de la carrocería, entre el manguete superior de la ventanilla y el colector y los largueros del chasis. Dependiendo del material de la carrocería será la relación de rigidez, por ejemplo:

MATERIAL DE LA CARROCERIA	RELACION DE RIGIDEZ CARROCERIA / CHASIS
Acero	4.2 a 1
Aluminio	1.4 a 1
+Madera	0.00064 a 1

Estas comparaciones simples dependen de dos suposiciones:

1a) Que no hay claros de puertas ó recortes de salpicaderas en la longitud del vehículo considerado (normalmente entre ejes).

2a) Que los cargadores de piso, postes y las cerchas del toldo forman paredes que son infinitamente rígidas para la fuerza cortante.

+ Asumiendo que la laminación sólo proporciona propiedades para soportar fuerza cortante y que la rigidez de la flexión depende solamente de los miembros de madera.

La primera suposición es normalmente cierta para autobuses turísticos, pero las sobrecargas forman una carga separada e importante para los costados sobre la salpicadera trasera, donde su espesor es reducido.

La segunda suposición no es estrictamente cierta, la mayor parte de la carga flexionante es soportada por el chasis lo que sería indicado por las relaciones señaladas.

B) VEHICULOS CON PUERTAS ENTRE EJES.

Con el desarrollo de autobuses para pasajeros de pie, el requerimiento para un amplio claro de puerta en un costado del vehículo se incrementa en la medida en que una estructura se hace asimétrica. Dado que la rigidez a flexión de la carrocería asimétrica y del chasis deben ser comparadas para determinar la proporción de la carga que soporta cada estructura.

La primera aproximación fue comparar la rigidez de los costados bajo flexión pura. La suposición de ERZ fue usada para el costado con claro de puerta y se encontró que la rigidez de los pilares de las ventanas en flexión, mientras se transfería la carga de compresión en el manguete superior, era comparable con la rigidez a la flexión de la viga de la pared lateral entre el suelo y el manguete inferior. Este resultado - un tanto sorprendente fue confirmado por pruebas en modelos de poliestireno en ambos costados. En los modelos no se intentó simular la rigidez a la flexión de la pared entre el piso y el manguete inferior, pero los pilares de las ventanas, el

manguete superior y el dintel de la puerta están en proporción a los momentos de inercia de los miembros estructurales reales.

En la práctica el momento flexionante sobre un vehículo - es siempre generado por cargas verticales, por lo que el caso del momento flexionante puro discutido arriba no procede. Entonces, la deflexión de cada lado de la carrocería fue comparada para una sola carga concentrada al centro de los ejes. Los modelos de poliestireno mostraron ahora considerable diferencia en deflexión del orden de 3 a 1. La rigidez a la flexión de las paredes laterales entre el piso y el manguete inferior fue correctamente representada, a la misma escala que los pilares. Un cálculo basado sobre la suposición hecha por ERZ, - sobre la forma en que la fuerza cortante es soportada por el claro de la puerta da una relación de flexibilidad entre los dos costados de 3.15 a 1. Dado que la deflexión debida a los pilares de las ventanas para una carga flexionante sobre la - estructura calculada fue pequeña, puede asumirse que para este vehículo particular la viga efectiva de costado incluye alguna contribución del manguete superior dando un módulo de flexión-incrementado. Este incremento se muestra como un factor arbitrario pero está basado en el resultado del cálculo para un - costado sin ^{PUERTA} puerta. La deflexión calculada indica que el anillo alrededor del claro de puerta se deforma de un modo más - complicado y el incremento en el momento flexionante del 50% en el manguete inferior y en el dintel de puerta sugerido por ERZ, permite aproximadamente la deflexión de este anillo.

Los dos costados con flexibilidades diferentes están unidos por una serie de anillos y la resistencia al cortante de estos anillos afectará la flexibilidad total de la carrocería como unidad. Si los costados de los anillos son muy rígidos - la fuerza cortante será soportada por las cerchas del toldo y los cargadores del piso, de la misma manera como el ganquete superior y el dintel soportan la fuerza cortante sobre el dintel de la puerta del costado. La flexibilidad de estos anillos puede variar ampliamente con la rigidez de los costados. El efecto de agregar los otros anillos existentes en la estructura sólo puede encontrarse por un análisis enrejado (rejilla). Esto se ha llevado a cabo en la computadora y el resultado ha sido comparado con el resultado del modelo de poliestireno. - La computadora nos da la relación de las deflexiones de los dos costados de la estructura como 1.91 a 1 y esto fue confirmado por el modelo donde la relación medida fue de 2 a 1. Para obtener la relación de 1.91 a 1 es necesario sumar la rigidez de todos los anillos de la estructura y además, incrementar la rigidez por un factor de 2. Se obtienen los siguientes resultados:

Una relación de la rigidez de la carrocería a la rigidez del chasis de 3.7 a 1, de modo que 76.7% del total de la carga flexionante será soportada por la carrocería. Debido al efecto de los anillos que unen a ambos costados, la carga flexionante soportada por la carrocería será mucho más igualmente compartida entre los costados que como es indicado por fle

ribilidades, la relación de las cargas soportadas por los costados será de 1:32 a 1 en lugar de 3.15 a 1.

QUEDANDO LA DISTRIBUCION DE CARGA DE LA SIGUIENTE MANERA

PORCENTAJE DE CARGA	PORTE QUE LO SOPORTA
44.5%	CARROTERIA COSTADO IZQUIERDO
33.9%	CARROTERIA COSTADO DERECHO
<u>21.3%</u>	CHASIS
TOTAL 100.0%	

2.4.4. CARGAS EN UN COSTADO DEBIDAS A LA FLEXION.

NOVENCLATURA

- h.** - Altura de la puerta.
- H.** - Momento flexionante al centro de la puerta (33,9% - del momento flexionante total del diagrama.
- Hl.** - Momento en el dintel inducido por la fuerza cortante
- Hv.** - Momento en el manguete superior inducido por la fuerza cortante.
- Hpr.** - Momento en el pilar inducido por la flexion.
- Ql.** - Cortante en el dintel.
- Qv.** - Fuerza en el manguete superior.
- Qpr.** - Fuerza en el manguete superior y dintel de la puerta inducida por la flexión.
- P.** - Fuerza inducida por la flexión.

2.4.4. CARGAS EN UN COSTADO DEBIDAS A LA FLEXION.

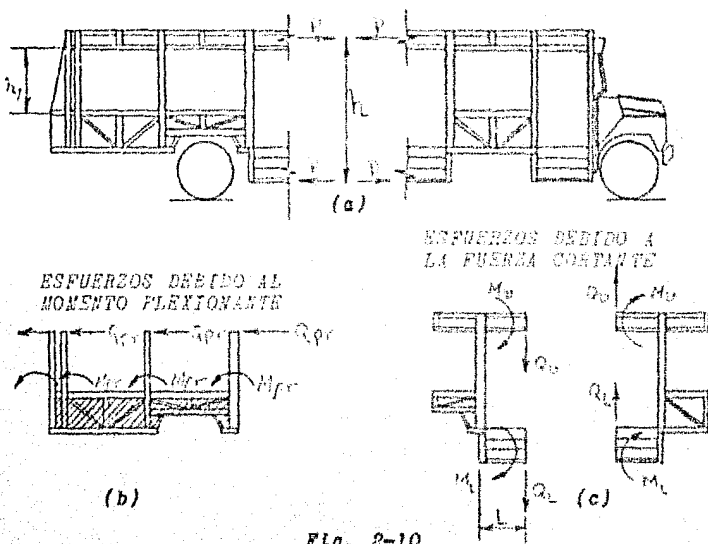


Fig. 2-10

$$Q_{pr} = \frac{I_r}{\sum I_r} p$$

$$M_{pr} = \frac{2}{3} h_r Q_{pr}$$

$$Q_v = \frac{I_v}{I_v + I_L} Q$$

$$M_v = 0.75 Q_v L$$

El momento flexionante en el centro de la puerta (el cual puede estar en cualquier lado a lo largo del costado) es leído del diagrama de momento flexionante como M . La tensión en el manguete superior y la compresión en el dintel de la puerta serán iguales y opuestas y están dadas por:

$$p = \frac{M}{K} \quad (\text{en el centro de la puerta})$$

La fuerza de tensión será transmitida a la sección rígida bajo el manguete inferior por la flexión en los pilares de las ventanas y cada pilar transmitirá una fuerza en proporción a su rigidez, por ejemplo; si todos los pilares son del mismo material:

$$Q_{pr} = \frac{I_r}{\sum I_r} P$$

$$M_{pr} = \frac{2}{3} h, Q_{pr}$$

La constante de $\frac{2}{3}$ en la fórmula para el momento en la base del pilar se discutió anteriormente.

En el caso de la transferencia de la fuerza cortante sobre la puerta, la fuerza cortante total, nuevamente es distribuida entre el manguete superior y el dintel de la puerta, en proporción a sus rigideces. Si cada una de estas fuerzas cortantes estuviera actuando en cantiliver como se muestra en la figura 2-10b los momentos flexionantes en la base serían:

$$M_0 = 0.5 Q_u L$$

$$M_1 = 0.5 Q_L L$$

pero Herz introduce un factor de 1.5 en cada caso para permitir aproximadamente el efecto completo del anillo, dando la fórmula citada:

$$M_y = 0.75 Q_u L$$

2.5 DISEÑO DE SECCIONES ESTRUCTURALES.

Es sabido que las propiedades mecánicas de las placas y cintas de acero se modifican considerablemente debido al trabajo en frío que se requiere para la formación de secciones estructurales.

El efecto del aumento de resistencia por las operaciones de formado varía mucho, ya que depende de la composición y tratamientos previos del material, la extensión a la cual se lleva el trabajo en frío del formado, la naturaleza de la operación del formado y la geometría de la sección. Una sección compacta que procede de una cinta angosta en las máquinas de formado puede tener un aumento considerable en resistencia con relación a la resistencia del material virgen; - una sección relativamente ancha pero de poco espesor tiene un aumento en su resistencia únicamente en las esquinas; sin embargo, dado que en tal sección las esquinas constituyen un pequeño porcentaje del área total, el efecto es despreciable.

El aprovechamiento del aumento de resistencia por trabajo en frío en el formado de los perfiles, no se considerará en este trabajo, dado que esto implica la realización de pruebas experimentales que trascienden los alcances del presente estudio.

La siguiente información fue presentada primordialmente como una guía en el diseño de miembros estructurales de acero (1) formados en frío de calibre ligero y servirá para la determinación de capacidades de seguridad y deflexiones en secciones hechas de cualquier combinación de elementos planos a partir de placas o cintas de acero; los datos aquí contenidos dan resultados exactos para aceros al carbono de baja aleación. La flexibilidad de los procesos de formado y la gran variedad de secciones que pueden obtenerse de placas y tiras de acero con tales que a menudo puede lograrse una economía considerable, o pueden llenarse requisitos para condiciones especiales, mediante la utilización de secciones especiales.

2.5.1 ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DE SECCIONES ESTRUCTURALES.

2.5.1.1 MATERIAL: AISI -- 1018 rolado en frío. (2)

2.5.1.2 PROCEDIMIENTO DE DISEÑO.

2.5.1.2.1 PROCEDIMIENTO. Todos los cálculos relacionados con cargas de seguridad, esfuerzos, deflexiones y datos similares se harán de acuerdo con los métodos convencionales de diseño estructural, a menos que aquí se especifique lo contrario.

(1) CANAGERO, Feb. 78

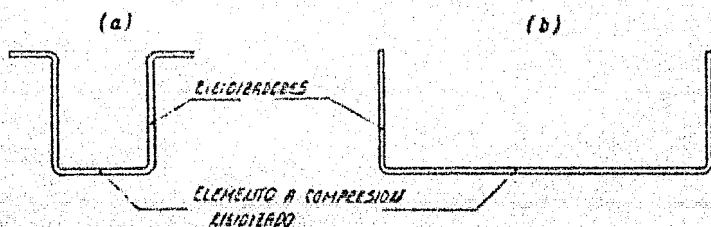
(2) Se indican las fórmulas generales para cualquier material y se particulariza para el acero AISI 1018 que es el material usado en la estructura del autobús en estudio.

2.5.2. DEFINICIONES.

a) *Elemento a compresión rigidizado.* - Un elemento a compresión rigidizado es un elemento plano a compresión en el cual ambas orillas paralelas a la dirección del esfuerzo están rigidizadas por un alma, patín atizador de borde interno o cualquier otro medio que cumpla los requisitos de la sección 2.5.3.2.

Por ejemplo:

Fig. 2-11



b) *Elementos a compresión sin rigidizar.* Un elemento a compresión sin rigidizar es un elemento el cual está atiesado solamente en un borde paralelo a la dirección del esfuerzo.

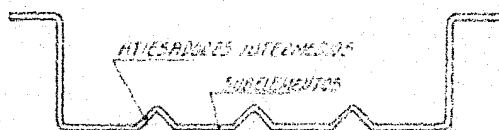
Fig. 2-12



c) Elementos rigidizados en forma múltiple. Un elemento rigidizado en forma múltiple es un elemento que está atiesado entre almas o entre un alma y un borde, atiesado por medio de atiesadores intermedios paralelos a la dirección del esfuerzo y que cumplen los requerimientos de la sección 2.5.3.

c.1) Subelemento. Un subelemento es la porción entre atiesadores adyacentes o entre el alma y un atiesador intermedio o entre el borde y un atiesador intermedio.

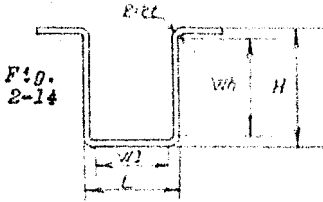
Fig. 2-13



ELEMENTO RIGIDIZADO EN FORMA MÚLTIPLE

d) Relación ancho-espesor. La relación ancho-espesor -- W/t de un elemento plano sencillo es la relación del ancho -- plano W , excluyendo la parte curva, al espesor t . En el caso de secciones de perfiles tales como I, T, canales y Z, el ancho W es el ancho de la proyección plana del patín, desde el alma, excluyendo las partes curvas y cualquier borde rigidizador que puede estar en la arilla exterior del patín. En el caso de secciones de alma múltiple tales como sombrero, U ó cajón, el ancho W es la parte plana del patín entre almas adyacentes, excluyendo las partes curvas.

Por ejemplo:



El radio en las esquinas será de $\bar{r} = 2t$ dos veces el espesor siempre y cuando no se especifique otra cosa.

$$\text{Relación ancho-espesor} = \frac{b}{t} = \frac{L-4t}{t}$$

e) Ancho efectivo de diseño. Cuando el ancho plano b de un elemento se reduce con fines de diseño, el ancho reducido de diseño b , es llamado el ancho efectivo de diseño y se determina según las secciones 2.5.3.1.

f) Es espesor. El espesor t de cualquier elemento o sección debe ser el espesor nominal del acero, excluyendo recubrimiento.

g) Punto de fluencia. En estas especificaciones se denomina F_y al punto de fluencia.

h) Esfuerzo. En estas especificaciones esfuerzo es la fuerza por unidad de área, expresada en kilogramos por centímetro cuadrado (kg/cm^2).

2.5.3. PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

Las propiedades de las secciones (área de la sección -- transversal, momento de inercia, módulo de sección, radio de giro, etc) deberán determinarse de acuerdo con los métodos -- convencionales de diseño estructural. Las propiedades se basarán en la sección transversal completa de los miembros (o la sección neta donde sea aplicable), excepto donde se requiera -- el uso de una sección transversal reducida o ancho efectivo -- de diseño, según lo indicado en las secciones 2.3.1. y 2.3.5.

2.5.3.1. PROPIEDADES DE ELEMENTOS A COMPRESION ATESADOS.

Para calcular las propiedades de secciones de miembros -- en flexión y para miembros a compresión, el ancho plano W de cualquier elemento a compresión rigidizado que tenga una relación de ancho-espesor mayor que (W/t) como se define adelante se considera reducido para fines de diseño hasta un ancho efectivo de diseño b determinado, como se especifica en las secciones 2.5.3.1.1 ó 2.5.3.1.2 según sea el caso, y sujeto a las limitaciones de la sección 5.3.5, cuando sean aplicables. Esa porción del ancho, la cual se considera removida para obtener el ancho efectivo de diseño, deberá ser localizada simétricamente con relación al eje del elemento.

2.5.3.1.1 ELEMENTOS SIN ATESADORES INTERMEDIOS.

Los anchos efectivos de diseño de elementos a compresión no sujetos a lo prescrito en la sección 5.3.1.2., deberán de-

terminarse con las siguientes fórmulas:

Los patines son totalmente efectivos ($b=w$) hasta $(w/t)_{lim} = \frac{1434}{\sqrt{f}}$

sustituyendo el valor de \sqrt{f}

$$\left(\frac{w}{t}\right)_{lim} = \frac{1434}{\sqrt{2278}} = 30 \quad \therefore \quad w = 30t$$

para patines con (w/t) mayor que $(w/t)_{lim}$

$$\frac{b}{t} = \frac{2121}{\sqrt{2278}} \left\{ 1 - \frac{464}{(w/t)(2278)} \right\}$$

EXCEPCION: Los patines de tubos cerrados, cuadrados o rectan-

gulares son totalmente efectivos ($b=w$) hasta $(w/t)_{lim} = \frac{1543}{\sqrt{f}}$

$$\left(\frac{w}{t}\right)_{lim} = \frac{1543}{\sqrt{2278}} = 32 \quad \therefore \quad w = 32t$$

para patines con w/t mayor que $(w/t)_{lim}$

$$\frac{b}{t} = \frac{2121}{\sqrt{f}} \left\{ 1 - \frac{422}{(w/t)\sqrt{f}} \right\}$$

2.5.3.1.2. ELEMENTOS RIGIDIZADOS EN FORMA MÚLTIPLE Y ELEMENTOS ANCHOS RIGIDIZADOS CON ATIESADORES DE GRILLA.

Cuando la relación ancho-espesor de un subelemento de un elemento rigidizado en forma múltiple a compresión o de un elemento atiesado a compresión sin atiesadores intermedios, el cual tiene solamente una orilla longitudinal conectada a un alma, no exceda de 60, el ancho efectivo de diseño b de dicho subelemento o elemento se determinará de acuerdo con lo prescrito en la sección 5.3.1.1.

Cuando dicha relación exceda de 60, el ancho efectivo de diseño b_e del subelemento deberá determinarse de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$\frac{b_e}{t} = \frac{b}{t} - 0.10 \left(\frac{W}{t} - 60 \right)$$

en donde:

W/t = Relación ancho-espesor del subelemento o elemento.

b = Ancho efectivo de diseño determinado de acuerdo con lo prescrito en la sección 2.3.1.1.

b_e = Ancho efectivo de diseño del subelemento o elemento para usarse en el diseño.

Para calcular las propiedades estructurales efectivas de un miembro que tenga subelementos a compresión o algún elemento sujeto a la anterior reducción en el ancho efectivo, el área de los atiesadores (de orilla o intermedios) deberá considerarse reducida a una área efectiva de acuerdo con:

Para W/t entre 60 y 90

$$A_{ef} = \alpha A_{st}$$

en donde:

$$\alpha = \left(3 - \frac{2 b_e}{W} \right) - \frac{1}{30} \left(1 - \frac{b_e}{W} \right) \left(\frac{W}{t} \right)$$

para W/t mayor de 90

$$A_{ef} = \left(\frac{b_e}{W} \right) A_{st}$$

además, cabe recordar que:

F = Esfuerzo permisible a la tensión y compresión (2 278 kg/cm²).

En las expresiones anteriores A_{uf} y A_{st} se refieren únicamente al área de la sección del atesador, con exclusión de cualquier parte de los elementos adyacentes.

El centroide del atesador se considerará situado en el centroide de su sección total y su momento de inercia con relación a su eje centroidal, deberá referirse a la sección total del atesador.

2.5.3.2. ATESADORES PARA ELEMENTOS A COMPRESION.

2.5.3.2.1. ATESADORES DE BORDE

Para que un elemento plano a compresión pueda ser considerado como un elemento a compresión rigidizado, deberá estar atesado a lo largo de cada borde longitudinal paralelo a la dirección del esfuerzo por un alma, reborde u otro medio rigidizante que tenga un momento de inercia no menor de:

$$\text{donde: } I_{min} = 1.63 t^4 \sqrt{(\omega/t)^2 - 281200/F_y} \quad \begin{array}{l} \text{PERO LO} \\ \text{MEJOR DE} \end{array} 3.2 t^4$$

ω/t = Relación ancho-espesor del elemento rigidizante.

I_{min} = Momento de inercia mínimo permisible del atesador (de cualquier forma) respecto a su eje centroidal paralelo al elemento rigidizante

Cuando el atesador consiste de un reborde simple doblado en ángulo recto con respecto al elemento rigidizado, la el

tura total, d_{min} , requerida de dicho reborde debe determinarse como sigue:

$$d_{min} = 2.8 \sqrt[3]{(W/t)^2 - 281200/F_y} \quad \begin{array}{l} \text{PESO NO} \\ \text{MAYOR DE} \end{array} 4.3t$$

Para elementos cuya relación ancho-espesor sea mayor de 60 no se utilizan los rebordes simples como atiesadores de orilla.

$$I_{min} \text{ PARA } F_y = 3737 \text{ kg/cm}^2$$

W/t	I min	z min
13	17.8 t ⁴	6.0 t
14	20.2 t ⁴	6.2 t
16	24.7 t ⁴	6.7 t
18	28.9 t ⁴	7.0 t
20	33.0 t ⁴	7.3 t
25	43.0 t ⁴	8.0 t
30	52.8 t ⁴	8.6 t
40	71.5 t ⁴	9.5 t
50	90.1 t ⁴	10.3 t
60	108.7 t ⁴	10.9 t
más de 60	1.93 t ³ w	

2.5.3.3.2. ATIESADORES INTERMEDIOS.

Para que un elemento plano a compresión pueda ser considerado como un elemento rigidizado en forma múltiple, deberá estar atiesado entre almas o entre un alma y un borde atiesado por medio de atiesadores intermedios paralelos a la dirección del esfuerzo y el momento de inercia de cada uno de dichos atiesadores intermedios no deberá ser menor que el doble del momento de inercia mínimo permisible para los atiesadores

de orilla especificados en la sección 5.3.2.1., en donde W es el ancho del subelemento. También se aplicarán las siguientes limitaciones:

- a.- Si el espaciamiento entre los atesadores situados entre dos almas es tal que la relación ancho-espesor del subelemento colocado entre los atesadores es mayor que $(W/t)_{lim}$ en la sección 2.5.3.1., se consideran efectivos solamente dos atesadores intermedios (los más cercanos a cada alma)

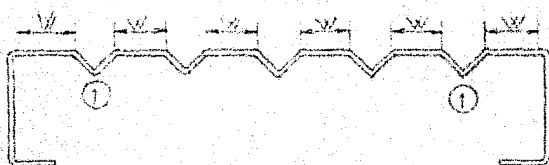


Fig. 2-15

Si $(W/t) > (W/t)_{lim}$ ENTONCES CONSIDERAR ÚNICAMENTE LOS ATESADORES ①

- b.- Si el espaciamiento de atesadores entre un alma y un atesador de borde es tal que la relación ancho-espesor del subelemento entre atesadores es mayor que $(W/t)_{lim}$ en la sección 2.5.3.1., solamente se considerará efectivo un atesador intermedio.

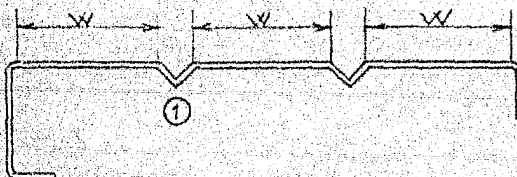


Fig. 2-16

Si $(W/t) > (W/t)_{lim}$ ENTONCES CONSIDERAR EFECTIVO EL ATESADOR ①

c.- Si el espaciamiento entre atiesadores intermedios es tan cercano que la relación ancho-espesor entre atiesadores no excede de $(W/t)_{lim}$ en la sección 2.5.3.1 - pueden considerarse efectivos todos los atiesadores. Únicamente para propósitos de cálculo, la relación - ancho-espesor total del elemento rigidizado en forma múltiple deberá considerarse como reemplazado por - un elemento sin atiesadores intermedios, cuyo ancho W_s es el ancho total entre almas o desde un alma a - un atiesador de borde y con un espesor t_s equivalente, que se determina como sigue:

$$t_s = \sqrt[3]{\frac{12 I_s}{W_s}}$$

en donde:

I_s = Momento de inercia del área total del elemento rigidizado en forma múltiple, incluyendo los atiesadores intermedios, con respecto a su eje centroidal.

2.5.3.3. RELACION: ANCHO-ESPESOR MAXIMO PERMISIBLE

Las relaciones ancho total-espesor, W/t , máximas permisibles sin considerar los atiesadores intermedios y tomando t como el espesor real del elemento, serán las siguientes:

a.- Cualquier elemento a compresión rigidizado que tenga un - borde longitudinal conectado a un alma o patín y el otro rigidizado por:

- un reborde simple..... 60
- cualquier otro tipo de atiesador..... 90

- b.- Elementos en compresión rigidizado con ambos bordes longitudinales conectados a otros elementos rigidizados... 500
- c.- Elementos a compresión sin rigidizar..... 60

PERALTE O ALTURA DE ALMA MÁXIMA PERMISIBLE.

La relación h/t de las almas de miembros a flexión no debe exceder de los siguientes límites:

- a.- Para miembros con almas sin atisadores:

$$(h/t)_{\max} = 150$$

- b.- Para miembros que estén provistos de medios adecuados para transmitir cargas concentradas y/o reacciones al alma.

$$(h/t)_{\max} = 200$$

donde:

h = Distancia libre entre patinas medida a lo largo del plano del alma. (cm)

t = Espesor del alma.

Cuando un alma consta de dos o más láminas, la relación " h/t " debe calcularse para cada lámina.

2.5.4 ESFUERZOS PERMISIBLES DE DISEÑO.

Los esfuerzos máximos permisibles que usen en el diseño deberán ser los siguientes:

2.5.4.1 ESFUERZO BÁSICO DE DISEÑO

El esfuerzo en la sección neta en miembros en tensión y compresión en las fibras extremas de miembros en flexión, no excederá el valor F especificado adelante, excepto cuando aquí se indique de otra manera.

$$F = 0.6 F_y$$

$$F = 0.6 (3797 \text{ kg/cm}^2)$$

$$= 2278 \text{ kg/cm}^2$$

donde:

F_y = Punto de fluencia mínimo especificado.
 $F_y = 3797 \text{ kg/cm}^2$

2.5.4.2 COMPRESION EN ELEMENTOS NO ATIESADOS.

La compresión F_c (en kg/cm^2) en elementos planos no atiesados será:

a.- Para W/t no mayor de $\frac{531}{F_y}$: $F_c = 0.6 F_y$

$$\frac{W}{t} < 8.617 : F_c = 0.6 F_y$$

b.- Para W/t mayor de $\frac{531}{\sqrt{F_y}}$ pero no mayor de $\frac{1207}{F_y}$:

$$F_c = F_y \left[0.367 - (3.15/10^3) (W/t) \sqrt{F_y} \right]$$

$$19.6 > \frac{W}{t} > 8.617 : F_c = 3797 \left[0.367 - 194.1/10^3 (W/t) \right]$$

c.- Para la relación W/t mayor de $\frac{1207}{F_y}$ pero no mayor de -
 25:

$$F_c = \frac{562400}{\left(\frac{W}{t}\right)^2}$$

2.5.5 CALCULO DE LAS PROPIEDADES DE LAS SECCIONES.

Utilizando las especificaciones de diseño de secciones estructurales, se calcularan las propiedades mecánicas de los perfiles utilizados en la estructura del autobús.

- a.- SECCION EFECTIVA.
- b.- CENTRO DE GRAVEDAD.
- c.- MOMENTO DE INERCIA.
- d.- MODULO DE SECCION.

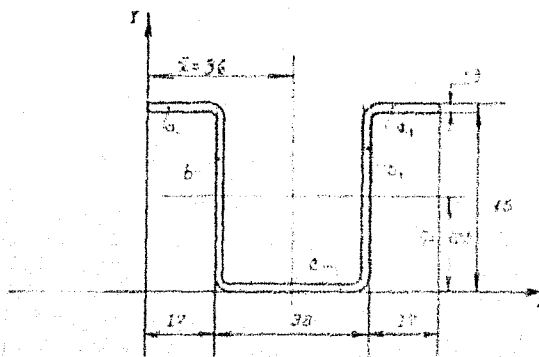


Fig. 2-17

Relación ancho espesor: $\frac{a}{t} = \frac{3a}{1.9} = 11.9$

$$\frac{a}{t} < 600 \quad \text{y} \quad \frac{a}{t} < 30$$

por lo tanto son totalmente efectivos los patines.

Momento de inercia del alfiler I_b .

$$I_b = \frac{(1.9)(11.9)^3}{12}$$

$$I_b = 11.073 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia mínima para alfileres (el mayor de)

$$I_{min} = 1.83 (1.9)^4 \sqrt{(17)^2 - \frac{881.200}{3.737}} = 390 \text{ mm}^4$$

$$I_{min} = 9.2 (1.9)^4 = 120 \text{ mm}^4$$

$I_b > I_{min}$ Por lo que cumple con la sección

TESIS PROFESIONAL

Examen	111	CÁLCULO DE LA SECCIÓN EFECTIVA DEL PIVOT 2
Recomend	mm	
FES-C	UNIAN	

ENCUENRA POR CUBROS ALEJANDRO ————— DISEÑO ESTRUCTURAL CÁLCULO

Centro de Gravedad.

Figura	A_i (cm ²)	x_i (cm)	y_i (cm)	$x_i^2 A_i$ (cm ³)	$y_i^2 A_i$ (cm ³)
a	12.5	4.0	1.0	50.0	12.5
b	12.5	4.0	2.0	50.0	50.0
c	12.5	4.0	3.0	50.0	112.5
d	12.5	4.0	4.0	50.0	200.0
e	12.5	4.0	5.0	50.0	312.5
Σ	62.5	20.0	15.0	250.0	787.5

$$\bar{x} = \frac{250.0}{62.5} = 4.0 \text{ cm}$$

$$\bar{y} = \frac{787.5}{62.5} = 12.6 \text{ cm}$$

Momento de Inercia

Fig.	I_{x_i}	I_{y_i}	x_i	y_i	$A_i x_i^2$	$A_i y_i^2$	$I_{x_i} - A_i x_i^2$	$I_{y_i} - A_i y_i^2$
a	$I_{x_i} = \frac{(4)(12.5)^3}{12} = 125.0$	$I_{y_i} = \frac{(12.5)(4)^3}{12} = 166.67$	4.0	1.0	200.0	12.5	125.0 - 200.0 = -75.0	166.67 - 12.5 = 154.17
b	$I_{x_i} = \frac{(4)(12.5)^3}{12} = 125.0$	$I_{y_i} = \frac{(12.5)(4)^3}{12} = 166.67$	4.0	2.0	200.0	50.0	125.0 - 200.0 = -75.0	166.67 - 50.0 = 116.67
c	$I_{x_i} = \frac{(4)(12.5)^3}{12} = 125.0$	$I_{y_i} = \frac{(12.5)(4)^3}{12} = 166.67$	4.0	3.0	200.0	112.5	125.0 - 200.0 = -75.0	166.67 - 112.5 = 54.17
d	$I_{x_i} = \frac{(4)(12.5)^3}{12} = 125.0$	$I_{y_i} = \frac{(12.5)(4)^3}{12} = 166.67$	4.0	4.0	200.0	200.0	125.0 - 200.0 = -75.0	166.67 - 200.0 = -33.33
e	$I_{x_i} = \frac{(4)(12.5)^3}{12} = 125.0$	$I_{y_i} = \frac{(12.5)(4)^3}{12} = 166.67$	4.0	5.0	200.0	312.5	125.0 - 200.0 = -75.0	166.67 - 312.5 = -145.83
Σ	625.0	833.33	20.0	15.0	1000.0	787.5	-375.0	154.17

$$I_x = 8.17 \text{ cm}^4 \quad I_y = 10.7 \text{ cm}^4$$

Módulo de Sección

$$S_x = \frac{8.17}{4.25} = 1.92 \text{ cm}^3$$

$$S_y = \frac{10.7}{3.6} = 2.97 \text{ cm}^3$$

F E S I S P R O F E S I O N A L

Escuela : --		Centro de Gravedad
Asociación : --		Momento de Inercia Módulo de Sección
FES-C UNAM		Piso Carlos Alejandro -- Díaz Santillán Eduardo.

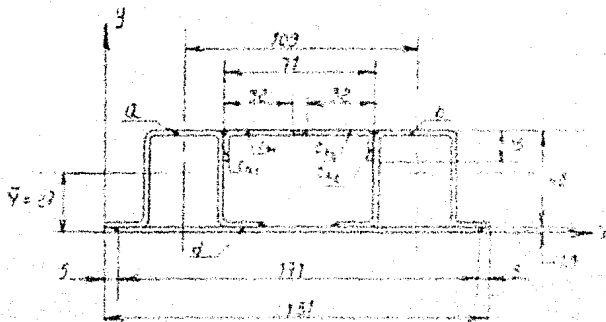


Fig. 2-18

Relación ancho espesor 1 $\frac{b}{t} = \frac{87}{1.9} = 35$

$$\frac{b}{t} < 500 \quad y \quad \frac{b}{t} > 30$$

esto indica que el ancho no es totalmente efectivo.

El ancho efectivo se da por la sección 2.3.1.1

$$\frac{b}{t} = \frac{2 \cdot 101}{\sqrt{12} \cdot 878} \left\{ 1 - \frac{464}{35 \cdot 2 \cdot 278} \right\} = 32.1$$

$$b = 1.9 (32.1) = 61 \text{ mm}$$

Relación ancho espesor 2 $\frac{b}{t} = \frac{37}{1.9} = 19.5$

$$\frac{b}{t} < 500 \quad y \quad \frac{b}{t} < 30$$

cumple con la sección 2.3.2. Los patines son totalmente efectivos.

TESIS PROFESIONAL

ESCALA	1:2	CALCULO DE LA SECCION EFECTIVA DEL PAPEL I
ANIMACION	MAN	
FES-D	UNARM	INGENIERIA POR CAMBIO REGISTRADO ———— INGA SANTIAGO EDUARDO

Centro de Gravedad.

Figura	Figura	Figura	Figura	Figura
a	b	c	d	e
h	h	h	h	h
b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅
c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅
c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅
c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅
d	d	d	d	d
Σ	Σ	Σ	Σ	Σ

$\bar{x} = 21.6 \text{ mm}$
 $\bar{y} = 16.9 \text{ mm}$

Momentos de Inercia.

Fig	I_x	I_y	x	y	$x^2 A$	$y^2 A$	$I_{xy} A$	$I_{xy} A$
a	$I_{ax} = 81637$	$I_{ay} = 191248$	-54.5	3.0	-240903	900	0	0
b	$I_{bx} = 81637$	$I_{by} = 191248$	-54.5	3.0	-240903	900	0	0
c ₁	$I_{cx1} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 76$	$I_{cy1} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 296$	19.5	16.9	70233	31678	0	0
c ₂	$I_{cx2} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 548$	$I_{cy2} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 44$	34.5	16.9	13393	7055	0	0
c ₃	$I_{cx3} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 76$	$I_{cy3} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 296$	19.5	16.9	70233	31678	0	0
c ₄	$I_{cx4} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 548$	$I_{cy4} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 44$	34.5	16.9	13393	7055	0	0
d	$I_{dx} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 98$	$I_{dy} = \frac{(19)^3(19)}{12} = 191300$	0	26.2	0	130253	0	0
Σ	164180	1018193	---	---	1708290	285251	900137	2811432

$I_x = 40.0 \text{ cm}^4$ $I_y = 281 \text{ cm}^4$

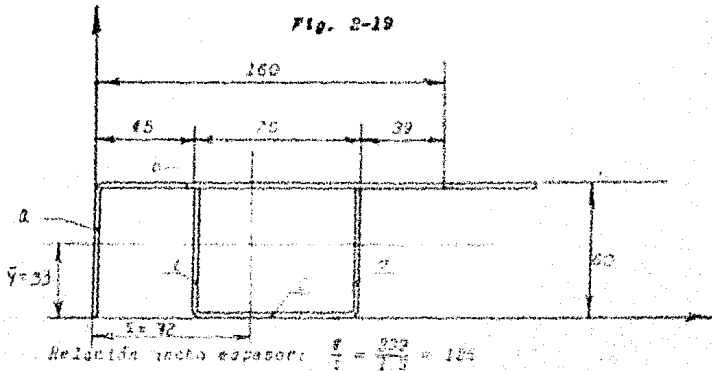
+ Módulo de Sección

$S_x = \frac{40}{2.5} = 15.8 \text{ cm}^3$
 $S_y = \frac{287}{90.5} = 3.1 \text{ cm}^3$

T E S I S P R O F E S I O N A L

Facultad : --		Centro de Gravedad	Momento de Inercia	Módulo de Sección
Asociación : --				
IES-C U R A M		Rivera Gz Carlos Alejandro - Díaz Santillan Eduardo		

Fig. 2-19



$$\frac{b}{l} < 50 \quad \text{y} \quad \frac{b}{l} < 30$$

esto indica que el ancho no es totalmente efectivo.

5) ancho efectivo b será:

$$\frac{b}{l} = \frac{2.121}{47.72} \left\{ 1 - \frac{404}{(120)(47.72)} \right\} = 41$$

$$b = (1.9)(41) = 77.93$$

$$\frac{b}{l} = 39$$

Momento de inercia del alfiler

$$I = \frac{(58)^3 (1.9)}{12} = 30.893 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia mínimo para alfileres (lo mayor de)

$$I_{\min} = 1.83 (1.9)^4 \sqrt{(41)^3 - \frac{281.800}{3.757}} = 1.039 \text{ mm}^4$$

$$I_{\min} = 9.2 (1.9)^4 = 120 \text{ mm}^4 ; I_b > I_{\min}$$

TESIS PROFESIONAL

ESCUELA	112	CALCULO DE LA SECCION EFECTIVA DEL DIENTE
ASIGNATURA	mat	
FE5-C UNAM		ELABORADO POR CARLOS ALVARADO ———— DIAZ SANTILLAN EDUARDO

Centro de Gravedad.

Figura	A_i	x_i	y_i	x_i^2	y_i^2
a	212	0	0	0	0
b	200	8	10	64	100
c	172	8	10	64	100
d	148	8	10	64	100
e	128	8	10	64	100
Σ	860	32	40	256	400

$$\bar{x} = \frac{32 \cdot 860}{860} = 30.5$$

$$\bar{y} = \frac{40 \cdot 860}{860} = 40 \text{ mm}$$

Momento de Inercia.

Fig.	I_x	I_y	x	y	x^2	y^2	$I_x + y^2 \cdot A$	$I_y + x^2 \cdot A$
a	$I_a = \frac{(58)^3(1.0)}{12} = 1733$	$I_a = \frac{(11)^3(60)}{12} = 33$	0	0	0	0	1766	
b	$I_b = \frac{(19)^3(1.0)}{12} = 90$	$I_b = \frac{(11)^3(1.0)}{12} = 116$	8	10	64	100	218	116
c	$I_c = \frac{(17)^3(1.0)}{12} = 116$	$I_c = \frac{(11)^3(1.0)}{12} = 116$	8	10	64	100	180	116
d	$I_d = \frac{(14)^3(1.0)}{12} = 116$	$I_d = \frac{(11)^3(1.0)}{12} = 116$	8	10	64	100	180	116
e	$I_e = \frac{(12)^3(1.0)}{12} = 144$	$I_e = \frac{(11)^3(1.0)}{12} = 116$	8	10	64	100	248	116
	105 267	905 268			1048 000	407 700	533 601	1 748 541

$$I_x = 53.7 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 174.8 \text{ cm}^4$$

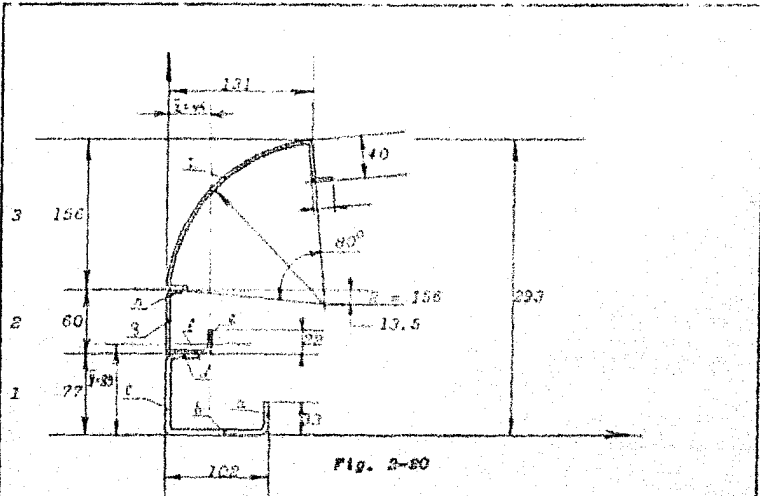
Modulo de Sección.

$$S_x = \frac{53.7}{3.5} = 15.2 \text{ cm}^3$$

$$S_y = \frac{174.8}{81.7} = 2.14 \text{ cm}^3$$

T E S I S P R O F E S I O N A L

Escala : --	Centro de Gravedad
Acotación : --	Momento de Inercia
FES-C UNAM	Modulo de Sección
	Rivera Paz Carlos Alejandro -- Díaz Santillán Eduardo.



Relación ancho espesor $\lambda = \frac{b}{t} = \frac{97}{3.14} = 30.89$

$$\frac{b}{t} < 502 \quad \text{y} \quad \frac{b}{t} > 30$$

Esto indica que el ancho no es totalmente efectivo

El ancho efectivo b será por la sección 3.3.1

$$\frac{b}{t} = \frac{2.181}{47.7} \left\{ 2 - \frac{464}{(30.89)(47.7)} \right\} = 30.5$$

usaremos: $\frac{b}{t} = 30.89$

Momento de inercia del atizador

$$I_a = \frac{(3.14)(30)^3}{12} = 7.065 \text{ mm}^4$$

Momento de inercia mínimo para atizadores (lo mayor de)

$$I_{\min} = 1.93(1.9)^4 \sqrt{(30.5)^2 - \frac{89(300)^3}{3 \cdot 792}} = 697.8 \text{ mm}^4$$

TESIS PROFESIONAL

ESCALA	1:1	CALCULO DE LA SECCION EFECTIVA DEL MANDILLO SUPERIOR
ACOTACION	mm	
FES-C UNAM		

RELACION ANCHO ESPESOR 3

$$\frac{h}{t} = \frac{43}{1.9} = 22.63$$

$$\frac{h}{t} < 500 \quad \frac{h}{t} < 30$$

RELACION PERALTE ESPESOR 2

$$\frac{h}{t} = \frac{60}{1.9} = 31.6$$

$\frac{h}{t} < 150$ indica que todo el peralte es efectivo.

RELACION PERALTE ESPESOR 1

$$\frac{h}{t} = \frac{777}{3.14} = 24.5$$

$\frac{h}{t} < 150$ indica que todo el peralte es efectivo

Centro de Gravidad.

Figura	x	y	x^2	y^2	xy
a	10	10	100	100	100
b	20	20	400	400	400
c	30	30	900	900	900
d	40	40	1600	1600	1600
e	50	50	2500	2500	2500
f	60	60	3600	3600	3600
g	70	70	4900	4900	4900
h	80	80	6400	6400	6400
i	90	90	8100	8100	8100
Σ	450	450	20250	20250	20250

$$A = \frac{1}{2} \times 90 \times 90 = 4050 \text{ cm}^2$$

$$\bar{X} = \frac{4050 \times 30}{4050} = 30.2 \text{ cm}$$

Momento de Inercia.

Fig.	M_x	M_y	I_x	I_y	I_{xy}	\bar{I}_x	\bar{I}_y	\bar{I}_{xy}
a	$I_a = \frac{1}{12} \times 90 \times 90^3 = 590490$	$I_a = \frac{1}{12} \times 90^3 \times 90 = 590490$	0	0	0	0	0	0
b	$I_b = \frac{1}{12} \times 180 \times 180^3 = 4752000$	$I_b = \frac{1}{12} \times 180^3 \times 180 = 4752000$	0	0	0	0	0	0
c	$I_c = \frac{1}{12} \times 270 \times 270^3 = 3039150$	$I_c = \frac{1}{12} \times 270^3 \times 270 = 3039150$	0	0	0	0	0	0
d	$I_d = \frac{1}{12} \times 360 \times 360^3 = 1599360$	$I_d = \frac{1}{12} \times 360^3 \times 360 = 1599360$	0	0	0	0	0	0
e	$I_e = \frac{1}{12} \times 450 \times 450^3 = 759450$	$I_e = \frac{1}{12} \times 450^3 \times 450 = 759450$	0	0	0	0	0	0
f	$I_f = \frac{1}{12} \times 540 \times 540^3 = 1312200$	$I_f = \frac{1}{12} \times 540^3 \times 540 = 1312200$	0	0	0	0	0	0
g	$I_g = \frac{1}{12} \times 630 \times 630^3 = 2025000$	$I_g = \frac{1}{12} \times 630^3 \times 630 = 2025000$	0	0	0	0	0	0
h	$I_h = \frac{1}{12} \times 720 \times 720^3 = 2916000$	$I_h = \frac{1}{12} \times 720^3 \times 720 = 2916000$	0	0	0	0	0	0
i	$I_i = \frac{1}{12} \times 810 \times 810^3 = 4050000$	$I_i = \frac{1}{12} \times 810^3 \times 810 = 4050000$	0	0	0	0	0	0
Σ	1666620	1666620	0	0	0	0	0	0

Momento de Sección

Escuela	Centro de Gravedad	Escuela	Centro de Gravedad
---	---	---	---
Asociación	U N A M	Asociación	U N A M
Modulo de Sección		Modulo de Sección	
Escuela FIZ Carlos Alvarado		Escuela FIZ Carlos Alvarado	
Escuela FIZ Carlos Alvarado		Escuela FIZ Carlos Alvarado	

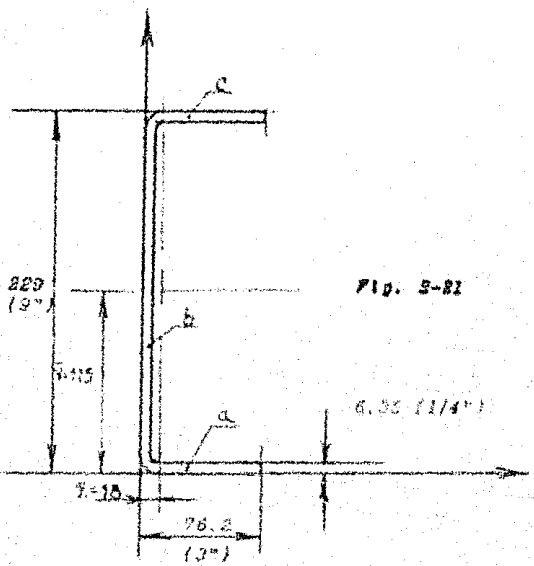


FIG. 5-82

Relación parte espesor: $\frac{h}{t} = \frac{229}{6.35} = 36$

$\frac{h}{t} < 150$

indica que todo el perfil es efectivo.

TESIS PROFESIONAL

ESCALA	1:3	CALCULO DE SECCION EFECTIVA DEL CHASIS
ACORDADO	mm	
FES-C	UNAM	CHASIS PARA CARGAS REACTIVAS ——— PARA SUSTENTAR ESTRUCTURA

Centro de Gravedad.

Figura	x	y	$S^2 \cdot A$	$x^2 \cdot A$
a	44.5	3.5	28 237.5	1 102.5
b	144.5	0	4 200.5	11 222.5
c	44.5	11.5	28 237.5	1 102.5
Σ	233.5	15	60 675.5	13 427.5

$$\bar{x} = \frac{60 675.5}{2 233.5} = 27.173 \text{ mm}$$

$$\bar{y} = \frac{13 427.5}{2 233.5} = 6.015 \text{ mm}$$

Momento de Inercia.

Fig.	I_x	I_y	x	y	$S^2 \cdot A$	$x^2 \cdot A$	$I_x + S^2 \cdot A$	$I_y + x^2 \cdot A$
a	$I_a = \frac{(6.35)^3 \cdot 30}{12} = 149$	$I_a = \frac{(20)^3 \cdot (4.31)}{12} = 18124$	23	11.3	28510.5	5506328		
b	$I_b = \frac{(6.35)^3 \cdot (6.35)}{12} = 53324$	$I_b = \frac{(6.35)^3 \cdot (7.62)}{12} = 9409$	15	0	309037.5	0		
c	$I_c = \frac{(6.35)^3 \cdot 30}{12} = 149$	$I_c = \frac{(20)^3 \cdot (6.35)}{12} = 18124$	23	11.5	28510.5	5506328		
Σ	5335149	367417			979318.5	11018656	1634425	1146936

$$I_x = 1634.8 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 114.7 \text{ cm}^4$$

Módulo de Sección.

$$S_x = \frac{1634.8}{5.8} = 281.9 \text{ cm}^3$$

$$S_y = \frac{114.7}{11.3} = 9.97$$

TESIS PROFESIONAL

Escala : --

Centro de Gravedad

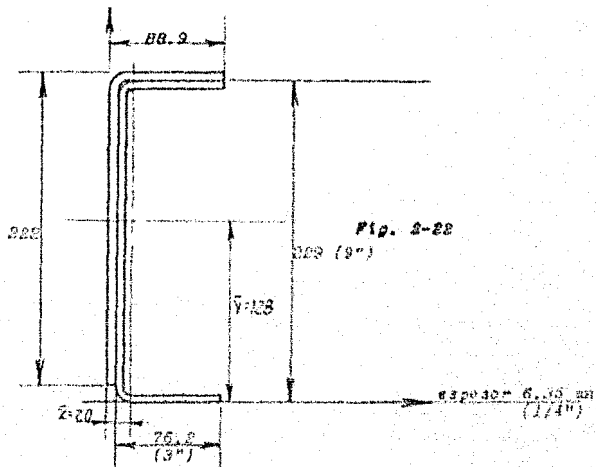
Acotación : --

Momento de Inercia

Módulo de Sección

IES-C UNAH

Rivera Paz Carlos Alejandro - Díaz Santillán Eduardo



Relación peralte a espesor: $\frac{h}{t} = \frac{229}{6.35} = 36$

$$\frac{h}{t} < 150$$

Indica que todo el peralte es efectivo.

TESIS PROFESIONAL

ESCALA 1:2	CALCULO DE LA SECCION EFECTIVA DEL CHAPIS CON CORAZA
UNIDAD mm	
FES-C UNAM	RIVERA PABLO ALEJANDRO — RIVERA SAUTILLAN CARMELO

Centro de Gravedad.

Figura	Área	x_c	y_c	x	y
a	2.250	10	10	10	10
b	1.200	40	10	12,480	10
c	1.100	10	40	10	12,480
Σ	4.550	—	—	10	12,480

$$X_c = \frac{57.022,8}{4.550} = 12,533 \text{ mm}$$

$$Y_c = \frac{571.844,5}{4.550} = 125,68 \text{ mm}$$

Momento de Inercia.

Fig.	I_x	I_y	X	Y	$x^2 \cdot A$	$y^2 \cdot A$	$I_x + x^2 \cdot A$	$I_y + y^2 \cdot A$
a	$I_x = \frac{(6,5)^2(110)}{12} = 1.891$	$I_y = \frac{(10)^2(6,5)}{12} = 1.458$	2,255	-1,4	2.912,5	6.895,0		
b	$I_x = \frac{(12,5)^2(20)}{12} = 10.208$	$I_y = \frac{(5)^2(20)}{12} = 33,3$	-13,5	-10,6	502,5	437,2		
c	$I_x = \frac{(10)^2(20)}{12} = 1.667$	$I_y = \frac{(10)^2(20)}{12} = 1.667$	2,255	10,4	6.895,0	9.110,0		
Σ	10.223,5	31,4	—	—	1.325,0	16.456,2	21.180,4	2.116,4

$$I_x = 2.118 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 218,6 \text{ cm}^4$$

Módulo de Sección.

$$S_x = \frac{2.118}{12,8} = 165,5 \text{ cm}^3$$

$$S_y = \frac{218,6}{6,9} = 31,8 \text{ cm}^3$$

T E S I S P R O F E S I O N A L		
Escala : --	Centro de Gravedad	
Acotación : --	Momento de Inercia	
ITS-C U N A M	Módulo de Sección	
	Rivera Paz Carlos Alejandro	-- Díaz Santillán Eduardo

56

2.6 METODO DE CROSS.

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE DEL AUTOBUS

Para conocer a qué esfuerzo están sometidos los elementos críticos de la estructura, es necesario trazar el diagrama de momento flexionante y de fuerza cortante.

Las fuerzas ó cargas que actúan en el diagrama flexionante y cortante son:

- 1.- Chasis (sin ejes).
- 2.- Carrocería.
- 3.- Asientos.
- 4.- Pasajeros.

Las ruedas fueron utilizadas en el cálculo de distribución de cargas, se hará una superposición de éstas, ahora -- bien, no se calculará como una viga simplemente apoyada ya -- que las perchas de las muelles la hacen realmente una viga -- continua (al contar con cuatro apoyos). Las reacciones en los apoyos se calcularán auxiliándose por el método de distribución de momentos.

DISTRIBUCION DE MOMENTOS.

Este método recibe el nombre de su iniciador: Hardy Cross quien le dió forma y lo publicó, aun cuando la idea original corresponde a Ritter. Tal publicación fue dada a conocer en -- el año de 1952 bajo el título de "ANALISIS DE PORTICOS CONTINUOS POR EL METODO DE LA DISTRIBUCION DE MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTOS".

El método de Cross es esencialmente un proceso de aproximaciones sucesivas y puede llevarse por tanto, hasta el grado de precisión que se desee. Este método es un nuevo camino al análisis estructural pues no hace falta resolver sistemas de ecuaciones simultáneas a diferencia de otros métodos.

MOMENTOS DE EMPOTRAMIENTO PERFECTO.

La aplicación del método de la distribución de momentos requiere el conocimiento de los momentos que aparecen en los extremos de las vigas cargadas con ambos extremos empotrados. Se les denomina momentos de empotramiento perfecto y se simboliza por $M.E.P.$

MOMENTO TRANSMITIDO.

El momento transmitido se define como el momento que se produce en el extremo empotrado de una viga por la acción de otro momento aplicado al otro extremo (articulado). Si se aplica en B un momento M_B la viga se flexiona como se indica en la figura 2.23 y se produce en A un momento M_A de empotramiento.

La desviación de B respecto de la tangente trazaada por A es nula debido al empotramiento perfecto en A. Por tanto:

$$EI_{\pm 200} = (AICa)_{BE} \cdot \bar{X}$$

$$\left(\frac{1}{2} M_B L\right) \left(\frac{2}{3} L\right) + \left(\frac{1}{2} M_B L\right) \left(\frac{1}{3} L\right) = 0$$

de donde:

$$M_A = -\frac{1}{2} M_B$$

RIGIDEZ

Para evaluar la rigidez de las barras de sección uniforme - (EI constante), sujetas a la acción de momentos aplicados en sus extremos, nos valemos de las deformaciones que sufren las vigas y siguiendo este criterio tenemos:

Si disponemos de dos secciones diferentes, para provocar le a una de ellas una deformación cualquiera Θ , utilizamos un momento de intensidad M_1 , y para provocarle a la segunda la misma deformación angular Θ necesitamos un momento M_2 ; aquella que requiera un momento mayor para provocar la misma deformación, será la más rígida y su rigidez estará en función directa del momento, es decir, si $M_1 = 2M_2$ querrá decir esto - que la rigidez de la primera sección es el doble de la rigidez de la segunda sección.

La rigidez (o más específicamente la rigidez a la rotación) se define como el momento en el extremo necesario para producir un giro o rotación unitario en este extremo de la barra mientras el otro permanece fijo. Esto no quiere decir que se vaya a producir realmente un giro unidad (un radian), sino simplemente que se trata del momento por unidad de giro.

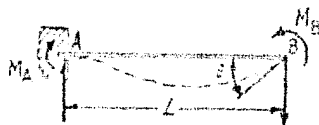


Fig- 2-23



La pendiente en B se obtiene por el teorema del área de momentos y se expresa en función del diagrama:

$$EI\theta_{AB} = (M_{xx})_{AB}$$

$$EI\theta = \frac{1}{2}M_A L + \frac{1}{2}M_B L$$

sustituyendo M_A por $-\frac{1}{2}M_B$

$$M_B = \frac{4EI\theta}{L}$$

Haciendo $\theta=1$ radián, se obtiene el valor de la rigidez de la viga que depende de la relación $\frac{L}{I}$, así como el módulo elástico E, se representa por K y viene dada por:

$$K(\text{Absoluta}) = \frac{4EI}{L}$$

y la rigidez relativa:

$$K(\text{Relativa}) = \frac{I}{L}$$

FACTOR DE DISTRIBUCION

Quando se aplica un momento externo sobre un nudo, los momentos resistentes que se desarrollan en los extremos de las vigas que concurren en él, son directamente proporcionales a las rigideces rotacionales (cuando los otros extremos están empotrados) y por tanto cada una de dichas vigas tendrá un coeficiente o factor de distribución FD definido por:

$$FD = \frac{K}{\sum K}$$

siendo:

K : La rigidez de la viga

$\sum K$: La suma de las rigideces de todas las vigas que concurren en un nudo.

PASOS DEL METODO DE CROSS

- 1.- Se supone que todos los nudos son rígidos y se calculan los momentos de empotramiento perfecto (MEP) para cada uno, considerado como viga empotrada en sus extremos.
- 2.- Se deja girar libremente a cada nudo y se distribuye el momento no equilibrado entre todas las barras adyacentes, por medio de los factores de distribución. A continuación se vuelve a bloquear el nudo contra el giro.
- 3.- Una vez distribuido el momento no equilibrado, se transmite su mitad con el mismo signo al otro extremo de cada barra.

Esto completa un ciclo de distribución. Las fases 2 y 3 se repetirán en general, debido al nuevo desequilibrio producido por los momentos transmitidos; la iteración se lleva hasta que los momentos transmitidos sean nulos o despreciables.

Antes de iniciar el cálculo de los momentos de empotramiento perfecto (MEP), se deducirán dos fórmulas necesarias para este cálculo.

- 1.- Viga doblemente empotrada con carga uniforme distribuida parcialmente en un extremo:

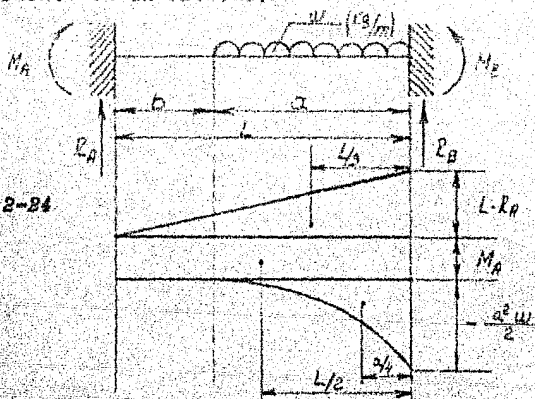


Fig. 2-24

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES POR PARTES

En la elástica se observa que la variación total entre - las tangentes trazadas por A y B es nula, por lo que aplican- do el teorema I del área de momentos ("el ángulo de las tan- gentes en A y B es igual al área del diagrama de momentos -- flexionantes entre esos dos puntos, divididos por el producto EI"), tenemos:

$$\frac{L^2 P_A}{2} + L \cdot M_A - \frac{a^3 w}{6} = 0 \dots (1)$$

También se observa que el desplazamiento del punto B con respecto a la tangente trazada en A es igual a cero. Aplican- do el teorema II del área de momentos ("la distancia vertical entre el punto B de una elástica y la tangente trazada a la - curva en el punto A es igual al momento respecto a la vertical por B del área del diagrama de momentos flexionantes entre A y B divididos por EI"), tenemos:

$$\frac{L^2 P_A}{2} \cdot \frac{L}{3} + \frac{L}{2} L \cdot M_A - \frac{a^3 w}{6} \cdot \frac{a}{4} = 0$$

$$\frac{L^3 P_A}{6} + \frac{L^2 M_A}{2} - \frac{a^4 w}{24} = 0 \dots (2)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones 1 y 2

$$\left\{ -\frac{L}{3} \right\} \left\{ \frac{L^2 P_A}{2} + L M_A - \frac{a^3 w}{6} \right\} = -\frac{L^3 P_A}{6} - \frac{L^2 M_A}{3} + \frac{L a^3 w}{18} = 0$$

$$\left\{ \frac{L^3 P_A}{6} + \frac{L^2 M_A}{2} - \frac{a^4 w}{24} \right\} = \frac{\frac{L^3 P_A}{6} + \frac{L^2 M_A}{2} - \frac{a^4 w}{24}}{0 + \frac{L^2 M_A}{6} + \frac{L a^3 w}{18} - \frac{a^4 w}{24}} = 0$$

$$\frac{L^2 M_A}{6} = \frac{a^4 w}{24} - \frac{L a^3 w}{18} \Rightarrow M_A = \frac{6}{L^2} \left\{ \frac{a^4 w}{24} - \frac{L a^3 w}{18} \right\}$$

$$M_A = \frac{a^3 w}{L^2} \left\{ \frac{a}{4} - \frac{L}{3} \right\}$$

Resolviendo el sistema para las reacciones:

$$\left\{ -\frac{L}{2} \right\} \left\{ \frac{L^2 P_A}{2} + (M_B - \frac{a^2 w}{6}) \right\} = -\frac{L^3 P_A}{4} - \frac{L^2 M_B}{2} + \frac{a^3 w}{12}$$

$$\left\{ \frac{L^2 P_A}{6} + \frac{L^2 M_B}{2} - \frac{a^2 w}{24} \right\} = \frac{\frac{L^3 P_A}{6} + \frac{L^2 M_B}{2} - \frac{a^2 w}{24}}{-\frac{L^3 P_A}{12} + 0 + \frac{L a^3 w}{12} - \frac{a^2 w}{24}}$$

$$\frac{L^3 P_A}{12} - \frac{L a^3 w}{12} + \frac{a^2 w}{24} = 0 \Rightarrow P_A = \frac{12}{L^3} \left\{ \frac{L a^3 w}{12} - \frac{a^2 w}{24} \right\} = \frac{a^2 w}{L^3} \left\{ L - \frac{a}{2} \right\}$$

Haciendo suma de momentos igual a cero para encontrar el valor M_B

$$L \cdot P_A + M_B - \frac{a^2 w}{2} - M_B = 0 \Rightarrow M_B = L \cdot P_A + M_B - \frac{a^2 w}{2}$$

$$M_B = L \cdot \left\{ \frac{a^2 w}{L^3} \left(L - \frac{a}{2} \right) \right\} + \frac{a^2 w}{L^2} \left\{ \frac{a}{4} - \frac{L}{3} \right\} - \frac{a^2 w}{2}$$

$$M_B = \frac{a^2 w}{L^3} \left\{ L - \frac{L}{3} + \frac{a}{4} - \frac{a}{2} \right\} - \frac{a^2 w}{2}$$

$$M_B = \frac{a^2 w}{L^2} \left\{ \frac{2L}{3} - \frac{a}{4} \right\} - \frac{a^2 w}{2}$$

E.- Viga doblemente empotrada con carga uniforme distribuida parcialmente.

Fig. 8-25

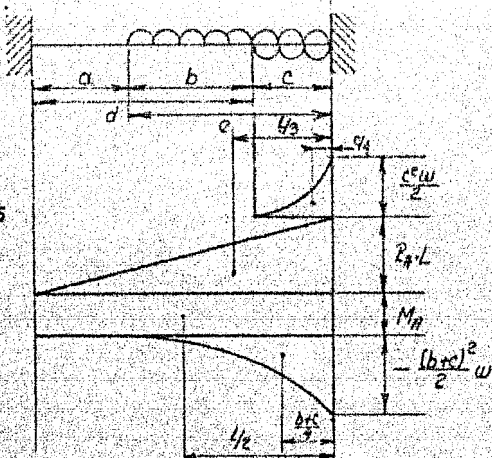


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLEXIONANTES POR PARTES

Esta viga tiene únicamente carga en el tramo b, pero para facilitar la deducción, la carga se extiende en todo el tramo C por la parte superior e inferior con lo cual no se altera el estado de carga y por lo tanto no habrá cambios en los resultados.

Considerando únicamente la carga superior, el momento M_{As} será, por la fórmula 3 demostrada en el ejemplo anterior

$$M_{As} = - \frac{a^3 w}{l^2} \left\{ \frac{c}{4} - \frac{l}{3} \right\}$$

Considerando únicamente la carga inferior el momento M_{Ai} será:

$$M_{Ai} = + \frac{c^3 w}{l^2} \left\{ \frac{c}{4} - \frac{l}{3} \right\}$$

El momento total M_{Ai} será la suma algebraica de $M_{As} +$

M_{Ai}

$$M_{Ar} = \frac{c^3 w}{l^2} \left\{ \frac{c}{4} - \frac{l}{3} \right\} - \frac{a^3 w}{l^2} \left\{ \frac{c}{4} - \frac{l}{3} \right\}$$

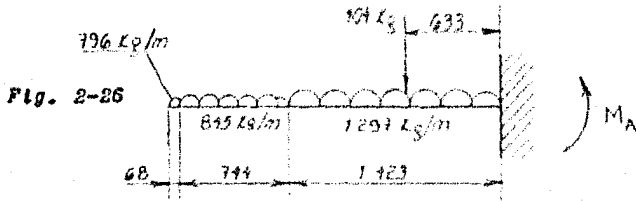
$$M_{Ar} = \frac{w}{12 l^2} \left\{ c^3 (4l - 3c) - a^3 (4l - 3a) \right\}$$

Por la distribución de carga el momento M_{Br} será:

$$M_{Br} = \frac{w}{12 l^2} \left\{ a^3 (4l - 3a) - c^3 (4l - 3c) \right\}$$

CALCULO DE LOS MOMENTOS DE EMPOJAMIENTO

CLARO 1.

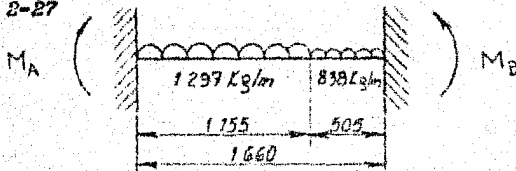


$$M_A = 1297(1.423)(0.712) + 845(0.744)(1.735) + 796(0.048)(2.207) + 104(0.433)$$

$$M_A = -2626 \text{ Kg-m}$$

CLARO 2.

Fig. 2-27



$$M_A = \frac{(1.155)^3(1297)}{(1.66)^2} \left\{ \frac{2(1.66)}{3} - \frac{1.155}{4} \right\} - \frac{1.155^2(1297)}{2} = -272 \text{ Kg-m}$$

$$M_B = \frac{(1.155)^3(1297)}{(1.66)^2} \left\{ \frac{1.155}{4} - \frac{1.66}{3} \right\} = -192 \text{ Kg-m}$$

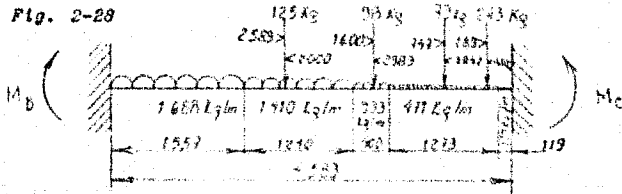
$$M_A = \frac{(0.505)^3(838)}{(1.66)^2} \left\{ \frac{0.505}{4} - \frac{1.66}{3} \right\} = -17 \text{ Kg-m}$$

$$M_B = \frac{(0.505)^3(838)}{(1.66)^2} \left\{ \frac{2(1.66)}{3} - \frac{0.505}{4} \right\} - \frac{(0.505)^2(838)}{2} = -69 \text{ Kg-m}$$

$$M_{A \text{ total}} = -272 - 17 = 289 \text{ Kg-m} \quad M_{B \text{ total}} = -192 - 69 = -261 \text{ Kg-m}$$

CLARO 3.

Fig. 2-28



$$M_B = \frac{11.557^3 (1688)}{4.583^2} \left\{ \frac{2(4.583)}{3} - \frac{1.557}{4} \right\} - \frac{11.557^2 (1688)}{2} = -1238 \text{ Kg}$$

$$M_C = \frac{11.557^3 (1688)}{4.583^2} \left\{ \frac{1.557}{4} - \frac{4.583}{3} \right\} = -345 \text{ Kg}$$

$$M_B = \frac{1.720}{12(4.583)^2} \left\{ (1.720)^2 (4(4.583) - 3(1.720)) - 3.032^2 (4(4.583) - 3(3.032)) \right\} = 1023 \text{ Kg-m}$$

$$M_C = \frac{1.720}{12(4.583)^2} \left\{ (1.557)^2 (4(4.583) - 3(1.557)) - 2.797^2 (4(4.583) - 3(2.797)) \right\} = -928 \text{ Kg-m}$$

$$M_B = \frac{933}{12(4.583)^2} \left\{ (1.397)^2 (4(4.583) - 3(1.397)) - 1.772^2 (4(4.583) - 3(1.772)) \right\} = -135 \text{ Kg-m}$$

$$M_C = \frac{933}{12(4.583)^2} \left\{ 2.797^2 (4(4.583) - 3(2.797)) - 3.197^2 (4(4.583) - 3(3.197)) \right\} = -252 \text{ Kg-m}$$

$$M_B = \frac{477}{12(4.583)^2} \left\{ 0.119^2 (4(4.583) - 3(0.119)) - 1.392^2 (4(4.583) - 3(1.392)) \right\} = -71 \text{ Kg-m}$$

$$M_C = \frac{477}{12(4.583)^2} \left\{ 3.197^2 (4(4.583) - 3(3.197)) - 4.47^2 (4(4.583) - 3(4.47)) \right\} = -289 \text{ Kg-m}$$

CARRO DE 132.5 kN

$$M_B = \frac{(0.119)^3 (133.5)}{4.589^2} \left\{ \frac{119}{4} - \frac{4.589}{3} \right\} = -0.016 \text{ kg-m}$$

$$M_C = \frac{(0.119)^3 (133.5)}{4.589^2} \left\{ \frac{2(4.589)}{3} - \frac{0.119}{4} \right\} - \frac{(0.119)^2 (133.5)}{2} = -0.912 \text{ kg-m}$$

CURVAS CONCENTRACIONES

$$M_A = - \frac{125(2.23)(2.589)^2 + 79(2.589)(2.0)^2 + 79(3.842)(0.719)^2 + 161^2(4.5)(0.289)^2}{(4.589)^2} = -127 \text{ kg-m}$$

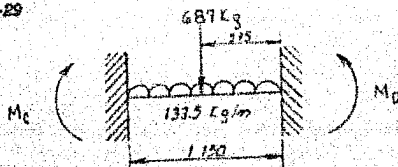
$$M_C = - \frac{125(2.589)(2.00)^2 + 90(1.6)(2.929)^2 + 79(0.719)(3.842)^2 + 249(0.289)(4.3)}{(4.589)^2} = -251 \text{ kg-m}$$

$$M_{B \text{ TOTAL}} = -1238 - 1023 - 135 - 71 - 127 = -2594 \text{ kg-m}$$

$$M_{C \text{ TOTAL}} = -345 - 928 - 252 - 289 - 1 - 231 = -2046 \text{ kg-m}$$

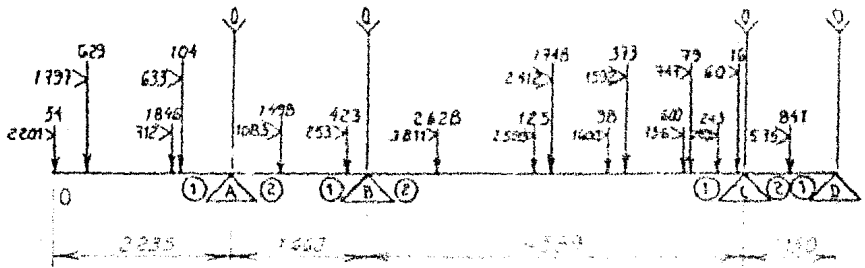
CLARO 4.

Fig. 2-29



$$M_C = M_D = - \frac{133.5(1.150)^2}{12} - \frac{687(1.150)}{8} = -113.5 \text{ kg-m}$$

CALCULO DE LAS REACCIONES.



VIGA OA

$$R_{A1} = 54(2.235) + 1846 + 104 = 2633 \text{ Kg}$$

VIGA AB

$$\sum M_B = 0 = 1498(1.083) + 423(0.253) - R_{A2}(1.36)$$

$$R_{A2} = \frac{1729.4}{1.36} = 1042 \text{ Kg}$$

$$R_{B1} = 1907 - 1042 = 879 \text{ Kg}$$

VIGA BC

$$\begin{aligned} \sum M_C = 0 = & 2628(3.811) \\ & 125(2.389) \\ & 1746(2.412) \\ & 98(1.600) \\ & 373(1.592) \\ & 600(0.755) \\ & 79(0.747) \\ & 243(0.239) \\ & 16(0.060) \\ \hline & 15889.6 - R_{B2}(4.589) \end{aligned}$$

$$R_{B2} = \frac{15889.6}{4.589} = 3463 \text{ Kg}$$

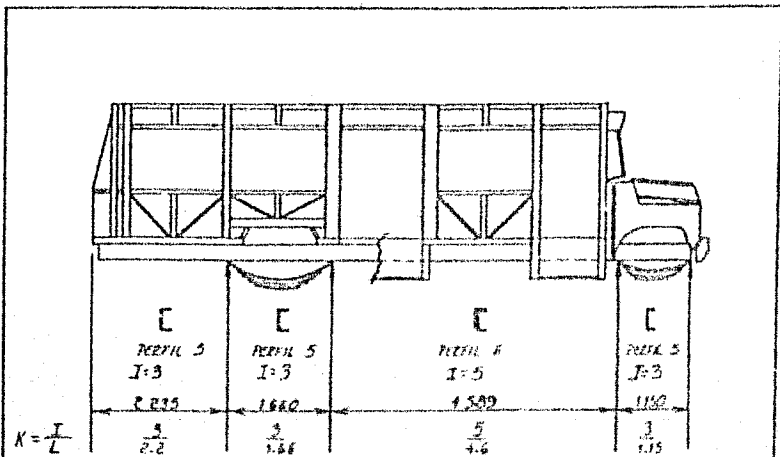
$$R_{C1} = 5910 - 3463 = 2447 \text{ Kg}$$

VIGA OD

$$\sum M_D = 0 = 841(0.575) - R_{C2}(1.15)$$

$$R_{C2} = \frac{483.6}{1.15} = 420 \text{ Kg}$$

$$R_{D1} = 420 \text{ Kg}$$



FD		0	1	0.62	0.38		0.3	0.7	1
MEP		-2626	+289	-261	+2994		-2294	+279	-114
1ª DISTAB.			+2337	-146	-887		-330	-32	-17
TRANSMISIÓN			+1163	+232			+47	+57	+173
2ª DISTAB.			-905	-534			+12	+211	-42
TRANSMISIÓN				+58			-277	-223	+113
3ª DISTAB.			-36	-28			+185	+212	-123
TRANSMISIÓN				+23			-21	-23	+23
4ª DISTAB.			-58	-35			+24	+26	-22
Σ		-2626	+2626	-1537	+1537		-1573	+1573	0

	2633	1242	819	3963		2477	920	520
		+825	-656	-73		+73	+142	-85
	2633	1698	223	3390		2550	1062	435

Fig. 2-31

TESIS PROFESIONAL

ESCUELA	SUR	MÉTODO DE CROSS Y CÁLCULO DE REACCIONES
PROFESOR	MAN	
FES-C	UNIAM	
		BAJER POR CARLOS ALVARADO ———— DR. SAUTHERN OLVEDO

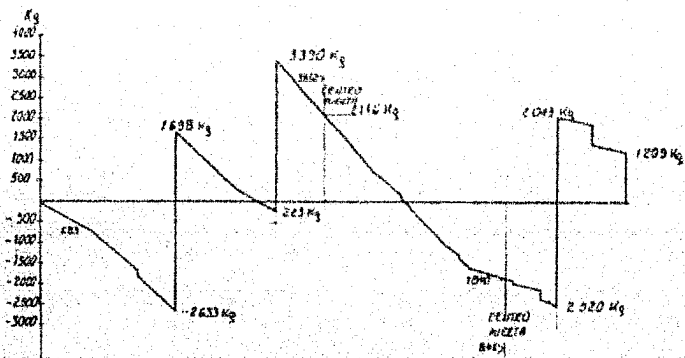
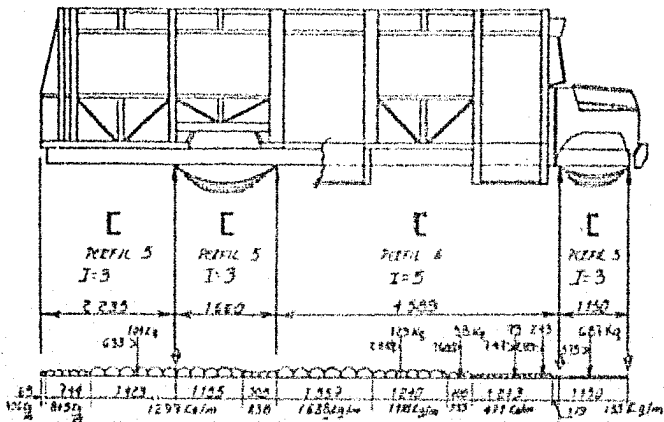


Fig. B-32

TESIS PROFESIONAL

ESCALA	5/10	DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE LÍNEA DE CARGAS FUERZAS — CANTO SUPERIOR EDIFICIO
PROYECTANTE	MILL	
FESC	UNIAM	

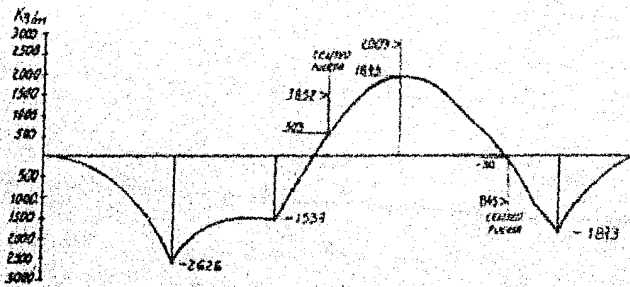
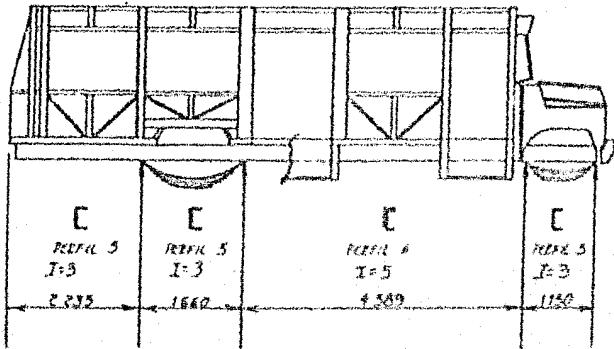


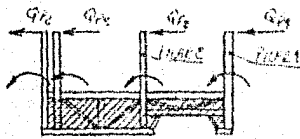
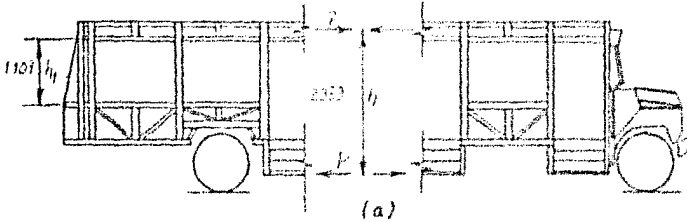
Fig. 2-32

TESIS PROFESIONAL

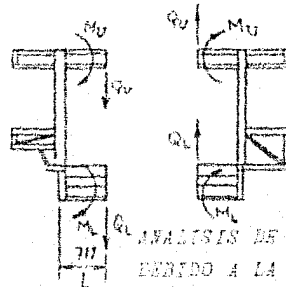
Escala	5/11	DIAGRAMA DE MOMENTO FLECOMANTE
Acotación	m/m	
FES-C UTM		TRAZO DE LOS CIELOS ALTERNOS - DISEÑO SUPLENTE (CONTRATO)

2.7 CALCULO EN LOS ESPESORES AL LARGO LA PUERTA DE HIERRO

- Referencia: Sección 2.4.3.



ANALISIS DE ESFUEROS
DEBIDO AL MOMENTO
FLEXIONANTE
(b)



ANALISIS DE ESFUEROS
DEBIDO A LA FUERZA
CORTANTE
(c)

Fig. 2-33

Momento flexionante M al centro de la puerta es igual a:

$$M = 503 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

del cual:

$$44.8\% = 225.3 \text{ kg m}$$

$$33.9\% = 170.5 \text{ kg m}$$

$$21.3\% = 107.2 \text{ kg m}$$

lo soporta:

el costado izquierdo de la carrocería

el costado derecho de la carrocería

el chasis

La fuerza cortante Q al centro de la puerta es igual a:

$$Q = 2146 \text{ kg m}$$

del cual:

$$44.8\% = 961 \text{ kg m}$$

$$33.9\% = 727 \text{ kg m}$$

lo soporta:

el costado izquierdo de la carrocería

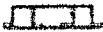
el costado derecho de la carrocería

$$21.3\% = 457 \text{ kg}$$

el chasis

ESFUERZOS DEBIDOS AL MOMENTO FLEXIONANTE

$$p = \frac{M}{h} = \frac{170.5 \text{ kg cm}}{2.389 \text{ m}} = 71.4 \text{ kg}$$

A.- Fuerza inducida al pilar 1 


$$Qp_1 = \frac{I_r}{\sum I_r} p = \frac{26}{29} 71.4 = 64 \text{ kg}$$

Momento en el pilar 1 debido a la fuerza inducida

$$Mp_1 = \frac{2}{3} Qp_1 h_1 = \frac{2}{3} (64) (110.7) = 4723.2 \text{ kg cm}$$

Esfuerzo en el pilar 1

$$\sqrt{1} = \frac{Mp_1}{S_1} = \frac{4723.2 \text{ kg cm}}{31.2 \text{ cm}^2} = 151.4 \text{ kg/cm}^2$$

B.- Fuerza inducida al pilar 2 

$$Qp_2 = \frac{I_r}{\sum I_r} p = \frac{1}{29} 71.4 = 2.5 \text{ kg}$$

Momento en el pilar 2 debido a la fuerza inducida

$$Mp_2 = \frac{2}{3} Qp_2 h_1 = \frac{2}{3} (2.5) (110.7) = 184.5 \text{ kg cm}$$

Esfuerzo en el pilar 2

$$\sqrt{2} = \frac{Mp_2}{S_2} = \frac{184.5 \text{ kg cm}}{2.97} = 62 \text{ kg/cm}^2$$

ESFUERZOS DEBIDO A LA FUERZA CORTANTE.

$$Q = 727 \text{ Kg}$$

A.- Fuerza cortante en el manguete superior

$$Q_u = \frac{I_u}{I_u + I_L} Q = \frac{946.5}{53.4 + 946.5} (727) = 688 \text{ kg}$$

Momento en el manguete superior

$$M_u = 0.75 Q_u (L) = 0.75 (688) (71.1) = 36688 \text{ Kg cm}$$

Esfuerzo en el manguete superior

$$\sigma_u = \frac{M_u}{S_u} = \frac{36688 \text{ Kg cm}}{46.4 \text{ cm}^3} = 790.6 \text{ kg/cm}^2$$

B.- Fuerza cortante en el dintel.

$$Q_L = \frac{I_L}{I_u + I_L} Q = \frac{53.4}{53.4 + 946.5} (727) = 39 \text{ kg}$$

Momento en el dintel

$$M_L = 0.75 Q_L (L) = 0.75 (39) (71.1) = 2080 \text{ kg cm}$$

Esfuerzo en el dintel

$$\sigma_L = \frac{M_L}{S_L} = \frac{2080 \text{ kg cm}}{18.2 \text{ cm}^3} = 114.3 \text{ kg/cm}^2$$

MAQUETA ESTRUCTURAL.

El diseño de una maqueta estructural a escala (modelo) - es necesaria porque nos indica los elementos de la estructura que posiblemente fallen, y esto nos da la facilidad de corregir nuestro prototipo.

Diseñaremos una maqueta estructura de el autobús en estudio, a escala 1:10, utilizando como material madera balsa; - se basa en la teoría de modelos.

3.1 TEORIA DE LOS MODELOS

El procedimiento de los modelos es aplicable tan sólo -- cuando dos procesos que se comparan son semejantes en el sentido que explicaremos más adelante; es decir, cuando satisfacen determinadas condiciones de semejanza. Estas condiciones - deben establecerse de manera que las ecuaciones del problema para la construcción principal se ponga completamente de acuerdo con las ecuaciones para el modelo. El procedimiento de los modelos se funda en parte en el ensayo sobre el modelo y en parte en la deducción matemática y, en realidad, la naturaleza proporciona con el resultado de las mediciones efectuadas en el ensayo con el modelo, el valor numérico crítico de la ecuación que no puede resolverse analíticamente y que después es convertido en el valor que corresponde a la ejecución en grande por medio de una ley de aplicación determinada.

En general, un modelo puede ser verdadero ó distorsionado. Los modelos verdaderos tienen todas las características

significativas del prototipo reducidas a escala (semejanza geométrica) y satisfacen todas las restricciones de diseño (semejanza estática). El estudio comparativo entre modelo y prototipo ha mostrado con evidencia que la correspondencia de comportamiento es frecuentemente buena, fuera de las limitaciones esperadas, como lo atestigua el correcto funcionamiento de muchas estructuras diseñadas a partir de un ensayo sobre modelos.

3.2 SEMEJANZA GEOMÉTRICA.

Entre el prototipo y el modelo debe existir semejanza geométrica y para que esta semejanza exista las relaciones entre todas las dimensiones correspondientes u homólogas en modelo y prototipo deben ser iguales.

$$\frac{L_{\text{PROTOTIPO}}}{L_{\text{MODELO}}} = \lambda \quad \lambda = \text{ESCALA}$$

3.3 SEMEJANZA ESTÁTICA.

Utilizando la ecuación de Bernoulli (nos indica que la curvatura es directamente proporcional al momento flexionante) para la curvatura de las dos líneas elásticas semejantes geométricamente:

$$\text{PROTOTIPO} \quad \frac{1}{\rho_1} = \frac{M_1}{EI_1} = \frac{P_1 Y_1}{E_1 I_1} \quad (\text{Ecuación de Bernoulli})$$

$$\text{MODELO} \quad \frac{1}{\rho_2} = \frac{M_2}{E_2 I_2} = \frac{P_2 Y_2}{E_2 I_2}$$

POUCE:

$$\frac{\frac{1}{\rho_1}}{\frac{1}{\rho_2}} = \frac{\frac{P_1 Y_1}{E_1 I_1}}{\frac{P_2 Y_2}{E_2 I_2}} = \frac{P_1 Y_1 E_2 I_2}{P_2 Y_2 E_1 I_1}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{1}{\lambda} = \frac{P_1}{P_2} \lambda \frac{E_2}{E_1 \lambda^3} \quad \therefore \quad P_2 = \frac{P_1 \lambda^2 E_2}{E_1 \lambda^3}$$

$$P_2 = \frac{P_1 E_2}{\lambda^2 E_1}$$

DATOS

1.- Prototipo

2.- Modelo

$$E_1 = 2\,039\,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$E_2 = 19\,732 \text{ kg/cm}^2$$

$$\lambda = 10$$

$$P_1 = 10\,000 \text{ kg (supuesta)}$$

sustituyendo:

$$P_2 = \frac{(10\,000)(19\,732)}{(10)^2(2\,039\,000)} = 0.97 \text{ kg} \approx 1.0 \text{ kg}$$

Lo que nos señala que si le aplicamos una carga de 1 kg a la maqueta equivale a aplicarle 10 000 kg de carga en la estructura del prototipo, y las deformaciones serán igual que en la escala 1:10 o sea, 10 cm en el prototipo equivale a 1 cm en el modelo.

NOMENCLATURA

P_1 = Radio de curvatura del prototipo

P_2 = Radio de curvatura del modelo

M_1 = Momento flexionante en el prototipo

M_2 = Momento flexionante en el modelo

E_1 = Módulo de elasticidad del acero Prototipo

E_2 = Módulo de elasticidad de la madera balsa ($6 \times 10^8 \text{ dyn/cm}^2$)

I_1 = Momento de inercia en el prototipo

I_2 = Momento de inercia en el modelo

\bar{R} = Carga aplicada en el prototipo

\bar{R}_2 = Carga aplicada en el modelo.

3.4 CALCULO DEL MODELO ESTRUCTURAL
(DIMENSIONES DE LAS SECCIONES)

Similitud geométrica:

$$\frac{I_x \text{ prototipo}}{I_x \text{ modelo}} = \lambda^4 \qquad I_x \text{ modelo} = \frac{I_x \text{ prototipo}}{\lambda^4}$$

Utilizaremos secciones rectangulares de madera, por lo difícil que sería tratar de hacer secciones de la misma forma que la del prototipo.

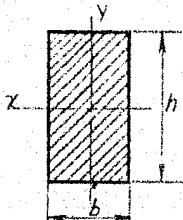


Fig. 3-1

$$I_x \text{ modelo} = \frac{bh^3}{12} = \frac{I_x \text{ prototipo}}{\lambda^4} = I'_x$$

como $\lambda^4 = 10^4 = 10\ 000$

$$I_y \text{ modelo} = \frac{hb^3}{12} = \frac{I_y \text{ prototipo}}{\lambda^4} = I'_y$$

$$bh^3 = 12 I'_x \dots\dots\dots 2$$

$$hb^3 = 12 I'_y \dots\dots\dots 3$$

despejando h de la ecuación 3

$$h = \frac{12 I'_y}{b^3} \dots\dots\dots 3'$$

sustituyendo el valor de h en la ecuación 2

$$b \left\{ \frac{12 I'_y}{b^3} \right\}^3 = 12 I'_x$$

$$b \left\{ \frac{12^3 I_y'^3}{b^9} \right\} = 12 I_x$$

$$b = \left(\frac{12 I_y'^3}{I_x'} \right)^{1/8}$$

obtenido el valor de b se sustituye en $3'$ y se obtiene el valor de h .

Sección 1.

$$I_x = 81\,677 \text{ mm}^4$$

$$I_x' = 8.17 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 107\,265 \text{ mm}^4$$

$$I_y' = 10.7 \text{ mm}^4$$



Fig. 3-2

$$b = \left(\frac{12^3 (10.7)^3}{8.17} \right)^{1/8} = 3.49 \text{ mm}$$

$$h = \frac{12 (10.7)}{3.49^3} = 3.03 \text{ mm}$$

Sección 2.

$$I_x = 400000 \text{ mm}^4$$

$$I_x' = 40 \text{ mm}^4$$

I_y

$$I_y = 2810000 \text{ mm}^4$$

$$I_y' = 281 \text{ mm}^4$$

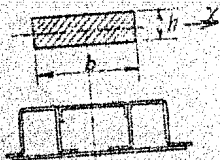


Fig. 3-3

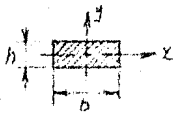
$$b = \frac{12^3 (281)^3}{40}^{1/8} = 9.72 \text{ mm}$$

$$h = \frac{12 (281)}{9.72^3} = 3.67 \text{ mm}$$

Sección 3.

$$I_x = 4\,792\,216 \text{ mm}^4 \quad I_y = 2\,534\,997 \text{ mm}^4$$

$$I'_x = 479.2 \text{ mm}^4 \quad I'_y = 253.5 \text{ mm}^4$$



$$b = \frac{(12)^2 (253.5)^3}{479.2}^{1/8} = 6.858 \text{ mm}$$



Fig. 3-4

$$h = \frac{12 (253.5)}{(6.858)^3} = 9.4312 \text{ mm}$$

Sección 4.

$$I_x = 534\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1\,748\,000 \text{ mm}^4$$

$$I'_x = 53.4 \text{ mm}^4$$

$$I'_y = 174.8$$

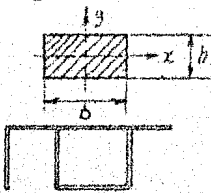


Fig. 3-5

$$b = \frac{12^2 (174.8)^3}{53.4}^{1/8} = 7.85 \text{ mm}$$

$$h = \frac{12 (174.8)}{(7.85)^3} = 4.34 \text{ mm}$$

Sección 5.

$$I_x = 27\,180\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 2\,116\,000 \text{ mm}^4$$

$$I'_x = 2\,719 \text{ mm}^4$$

$$I'_y = 211.6 \text{ mm}^4$$

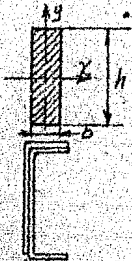


Fig. 3-6

$$b = \left\{ \frac{12^2 (211.6)^3}{2\,719} \right\}^{1/8} = 5.16 \text{ mm}$$

$$h = \frac{12 (211.6)}{(5.16)^3} = 18.18 \text{ mm}$$

Sección 6.

$$I_x = 16\,340\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_x' = 1\,634 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 1\,147\,000 \text{ mm}^4$$

$$I_y' = 114.7$$

$$b = \frac{12^3 (114.7)^{3/8}}{1\,634} = 4.37 \text{ mm}$$

$$h = \frac{12 (114.7)}{(4.37)^3} = 16.49 \text{ mm}$$

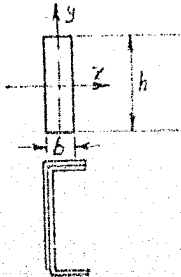


Fig. 3-7

CAPITULO 4

TEORIA DE LAS BANDAS EXTENSOMÉTRICAS.

4.1 GENERALIDADES

Con el enunciamiento por Robert Hooke en 1678 de la ley que relaciona los esfuerzos y deformaciones mecánicas y el posterior descubrimiento en 1856 de Lord Kelvin referente a las variaciones que en su resistencia sufre un conductor eléctrico cuando se modifica su geometría, se establecieron los principios fundamentales de la extensometría eléctrica; si bien su nacimiento ha sido muy posterior, pudiéndose decirse que fué a partir de la II Guerra Mundial cuando su aplicación empezó a generalizarse.

En su forma más elemental, una banda extensométrica (fig. 4.1) está constituida por un hilo metálico muy fino en forma de "parrilla" montado sobre un soporte, de tal manera, que la mayor parte de su longitud sea paralela a una dirección fija. Si de

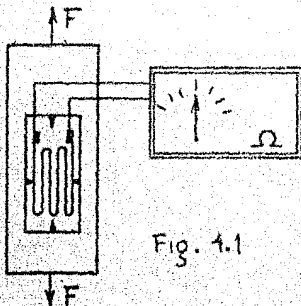


Fig. 4.1

seamos conocer las deformaciones de una estructura según una dirección, pegamos bandas extensométricas con los hilos paralelos a dicha dirección y al deformarse aquella, producirá variaciones en la geometría del hilo de la banda que origina una variación de su resistencia; y disponiendo de instrumentos capaces de medir variaciones pequeñas de la resis-

cia original de la banda extensométrica, podemos conocer las deformaciones mecánicas de la estructura.

La resistencia de materiales nos enseña las leyes que relacionan esfuerzos y deformaciones, siendo la extensometría la técnica que permitirá conocer el estado de esfuerzos de un cuerpo a partir de la medida del estado de deformaciones, sin necesidad de recurrir a ensayos destructivos, pudiéndose efectuar un número ilimitado de mediciones, pues si bien la banda extensométrica una vez pegada es irre recuperable, sus cualidades con el tiempo perduran, dentro de los límites de utilización.

Por tanto una banda extensométrica actúa como elemento - transductor, transformando la variación de una magnitud mecánica en la de una eléctrica, facultad ésta que se aprovecha para fabricar captadores sensibles a ciertos parámetros mecánicos, pudiendo así evitarse el inconveniente de su no recuperación.

Actualmente el desarrollo de las técnicas extensométricas ha alcanzado tal grado de perfección, que normalmente los problemas de medida de esfuerzo y deformación que puedan presentarse en ingeniería tienen solución, determinándose con exactitud la evaluación de fenómenos cuya influencia en la realización de proyectos es primordial, con la ambiciosa meta de fabricación con coeficientes de seguridad próximos a la unidad, sin pérdida de garantías funcionales, reduciendo costos de fabricación, control de calidad, investigación, estudios y ensayos.

4.2 PRINCIPIOS DE LA BANDA EXTENSOMÉTRICA OHMICA.

Consideremos una banda extensométrica formada por un solo hilo conductor unido a una estructura, de tal forma, que las deformaciones que pueden producirse sean idénticas en ambos.

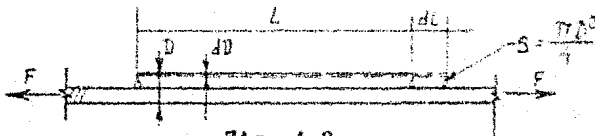


Fig. 4-2

La resistencia R de un hilo tiene por valor:

$$R = \rho \frac{L}{s} \dots\dots\dots (1)$$

donde:

ρ = Resistividad

L = Longitud del hilo

s = Área de la sección transversal

Si el hilo sufre una deformación (alargamiento), la longitud aumenta, la sección s disminuye y la resistividad varía dando lugar estos cambios a una variación del valor de R que podemos obtener diferenciando (1) y después deducir la relación entre la deformación elástica del hilo y la variación relativa o unitaria de resistencia, en efecto.

$$dR = \frac{s(L \cdot d\rho + \rho dl) - \rho L ds}{s^2} \dots\dots\dots (2)$$

dividiendo (2) por (1):

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{L} - \frac{ds}{s} \dots\dots\dots (3)$$

si el hilo es de forma cilíndrica:

$$S = \frac{\pi r^2}{4} ; ds = \frac{\pi r}{2} D dD$$

y $\frac{ds}{S} = \frac{2 dD}{D}$ sustituyendo (3)

$$\frac{dR}{R} = \frac{dL}{L} + \frac{dP}{P} - 2 \frac{dD}{D} \quad (4)$$

que podemos escribirla como:

$$\frac{\frac{dP}{P}}{\frac{dL}{L}} = 1 + \frac{\frac{dP}{P}}{\frac{dL}{L}} - 2 \frac{\frac{dD}{D}}{\frac{dL}{L}} \quad (5)$$

El último término del segundo miembro, es la expresión del coeficiente de Poisson $\frac{dD}{D} \div \frac{dL}{L} = -\mu$, luego sustituyendo tendremos el valor de la relación entre la variación de la resistencia y la deformación unitaria.

Al segundo miembro de (5) se llama factor de banda δ de sensibilidad K :

$$K = 1 + 2\mu + \frac{\frac{dP}{P}}{\frac{dL}{L}} \quad \dots \dots \dots (6)$$

Bridgman enunció que la variación relativa de resistividad de un conductor es proporcional a la variación relativa de volumen de dicho conductor

$$\frac{dP}{P} = C \frac{dV}{V}$$

donde:

C = Constante de Bridgman

si $V = L \times a$ y sustituyendo (7) en (5)

$$\frac{dR}{R} = \left\{ (1+2\mu) + c(1-2\mu) \right\} \frac{dl}{L} \dots (8)$$

Hasta aquí, hemos considerado la sección del cable circular pero en las modernas bandas trapezoidales la sección es rectangular y la variación de resistencia $\frac{dR}{R}$, función de las deformaciones que experimenta la banda en las tres dimensiones.

Desarrollando la ecuación en forma similar a la anterior se concluye que una banda extensométrica es sensible a la deformación longitudinal según la dirección de los hilos pero también a la deformación transversal, siendo este último un inconveniente que puede producir errores por lo que habrá que evaluar siempre la magnitud del error y considerar si debe o no despreciarse.

4.3 OBJETIVO DE LAS MEDIDAS EXTENSOMÉTRICAS.

Los materiales empleados en la fabricación de máquinas ó cualquier elemento sometido a sollicitaciones externas, sufren en su estructura interna unas tensiones que deben equilibrar las cargas que soportan para que no aparezca la ruptura, sobredimensionándose siempre los diseños para obtener un coeficiente de seguridad adecuado. Evidentemente el máximo conocimiento del estado de tensiones ayudará a mejorar el diseño y a reducir el coeficiente de seguridad, pero el cálculo de los esfuerzos no siempre es posible. Si conocemos el estado de deformaciones en un punto podremos calcular el estado de ten-

siones del mismo y determinar el valor de tensiones críticas.

El estado de deformaciones se determinará a partir de -- las medidas, ugo en una, dos o tres direcciones se efectúan -- con bandas extensométricas. El objetivo de la extensometría -- es el conocimiento del estado de deformaciones.

4.4 FABRICACION DE BANDAS EXTENSOMETRICAS

Una banda extensométrica está formada por dos elementos fundamentales que son el soporte (base) y el conductor eléctrico sensible a las deformaciones, habiendo evolucionado gran demente la constitución y técnicas de fabricación.

En un principio, se emplearon con gran difusión soportes (bases) de papel y conductores de sección circular colocados según la figura 4.3, pero entre otros presentaba los grandes inconvenientes de la higroscopicidad del papel, que hacía per-

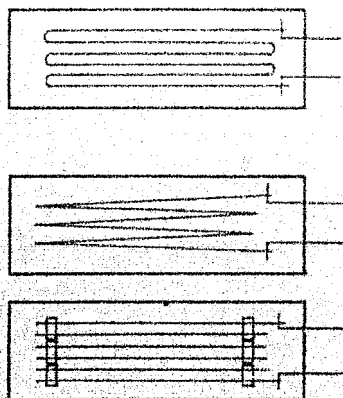


Fig. 4-3

der el aislamiento de la banda y el elevado factor de sensibilidad transversal en las partes curvas del conductor, intentándose compensar este último efecto dando formas de zigzag u otros diseños ingeniosos (fig. 2.3). Actualmente una banda de calidad se fabrica sobre soportes de resinas epóxicas y por el --

procedimiento de grabado, se consiguen formas y dimensiones imposibles por los métodos clásicos, ya que los modelos pueden hacerse a escalas muy aumentadas, constituyendo éstas las llamadas bandas de trazo puntual o de film metálico.

4.5 MONTAJE DE BANDAS.

La instalación de una banda extensométrica tiene como fundamento la perfecta unión entre la banda y el cuerpo de ensayo.

PREPARACION DE SUPERFICIES.

Toda superficie que debe recibir una banda se someterá generalmente a unos tratamientos mecánicos y químicos para conseguir el mayor rendimiento del adhesivo, sin que dichos tratamientos puedan suponer una modificación local de las características del cuerpo a ensayar. Dimensionalmente, se tratará una superficie doble (como mínimo) de la superficie total de la banda.

El proceso previo será el de limpieza y desengrasado, para el que se utilizará preferentemente cloroetileno de calidad, para metales y freón para plástico. Para ello se deposita el desengrasante sobre la superficie y sin dejarlo evaporar se seca con una gasa limpia y de una sola pasada, repitiéndose esta operación hasta que la gasa aparezca totalmente limpia.

Conviene indicar que siempre que haya que limpiar o secar una superficie debe hacerse con una gasa limpia o a veces con papel absorbente tipo kleenex pero nunca con algodón que dejaría hebras depositadas. Además la limpieza se hará en una sola pasada y jamás utilizando la misma gasa para dos pasadas

sucesivas, las razones son obvias ya que si la gasea es raspada sobre la superficie, en vez de limpiar por arrastre, por efecto de estar impregnada de disolvente, la suciedad o grasa existente se disolvería más, penetrando en los minúsculos orificios que existen.

En montaje sobre metales, recordemos que al estar constituidos por cristales orientados al azar, un pulido superficial presentaría el aspecto de un espejo al quedar incluidos entre los cristales las pequetísimas partículas arrancadas, - por lo que la adhesión y cohesión en estas zonas sería muy dudosa, por tal motivo se combina el tratamiento mecánico por abrasión con un ataque por un ácido débil.

El proceso de abrasión dependerá del estado inicial de la superficie comenzando con papeles de carburo de silicio de grano 150, 200 ó 400 respectivamente y que previamente se ha humedecido con el ácido, atacando en sentidos alternativos y que formen 90° entre ellos, con el fin de en cada pasada, eliminar las "crestas" que sobre el metal se va marcando; la colocación peculiar que adquiere la superficie y la desaparición de las marcas en un sentido cuando se ataca a 90° , indica que esta operación está concluida, debiéndose proceder inmediatamente al secado con gasas.

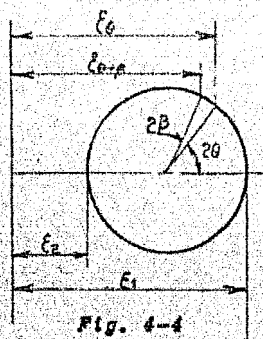
Posteriormente y de inmediato, la superficie se humedece con un producto neutralizador (solución alcalina detergente) con el fin de que su pH sea adecuado para recibir el adhesivo.

En resumen haremos lo siguiente:

- 1° Limpieza gruesa. Quitar óxidos, pinturas, etc, en una superficie doble de la banda.
- 2° Decengrasado absoluto y secado.
- 3° Abrasión progresiva combinada con ácido y secado.
- 4° Neutralización y secado.

TRAZADO DE EJES DE REFERENCIA.

Una mala alineación de los ejes de la banda con la dirección en la que deseamos medir las deformaciones introduce errores que van en función de: la relación entre las deformaciones máximas y mínimas, del ángulo que forma la dirección en la que se desea medir y la dirección de la deformación principal máxima y del ángulo β ó error de montaje de la banda.



Como por razones de montaje sólo podemos influir sobre β tendremos que esforzarnos en conseguir que este error sea mínimo, para ello hay que determinar sobre la superficie de asentamiento de la banda, los ejes de la dirección en que se desea medir, pero tendremos que tener en cuenta que no podemos bajo ningún pretexto, alterar el estado de preparación de la superficie según se explicó.

Algunos montadores utilizan (defastamente) puntas de acero para trazar, las que al producir pequeñas incisiones en el material, alteran su estructura, por tanto, se recomienda siempre que sea posible no trazar sino grabar químicamente los citados ejes.

Con los instrumentos adecuados a la precisión de la medida (escuadras, transportador, compás, trazadores ópticos de precisión, etc.) buscaremos unas referencias ortogonales en los límites de la zona que se ha limpiado, procurando que no haya contacto de los útiles con la superficie limpia para evitar su contaminación; situadas las referencias tracemos con un bolígrafo de punto fino ó con un lápiz de grafito duro (5 ó 6) los ejes completos sobre la superficie preparada. Posteriormente, un palillo cuyo extremo lleve una bolita de algodón (los utilizados en pediatría y de venta en farmacias son muy adecuados), se humedece con ácido y se pasa sobre los trazos del bolígrafo ó lápiz, secando a continuación y se repite la operación pero humedeciendo un nuevo algodoncito con neutralizador; de esta forma la superficie mecánica no se ha mo-

dificado y si veremos que han sido grabados los ejes de referencia, ya que la marca de grafito ha impedido la acción del ácido sobre la propia línea y a continuación el neutralizador ha limpiado el grafito que se depositó.

Este procedimiento tiene una demostrada eficiencia por innumerables experiencias y es práctica su aplicación en metales.

Otro método consiste en marcar con los ejes, pero sin que éstos lleguen a cortarse, dejando siempre libre la superficie del soporte de la banda, fig. 4-5.

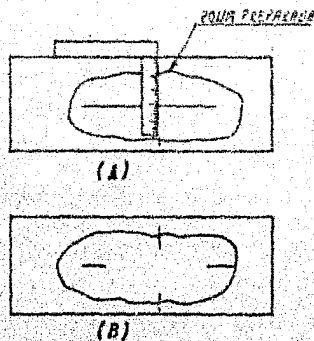


Fig. 4-5

PEGADO DE BANDAS EXTENSOMÉTRICAS.

El adhesivo utilizado para el pegado de bandas deberá reunir unas características adecuadas para su uso y nunca se pecará por exceso en las exigencias que en su elección hagamos. Tienen preferencia todos aquellos que solidifiquen por polimerización, es decir, que la totalidad de los átomos que forman los componentes (normalmente dos) constituyen el sólido final, a diferencia de los pegamentos normales que solidifican por evaporación de un disolvente.

En general un buen adhesivo tendrá las siguientes características:

- a.- Permitir su aplicación en películas delgadas para no introducir errores por distanciamiento de la rejilla a la superficie.
- b.- Ser neutro a la superficie y al soporte de la banda.
- c.- Transmittir los esfuerzos a la banda sin fenómenos de fluencia.
- d.- Técnica de aplicación fácil.
- e.- Utilización en un margen lo más amplio posible respecto a condiciones ambientales.

Será difícil que un solo adhesivo cumpla en grado óptimo las condiciones anteriores, pero siempre será factible establecer un compromiso para aplicaciones concretas.

Junto con la banda es muy práctico pegar unos soportes de terminales impresos que ayudarán a la soldadura e instalación del cableado.



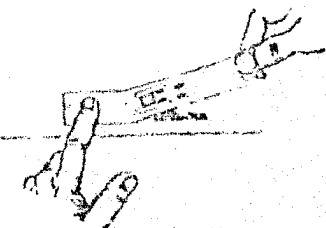
a) la banda y el terminal impreso se colocan sobre un cristal totalmente limpio y con papel transparente autocadhesivo, se cubren y se separan del cristal procurando no doblar la banda.



d) depositar una o dos gotas de adhesivo sobre la superficie de asentamiento.



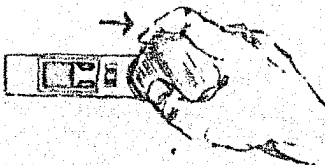
b) se sitúa la cinta y banda sobre el punto de medida, fijando un extremo y levantando el otro.



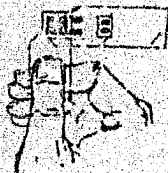
e) se va bajando la cinta y con un dedo se hace ligera presión de izquierda a derecha y evitando tocar directamente el adhesivo.



c) con el pincel del acelerador, se aplica éste sobre el reverso de la banda y terminal, procurando no contaminar la banda con adhesivo de la cinta. Dejar secar un minuto.



f) una gasa se pasa varias veces para evitar se formen burbujas de aire.



g) a los 10 minutos como mínimo se puede retirar el papel transparente que ayudó a pegar la banda como se indica.

SOLDADURA DE CABLES.

La soldadura de las bandas a los hilos de unión de los instrumentos de lectura, requieren una especial atención y el montador necesitará adquirir cierta experiencia para dominar esta operación.

En la composición de las soldaduras se emplean aleaciones de plomo con estaño, plata ó antimonio que llevan o no incorporada una resina y según las proporciones de dichas aleaciones resultan unas características determinadas de conductividad eléctrica, comportamiento a saltaciones mecánicas, resistencia en temperatura, etc. Por todo esto no es recomendable el uso de soldaduras comunes en aplicaciones de taller eléctrico ó electrónico. Especial atención tiene el conocimiento de la temperatura de fusión que debe ser lo más inmediata superior a la que estará sometida el circuito de medida, con el fin de no tener que aportar más calor del necesario al efectuar las soldaduras.

Según el tipo de soldadura elegido será conveniente ó necesario utilizar un fundente, sobre todo para hilos muy delgados, pero será totalmente imprescindible limpiar con un decapante adecuado los puntos de soldadura con el fin de eliminar los residuos de fundente y resina que podrían ocasionar corrosiones y fenómenos parásitos por efecto "pila" ya que evidentemente quedarían dos metales y un electrolito.

El soldador (cautín) juega un papel muy importante, siendo recomendados aquellos de temperatura regulable; la punta - del mismo nunca será cónica sino que tendrá una talla en forma de bisel, para evitar que los cables puedan ejercer esfuerzos en la banda que pudiesen deteriorarla debe utilizarse -- siempre que sea posible un terminal impreso que servirá de apoyo al cable (que será de varios hilos) al que previamente se le separó un hilito y se está tal y como se indica en la fig..



Fig 4-7

En general seguiremos el siguiente proceso:

- 1o.- Separar el cable según la fig.4-7
- 2o.- Proteger con papel autoadhesivo debil la banda, dejando al descubierto solamente los puntos de soldadura.
- 3o.- Depositar una gota de soldadura lo más pequeña posible sin aportar excesivo calor que podría desprender la banda del soporte. No debe durar esta operación más de 2 segundos, si no se consigue en el primer intento, dejar enfriar y repetir.
- 4o.- Presentar el cable ya preparado y sin aporte de soldadura, solamente manteniendo caliente y muy limpia

la punta del soldador. fijar los cables a las terminales y a la banda.

En la banda conviene que la gota de soldadura sea lo menor posible para evitar concentración de esfuerzos, de ahí que el procedimiento explicado favorezca esta condición al ser más fino el hilo de unión de la terminal a la banda, a la vez que se consiguen dar mayor seguridad al montaje, pues un fuerte tirón de cable rompería la terminal pero no la banda.

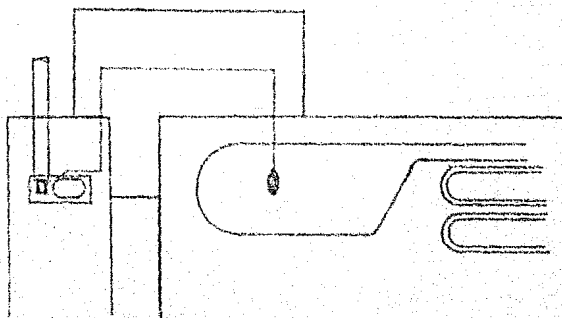


Fig. 4-8

COMPROBACION.

Una vez instalada una banda deberán efectuarse ciertas comprobaciones siendo preceptivas:

1o.- Inspección Ocular.

Debe hacerse con una lupa de 20 aumentos o más para confirmar que se ha situado correctamente la banda a la vez que se observará que no han quedado bolsas de aire ni "lagunas" (zonas sin adhesivo) bajo el soporte de la misma.

2o.- Comprobación del aislamiento.

Se utilizará un megómetro cuya tensión no exceda los 50 volts, si es de válvula mejor y jamás se hará uso de los medidores de aislamiento de tipo magnético que quemarían la banda.

El aislamiento deberá ser mejor que 100 megohms, ya que un aislamiento menor equivale a introducir un error, por colocar en paralelo con la banda otra resistencia.

3o.- Medida del Valor Ohmico de la Banda.

Utilizar un instrumento que aprecie décimas de ohmio como mínimo; ésta comprobación tiene dos objetos, el primero saber que no está rota ni cortocircuitada la rejilla y el segundo conocer la dispersión del valor nominal, sobre todo en circuitos con varias bandas para controlar - desequilibrios excesivos.

PROTECCION.

Desde medidas efectuadas en laboratorio, hasta las difíciles en los conos de cohetes ó cascos de barcos, encontraremos una serie de condiciones ambientales que juntamente con la duración de la medida exigirán proteger un elemento delicado como es la banda extensométrica de forma adecuada.

La protección la consideraremos bajo el aspecto de aislamiento eléctrico y de fortaleza mecánica, previamente a la -- instalación de la banda tendremos que conocerla para preparar la superficie adecuadamente antes del pegado de la misma.

Los criterios que debemos de tener en cuenta para elegir los productos de protección estarán basados en:

- a.- Temperatura externa durante la medida. Prueba Extensométrica (PE) probeta en laboratorio $20^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$; estructura expuesta al sol $0 - 60^{\circ}\text{C}$; estructura de un avión en vuelo -50°C a $+120^{\circ}\text{C}$.
- b.- Duración de las medidas, P.E. una hora en laboratorio; un año en un punto sumergido del casco de un buque.
- c.- Ambiente, P.E. aire seco, aire húmedo, agua caliente, chorro de agua, gases corrosivos, hidrocarburos.

No debemos de olvidar antes de la aplicación de los protectores, cerciorarnos de que no hay restos de adhesivo alrededor de la zona a proteger, que se limpie bien la resina fundiente de las soldaduras, que la superficie de los cables estén preparados para que el protector se adhiera, que no haya humedad, etc., en una palabra, no desdudar ningún esfuerzo que posteriormente pueda inutilizar varias horas de laboriosos trabajos.

4.6 CIRCUITOS DE MEDIDA

TEORIA DEL PUENTE DE WHEATSTONE.

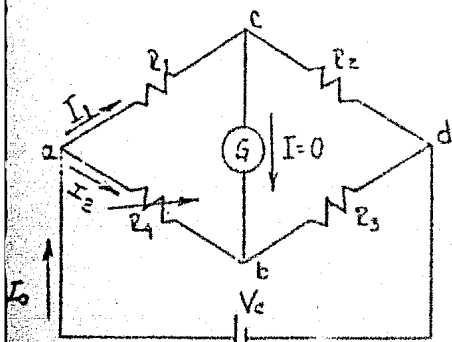


Fig. 4-9
Puente de Wheatstone

Cuando queremos medir resistencias desconocidas podemos recurrir a la Ley de Ohm; si creamos una diferencia de potencial V_{ac} entre los extremos de la resistencia R_1 , desconocida (fig 4-9), circulará a través de ella una corriente eléctrica I_1 , de tal forma que si medimos V_{ac} y la co-

rriente, la resistencia del material estará dada por:

$$R_1 = \frac{V_{ac}}{I_1}$$

Aquí, la precisión del valor de la resistencia obtenida dependerá de lo bien medido que esté V_{ac} y la corriente. Sin embargo, representa una desventaja el hecho de que el voltímetro y el amperímetro que utilizaremos, pueden estar mal calibrados ya que de esta manera hay errores considerables que pueden cometerse.

Otra alternativa que no tiene estas desventajas y sirve para medir la resistencia desconocida es el circuito de corriente

te continuo mostrado en la fig. 4-9. Este lleva el nombre de puente de Wheatstone que es el más universalmente utilizado para medidas extensométricas. El puente de Wheatstone no requiere de medidores calibrados sino solamente una resistencia variable calibrada. Las bandas extensométricas podrán ocupar uno, dos ó los cuatro brazos del puente, denominándose entonces circuitos de 1/4, 1/2, 1/1 de puente respectivamente.

Se llaman ramas activas las ocupadas por bandas que se deforman por solicitaciones mecánicas y ramas pasivas a aquellas que no intervienen en la medida.

PRINCIPIOS BASICOS EN MEDIDAS EXTENSOMÉTRICAS.

Con el puente de Wheatstone se pueden detectar las variaciones que la resistencia en una banda experimenta cuando se deforma, en una variación de diferencia de potencial eléctrico; pero en las lecturas de las medidas debemos tener en cuenta ciertos principios con el fin de no cometer errores.

En primer lugar consideremos la fig. 4-10 en la que se representan dos circuitos de medida de 1/4 de puente que son conmutadas al instrumento de lectura a través del conmutador.

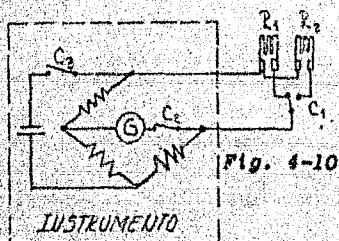


Fig. 4-10

Y, si la resistencia de los contactos no es constante, cada vez que conmutemos, a la variación propia de la resistencia de la banda, añadiremos la variación

de la resistencia de contacto del conmutador, que introduce - un error en la medida, lo que nos dice que dentro del circuito del puente no deben producirse más variaciones de resistencia que las producidas por las bandas.

Por tanto en toda medida extensométrica se cuidará riguro samente, no perturbar las ramas del puente por cambio de ca-- bles, contactos defectuosos, resistencias de conmutadores (se rdn de excelente calidad) etc.; sin embargo pequeñas perturba ciones en las diagonales no tendrán influencia.

Otra condici'n básica será la garantía de un perfecto - aislamiento del circuito de medida, ya que defectos del aislam iento (fig 4-11) suponen, bien la puesta en cortocircuito de -

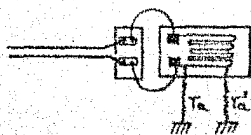


Fig.4-11

cierta longitud activa de la -- banda o bien el acoplamiento - en paralelo de una resistencia de elevado valor y en cualquie ra de los casos la medida será errónea.

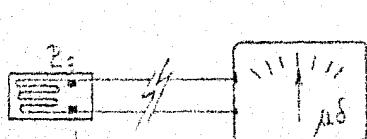
COMPENSACION DEL EFECTO DE VARIACION DE TEMPERATURA.

Los materiales sobre los que se montan las bandas sufren deformaciones por efecto de las variaciones de temperatura -- que no crean tensiones y por lo tanto son origen de errores; si la banda es autocompensada estos errores son despreciables. no obstante, si el circuito de medida es un puente de Wheat--

stone, podremos corregir los errores por variación de temperatura en cualquier rango utilizando una banda pasiva o de compensación.

PERDIDA DE SENSIBILIDAD EN LAS LINEAS DE TRANSMISION.

Los cables de unión del circuito de medida extensométrica a los instrumentos de lecturas, añaden resistencias en serie a la banda que afectan el valor del factor de banda K y suponen una pérdida de sensibilidad, en efecto, por definición, el valor del factor de banda teórico K vale:



$$K = \frac{\Delta R_s}{\epsilon} = \frac{\Delta R_s}{\frac{\Delta L}{L}}$$

pero el factor verdadero será:

$$K_v = \frac{\Delta R_s}{R_s + R_L}$$

DONDE:

donde:

R_s = Valor ohmico nominal de la banda.

R_L = Valor ohmico nominal de la línea de transmisión

ΔR_s = Variación del valor ohmico de la banda.

ϵ = Alargamiento unitario

K = Factor de banda aislada.

K_v = Factor de banda real

Dado que el fabricante de bandas ignora cual será la resistencia de los cables utilizados, habrá que introducir un factor de corrección de valor:

$$D = \frac{K_v}{K} = \frac{R_e}{R_e + R_L}$$

Donde D se llama coeficiente de sensibilización y será prácticamente 1 con líneas cortas, pero si éstas son superiores a unos 10 metros, es aconsejable hacer la corrección, para lo cual si no conocemos la resistencia del conductor deberá hallarse experimentalmente.

RELACION ENTRE DEFORMACION Y SEÑAL DE SALIDA.

El objetivo principal de la extensometría es el conocimiento del estado de deformaciones, pero en el estudio de los circuitos de medida hemos visto que deformaciones del material donde se monta la banda, produce una variación de la resistencia de la misma y que al ser ésta parte activa de un puente Wheatstone origina una diferencia de potencial en una de sus diagonales proporcional a la deformación, es decir, existe una relación entre el estímulo (deformación) y la respuesta (diferencia de potencial en el puente):

$$\frac{V_s}{E} = \frac{V_e}{4} \times K \dots *$$

* Para la demostración ver referencia no. 13

Relación importante sobre todo cuando las lecturas se efectúan con instrumentos que no dan lecturas directas en micro deformaciones,

donde:

V_s = Diferencia de potencial en la diagonal del galvanómetro.

V_e = Diferencia de potencial de la fuente.

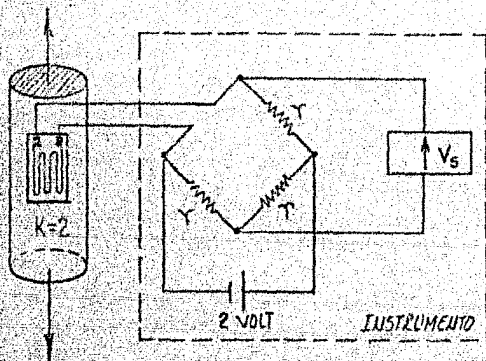
ξ = Alargamiento unitario.

K = Factor de banda aislada

γ = Coeficiente que depende de:

- 1) si la rama es activa ó pasiva,
- 2) si la rama del puente sufre deformación - por esfuerzos de tracción ó compresión,
- 3) si las ramas activas del puente no sufren deformaciones absolutas simultáneamente iguales.

EJEMPLO: El elemento de la fig. A-B está sometido a un esfuerzo de tracción simple; si medimos al aplicar la carga a la salida del puente: $V_s = 1 \text{ mV}$, calcular la fuerza F . DATOS



$$V_s = 1 \text{ mV}$$

$$E = 2 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{AREA } A = 0.5 \text{ cm}^2 \text{ (SECCION CIRCULAR)}$$

$$V_e = 2 \text{ VOLTS}$$

$$\gamma = 1$$

$$K = 2$$

SOLUCION.

UTILIZANDO LA FORMULA QUE RELACIONA DEFORMACION Y DIFERENCIA DE POTENCIAL

$$\frac{V_s}{E} = \frac{V_e}{4} \gamma K \Rightarrow V_s = \frac{V_e}{4} \gamma K E$$

SUSTITUYENDO LOS VALORES

$$V_s = \frac{2}{4} (1)(2) E \frac{mV}{V} = 1000 E \mu V$$

DESPEJANDO LA DEFORMACION UNITARIA SE OBTIENE

$$E = 1000 \mu \delta$$

DOUE :

$\mu \delta$ ES MICRODEFORMACION (ADMENSIONAL) Y ES ANALOGA A LA DEFORMACION UNITARIA.

APLICANDO LA LEY DE HOOKE

$$\sigma = E E \Rightarrow \frac{F}{A} = \sigma = E E$$

DESPEJANDO F OBTENEMOS

$$F = A E E$$

SUSTITUYENDO

$$F = 0.5 \text{ cm}^2 \cdot 2 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \cdot 1000 \times 10^{-6} = 1000 \text{ Kg}$$

$$\text{FUERZA } F = 1000 \text{ Kg}$$

CAPITULO 5

MEDICION EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS.

Las siguientes pruebas extensométricas se realizaron en el prototipo. Los puntos donde se colocaron las bandas extensométricas se determinaron de la siguiente manera:

- 1.- Se realizaron los cálculos basándose en la teoría de ERZ y las zonas donde los cálculos indicaron los esfuerzos mayores fue donde se colocaron las bandas.
- 2.- Se sometió la maqueta estructural a cargas de flexión simulando condiciones reales. En los puntos donde hubo mayor deformación se colocaron bandas.

5.1 PRUEBA EXTENSOMETRICA.

Objetivo: Comprobar la veracidad de la teoría de Tidbury.

EQUIPO.

- 1.- Equipo de Extensometría.
 - Caja switchadora.
 - Indicadores de deformaciones estáticas.
- 2.- Mesa de Extensometría.
- 3.- Cautín de temperatura controlada.
- 4.- Desarmador.
- 5.- Escuadras.
- 6.- Vidrio.
- 7.- Rampa.
- 8.- Cestales (llenos de arena).
- 9.- Brocha.

10.- Carrocería (Prototipo)

MATERIAL

- 1.- Bandas extensométricas.
- 2.- Lija (nos. 150, 200, 400)
- 3.- Acetona químicamente pura
- 4.- Papel absorbente
- 5.- Pegamento (para adherir la banda)
- 6.- Diurez
- 7.- Soldadura
- 8.- Cera

PROCEDIMIENTO

- I.- Colocar las bandas extensométricas donde el dibujo así lo indique.
- II.- Conectar bandas extensométricas al equipo de extensometría y calibrar a cero.
- III.- Cargar con costales (llenos de arena) con un peso equivalente a el peso de los pasajeros y asientos (6 258 kg) los cuales se distribuirán uniformemente a lo largo de toda la carrocería.

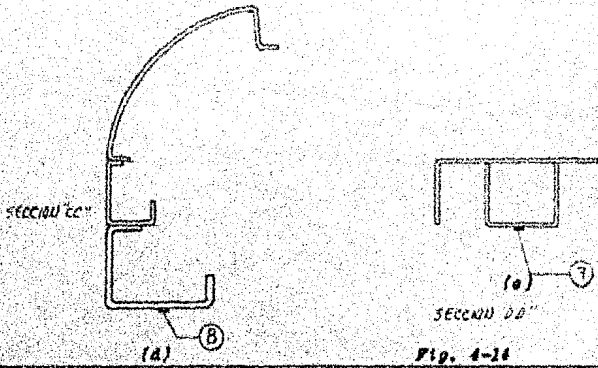
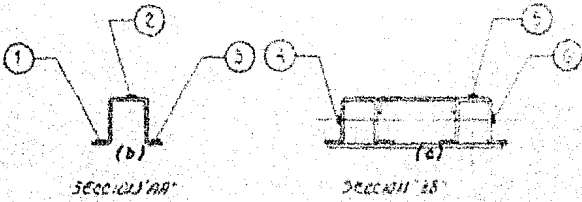
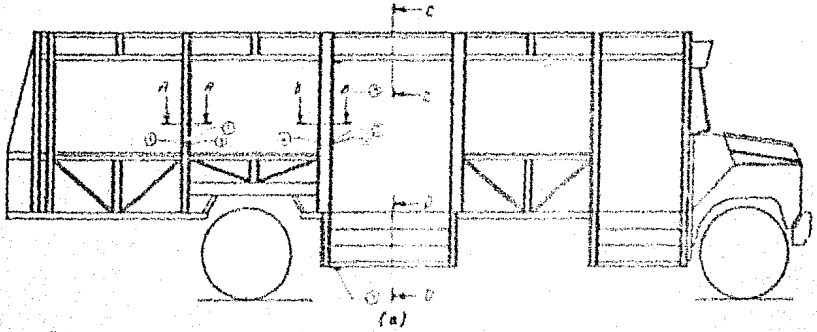


Fig. 4-14

TESIS PROFESIONAL	
ESCALA	1:50
ACOTACION	mm
FES-C UNAM	ENCUERA POR CHENOS MIGUELLEDO DIAZ SANTILLAN PEREZ

IV.- Anotar las lecturas indicadas en el equipo de extensometría.

Banda No.	Lectura		Esfuerzo (kg/cm ²)	
	Real	Calculada (1)	Real	Calculado (1)
1	- 14	- 30	-29.4	- 62
2	- 2	0	- 4.2	0
3	+ 10	+ 30	+21	+ 62
4	- 33	- 72	-69.3	-151.4
5	+ 23	43	48	90
6	+ 31	+ 72	+65.1	+151.4
7	- 25	- 61	-52.5	129.4
8	-148	-376	-315	790.6

5.2 VARIACION QUE EXISTE ENTRE LO CALCULADO Y REAL.

Se debe a:

- 1.- Cuando se pega una banda extensométrica en la carrocería esta no registra la deformación producida por el propio peso de la carrocería.
- 2.- Los esfuerzos calculados son a la fibras más alejada y no es posible pegar una banda en la fibra más alejada, por lo tanto la lectura no es el esfuerzo máximo de la pieza.

En la siguiente figura se sobreponen los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante, el que tiene la carga de -

(1) Calculada con carga de chasis, carrocería y pasaje.

carrocería, chasis y pasaje y el correspondiente únicamente a pasaje.

ESFUERZO POR PASAJE ÚNICAMENTE.

Momento flexionante:

$$33.9\%$$

$$M = 335 \cdot (0.34) = 114 \text{ kg-m}$$

Fuerza cortante

$$1 \ 118 \text{ kg}$$

$$Q_1 = 1 \ 118 \text{ kg} \cdot (0.34) = 380 \text{ kg-m}$$

Esfuerzos debidos al momento flexionante

$$p = \frac{M}{h} = \frac{114 \text{ kg-m}}{2.389 \text{ m}} = 47.7 \text{ kg}$$

A) Fuerza Inducida al Pilar 1

$$Q_{P_1} = \frac{I_r}{I_t} p = \frac{26}{29} \cdot 47.7 = 42.8 \text{ kg}$$

Momento en el pilar 1 debido a la fuerza inducida.

$$M_{P_1} = \frac{2}{3} Q_{P_1} \cdot h_1 = \frac{2}{3} (42.8) (110.7) = 3 \ 156 \text{ kg-cm}$$

Esfuerzo en el pilar 1

$$\sigma_1 = \frac{M_{P_1}}{S_1} = \frac{3 \ 156 \text{ kg-cm}}{31.2 \text{ cm}} = 101.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma = \frac{E}{\epsilon} \quad \epsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\epsilon = \frac{101.2}{2.1} = 48.2 \ \mu \text{E}$$

B) Fuerza Inducida al Pilar 2.

$$Q_{P_2} = \frac{I_r}{I_t} p = \frac{1}{29} 47.7 = 1.64 \text{ kg}$$

Momento en el pilar 2 debido a la fuerza inducida

$$M_{P_2} = \frac{2}{3} (1.64) (110.7) = 121 \text{ kg-cm}$$

Esfuerzo en el pilar 2.

$$\bar{V}_2 = \frac{M_{P_2}}{S_2} = \frac{121}{2.97} \frac{\text{kg cm}}{\text{cm}^3} = 40.8 \text{ kg/cm}^2$$

$$\xi = \frac{40.8}{2.1} = 19.4 \text{ } \mu\text{E}$$

ESFUERZOS DEBIDO A LA FUERZA CORTANTE

A) Fuerza Cortante en el Manguete Superior.

$$Q_v = \frac{(946.5)}{53.4 + 946.5} (380) = 359.7 \text{ kg}$$

Momento en el manguete superior.

$$M_v = 0.75 (359.7)(71.1) = 19 181 \text{ kg-cm}$$

Esfuerzo en el manguete superior

$$\bar{V}_v = \frac{M_v}{S_v} = \frac{19 181}{46.4} = 413.3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\xi = \frac{413.3}{2.1} = 196.8 \text{ } \mu\text{E}$$

B) Fuerza Cortante en el dintel

$$Q_1 = \frac{I_L}{I_U + I_L} Q = \frac{53.4}{53.4 + 946.5} (380) = 20.3 \text{ kg}$$

Momento en el dintel

$$M_L = 0.75 (20.3) (71.1) = 1082.5 \text{ kg-cm}$$

Esfuerzo en el dintel

$$\sigma_L = \frac{M_L}{S_L} = \frac{1082.5 \text{ kg-cm}}{16.7 \frac{\text{cm}^3}{\text{cm}}} = 66.82 \text{ kg/cm}^2$$

$$\xi = \frac{66.82}{2.1} = 31.8 \text{ } \mu\text{E}$$

Graficando los valores obtenidos para encontrar el esfuerzo en la fibra más alejada. Volviendo a tabular:

Banda	Lectura (1)	Calculado (2)	<u>Lectura</u> <u>Calculada</u>
1	- 17	- 19.4	87.6%
2	- 2	0	85.0%
3	+ 14	- 19.4	72.2%
4	- 41	- 48.2	86.0%
5	+ 23	+ 23	100.0%
6	+ 39	+ 48.2	80.9%
7	- 25	- 31.8	78.6%
8	-148	-196.8	75.2%

$$\text{Promedio } \frac{\text{Lectura}}{\text{Calculado}} = 79.9\%$$

(1) Lectura que se hubiera obtenido si se hubiera pegado la banda en la fibra más alejada (que no es posible)

(2) Calculada con pasajeros únicamente.

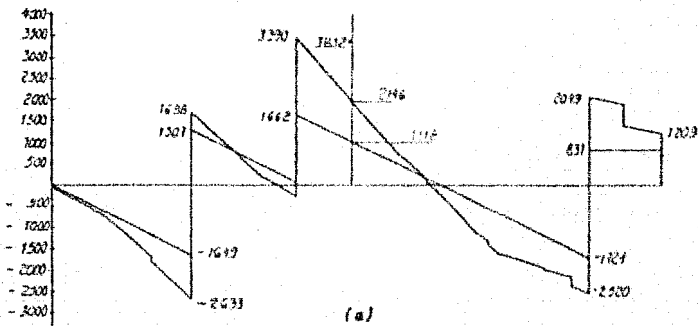


DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE

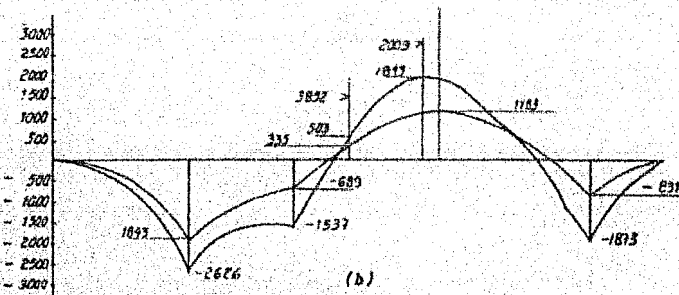
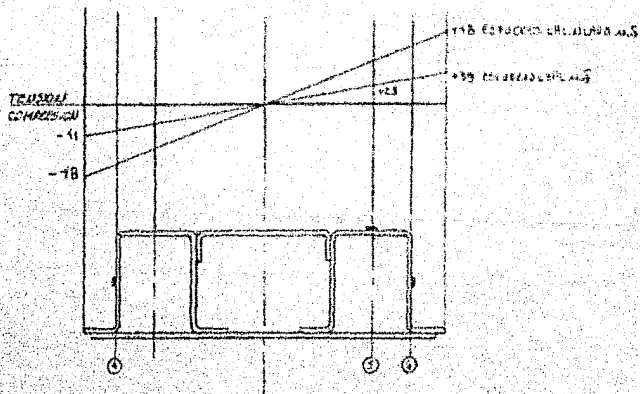
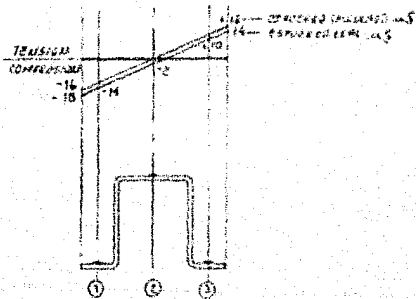


DIAGRAMA DE MOMENTO FLESIONANTE

Area sombreada pertenece al pasaje
 Area sin sombreada pertenece al chasis + carrocería + pasaje
 Fig. 4-15

TE515 PROFESIONAL

ESCALA	1:50	SOBRE POSICION DE DIAGRAMAS
REVISION	11/77	
FE5-C UIVAM	RINERA PARA CASIDOS ACURVADOS	DISEÑO SANTILLANA CUERPO



TESIS PROFESIONAL

ESCALA:	1:2	DIAGRAMA DE ESFUERZOS EN LOS PILARES 1 y 2
PROYECTO:	DM	
FES-C UNAM		DISEÑO POR CARLOS ALZARADO — IBER SANTIAGO GARCIA

5.3 CONCLUSION.

Si observamos el promedio de esfuerzo real (lectura) y esfuerzo calculado (que es del 79.9%) veremos que el uso de la teoría de ERZ para estimar la proporción de la carga total soportada por la carrocería de un autobus está muy próxima a la realidad.

El presente trabajo tiene sus limitaciones como: el aparente "acortamiento" de los pilares de las ventanas al frente del vehículo, en la deflexión caprichosa del costado, etc. A pesar de estas limitaciones se espera que el método de ERZ permita que los diseños sean llevados a cabo en carrocerías las cuales son montadas sobre chasises apropiados.

BIBLIOGRAFIA

1.- CIFRAS.

DIEZ AÑOS DEL SECTOR AUTOMOTRIZ EN MEXICO 1974/1983
COMITE DE ESTUDIOS ECONOMICOS / AMBA
ASOCIACION MEXICANA DE DISTRIBUIDORES DE AUTOMOVILES A.C.

2.- PROGRAMA DE DESARROLLO DEL TRANSPORTE FEDERAL 1977-1982
SECRETARIA DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES

3.- THE STRUCTURAL DESIGN OF BUS BODIES

G. H. TIDBURY
THE ADVANCE SCHOOL OF AUTOMOBILE ENGINEERING
CRANFIEL INSTITUTE OF TECHNOLOGY, 1973

4.- VEHICLE BODY ENGINEERING

J. PAWLOWSKI
EDITOR: GUY TIDBURY
EDITORIAL BUSINESS BOOKS LIMITED (LONDON) 1969

5.- RESISTENCIA DE MATERIALES

APUNTES F.E.S. GUAUTITLAN
JORGE CASTILLO RIVERA
ROGELIO HERNANDEZ SUAREZ
GREGORIO MERCADO DIAZA

- 6.- RESISTENCIA DE MATERIALES
FERDINAND L. SINGER
EDITORIAL HARLA 1978
10a. REIMPRESION

- 7.- RESISTENCIA DE MATERIALES
SERIE SCHAUM
WILLIAM A. NASH
EDITORIAL MC. GRAY HILL 1979

- 8.- MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS
BEER AND JOHNSTON
EDITORIAL MC. GRAY HILL

- 9.- ENGINEERING MECHANICS
VOLUME I: STATICS
HIGDON - STILES - DAVIS - EVLES

- 10.- ESTRUCTURAS
MIGUEL CHINAS DE LA TOFRE
I. P. N. ZACATENCO 1983

- 11.- TEORIA ELEMENTAL DE ESTRUCTURAS
YUAN-YU HSIEN
EDITORIAL PRENTICE/HALL INTERNACIONAL

12.- ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DE MIEMBROS ESTRUCTURALES DE ACERO FORMADOS EN FRIO.
CAMARA NACIONAL DE LA INDUSTRIA DEL HIERRO Y DEL ACERO 1970

13.- CURSO DE EXTENSIOMETRIA
PACISA - MADRID

14.- THE STRAIN GAGE PRIMER (2a EDICION)
C. C. PERRY
H. E. LISSNER
MC GRAW HILL 1962

15.- FISICA. PARTE II
DAVID HALLIDAY Y ROBERT RESNICK
EDITORIAL C.E.C.S.A. 1977
11a. IMPRESION.

16.- CURSO DE FISICA II
VOLUMEN III
ELECTRICIDAD Y MAGNETISMO POR OBJETIVOS
GRUPO DE FISICA TRONCO COMUN
I P N

17.- MANUAL DEL INGENIERO

TOMO I

ENCICLOPEDIA DEL INGENIERO Y DEL ARQUITECTO

EDITORIAL GUSTAVO GILL. BARCELONA MCW

18.- MECANICA DE LOS FLUIDOS E HIDRAULICA

SERIE SCHARR

RONALD Y. GILES

EDITORIAL MC GRAY HILL 1979

19.- MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS.

CLAUDIO MATAIX.

EDITORIAL HARLA S.A. 1979. 6a. REIMPRESION.

20.- COMPARAGRAMA DINA (POLLETO)

DINA DIESEL NACIONAL.