



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**“ANÁLISIS DE FALLA Y REVISIÓN DEL DISEÑO DE LA BIELA
DEL MOTOCOMPRESOR DEL MATERIAL RODANTE EN EL
S.C.T.”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN INGENIERÍA**

**PRESENTA:
SILVIO JOSÉ VILLAJUANA CERVANTES**

**DIRECTOR DE TESIS:
M. EN I. ALBERTO REYES SOLÍS**

MÉXICO D. F., 2005



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

AGRADECIMIENTOS

Con infinito amor al Gran Arquitecto del Universo; por haberme permitido esclarecer los pensamientos, elevar mis aspiraciones, vertir las mejores intenciones, enseñarme a asumir con compromiso cada una de mis acciones, así como a practicar la filantropía.

A mis Padres:

Teresita del N.J. Cervantes Carrillo.
Silvio José Villajuana Heredia.

Por haberme educado; con mucho amor, regalándome la herencia más grande, el estudio, que es el camino para vencer las dificultades de la vida y que es una necesidad constante para prever todos los acontecimientos del futuro.

A mi Hermano:

Manlio José Villajuana Cervantes y Su esposa Catalina Amador Guzmán.

Por compartir conmigo todos los momentos importantes de mi vida, y pensar que la razón distingue al hombre y que para conservarla en toda integridad se debe resistir siempre, ah los ataques mortales de los enemigos de todo progreso; la ignorancia, la hipocresía y la ambición.

A mi familia:

Villajuana Heredia y Cervantes Carrillo.

Por todo su apoyo y compartir conmigo momentos importantes.

A los Ingenieros:

M.I. Alberto reyes Solís
Ing. Javier Nava Pérez
Ing. Juan Reyes
Ing. Verónica Ortiz López.

Por ser parte muy importante para la realización de este proyecto.

A mis QQ.:HH.:AA.:LL.: y AA.:MM.:

Por creer en el conocimiento universal y compartirlo con mi persona.

A mi novia:

MaríaJosé Ruz Rodríguez

Por compartir conmigo el hecho razonado de aprender amar y respetar, porque la bondad encadena nuestros corazones, que es la base para exaltar la fuerza, la estabilidad y la virtud.

A mis amigos:

Betty Vidal, Sra. Luli Guzmán ,Iván Muñoz, Rodolfo González, Adolfo Quintero, Edith Adams, María de Lourdes, Alfredo Torres, Enrique Alvarado, Rodrigo Euan, Miquel, Omar, Raymundo, Ubaldo, Gregorio, Gabriel, Hugo Carrillo, Cristian, Emilio, Rafael,. Birzabith, Felipe, Gilmer a la familia Quintero Zarate, Rosado Rocher, Ruz Rodríguez y otros que han contribuido a engrandecer mi persona.



Índice

Titulo	I
Objetivo general	I
Justificación	I
Introducción.	II

Capítulo I

DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL RODANTE Y DEL MOTO-COMPRESOR

1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MATERIAL RODANTE	1
1.1 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE CARROS MOTRICES “M” Y “N”	1
1.2 ALIMENTACIÓN A LOS MOTORES DE TRACCIÓN Y DEMÁS CIRCUITOS DE ALTA TENSIÓN	1
1.3 UNIÓN DE CARROCERÍA BOGUI O CARRETILLAS	2
1.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN	2
1.5 MECANISMO DE FRENADO NEUMÁTICO	2
1.6 SISTEMA DE CONTROL PARA TRACCIÓN Y FRENADO ELÉCTRICO	3
1.7 DIFERENCIA ENTRE CARROS MOTRICES “M” Y “N”	3
1.8 CARROS REMOLQUES “R”	3
1.9 COMPRESOR	4
1.10 GRUPO MOTOR GENERADOR PARA LOS MATERIALES MP68 NM73A Y NM73B	4
1.11 CONVERTIDOR ESTÁTICO PARA LOS MOTORES NM-79, NC-83 ^a , MP-82	4
1.12 BATERÍA	4
1.13 PRINCIPIO DE RODAMIENTO Y GUIADO DE LOS CARROS M,N Y R	5
1.14 IDENTIFICACIÓN DE LOS TRENES POR MODELO Y SISTEMA DE TRACCIÓN Y FRENADO	6
1.15 CARACTERÍSTICAS DE LA CABEZA COMPRESORA	8
1.16 COMPONENTES	9

Capítulo II

ESFUERZOS Y MECÁNICA DE FALLA

2 CAUSAS QUE PRODUCEN FALLAS	10
2.1 CLASIFICACIÓN	10
2.2 TIPOS DE FRACTURA	12
2.3 ESFUERZO Y RESISTENCIA	12
2.4 APLICACIÓN DE CARGAS	12
2.5 DEFINICIÓN DE LA FRACTOGRAFÍA	13
2.6 CLASIFICACIÓN DE LAS FRACTURAS	14
2.7 ASPECTOS DE LAS FRACTURAS	15
2.8 ESFUERZOS PERMISIBLES	16
2.9 ESFUERZOS COMBINADOS	16
2.10 ESFUERZOS PRINCIPALES	17
2.11 CÍRCULO DE MOHR	19
2.12 ESFUERZO EFECTIVO DE VON MISES	20



2.13 CRITERIOS DE FLUENCIA Y FRACTURA	21
2.14 TEORÍA DEL ESFUERZO DE CORTANTE MÁXIMO	21
2.15 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN MÁXIMA	22
2.16 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO	23
2.17 CRITERIO DE FALLA DE MOHR	24
2.18 FALLAS POR FATIGA	25
2.19 INICIACIÓN DE LA GRIETA	25
2.20 PROPAGACIÓN DE LAS GRIETAS	26
2.21 CRITERIOS DE MEDICIÓN DE LAS FALLAS POR FATIGA	26
2.22 PRUEBA DE LA VIGA ROTATIVA	26
2.23 ESFUERZOS FLUCTUANTES	28
2.25 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA	29
2.26 FACTOR DE SUPERFICIE K_A	29
2.27 FACTOR DE TAMAÑO K_B	30
2.28 FACTOR DE CARGA K_C	31
2.29 FACTOR DE TEMPERATURA K_D	31
2.30 FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS K_T	31
2.31 RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES	32

Capítulo III

ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO

3.1 MECANISMOS	35
3.2 FUERZAS EN LOS MECANISMOS	35
3.3 FUERZAS DE INERCIA	36
3.4 BALANCEO	37
3.4.1 BALANCEO ESTÁTICO	37
3.4.2 BALANCEO DINÁMICO	37
3.5 ANÁLISIS DEL DESBALANCEO	38
3.6 MÉTODO DE MASAS PUNTUALES	40
3.7 ANÁLISIS DINÁMICO DE UN MECANISMO MANIVELA-BIELA-PISTÓN	41
3.8 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO	41
3.9 ANÁLISIS DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES	43
3.10 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN	46
3.11 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA	47
3.12 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA	48
3.13 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL	49
3.14 DATOS TÉCNICOS DEL MECANISMO	51
3.15 MASAS PUNTUALES EN EL MECANISMO	52
3.16 MASAS PUNTUALES EN LA BIELA	53
3.17 DETERMINACIÓN DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES	54
3.18 DETERMINACIÓN DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO	56



Capítulo IV

ESFUERZOS EN LA BIELA Y ESFUERZOS POR FATIGA

4.1 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA	62
4.2 UBICACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LA BIELA	65
4.3 FUERZAS INTERNAS (P,V,M) EN LAS SECCIONES CRÍTICAS	79
4.4 SECCIONES CRÍTICAS DE LA BIELA	80
4.5 CARACTERÍSTICAS DE LAS SECCIONES	80
4.6 ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES DEBIDOS A LAS FUERZAS INTERNAS	83
4.7 VALORES MÁXIMOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES	84
4.8 COMPARACIÓN CON LA TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO	85
4.9 ESFUERZOS NOMINALES MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN	86
4.10 ESFUERZOS CRÍTICOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN	87
4.11 ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN	89
4.12 ESFUERZOS PRINCIPALES MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN	91
4.13 ESFUERZOS VON MISES MEDIO Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN	92
4.14 COMPARACIÓN CON EL CRITERIO DE FALLA	93

Capítulo V

ANÁLISIS DE LABORATORIO

5 ANÁLISIS DE LABORATORIO	95
5.1 INSPECCIÓN DE GRIETAS	98
5.1.A PRUEBAS DESTRUCTIVAS	98
5.2.B PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS	98
5.3 PRUEBAS DE DUREZA	100
5.4 MONTAJE DE PIEZA	103
5.5 PULIDO DE PIEZA	104
5.6 MICROSCOPIO	106
5.7 FOTOGRAFÍAS SIN ATAQUE LEJOS DE FALLA	107
5.8 FOTOGRAFÍAS SIN ATAQUE CERCA DE LA FALLA	109
5.9 FOTOGRAFÍAS CON ATAQUE DE NITAL LEJOS DE FALLA	110
5.10 FOTOGRAFÍAS CON ATAQUE DE NITAL CERCA DE LA FALLA	113

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

OBJETIVO GENERAL

Es el de identificar y analizar la causa que originó la presencia de una fisura en una biela de un motocompresor Igersoll Rand. Asimismo, proponer una alternativa de solución al Sistema de Transporte Colectivo (metro). Para poder deslindar responsabilidades con bases sólidas, aplicando los conceptos aprendidos durante los estudios de Ingeniería Mecánica.

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de tesis que lleva por nombre: “Análisis de Falla del diseño de la biela del motocompresor instalado en el material rodante del Sistema de Transporte Colectivo. (S.T.C.)”. Se pretende llevar a cabo un análisis exhaustivo para encontrar la causa que originó la presencia de tal fisura.

La tesis esta formada por 5 capítulos, los cuales en forma general explican lo que ocurre en el mecanismo y la forma en la que trabaja la biela (fuerzas a las que está sometida); se muestra la conformación del Sistema de Transporte Colectivo en los trenes de transporte (N, M y R) su funcionamiento y composición del Material Rodante, de la misma forma se explica la importancia y funcionalidad del motocompresor y la biela que se sometió al estudio.

Se describen los diferentes tipos de esfuerzos a los que se encuentran sometidos los elementos mecánicos, las fallas causadas por la fatiga, los diferentes factores que intervienen en ésta y los criterios existentes para su análisis. Se desarrollan los principios de la dinámica de mecanismos y sus métodos de análisis.

Se determinan las velocidades, las aceleraciones y por consecuencia las fuerzas actuantes en el mecanismo, se determinan las fuerzas así como su ubicación, esfuerzos desarrollados en la biela y la comparación de estos con la teoría.

Se estudia la biela de una forma analítica, posteriormente se realizaron pruebas de laboratorio y a partir de los resultados obtenidos se emitirá una conclusión clara, segura y confiable.



DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MATERIAL RODANTE Y DEL MOTOCOMPRESOR

1. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL MATERIAL RODANTE.

El metro de la ciudad de México, ha sido diseñado para permitir la formación de trenes a partir de grupos de tres carros, compuestos por dos motrices y un remolque, como se muestra en la fig.1.



FIG.1 VISTA DE TRENES EN EL TALLER DE MANTENIMIENTO

1.1 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE CARROS MOTRICES “M” Y “N”.

Se distinguen 2 tipos de carros motrices. Los provistos de una cabina de conducción, los cuales son llamados carros motrices “M” y los otros que no cuentan con la cabina de conducción y son llamados carros motrices “N”.

Todos los carros motrices están equipados con dos boguis o carretillas, cada uno de estos a su vez esta equipado con dos motores de corriente continua a 375 v y de 150 HP cada uno, conectados eléctricamente en serie, mecánicamente acoplados a través de un acoplamiento elástico a un eje diferencial similar a los usados en la industria automotriz.

Los motores funcionan tanto en tracción (arranque) como durante el frenado eléctrico (recuperación de energía).

1.2 ALIMENTACIÓN A LOS MOTORES DE TRACCIÓN Y DEMÁS CIRCUITOS DE ALTA TENSIÓN.

A ambos lados de las carretillas motoras van montados dos pantógrafos en cuyos extremos llevan escobillas de carbón que al deslizar sobre la cara vertical del ángulo de guiado toman la corriente de alimentación para todos los circuitos de alta tensión, 750 V.C.D.



Además, las carretillas están provistas de dos escobillas metálicas que deslizando sobre el hongo del riel de seguridad, cierran el circuito de alta tensión, además de asegurar la descarga de la electricidad estática de la carrocería.

1.3 UNION CARRO CERÍA BOGUI O CARRETILLAS.

Al centro del bogui y entre los dos ejes diferenciales se localiza un pivote el cual se une a una pequeña estructura piramidal que va fija a la carrocería y a través de la unión de estos dos elementos se asegura la transmisión de la fuerza de arrastre del bogui a la carrocería y al mismo tiempo la transmisión de los esfuerzos laterales durante la circulación del tren, como observamos en la fig,1.1.



FIG. 1.1 ENSAMBLE DE BOGUI CON CARRO CERÍA

1.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

El sistema de suspensión consiste en dos resortes de acero vulcanizados con hule duro, los cuales van ligados por una barra de torsión que soporta y amortigua el peso de la carrocería sobre el bogui.

1.5 MECANISMO DE FRENADO NEUMÁTICO.

El mecanismo de frenado está compuesto principalmente de 4 cilindros neumáticos, dispuestos a los lados de cada una de las ruedas metálicas, los cuales accionan cada uno a dos zapatas de madera especialmente tratada para evitar la combustión de las mismas. El tratamiento de la madera consiste en una impregnación con aceite de cacahuete y sal ignífuga.



1.6 SISTEMA DE CONTROL PARA TRACCIÓN Y FRENADO ELECTRICO (JH).

Este sistema se encuentra fijo en la parte inferior de los carros motrices y consiste básicamente en un servo-mecanismo que a base de levas acciona a los diferentes conectores eléctricos que establecen y cortan los circuitos de cada grado de tracción y frenado comandado desde la cabina de conducción.

1.7 DIFERENCIA ENTRE CARROS MOTRICES “M” Y “N”.

La diferencia principal entre una carrocería tipo “M” y una tipo “N” lo constituye el hecho de que los motrices “M” están provistos de una cabina de conducción, la cual aloja todos los sistemas de señalización y mando de los equipos electromecánicos y neumáticos de que está provisto el tren. La motriz “N” carece de esta cabina de conducción, fig.1.2.

1.8 CARROS REMOLQUES “R”.

Los motrices “N” aseguran la alimentación en alta tensión de los motores de tracción y la alimentación de alta tensión de los carros remolque “R”.

Estos carros cuya carrocería es idéntica a la de la motriz “N” también reposan sobre dos carretillas que a diferencia de las carretillas motrices, no cuenta con motores de tracción, por lo que se denominan carretillas portadoras.

Bajo la carrocería de los carros remolque se encuentran instalados los siguientes equipos:

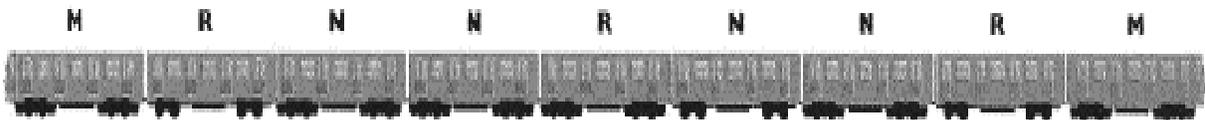


FIG. 1.2 EL METRO SE COMPONE DE NUEVE CARROS. S.T.C METRO



1.9 COMPRESOR.

Que produce el aire comprimido que se emplea para el frenado neumático y para la apertura y cierre de puertas, fig.1.3.



FIG. 1.3 MOTOCOMPRESOR MONTADO

1.10 GRUPO MOTOR GENERADOR PARA LOS MATERIALES MP-68, NM73A Y NM73B.

Que proporcionan la corriente alterna de 250V y 250 hz. Que se destina principalmente para el alumbrado propio de los carros y para la alimentación de los circuitos del tren que se alimenta en baja tensión.

El compresor y el grupo motor generador trabajan con 750 V proporcionada por el carro motriz "N" adyacente.

1.11 CONVERTIDOR ESTÁTICO PARA LOS MATERIALES NM-79, NC-83-A, MP-82.

Algunos equipos eléctricos del tren requieren para su funcionamiento de un llamado convertidor estático (CES), el cual tiene las siguientes características:

Tensión de alimentación 750 V.C.C.

Tensión de salida alterna 220 C.a. a una fase de 60 Hz.

Tensión de salida directa 75 V.C.C.

Captor de pilotaje automático.

Este equipo es parte del sistema de procesamiento de la señal de pilotaje automático. (Se encuentra únicamente en el remolque al segundo elemento).

1.12 BATERÍAS.

Suministran la corriente de baja tensión 72 V.C.D para la alimentación de los circuitos de comandos y mandos del tren. Se localizan sobre el costado derecho de los carros del remolque. Cada uno de los bancos esta compuesto por 50 acumuladores eléctricos alcalinos de níquel cadmio en envase de acero, con un voltaje de $1.5 \frac{\text{volts}}{\text{celda}}$.



Los 50 elementos se encuentran convenientemente en cajas de madera tratada significativamente y de diseño especial para contener hasta 8 celdas cada una. La unión eléctrica de estos se logra a través de cables y conexiones que unen tanto a los elementos de una caja como a las siete cajas entre sí.

En conclusión los carros remolque “R” aseguran de corriente continua a través de sus baterías y de corriente alterna, a través del grupo motor generador, la alimentación de los circuitos de alumbrado del mismo carro remolque, además de alimentar también a los carros motrices “M” y “N” que le son asociados.

1.13 PRINCIPIO DE RODAMIENTO Y GUIADO DE LOS CARROS “M”, “N” Y “R”.

RUEDAS PORTADORAS.

El rodamiento de los carros se logra a través de dos carretillas o boguis dotados cada uno de 4 ruedas de eje horizontal, provistas de neumáticos, situados dos a cada lado de bogui, a estos neumáticos se les ha denominado neumáticos portadores; siendo estos los que normalmente soportan la carrocería, deslizándose sobre un perfil metálico tipo “I” de alas anchas denominado pista de rodamiento.

RUEDAS GUIADAS.

El guiado se logra mediante 4 ruedas eje vertical, provistas de neumáticos, situados en los cuatro ángulos del bogui, que se apoyan en dos barras laterales denominadas barras guías y que se encuentran a todo lo largo de las líneas, salvo donde exista algún aparato de vía, necesario para efectuar el paso de una vía a otra para efectuar alguna otra maniobra.

RUEDAS DE SEGURIDAD.

Se ha acoplado una rueda auxiliar metálica a cada rueda portadora, análoga a las ruedas convencionales del ferrocarril, provistas de una ceja alargada, a pesar de encontrarse situada en la vía normalmente, ésta nunca toca el riel sino en caso de pérdida de aire de algún neumático portador de guía y en el caso de falta de barra de guía, como es en zonas de maniobra, la ceja de la rueda de seguridad se recarga con el hongo del riel y suple las funciones de la rueda de guiado.

El motocompresor además, tiene 2 funciones muy importantes para el funcionamiento del tren la primera consiste en actuar como tambor de frenos, ya que al actuar el frenado neumático las zapatas de madera se comprimen contra la cara de rodamiento logrando de esta manera la disminución de la velocidad y por consiguiente el paro total del tren.

Finalmente estas ruedas metálicas permiten que al paso del tren a talleres para su mantenimiento se tenga acceso total a las ruedas portadoras y de guiado ya que en talleres el tren se desliza sobre las ruedas de seguridad.



1.14 IDENTIFICACIÓN DE LOS TRENES POR MODELO Y SISTEMA DE TRACCIÓN Y FRENADO.

MODELOS DE TRENES CONTROL DE TRACCIÓN Y FRENADO.

Fabricación francesa

MP-68	JH
MP-82	CHOPPER

Fabricación nacional

NM-73A	JH
NM-73B	JHR
NM-73C	KESSAR
NM-79	CHOPPER
NM-83A	CHOPPER

Fabricación canadiense

NC-82	CHOPPER
-------	---------

JH

Dispositivo electromecánico de control de la tracción y el frenado que disipa en calor la energía generada durante el frenado del tren.

JHR

Dispositivo electromecánico de control de la tracción y el frenado que retorna a la barra guía la energía generada durante el frenado del propio tren y que a su vez es aprovechada por otro tren que se encuentra traccionando.

CHOPPER-KESSAR

Dispositivos eléctricos de control de la tracción y el frenado que retorna a la barra guía la energía generada durante el frenado para su utilización por otro tren que se encuentra traccionado.



TIPOS DE CARRO.

M	motriz con cabina
N	motriz sin cabina
R	remolque

FORMACIÓN DE UN TREN

Longitud 147.62 m

Cantidad de carros: 9.

Peso en vacío 225 850 Kg

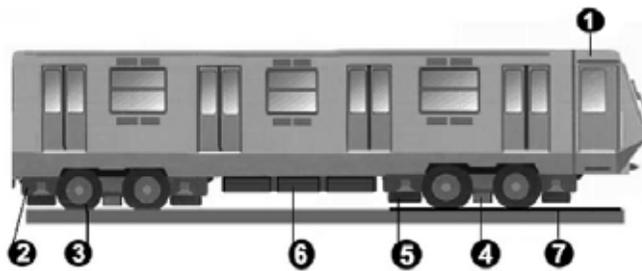


FIG. 1.4 COMPONENTES DEL CARRO MOTRIZ. SISTEMA DE TRANSPORTE COLECTIVO (METRO). 1) CABINA DE CONDUCCIÓN, 2) MOTORES DE TRACCIÓN, 3) RUEDAS PORTADORAS, 4) ESCOBILLAS, 5) RUEDAS GUÍA, 6) EQUIPOS DE REGULACIÓN DE LOS MOTORES, 7) CARRETILLA O BOGUIE.



1.15 CARACTERÍSTICAS DE LA CABEZA COMPRESORA

Modelo	71T2X
Tipo	Reciprocante Acción sencilla Dos etapas Dos cilindros en "V" a 90° enfriados por aire.
Fluido a comprimir	Aire atmosférico.
Servicio	Mando para aplicación de zapatas de frenos de emergencia. Apertura y cierre de puertas. Accionamiento del limpiador de parabrisas.
Transmisión	Por medio de tres bandas de deformación mínima.
Temperaturas	Entrada a 38 °C Descarga 132 °C En la salida del pos-enfriador son 20°C arriba de la temperatura ambiente.
Presiones	De succión 0.78 Kg/cm ² ABS De descarga 9.55 Kg/cm ² ABS De operación 7.5 bar.
Desempeño	Relación de compresión 12.24:1 Desplazamiento 84.1 m ³ /hr Entrega efectiva 59.8 m ³ /hr Eficiencia volumétrica 71% Claro del cilindro 12%
Potencia al freno	10 HP
Velocidad normal	900 RPM
Altitud de operación	2,240 msnm
Válvula	De succión y descarga dos juegos.
Dimensiones internas	Cilindro de baja presión 140 mm Cilindro de alta presión 76 mm Carrera 102 mm Peso total de la cabeza 181 kg. Aprox.
Nivel sonoro	Operado a 900 RPM tendrá 83 db detectados a un metro de distancia del centro de gravedad del conjunto moto-compresor.

TABLA 1.1 CARACTERÍSTICAS DEL MOTO-COMPRESOR



1.16 Componentes.

Carter: Construido en hierro fundido, soporta a los dos cilindros y contiene en su interior el cigüeñal y sus baleros, al descargador centrífugo y al aceite lubricante.

Cigüeñal: Transmisor del movimiento circular del volante al alternativo de los pistones. Su giro es sobre dos baleros, construido de flecha de acero rectificado, lleva en un extremo asegurado el volante y en el otro un contrapeso de hierro fundido, un muñón trasmisor y el sistema del descargador centrífugo.

Volante: De construcción robusta, balanceado para asegurar un funcionamiento estable y libre de vibraciones y golpeteo. Las aspas incorporadas en su estructura, aseguran un excelente flujo de aire para ventilación, tanto de los cilindros como de los tubos aletados de los enfriadores.

Descargador Centrifugo: con doble contrapeso, sirve para desalojar el aire comprimido del interior del cilindro de alta presión al suspenderse la compresión y asegurar al reinicio de la operación de los pistones estén libres de carga.

Cilindros: Son fabricados en hierro fundido y con aletas exteriores suficientes para obtener la adecuada disipación de calor. Rectificados y bruñidos interiormente para asegurar, el reinicio de la operación. Contienen en su interior a los pistones y bielas en la parte superior las válvulas y cabezas de admisión y descarga.

Biela: son de alta resistencia en hierro nodular con bujes de bronce y de metal "Babit". Su extremo interior y cabezas de admisión y descarga.

Pistones: Construido en aluminio contiene anillos de compresión, raspador y de control de aceite.

Válvulas: de admisión y descarga de tipo concéntrico, construidos en acero inoxidable. Con cubiertas de hierro fundido, diseñadas para facilitar la inspección y cambio de válvulas sin quitar tuberías.

Filtro: Silenciador construido de placa rolada y conectado en la succión del cilindro de baja presión. Tipo seco, de fácil reemplazo su elemento filtrante.

Radiador: Inter-enfriador entre etapas. Dispuesto entre la descarga del cilindro de baja presión y la succión del cilindro de alta presión. Construido con múltiples de hierro fundido conexiones y tubos aletados de bronce, cobre y láminas de acero.

Bastidores tubular: Construido con elemento de tubo de acero sin costura, soldando una base metálica para soportar la cabeza compresora, el motor eléctrico y el post-enfriador.



ESFUERZOS Y MECANICA DE FALLA

2.1 CAUSAS QUE PRODUCEN FALLAS

Cuando se consideran los muchos millones de piezas metálicas que se fabrican y ponen en servicio, no es raro que algunas fallaran prematuramente. Simplemente, desde el punto de vista estadístico, no es razonable, con la práctica de la ingeniería, no esperar fallas; sin embargo, aunque el número de fallas de una componente dada sea pequeño, son importantes por que pueden afectar el prestigio del fabricante en cuanto a confiabilidad. En algunos casos, sobre todo cuando la falla causa lesiones o muerte, origina costosos litigios. Para los fabricantes de automóviles bajo el estímulo y la publicidad de fieles guardianes del consumidor, no es raro devolver a la fábrica millones de vehículos para corregirles un defecto de diseño o de tratamiento térmico, aun cuando el número real de fallas fuera mínimo.

En cualquier análisis de las causas que producen fallas es importante obtener tantos datos como sean posibles de la propia pieza que falló, además de examinar las condiciones en el momento en que se produjo la falla.

Las pruebas de laboratorio y de campo permiten evaluar los defectos del material, el diseño y las variables de fabricación sobre el comportamiento de la pieza en condiciones controladas; por otro lado, el análisis de las causas que producen fallas se centra en las piezas devueltas del servicio y de este modo da resultados de condiciones reales de operación. Combinando la información de los ensayos con los resultados del análisis, se puede obtener un cuadro claro de las causas que producen la falla. Rara vez son fallas asignadas a una sola causa; generalmente resultan de los efectos combinados de dos o más factores que son perjudiciales para la vida de la pieza o estructura.

Cuando se estudia una falla se requiere generalmente un conocimiento de las condiciones de trabajo y de funcionamiento del elemento que ha fallado, permitiendo así realizar un análisis dinámico como un estudio de cargas y esfuerzos a los que está sometido. Siempre existe la posibilidad de aplicar cargas imprevistas, de colisiones no reportadas o de vibración no anticipada que pueden haber contribuido a fallas prematuras.



2.1 CLASIFICACIÓN

A) Fallas debidas a procesamiento defectuoso

- Imperfecciones debidas a composición defectuosa (inclusiones o Impurezas que frágilicen la pieza)
 - Defectos que se originan durante la manufactura de lingotes y piezas de fundición.
 - Defectos debidos al trabajado (doblecetes, costuras, fisuras int.).
- Irregularidades y errores en el maquinado, esmerilado o estampado.
- Defectos debidos a la soldadura (porosidad, acanaladuras, fisuras, tensión residual).
 - Anormalidades debidas al tratamiento térmico.
 - Imperfecciones debidas al endurecimiento superficial.
 - Defectos debidos a los tratamientos superficiales.
 - Ensamble descuidado (mal acoplamiento de las piezas).
 - Fallas en la línea de separación en el forjado.

B) Fallas debidas a consideraciones de diseño defectuoso o mala aplicación del material.

- Falla dúctil (exceso de deformación, elástica o plástica)
- Fractura frágil (debido a imperfecciones o concentración de esfuerzos)
 - Falla por fatiga (cargas cíclicas, deformación cíclica, calor cíclico)
 - Falla por alta temperatura (fluencia, oxidación, fusión local y deformaciones)
 - Fracturas estáticas demoradas (fragilización por hidrogeno, fragilización cáustica)
 - Concentraciones de esfuerzos localizadas
 - Inadecuado análisis de esfuerzos

C) Fallas debidas al deterioro durante las condiciones de servicio.

- Condiciones de aplicación de cargas excesivas o imprevistas
- Desgaste (erosión, daño superficial por fricción, aferramiento)
- Corrosión (incluyendo ataque químico, esfuerzo por corrosión)



- Mantenimiento inadecuado o mal dirigido (soldadura, esmerilado, enderezamiento en frío)
- Desintegración debida a ataque químico o a ataque por metales líquidos.
- Daño por radiación
- Condiciones accidentales (temperaturas anormales de operación, vibración severa)

2.2 TIPOS DE FRACTURA

Las fracturas dúctiles son el resultado de fuerzas cortantes que producen deformación plástica a lo largo ciertos planos cristalográficos, en tanto que las fracturas frágiles se deben a fuerzas tensiles que producen clivaje. En la mayoría de las fracturas ambos tipos están presentes en diversos grados. La identificación del mecanismo de manera gráfica suele determinar el tipo de carga que inicio la fractura. De la misma manera, el conocimiento de la aplicación de la carga ayuda a determinar si una falla particular fue de naturaleza dúctil o frágil.

2.3 ESFUERZO Y RESISTENCIA

La solución a los problemas de fallas resultantes de piezas sometidas a sobreesfuerzos depende de la determinación de dos factores: el esfuerzo sobre la pieza y la resistencia requerida para soportar ese esfuerzo. Dependiendo del tipo de carga y de la geometría de la pieza, puede haber esfuerzo simple, axial o un sistema complejo de esfuerzos multiaxiales. El esfuerzo total puede incluir esfuerzos internos residuales originados en la fabricación o tratamiento térmico, así como esfuerzos debidos a cargas externas.

2.4 APLICACIÓN DE CARGAS

En muchos casos, el tipo de carga es un factor que contribuye a la falla. Hay esencialmente cinco tipos de cargas: axial, de flexión, torsión, cortante simple y compuesto. En la aplicación de carga axial, la carga se aplica coincidente con la línea central de la pieza y el esfuerzo es uniforme a través de la sección transversal, como en las barras de ensayos tensiles y cables de soporte. La aplicación de cargas por flexión se produce por pares de fuerzas coincidentes con la línea central. A través de la sección transversal el esfuerzo varía desde un máximo en las fibras más exteriores hasta cero en el eje neutro, como en vigas y la raíz de los dientes de engrane. La aplicación de carga torsional implica la aplicación de un par de fuerzas en un plano normal a la línea central. El esfuerzo cortante varía desde un máximo en la superficie hasta cero en el eje neutro.



Las cargas directas de corte actúan sobre planos paralelos estrechamente espaciados y tienden a mover parte del material respecto al resto, similar a una acción de corte, como de remaches y tornillos. Las cargas aplicadas por contacto son compresivas perpendiculares a dos superficies combinadas con fuerzas de deslizamiento entre las superficies. La distribución de esfuerzos varía con la profundidad y dirección de la fuerza.

Estos tipos de cargas inducen esfuerzos normales y de corte, los cuales deben ser balanceados por las resistencias cohesivas y de corte del material. Es posible que haya fracturas por sobrecarga cuando la carga aplicada alcance valores excesivos.

2.5 DEFINICIÓN DE LA FRACTOGRAFÍA

En un concepto simple, la FRACTOGRAFÍA es el estudio de las superficies de fractura, con el fin de comprender la forma en que fracturan los materiales, es decir para determinar el MECANISMO DE FRACTURA. Este estudio involucra dos niveles de aproximación mediante los cuales se pueden identificar los mecanismos de fractura:

- Macroscópico
- Microscópico

Es conveniente recordar que la fractura es el proceso de separación o fragmentación de un cuerpo sólido bajo la acción de esfuerzos y con la creación de una superficie nueva, que es la superficie de fractura. Esta superficie creada es la de fractura, sin embargo, el estudio de las piezas fracturadas se extiende también al estudio del estado del cuerpo fracturado (deformación, corrosión, defectos, etc.), la condición microestructural del material, tanto en su volumen como en las regiones adyacentes a la superficie de fractura y grietas y finalmente, el comportamiento esfuerzo-deformación en el establecimiento de una grieta que se propaga y que es el origen de la fractura.

La fractura es un proceso en el que intervienen 3 factores principales:

1. La forma o modo de aplicación de la carga y/o el estado de esfuerzos.
2. La interacción con la microestructura.
3. La interacción con el medio ambiente.

El mecanismo de fractura es el proceso o procesos de iniciación y propagación de grietas en el seno de un material sólido. Esta íntimamente asociado con los mecanismos de deformación plástica, la ruptura de enlaces atómicos y la interacción con el ambiente.

Por lo tanto, la macro fractografía se encarga de establecer la secuencia de la fractura y la micro fractografía se usa para investigar los mecanismos de fractura.



Herramientas de la Fractografía.

Inspección microscópica

a) La herramienta más poderosa es la vista. La vista, es una inspección ocular, ocasionalmente con la ayuda de una lupa o magnificadores. Determina: apariencia general de la superficie de fractura, presencia de marcas, líneas, etc. delinea zonas de diferente aspecto, deformación plástica asociada,

trayectoria y orientación de la superficie de fractura, número, localización y arreglo de fisuras, corrosión y características asociadas, tales como entalles, golpes, desgaste, etc.

b) Estereoscopía, básicamente tiene los mismos alcances que la inspección visual, pero a mayor detalle.

Inspección microscópica.

a) Microscopia Electrónica de Barrido (MEB). Es la herramienta más poderosa para el examen de superficies, permite observaciones de características microscópicas y de algunos detalles composicionales, revela características microscópicas de la fractura como son: micro-deformación, corrosión, trayectoria microscópica y micromecanismos operantes.

b) Microscopía Electrónica de transmisión (MET), se usa para la observación de réplicas metalizadas, actualmente de poco uso y útil para observar algunos micromecanismos de fractura.

c) Microscopía Electrónica de transmisión Barrido (STEM, la imagen es formada por el barrido de un haz transmitido, esta técnica es similar en su alcance al MET, con la ventaja de que revela la microestructura subyacente.

Análisis Químico Superficial y Microanálisis.

Incluye las técnicas EDS, WDS, espectrometría Auger, microanálisis por sonda de electrones (IPM), su aplicación es para la identificación de partículas, fases y productos de corrosión en superficies de fractura.

2.6 CLASIFICACIÓN DE LAS FRACTURAS.

Por la cantidad de deformación plástica asociada:

a) Fractura frágil, que se caracteriza por presentar poca o nula deformación plástica.

b) Fractura dúctil, es aquella que tiene una deformación plástica apreciable asociada a la superficie de fractura.

La clasificación anterior es válida en un sentido ingeniería, pues se ha demostrado que varios procesos de fractura frágil en realidad, ocurren con una intensa deformación plástica a escala microscópica, como por ejemplo, en la fatiga.



Lo dicho también llega a presentarse, cuando después de una extensa deformación plástica la fractura ocurre de una manera totalmente frágil, como ocurre en la termofluencia terciaria.

Por la trayectoria:

Intergranular (IG)

Transgranular (TG), la que a su vez se subdivide en cristalina y no cristalina.

En la fractura de amorfos, no se aplican las definiciones de la fractura transgranular.

Por el mecanismo:

Decohecion, es la ruptura directa de enlaces en el plano de fractura, que usualmente está definido por el plano perpendicular al esfuerzo principal máximo.

Clivaje, separación directa de un plano cristalino definido, llamado plano de clivaje.

Desgarramiento dúctil (ductile teaning), es un proceso de fractura por nucleación, crecimiento y coalescencia de cavidades internas que crecen por deformación plástica. La ruptura dúctil es un caso particular de este mecanismo en la que la nucleación de huecos no es favorecida y el material se constriñe hasta que la sección transversal se fractura por decohesión o por coalescencia de unos cuantos huecos.

Corte dúctil (ductile shear), es una forma de fractura que ocurre cuando la resistencia al corte del material es superada y entonces se forma un proceso de separación acompañada de una fuerte deformación cortante, que impide la “apertura” de huecos, pero en realidad si se forman.

Ruptura decohesiva, es la separación directa de fronteras de granos o de planos cristalinos; difiere del clivaje en que el plano de fractura no corresponde a un sistema definido y la separación de planos es asistida por acumulación de defectos o corrosión.

Fractura íter granular por cavitación con cavidades del tipo r (redondo) o tipo w (cuña).

Además de estos mecanismos, comúnmente se reportan fracturas por fatiga o por agrietamiento asistido por el medio ambiente (agrietamiento por corrosión-esfuerzo, ACE). Aunque el mecanismo específico de estas formas de fractura no es único ni tampoco está claramente establecido, se suele reportar como fracturas por fatiga o por ACE, cuando se identifican estos como causas de la fractura.



2.7 ASPECTOS MECÁNICOS DE LA FRACTURA.

La fractura ocurre como resultado del incremento de los esfuerzos en una zona localizada del material que activan el proceso de ruptura de enlaces y formación de nuevas superficies; como la fractura finalmente ocurrirá en una superficie, la fractura es siempre referida a un esfuerzo local. Este esfuerzo es resultado de la existencia de un estado de esfuerzos en el cuerpo y es de carácter direccional. Recordando el círculo de Mohr.

El carácter direccional de los esfuerzos implica que en cualquier estado de esfuerzos, excepto el hidrostático, siempre existirán componentes cortantes y tensionantes, dentro del material; como el efecto de estos componentes es distinto, los materiales usualmente presentarán una resistencia a la tensión y una resistencia al corte, aproximadamente independientes. La fractura ocurrirá en el primer plano donde esta resistencia sea vencida.

2.8 ESFUERZOS PERMISIBLES

Para garantizar la seguridad en un elemento mecánico, es necesario elegir un esfuerzo permisible que restrinja la carga aplicada a una que sea menor que aquella que el elemento o pieza pueden soportar plenamente. Por ejemplo, el esfuerzo para el cual se diseña un elemento o pieza puede ser diferente de los esfuerzos reales desarrollados sobre él.

Un método para especificar el esfuerzo permisible para el diseño o el análisis de un miembro es usar un número llamado “Factor de seguridad” (F_s), el cual es una razón del esfuerzo teórico máximo o último que puede ser soportado por el elemento o pieza hasta que falle (S_{ult}), dividido por un esfuerzo permisible o de trabajo (S_t) que ha sido determinado por la experiencia o experimentalmente para que sea seguro, bajo condiciones similares de carga y de geometría, por lo que tenemos:

$$F_s = \frac{S_{ult}}{S_t} \quad (2.1)$$

El valor del Factor de seguridad depende de los materiales que se usen y del tipo de trabajo del elemento o pieza de estructura o máquina a diseñar, generalmente se elige un factor de seguridad mayor que 1, con el objeto de evitar una posible falla.

Capítulo II
2.9 ESFUERZOS COMBINADOS



Cuando un elemento de estructura o máquina se encuentra sometido a diferentes tipo de cargas (fuerzas externas).

TABLA 2.1 TIPOS DE ESFUERZOS DESARROLLADOS

Esfuerzo Normal "σ"	}	Axiales	$\sigma_p = \frac{P}{A}$
		Por Flexion	$\sigma_M = \frac{Mc}{I}$
Esfuerzo Cortante "τ"	}	Simple	$\tau_F = \frac{F}{A}$
		Compuesto	$\tau_V = \frac{VQ}{Ib}$

Si mediante un elemento de volumen cúbico de material donde se represente una combinación de esfuerzos se tendrá un estado de esfuerzos, como se muestra en la fig.2.1.

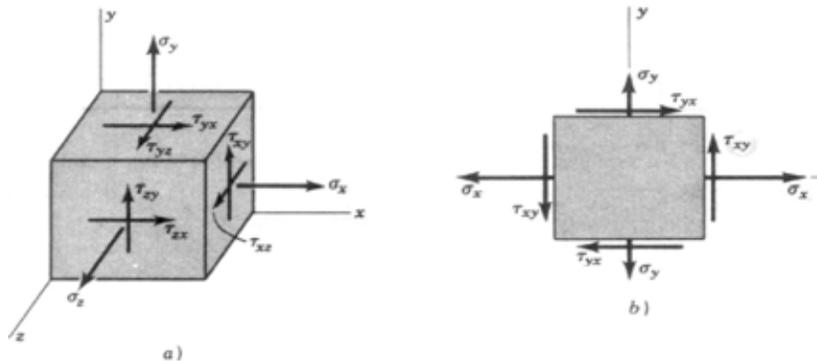


FIG. 2.1 ESTADO DE ESFUERZO TRIAXIAL (a) Y ESTADO DE ESFUERZO BIAXIAL (b).

2.10 ESFUERZOS PRINCIPALES

Si al elemento de la figura 2.1(b) se le corta alo largo de un plano inclinado, el cual hace un ángulo φ con respecto al eje x, (Fig. 2.2), aparecen los esfuerzos normales (σ') y cortantes (τ'), que actúan en ese plano.

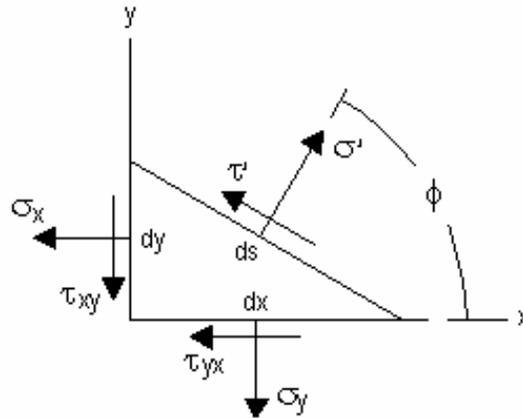


FIG. 2.2 ESQUEMA REPRESENTATIVO EL ESTADO DE ESFUERZOS EN UN PLANO INCLINADO.

Al sumar todas las componentes de esfuerzo e igualarlas a cero, los esfuerzos σ' y τ' serán:

$$\sigma' = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\phi + \tau_{xy} \operatorname{sen} 2\phi \quad (2.2)$$

$$\tau' = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \operatorname{sen} 2\phi + \tau_{xy} \cos 2\phi \quad (2.3)$$

Derivando la ecuación 2.2 con respecto a ϕ e igualando a cero el resultado, se obtiene:

$$\tan 2\phi = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (2.4)$$

La ecuación 2.4 determina dos valores particulares del ángulo 2ϕ , uno de los cuales define el esfuerzo normal máximo σ_1 y el otro el esfuerzo normal mínimo σ_2 ; a estos dos esfuerzos se les da el nombre de “esfuerzos principales” y a sus direcciones correspondientes se les llama direcciones principales.

La formula de los esfuerzos principales se puede obtener sustituyendo el ángulo 2ϕ de la ecuación 2.4 en la ecuación 2.2, obteniendo:



$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.5)$$

de la misma manera, derivando la ecuación 2.3 con respecto a ϕ e igualando a cero el resultado se obtiene:

$$\tan 2\phi = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.6)$$

La formula de los esfuerzos cortantes máximos se puede obtener sustituyendo el ángulo 2ϕ de la ecuación 2.6 en la ecuación 2.3, obteniendo:

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.7)$$

2.11 CÍRCULO DE MOHR

Un método gráfico para visualizar el estado de esfuerzos en un punto y tener en cuenta la dirección de los diversos componentes asociados al esfuerzo plano y poder determinar los esfuerzos principales de un elemento, es el llamado "Diagrama del círculo de mohr",

Se establece un sistema de coordenadas, en el que los esfuerzos normales se presentan como abscisas y los cortantes como ordenadas. En el eje de las abscisas, los esfuerzos normales de tensión se marcan a la derecha del origen O y los esfuerzos normales de compresión a la izquierda. En el eje de las ordenadas los esfuerzos cortantes en el sentido del reloj, se trazan hacia arriba y los esfuerzos cortantes en sentido contrario al reloj, se trazan hacia abajo, como se observa en el diagrama 2.3.

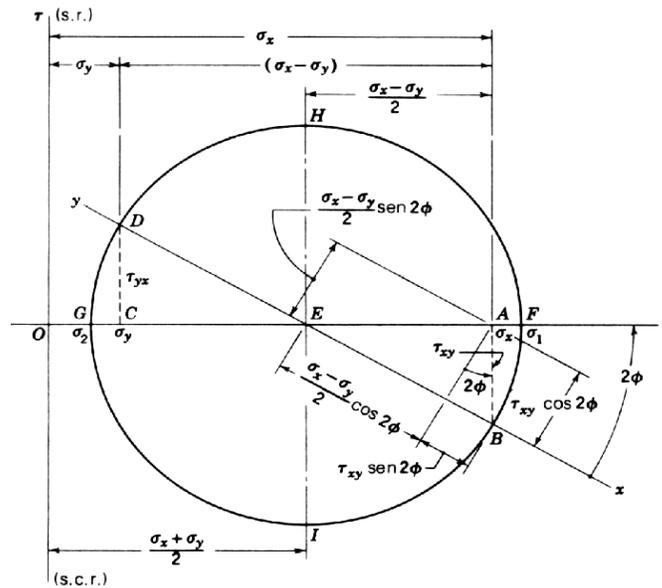


FIG. 2.3 DIAGRAMA DEL CÍRCULO DE MOHR.

Marcando σ_x como OA , δ_{xy} como AB , σ_y como OC y τ_{yx} como CD . La recta DEB es el diámetro del círculo de Mohr como centro en E sobre el eje σ . El punto B representa las coordenadas de esfuerzo $\sigma_x \tau_{xy}$ en las caras x , y el punto D , las coordenadas de esfuerzo $\sigma_y \tau_{yx}$ en las caras y . Por lo tanto, EB corresponde al eje x y ED , al eje y . El ángulo 2ϕ , que se mide en sentido contrario a las manecillas del reloj desde EB hasta ED , es igual a 180° , que corresponde a $\phi=90^\circ$ y se mide en sentido contrario al del reloj desde x hasta y , sobre el elemento de esfuerzo de la Fig. 2.1b. El esfuerzo normal principal máximo σ_1 se tiene en F , y el normal principal mínimo σ_2 en G . Los dos esfuerzos cortantes de valor extremo, uno en el sentido horario y otro en sentido antihorario, se presentan en H e I respectivamente.

2.12 ESFUERZO EFECTIVO DE VON MISES

En situaciones que impliquen esfuerzos combinados a tensión y a cortante sobre un mismo punto, suele ser práctico definir un esfuerzo efectivo que pueda aplicarse para representar dicha combinación de esfuerzos.

El esfuerzo efectivo de Von Mises se define como aquel esfuerzo a tensión uniaxial que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación real de los esfuerzos aplicados. Este procedimiento nos permite tratar esfuerzos combinados multiaxiales de tensión y cortante como si se tratara de cargas a tensión pura.



El esfuerzo efectivo de Von Mises σ' para el caso tridimensional se determina:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2.8)$$

éstos también se pueden expresar en función de los esfuerzos aplicados:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (2.9)$$

y para el caso en dos dimensiones:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (2.10)$$

y si se expresa en función de esfuerzos aplicados:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

2.13 CRITERIOS DE FLUENCIA Y FRACTURA

Es importante que se establezcan límites en los esfuerzos que definen la falla en un material; si éste es dúctil, la falla por lo general se manifiesta por el inicio de la cedencia, mientras que si es frágil, se manifiesta por la fractura.

Existen teorías que se utilizan en la práctica de la ingeniería para predecir la falla de un material sometido a un estado de esfuerzo multiaxial, estas teorías se pueden aplicar en cualquier momento al material, porque como se sabe, un material se puede comportar de manera dúctil o frágil según la temperatura, la velocidad de carga, o la manera en que el material se moldea o forma.

2.14 TEORÍA DEL ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

La teoría del esfuerzo cortante máximo establece que la cedencia de un material dúctil comienza cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en éste, alcanza el esfuerzo cortante que provoca que ceda cuando se somete sólo a tensión axial.

Para evitar la falla, la teoría del esfuerzo cortante máximo requiere que σ_{absoluto} en el material sea menor que, o igual a $\sigma_y/2$, donde σ_y es el esfuerzo de cedencia del material y se determina mediante una prueba de tensión simple.



La teoría del esfuerzo cortante máximo para esfuerzo plano se puede expresar para dos esfuerzos principales en el plano cualesquiera como σ_1 y σ_2 mediante los siguientes criterios:

$$\left. \begin{array}{l} |\sigma_1| = \sigma_y \\ |\sigma_2| = \sigma_y \end{array} \right\} \sigma_1 y \sigma_2 \text{ , tienen el mismo signo.}$$

$$\left. |\sigma_1 - \sigma_2| = \sigma_y \right\} \sigma_1 y \sigma_2 \text{ , tienen signos opuestos.}$$

En la figura 2.4 se representa la gráfica de estas ecuaciones, se observa que, si cualquier punto del material se somete a esfuerzo plano y sus esfuerzos principales en el plano se representan con una coordenada (σ_1, σ_2) marcada sobre los límites o fuera del área hexagonal mostrada, el material cederá en el punto y se dice que ocurre la falla.

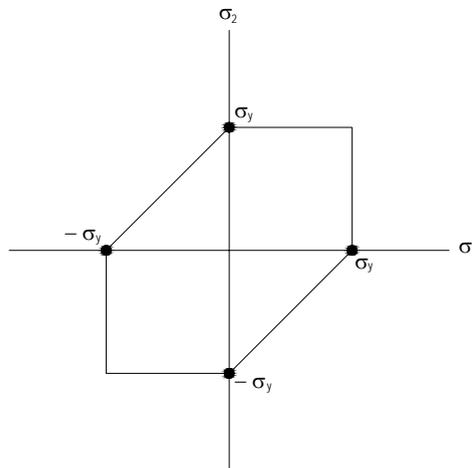


FIG. 2.4 TEORIA DEL ESFUERZO CORTANTE MAXIMO

2.15 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN MÁXIMA

Esta teoría establece que la cedencia de un material dúctil ocurre cuando la energía de distorsión, por unidad de volumen unitario del material.



Es igual o superior a la energía de distorsión, por unidad de volumen unitario del mismo material cuando éste se somete a cedencia en una prueba de tensión simple.

Cuando un material se deforma por una carga externa, tiende a almacenar energía internamente en todo su volumen. La energía por volumen unitario de material se llama densidad de energía de deformación. Si el material se somete a un esfuerzo uniaxial σ , la densidad de la energía de deformación queda definida por:

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad (2.12)$$

Donde, ε es la deformación unitaria nominal del material.

Esta densidad de energía de deformación se puede considerar como la suma de dos partes, una que representa la energía necesaria para provocar un cambio de volumen del elemento sin cambio de forma y la otra, que representa la energía necesaria para distorsionar el elemento.

Como la teoría de la energía de distorsión máxima requiere que $U_d = (u_d)_y$, entonces con los esfuerzos principales y en caso de esfuerzo plano o biaxial, se tiene:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_y^2 \quad (2.13)$$



Esta ecuación representa una curva elíptica como se muestra en la figura 2.5; si un punto del material se somete a esfuerzo de modo que las coordenadas del esfuerzo (σ_1 , σ_2) queden sobre el límite o fuera del área elíptica, se dice que el material falla.

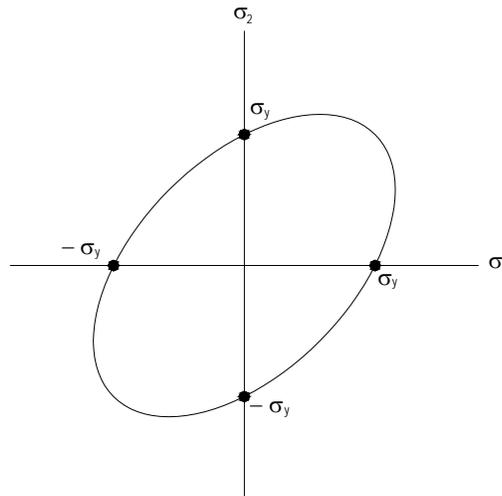


FIG. 2.5 TEORIA DE LA ENERGIA DE DISTORSIÓN MAXIMA

2.16 TEORÍA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

La teoría del esfuerzo normal máximo establece que un material frágil fallará cuando el esfuerzo principal máximo σ_1 en el material alcanza un valor límite igual al esfuerzo normal último que el material puede soportar cuando se somete a tensión simple.

Si el material se somete a esfuerzo plano, es necesario que:

$$|\sigma_1| = \sigma_{ult}$$

$$|\sigma_2| = \sigma_{ult}$$



En la figura 2.6 se muestran gráficamente estas ecuaciones, en donde se observa que, si las coordenadas de esfuerzo principal (σ_1 , σ_2) en un punto del material, quedan sobre los límites o fuera del área rectangular, se dice que el material se fractura.

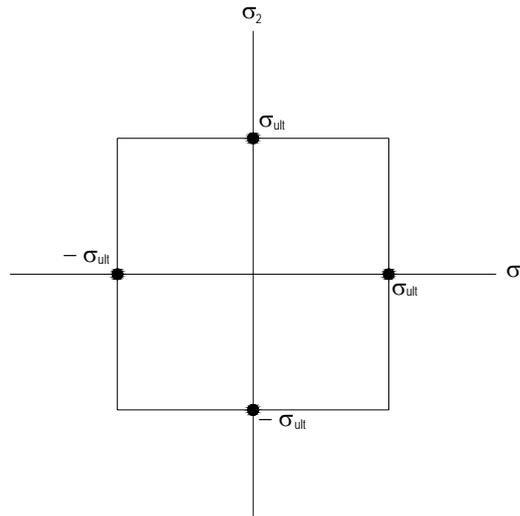


FIG. 2.6 TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MÁXIMO

2.17 CRITERIO DE FALLA DE MOHR

Algunos materiales frágiles se comportan diferente a tensión y a compresión, para predecir la falla en estos materiales se puede utilizar un criterio basado en el uso del círculo de Mohr.

Este criterio se puede representar mediante una gráfica de esfuerzos principales σ_1 y σ_2 (Fig. 2.7) en ésta se observa que la falla ocurre cuando el valor absoluto de cualquiera de los esfuerzos principales alcanza un valor igual o mayor que σ ultimo a tensión o σ ultimo a compresión, o, en general, si el estado de esfuerzo en un punto está definido por la coordenada de esfuerzo principal (σ_1 , σ_2) la cual se marca sobre los límites o fuera del área establecida.

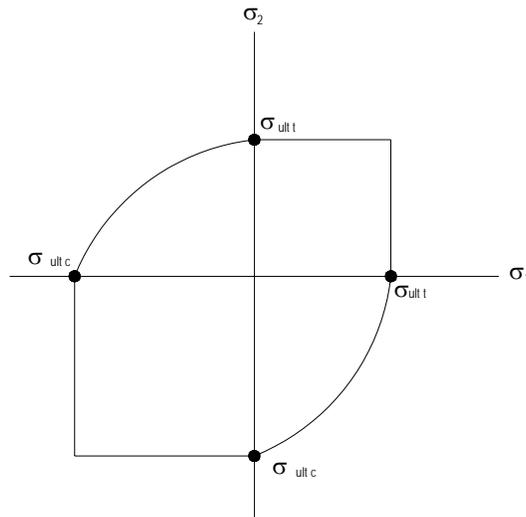


FIG. 2.7 CRITERIO DE FALLA DE MOHR

2.18 FALLAS POR FATIGA

Las Fallas por Fatiga siempre empiezan en una grieta. La grieta pudiera haber estado presente en el material desde su manufactura o haberse presentado a lo largo del tiempo, por causa de las deformaciones cíclicas cerca de las concentraciones de esfuerzos. Hay tres etapas de fallas por fatiga, la iniciación de la grieta, la propagación de la grieta y la fractura súbita causada por el crecimiento inestable de la grieta. La primera etapa puede ser de corta duración, la segunda etapa implica la mayor parte de la vida de la pieza y la tercera etapa es instantánea.

2.19 INICIACIÓN DE LA GRIETA

A escala microscópica los materiales no son homogéneos ni isotrópicos. Los huecos o inclusiones preexistentes servirán como elevadores de esfuerzo para la iniciación de la grieta.

Los materiales menos dúctiles no tienen la misma capacidad de fluencia plástica que los dúctiles por lo que tenderán a generar grietas con mayor rapidez. Los materiales frágiles (especialmente los fundidos) que no tienen fluencia pueden pasar por alto esta etapa inicial y llegar directamente a la propagación de grietas, en sitios de los huecos o inclusiones existentes, que sirven como micro grietas.



2.20 PROPAGACIÓN DE LAS GRIETAS

Una vez establecida una micro grieta (o si está presente desde el inicio), ésta crea concentraciones de esfuerzos lo que provoca una zona plástica en el extremo de la grieta cada vez que un esfuerzo a tensión la abre, lo que achata su extremo y reduce la concentración efectiva esfuerzo. La grieta crece un poco. Cuando el esfuerzo se alterna desde un régimen de esfuerzo a compresión hasta cero o hasta un esfuerzo a tensión lo bastante inferior la grieta se cierra, la fluencia plástica cesa momentáneamente y de nuevo la grieta se vuelve aguda aunque con una dimensión mayor. Este proceso continúa en tanto el esfuerzo local en la punta de la grieta esté alternando desde por debajo del punto de fluencia a tensión, hasta por encima. Por lo que el crecimiento de la grieta se debe a esfuerzos a tensión, y la grieta crece a lo largo de planos normales al esfuerzo máximo a tensión, es por esta razón que las fallas por fatiga se consideran causadas por esfuerzos a tensión.

2.21 CRITERIOS DE MEDICIÓN DE LAS FALLAS POR FATIGA

Existen diversas técnicas para medir la respuesta de los materiales a esfuerzos y deformaciones que varían con el tiempo. La mayor parte de la información fatiga-resistencia disponible, corresponde a una viga giratoria a flexión totalmente alternante. En algunos casos no hay información sobre resistencia a la fatiga para el material deseado, entonces necesitamos algún medio de estimar el valor partiendo de los datos disponibles de resistencia estática.

2.22 PRUEBA DE LA VIGA ROTATIVA

La gran mayoría de los datos disponibles proviene de la prueba de la viga rotativa de R. R. Moore, en la cual una probeta de 0.3 pulgadas de diámetro se monta en un dispositivo que permite la aplicación de un momento a flexión pura de magnitud constante, al mismo tiempo que se hace girar a 1,725 R.P.M. Esto genera un esfuerzo a tensión totalmente alternante en cualquier punto de la circunferencia de la prueba. La prueba se efectúa hasta que ocurra la falla, quedando registrados los ciclos hasta la falla, así como el nivel de esfuerzo aplicado. Los datos que se obtiene se trazan entonces (por lo general en coordenadas log-log) como una resistencia a la falla en función del número de ciclos N , para obtener un diagrama $S-N$, como se observa en la gráfica 2.9..

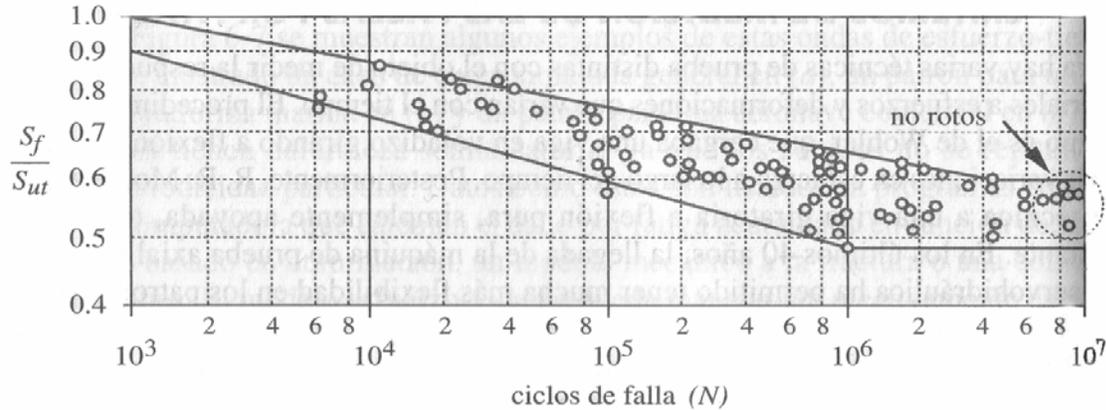


FIG. 2.9 GRÁFICA LOG-LOG DE CURVAS COMPUESTAS S-N PARA ACEROS FORJADOS.

En la gráfica se observa que la resistencia a la fatiga “S” se reduce uniformemente y de manera lineal como una función de N hasta llegar a un codo. Este codo define un límite de resistencia a la fatiga “ Se' ” para el material, que es el nivel de esfuerzo por debajo del cual es posible alternar de manera infinita sin falla. El límite de resistencia a la fatiga se emplea sólo para representar la resistencia de vida infinita de aquellos materiales que sí la tienen.

Charles R. Mischke ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluyó que el límite de resistencia a la fatiga, o de fatiga, puede estar relacionado en realidad con la resistencia a la tensión. En el caso de aceros, la relación es

$$Se' = \begin{cases} 0.504 Sut & Sut \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 0.504 \text{ Kpsi} & Sut \geq 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & Sut \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde “ Sut ” es la resistencia última a la tensión. La marca de prima en Se' en esta ecuación indica probeta de viga rotatoria porque el símbolo “ Se ” se reservará para el límite de fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga.



2.23 ESFUERZOS FLUCTUANTES

En muchas ocasiones, los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero. La figura 2.10 muestra algunas de las diversas relaciones esfuerzo-tiempo que se pueden presentar.

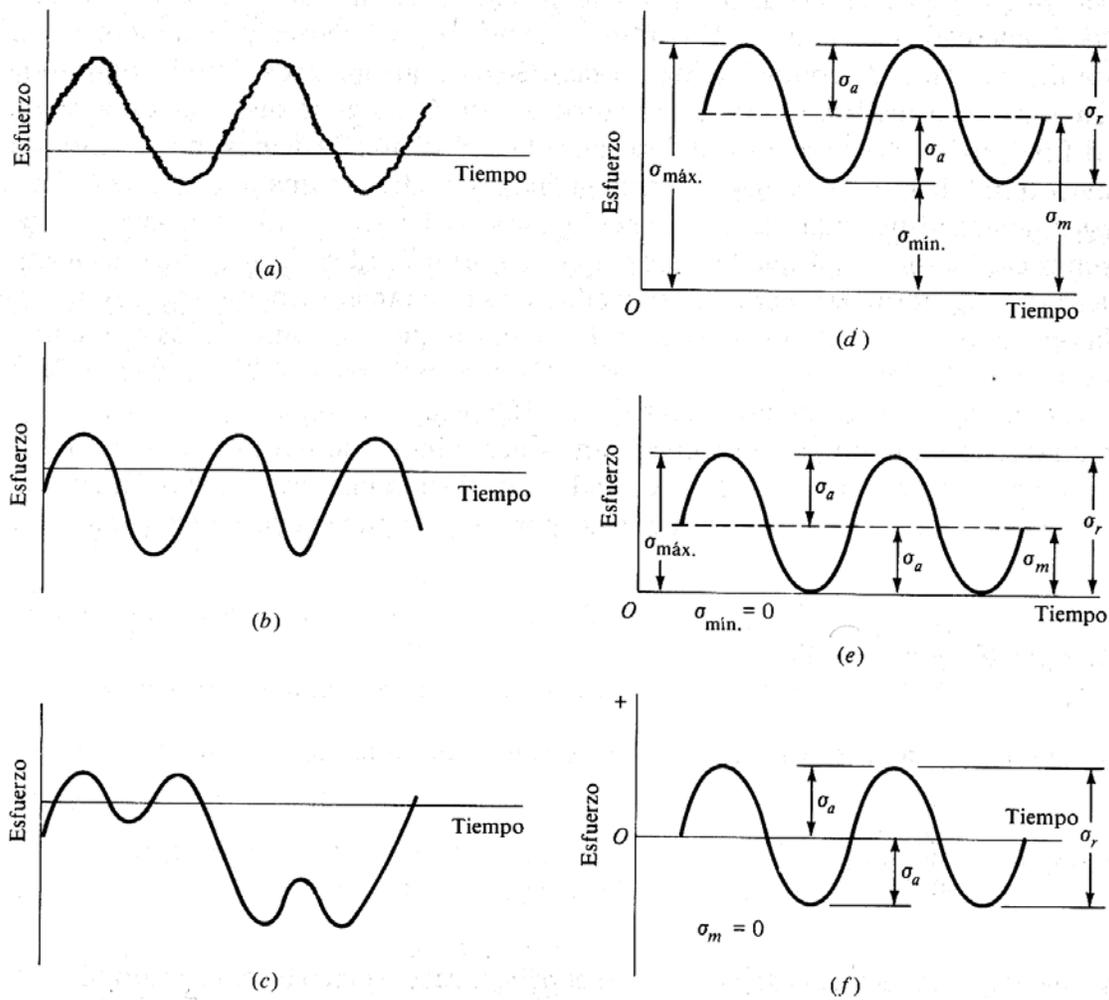


FIG. 2.10 ALGUNAS RELACIONES ESFUERZO-TIEMPO: A) ESFUERZO FLUCTUANTE CON FLUCTUACIONES CON PULSACIONES DE ALTA FRECUENCIA; B) Y C) ESFUERZO FLUCTUANTE NO SENOIDAL; D) ESFUERZO FLUCTUANTE SENOIDAL; E) ESFUERZO REPETIDO; ESFUERZO ALTERNANTE SENOIDAL CON INVERSIÓN COMPLETA.



El esfuerzo estacionario o estático no es igual al esfuerzo medio. De hecho, puede tener cualquier valor entre σ_{\min} y σ_{\max} . Los subíndices de estas componentes se aplican tanto a esfuerzos normales como a cortantes. La relación que existe entre estos dos esfuerzos da origen a los llamados esfuerzos medios “ σ_m ” y esfuerzos alternantes “ σ_a ”.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (2.14)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} \quad (2.15)$$

2.25 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

No es realista esperar que el límite de fatiga de un elemento mecánico o estructural resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio. Por lo que se ha propuesto una expresión en base a unos factores que modifican el límite de fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad (2.16)$$

Donde

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

k_a = Factor de superficie.

K_b = Factor de tamaño.

K_c = Factor de carga.

K_d = Factor de temperatura.

K_e = Factor de efectos diversos.

2.26 FACTOR DE SUPERFICIE K_A

La superficie de la probeta de la viga rotatoria está perfectamente pulida y recibe un pulimiento final en dirección axial para eliminar cualesquiera rayaduras circunferenciales. Los factores de modificación dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (2.17)$$



La tabla 2.1 muestra los diferentes valores que pueden tomar las variables de la ecuación 2.17 la cual determina el valor del factor de superficie.

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	Kpsi	Mpsi	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

TABLA 2.1 FACTORES DE ACABADOS DE SUPERFICIES

2.27 FACTOR DE TAMAÑO K_B

El factor utilizado es para piezas circulares

$$K_b = \begin{cases} \frac{d^{0.1133}}{0.3} & \text{in } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \frac{d^{0.1133}}{7.62} & \text{mm } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ mm} \end{cases}$$

Cuando se utiliza una sección no circular se necesita utilizar un área efectiva d_e , obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de esfuerzo igual a o superior al 95 % del esfuerzo máximo, con el mismo volumen de probeta de viga rotatoria. Lo que da por resultado que las longitudes se cancelen y necesitan considerarse únicamente las áreas.

El área del 95% de esfuerzo de la viga I de patín ancho es



$$k_c = \begin{cases} 0.10 a\bar{t}_f & \text{eje 1-1} \\ 0.05 ba & \text{eje 2-2} \end{cases}$$

2.28 FACTOR DE CARGA K_C

El factor de carga está dado por la siguiente consideración:

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{carga axial} & S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{carga axial} & S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)} \\ 1 & \text{flexión} \\ 0.577 & \text{torsión y cortante} \end{cases}$$

2.29 FACTOR DE TEMPERATURA K_D

Si se conoce el límite de resistencia a la fatiga a la temperatura del lugar de trabajo se utiliza la fórmula

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.18)$$

2.30 FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS K_E

Las fallas por fatiga resultan fallas por tensión, por lo que, todo lo que lo reduzca también disminuirá la posibilidad de una falla por fatiga. Hay operaciones cizallado (o picadura) con perdigones, martillado y laminado en frío, las cuales originan esfuerzos de compresión en la superficie de una pieza y ayudan en gran medida a mejorar el límite de resistencia a la fatiga.

Corrosión. Es de esperar que, en piezas que funcionan en ambientes corrosivos, ocurra una disminución en su resistencia a la fatiga. Esto sucede, y se debe al ataque o picadura de la superficie a causa del material corrosivo.

Recubrimiento electrolítico. Los recubrimientos metálicos, como los de los procesos de cromado, niquelado o cadmizado, reducen el límite de resistencia a la fatiga hasta en 50%. El galvanizado (o revestimiento con zinc) no afecta la resistencia a la fatiga.



Corrosión por apriete. Este fenómeno es el resultado del movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas. Lo anterior ocurre en juntas atornilladas, cojinetes, cubos de ruedas y en todo conjunto de piezas de montaje apretado.

2.31 RESISTENCIA A LA FATIGA EN EL CASO DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Ya definidas las diversas componentes de esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a esfuerzo fluctuante, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos. En la mayoría de los casos se emplean tres métodos para graficar los resultados de tales ensayos.

El diagrama de Goodman modificado, en donde el esfuerzo medio es abscisa y las demás componentes son ordenadas, considerando la tensión en la dirección positiva del eje vertical. El límite de resistencia a la fatiga, la resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, se llevan como ordenadas por encima o abajo del origen. La línea de esfuerzo medio es una recta a 45° , que va del origen a la resistencia última de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en las rectas trazadas desde S_e , arriba y abajo del origen (figura 2.12).

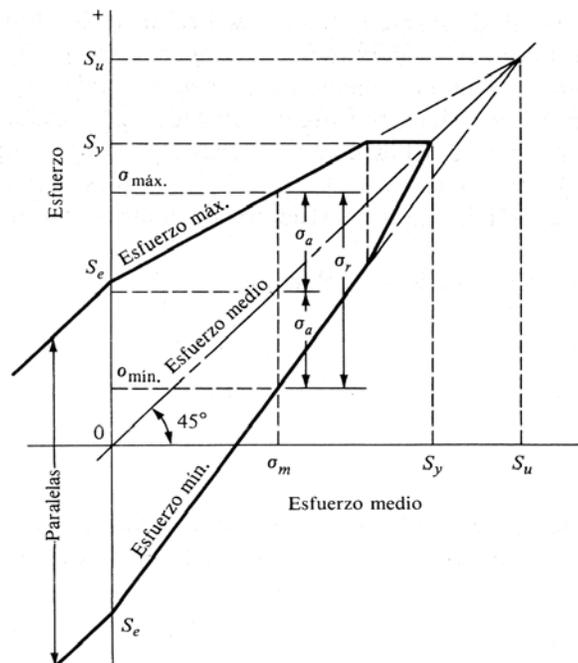


FIG. 2.12 DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO QUE MUESTRA TODAS LAS RESISTENCIAS Y LOS VALORES LÍMITES DE LAS COMPONENTES DE ESFUERZO PARA UN ESFUERZO MEDIO PARTICULAR.



La gráfica de fallas para esfuerzos medios muestra otra manera de presentar los resultados de un ensayo. Aquí la abscisa representa la relación de la resistencia media a la resistencia última, mientras que la tensión se indica a la derecha y la compresión a la izquierda del origen. La ordenada es la relación de la resistencia alterna al límite de resistencia a la fatiga. Entonces la recta BC representa el criterio de Goodman modificado para los casos de falla (figura 2.13).

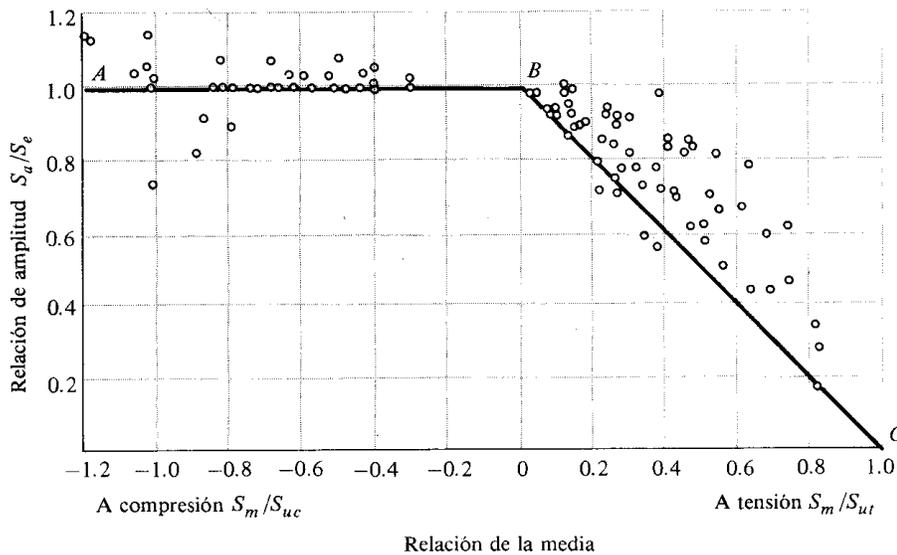


FIG. 2.13 GRÁFICA DE FALLAS POR FATIGA PARA ESFUERZOS MEDIOS EN LAS REGIONES DE TENSIÓN Y COMPRESIÓN.

En la figura 2.14 se presentan cuatro criterios de falla: la línea de Soderberg, la línea de Goodman modificada, la línea de Gerber y la línea de fluencia o cedencia, esta vez utilizando como puntos límites las resistencias en vez de relaciones de resistencias, en donde el eje de las ordenadas se representan los límites de fatiga ya corregidos.

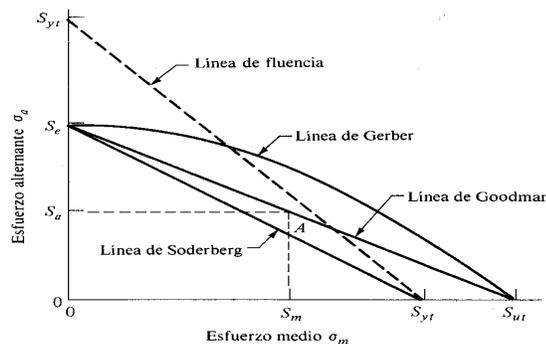


FIG. 2.14 DIAGRAMA DE FATIGA QUE REPRESENTA DIVERSOS CRITERIOS DE FALLA. PARA CADA CRITERIO, LOS PUNTOS SOBRE Y FUERA DE LA LÍNEA RESPECTIVA INDICAN FALLA.



Análisis dinámico del mecanismo

3.1 MECANISMOS

Un mecanismo es un conjunto de cuerpos rígidos vinculados entre sí, capaz de permitir un movimiento definido entre sus componentes o miembros, como ejemplos tenemos: mecanismo de cuatro barras articuladas, mecanismo motor, mecanismo de retorno rápido, como se muestra en la fig.3.1.

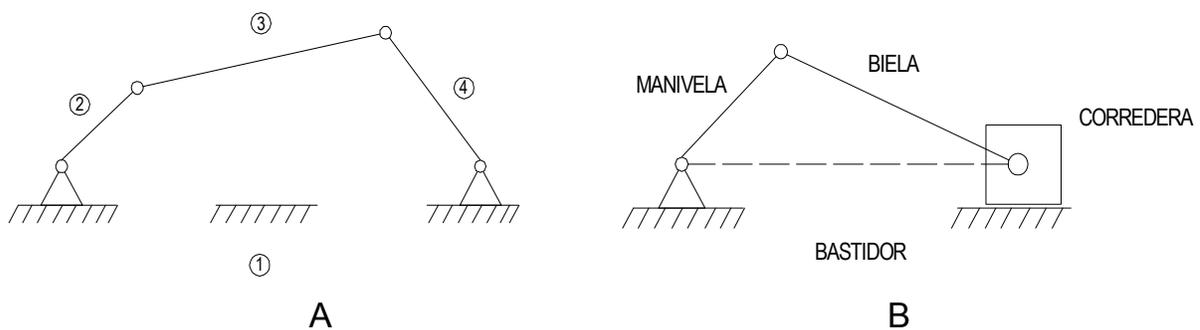


FIG. 3.1 A) MECANISMO DE 4 BARRAS ARTICULADAS, B) MECANISMO MOTOR (MANIVELA - BIELA – PISTÓN)

Al conjunto formado por uno o más mecanismos se le llama máquina, y tiene la finalidad de transmitir potencia y en consecuencia, realizar un trabajo.

3.2 FUERZAS EN LOS MECANISMOS

Para poder diseñar los componentes de una máquina o mecanismo, es necesario determinar las fuerzas y momentos que actúan en los eslabones individuales. Cada componente de una máquina por más pequeño que sea se debe analizar cuidadosamente para determinar su papel en la transmisión de fuerzas.

Generalmente se conocen las fuerzas asociadas con la función principal de la máquina en aquellas que desarrollan trabajo útil, por ejemplo, en un motor de tipo de pistón o en un compresor de tipo de pistón, se conoce la fuerza del gas sobre el pistón; a esas fuerzas se les llama estáticas debido a que se clasifican en forma diferente que las fuerzas de inercia en el análisis de las máquinas, en el cual las fuerzas de inercia se expresan en función del movimiento acelerado de los eslabones individuales.



3.3 FUERZAS DE INERCIA

Del estudio de la mecánica se sabe que las siguientes ecuaciones de movimiento se aplican a un cuerpo rígido en movimiento plano.

$$\sum F = M A_g \quad (3.1)$$

$$\sum T = I \alpha \quad (3.2)$$

En donde $\sum F$ es la suma vectorial o la resultante R de un sistema de fuerzas que actúan en el cuerpo en el plano de movimiento; M es la masa del cuerpo; y A_g es la aceleración del centro de masa del cuerpo. $\sum T$ es la suma de los momentos de las fuerzas y pares alrededor de un eje que pasa por el centro de masa normal al plano de movimiento; I es el momento de inercia del cuerpo alrededor del mismo eje pasando por el centro de masa; y α es la aceleración angular del cuerpo en el plano de movimiento.

Cuando se conoce A_g de un eslabón dado y se puede calcular $M A_g$, se obtiene una simplificación en el concepto si se considera a $M A_g$, expresado en unidades de fuerza, como un vector F_o de fuerza y se muestra como la equilibrante de R en el diagrama de cuerpo libre del eslabón, .fig. 3.2

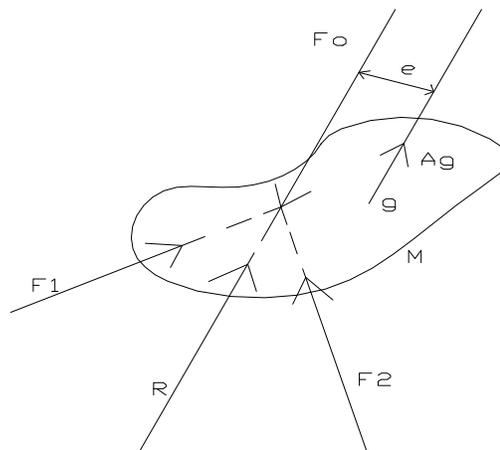


FIG. 3.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE UN ESLABON BAJO LA ACCION DE F1 Y F2.

Al mostrar F_o en sentido opuesto a A_g y al momento de F_o en sentido opuesto a α parece representar una resistencia al movimiento acelerado del eslabón y en cierto sentido es una medida de la inercia del eslabón. En consecuencia, a F_o se le llama una fuerza de inercia.



3.4 BALANCEO

Balanceo es la técnica de corregir o eliminar fuerzas o momentos de inercia indeseables. Las fuerzas en el armazón pueden variar de manera significativa durante un ciclo completo de operación. Estas fuerzas pueden provocar vibraciones que a veces pueden alcanzar amplitudes peligrosas. Incluso aunque no lo fueran, las vibraciones aumentan los esfuerzos en los componentes y someten a los cojinetes a cargas repetidas que provocan la falla prematura por fatiga de las piezas. Por tanto, es necesario eliminar, o por lo menos reducir, en primera instancia, las fuerzas de inercia que producen estas vibraciones.

3.4.1 BALANCEO ESTÁTICO

El balanceo estático se utiliza sólo para piezas cuyas dimensiones axiales son pequeñas, como por ejemplo, engranes, ventiladores e impulsores. Las máquinas que se utilizan para realizar dicho balanceo reciben el nombre de máquinas para balancear en un sólo plano, porque la masa debe estar prácticamente en un solo plano. Es importante notar que si se deben montar varias ruedas en un eje que va a girar, las piezas deben balancearse estáticamente en forma individual antes de montarlas.

El balanceo estático es esencialmente un proceso de pesado en el que se aplica a la pieza una fuerza de gravedad o una fuerza centrífuga. Se puede balancear un disco y su eje colocándolo sobre dos rieles paralelos, haciéndolo oscilar y dejándolo encontrar el equilibrio. En este caso, la localización del desbalanceo se encuentra con la ayuda de la fuerza de la gravedad. Otro método para balancear el disco sería hacerlo girar a una velocidad predeterminada. Entonces se podrían medir las reacciones en los cojinetes y utilizar sus magnitudes para indicar la magnitud del desbalanceo.

3.4.2 BALANCEO DINÁMICO

Las unidades en que se mide el desbalanceo por costumbre han sido onza-pulgada (oz-pulg.), El gramo-centímetro (g-cm) y la unidad de gramo-pulgada (g-pulg.). Para el sistema internacional la unidad más apropiada de desbalanceo es el miligramo-metro (mg-m).

En el caso de elementos de máquinas más largos, como rotores de turbinas o armaduras de motores, las fuerzas centrífugas desbalanceadas conducen a pares cuyo efecto es tender a que el rotor se volteé. El propósito del balanceo es medir el par desbalanceado y agregar un nuevo par en la dirección opuesta y de la misma magnitud.



Se introduce el nuevo par mediante la adición de masas en dos planos de corrección preseleccionados, o bien, restando masas (haciendo perforaciones) de los dos planos.

3.5 ANÁLISIS DEL DESBALANCEO

A continuación se muestra como analizar cualquier sistema desbalanceado, y la manera de determinar las correcciones apropiadas aplicando métodos gráficos y métodos vectoriales, como se observa en la fig.3.3.

Análisis gráfico

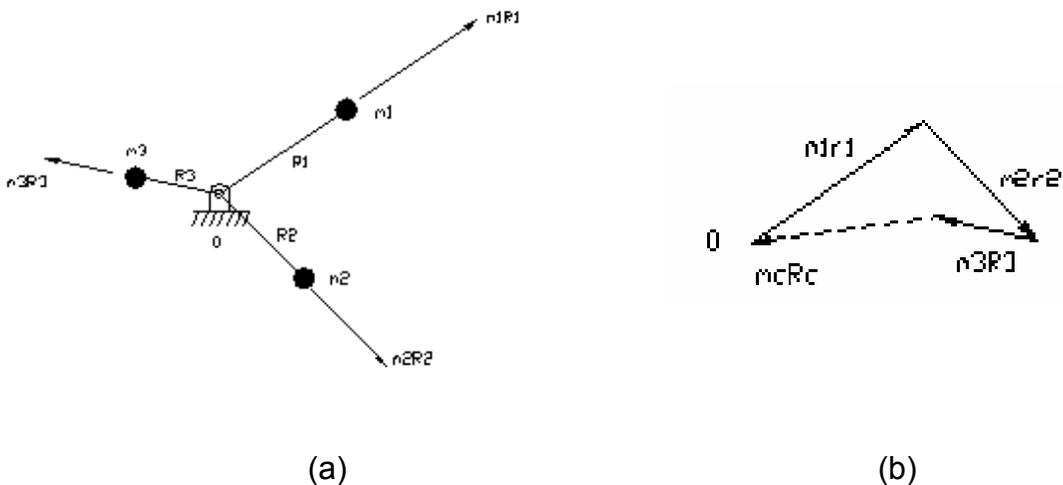


FIG. 3.3 a) SISTEMA DE TRES MASAS QUE GIRAN EN UN SOLO PLANO. b) POLÍGONO DE FUERZAS CENTRÍFUGAS QUE DA A $m_c R_c$ COMO LA CORRECCIÓN REQUERIDA

Se usan las dos ecuaciones $\Sigma F = 0$ y $\Sigma M = 0$ para determinar la magnitud y ubicación de las correcciones. Se principia observando que la fuerza centrífuga es proporcional al producto mr de una masa excéntrica giratoria. Por tanto, las cantidades vectoriales, proporcionales a la fuerza centrífuga de cada una de las tres masas $m_1 R_1$, $m_2 R_2$ y $m_3 R_3$ de la figura 3.3(a), actuarán en las direcciones radiales como se indica. La primera de las ecuaciones se aplica construyendo un polígono de fuerzas Fig. 3.3 b. Puesto que este polígono requiere de otro vector, $m_c R_c$ para cerrarse, la magnitud de la corrección es $m_c R_c$ y su dirección es paralela a R_c . Se supone que las tres masas giran en un solo plano y, por tanto, es un caso de desbalanceo estático.

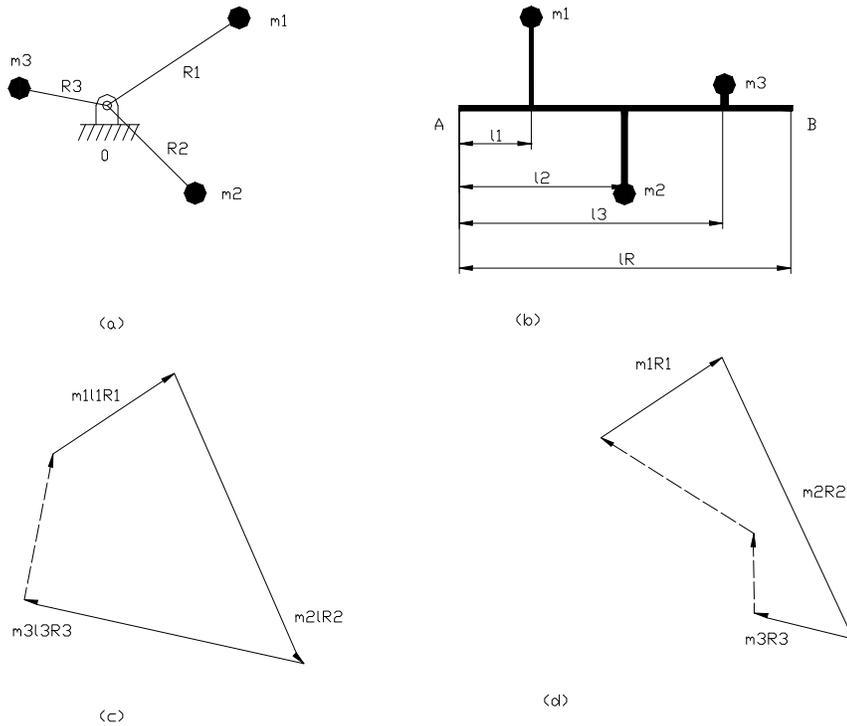


FIG. 3.4 ANÁLISIS GRÁFICO DEL DESBALANCEO

Cuando las masas giratorias se encuentran en planos diferentes, se deben usar las dos ecuaciones. La figura 3.4 a) es una vista desde un extremo de un eje en que se han montado las tres masas m_1 , m_2 , y m_3 a las distancias radiales respectivas R_1 , R_2 y R_3 . La figura 3.4 b) es una vista lateral del mismo eje, o árbol, mostrando los planos de corrección izquierda y derecho, así como las distancias a las tres masas. Se desea hallar la magnitud y la ubicación angular de las correcciones para cada plano.

El primer paso de la solución es tomar una suma de los momentos de las fuerzas centrífugas en torno a algún punto, incluyendo las correcciones. Se decide tomar esta suma en torno a "A" en el plano izquierdo de corrección, para eliminar el momento de la masa izquierda de corrección.

$$\sum M_A = m_1 l_1 R_1 + m_2 l_2 R_2 + m_3 l_3 R_3 + m_R l_R R_R = 0 \quad (3.3)$$

Esta es una ecuación vectorial en la que las direcciones de los vectores son paralelas, respectivamente, a los vectores R_N de la figura 3.4 a). Como consecuencia, se puede construir el polígono de momentos de la figura 3.4 c).



El vector de cierre m_R/R_R da la magnitud y dirección de la corrección requerida para el plano derecho. Ahora ya es factible hallar las cantidades m_R y R_R . Por consiguiente, se puede escribir la ecuación

$$\Sigma F = m_1R_1 + m_2R_2 + m_3R_3 + m_R R_R + m_L R_L = 0 \quad (3.4)$$

Puesto que se da la magnitud de R_L esta ecuación se resuelve para la corrección izquierda $m_L R_L$, construyendo el polígono de fuerzas de la figura 3.4 d.

3.6 MÉTODO DE MASAS PUNTUALES

Este método permite representar cualquier eslabón rígido en movimiento plano, que tenga masa “m” y momento de inercia “I”, mediante un sistema equivalente de dos masas puntuales tales que la inercia de las dos masas sean cinéticamente equivalentes a la inercia del eslabón.

Si se quiere remplazar un eslabón mediante el sistema equivalente de dos masas puntuales, es necesario determinar las cuatro cantidades del sistema, las magnitudes de las dos masas “ M_p ” y “ M_q ”, y las dos distancias “ l_q ” y “ l_p ”. Fig.3.6

$$M_p + M_q = m \quad [Kg] \quad (3.5)$$

$$M_p = m \left(\frac{l_q}{L} \right) \quad [Kg] \quad (3.6)$$

$$M_q = m \left(\frac{l_p}{L} \right) \quad [Kg] \quad (3.7)$$

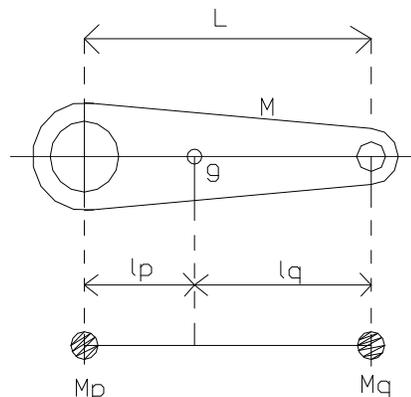


FIG. 3.6 REPRESENTACIÓN DE UN ESLABÓN, POR UN SISTEMA EQUIVALENTE DE DOS MASAS PUNTUALES.



Los sistemas dinámicamente equivalentes de dos masas tienen su mayor aplicación en el análisis de los motores de pistón, en especial con relación a las bielas.

3.7 ANALISIS DINÁMICO DE UN MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN

En la figura 3.7 se muestran los vectores que representan las fuerzas que actúan en un mecanismo manivela – biela – pistón, de acuerdo con su forma de trabajo.

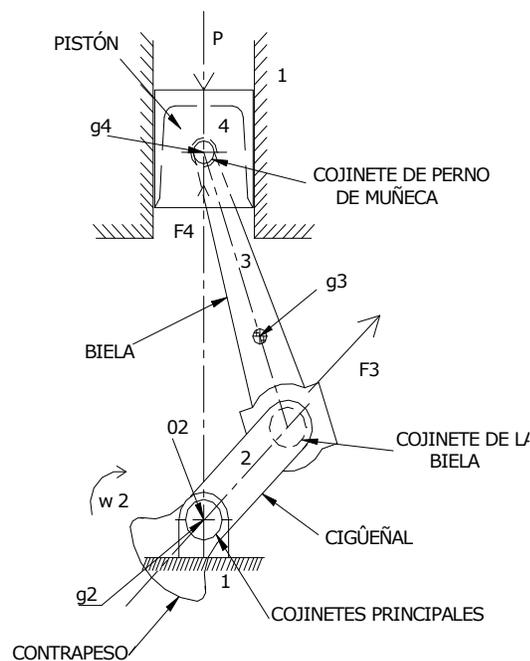


FIG. 3.7 FUERZAS PRINCIPALES DE UN MECANISMO MANIVELA – BIELA - PISTÓN.

3.8 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO

La fuerza de gas estático P sobre el pistón, se obtiene del producto de la presión del gas (p), por el área de la cabeza del pistón (A), siendo ésta su ecuación:

$$P = (p) (A) \quad [N] \quad (3.8)$$

Las fuerzas $F3$ y $F4$ que actúan en la biela y el pistón, respectivamente se conocen como dinámicas y la fuerza de inercia $F2$ en el cigüeñal es igual a cero debido a que es usual balancear el cigüeñal de manera que el centro de masa ($g2$) esté en el eje de rotación $O2$.



En consecuencia, el propio cigüeñal está balanceado nominalmente para que A_{g2} sea cero. Las fuerzas de gravedad también actúan en el mecanismo, aunque debido a que los pesos de las partes móviles son pequeños, comparados con las cargas principales, generalmente no se toman en cuenta.

En la figura 3.8 se muestran los vectores que representan todas las fuerzas que se desarrollan en el mecanismo manivela – biela – pistón, considerando el método de masas puntuales.

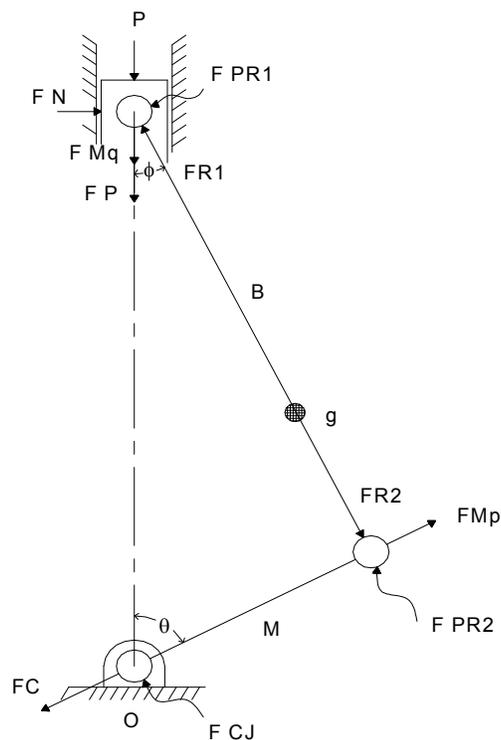


FIG. 3.8 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS VECTORES DE FUERZA DE UN MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN.

De la figura anterior, se describe cada una de las fuerzas actuantes en el mecanismo:

- P , es la fuerza del gas que actúa sobre el pistón.
- F_N , es la fuerza normal del pistón sobre la pared de la cámara.
- F_{Mq} es la fuerza de la masa puntual M_q , según su magnitud y dirección de aceleración.



FP, es la fuerza de la masa del pistón, según su magnitud y dirección de aceleración.

- FPR1, es la fuerza que actúa en el perno de la biela y el pistón, su magnitud y dirección son desconocidas.
- FR1, es la fuerza de la parte inferior de la biela, que actúa sobre la parte superior.
- FR2, es la fuerza de la parte superior de la biela, que actúa sobre la parte inferior.
- FMP, es la fuerza de la masa puntual M_p , según su magnitud y dirección de aceleración.
- FPR2, es la fuerza que actúa en el perno de la biela y el cigüeñal, su magnitud y dirección son desconocidas.
- FCJ, es la fuerza que actúa en el cojinete del cigüeñal, su magnitud y dirección son desconocidas.
- FC, es la fuerza de reacción del cigüeñal con respecto a FMP.

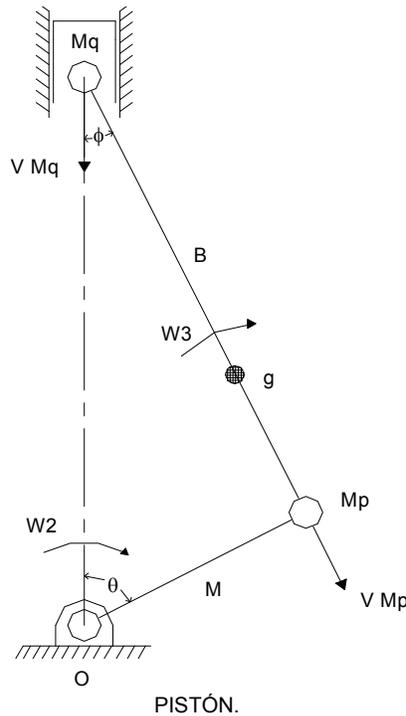
Para conocer el valor de estas fuerzas actuantes, es necesario determinar la velocidad y por consiguiente la aceleración de algunas de ellas, por lo que necesitamos hacer un análisis de velocidades y aceleraciones.

3.9 ANALISIS DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES

En la figura 3.9 se muestran los vectores que representan las velocidades lineales de las masas puntuales y las velocidades angulares de los eslabones de un mecanismo manivela – biela – pistón, para una posición determinada.



FIG. 3.9 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LOS VECTORES DE VELOCIDAD DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA –



Por dinámica de máquinas, tenemos:

En la masa puntual M_p

Velocidad de M_p (VM_p), donde \overline{M} es el valor de la distancia $\overline{OM_p}$ en metros y W_2 es la velocidad angular del cigüeñal (manivela) expresada en rad/seg.

$$VM_p = \overline{M} \times W_2 \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.9)$$

Aceleración de M_p (a_{M_p})

$$a_{M_p} = \overline{M} \times W_2^2 \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.10)$$

En la masa puntual M_q

Velocidad de M_q (VM_q), donde VM_p es la velocidad de la masa puntual M_p , \overline{M} es el valor de la distancia $\overline{OM_p}$ en metros, \overline{B} es el valor de la distancia $\overline{M_p M_q}$ en metros, θ es el ángulo que se forma entre la vertical de alineamiento y el brazo de giro del cigüeñal (manivela) y ϕ es el ángulo que se forma entre la vertical de alineamiento y la biela.



$$VMq = VMp \left[\sin \theta + \frac{1}{2} \left(\frac{\bar{M}}{B} \right) \left(\frac{\sin 2\theta}{\cos \phi} \right) \right] \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (3.11)$$

Aceleración de Mq (aMq)

$$aMq = aMp \left[\cos \theta + \left(\frac{\bar{M}}{B} \right) \cos 2\theta \right] \quad \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.12)$$

Conociendo las aceleraciones desarrolladas por el mecanismo, podemos calcular las fuerzas que actúan en el mecanismo, debido a que:

$$F = ma \quad [N] \quad (3.13)$$

Por lo que:

$$FMq = Mq \times aMq \quad [N] \quad (3.14)$$

$$FMp = Mp \times aMp \quad [N] \quad (3.15)$$

$$FP = mP \times aP$$

donde, mP es la masa del pistón y aP es la aceleración del pistón

$$aP = aMq$$

por lo tanto,

$$FP = mP \times aMq \quad [N] \quad (3.16)$$

Para obtener las fuerzas restantes del mecanismo, se tiene que analizar cada punto en particular donde se aplican estas fuerzas, descomponiendo cada una de ellas en sus componentes "i" y sus componentes "j", para hacer la sumatoria correspondiente.



3.10 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN

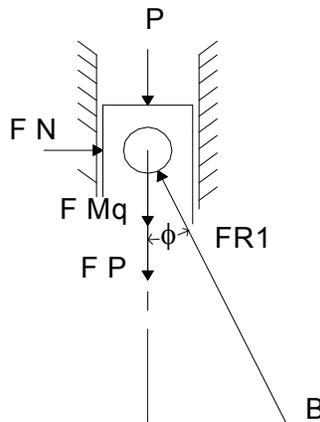


FIG. 3.10 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL PISTÓN.

$$FR1 = FR1(-\text{sen } \phi i + \text{cos } \phi j) \quad (3.17)$$

$$FN = FNi \quad (3.18)$$

por equilibrio,

$$P + FN + FMq + FP + FR1 = 0 \quad (3.19)$$

Sumando componentes i

$$FNi - FR1 \text{sen } \phi i = 0 \quad (3.20)$$

Sumando componentes j

$$-Pj - FMqj - FPj + FR1 \text{cos } \phi j = 0 \quad (3.21)$$

de 1.21 obtenemos,

$$FR1 = \frac{Pj + FMqj + FPj}{\text{cos } \phi} \quad (3.22)$$

de 1.22 obtenemos,

$$FN = FNi = FR1 \text{sen } \phi i \quad (3.23)$$



3.11 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA

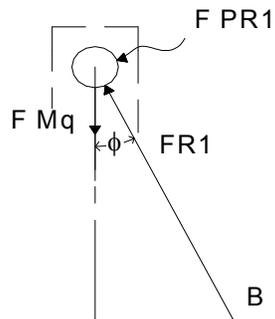


FIG. 3.11 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA BIELA.

Por equilibrio,

$$FPR1 + FR1 + FMq = 0 \quad (3.24)$$

Si suponemos,

$$FPR1 = FPR1(CPTi + CPTj) \quad (3.25)$$

Sumando componentes i

$$- FR1 \text{sen } \phi i + FPR1(CPTi) = 0 \quad (3.26)$$

Sumando componentes j

$$- FMqj + FR1 \text{cos } \phi j + FPR1(CPTj) = 0 \quad (3.27)$$

De 3.26 obtenemos,

$$FPR1(CPTi) = FR1 \text{sen } \phi i \quad (3.28)$$

De 3.27 obtenemos,

$$FPR1(CPTj) = FMqj - FR1 \text{cos } \phi j \quad (3.29)$$

Por lo que,



$$FPR1 = [(FR1 \text{ sen } \phi)i + (FMq - FR1 \text{ cos } \phi)j] \quad (3.30)$$

Utilizando en la ecuación 3.30 una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de FPR1.

3.12 FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA

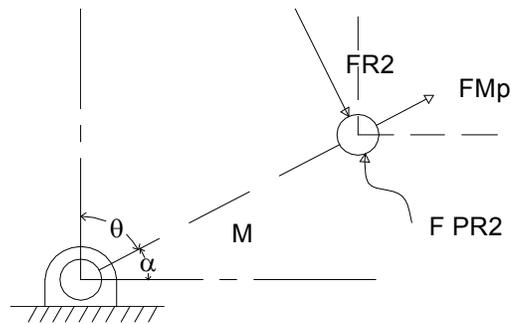


FIG. 3.12 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN LA PARTE INFERIOR DE LA BIELA.

Por equilibrio,

$$FR2 + FMp + FPR2 = 0 \quad (3.31)$$

Si suponemos,

$$FPR2 = FPR2(CPTi + CPTj) \quad (3.32)$$

Si sabemos,

$$FR2 = -FR1 \quad (3.33)$$

Por lo que,

$$FR2 = FR1 \text{ sen } \phi i - FR1 \text{ cos } \phi j \quad (3.34)$$

Sumando componentes i

$$FPR2(CPTi) + FR1 \text{ sen } \phi i + FMp \text{ cos } \alpha i = 0 \quad (3.35)$$

Sumando componentes j



$$FPR2(CPTj) - FR1 \cos \phi_j + FMp \sin \alpha_j = 0 \quad (3.36)$$

de 3.35 obtenemos,

$$FPR2(CPTi) = -FR1 \sin \phi_i - FMp \cos \alpha_i \quad (3.37)$$

de 3.36 obtenemos,

$$FPR2(CPTj) = FR1 \cos \phi_j - FMp \sin \alpha_j \quad (3.38)$$

Por lo que,

$$FPR2 = [(-FR1 \sin \phi - FMp \cos \alpha)i + (FR1 \cos \phi - FMp \sin \alpha)j] \quad (.39)$$

Utilizando en la ecuación 3.39, una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de FPR2.

3.13 FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL

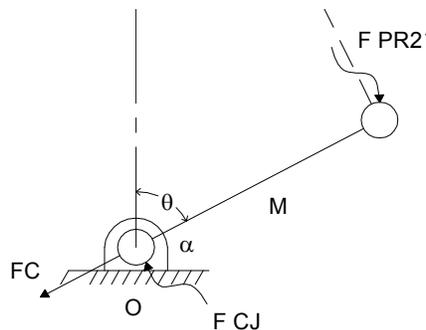


FIG. 3.13 DIAGRAMA DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL CIGÜEÑAL.

Por equilibrio,

$$FPR2' + FCJ + FC = 0 \quad (3.40)$$

Si suponemos,

$$FCJ = FCJ(CPTi + CPYj) \quad (3.41)$$

Si sabemos,



$$FPR2' = -FPR2 \quad (3.42)$$

Por lo que,

$$FPR2' = [(FR1 \operatorname{sen} \phi + FMp \operatorname{cos} \alpha)i + (-FR1 \operatorname{cos} \phi + FMp \operatorname{sen} \alpha)j] \quad (3.43)$$

Si sabemos,

$$FC = -FMp \quad (3.44)$$

Por lo que,

$$FC = -FMp \operatorname{cos} \alpha i - FMp \operatorname{sen} \alpha j \quad (3.45)$$

Sumando componentes i

$$FCJ(CPTi) + (FR1 \operatorname{sen} \phi i + FMp \operatorname{cos} \alpha i) + (-FMp \operatorname{cos} \alpha i) = 0 \quad (3.46)$$

Sumando componentes j

$$FCJ(CPTj) + (-FR1 \operatorname{cos} \phi + FMp \operatorname{sen} \alpha)j + (-FMp \operatorname{sen} \alpha j) = 0 \quad (3.47)$$

De 3.46 obtenemos,

$$FCJ(CPTi) = -(FR1 \operatorname{sen} \phi i + FMp \operatorname{cos} \alpha i) - (-FMp \operatorname{cos} \alpha i) \quad (3.48)$$

De 3.47 obtenemos,

$$FCJ(CPTj) = -(-FR1 \operatorname{cos} \phi + FMp \operatorname{sen} \alpha)j - (-FMp \operatorname{sen} \alpha j) \quad (3.49)$$

Por lo que,

$$FCJ = [(-FR1 \operatorname{sen} \phi)i + (FR1 \operatorname{cos} \phi)j] \quad (3.50)$$

Utilizando en la ecuación 3.50 una conversión de rectangular a polar, obtenemos el valor absoluto de FCJ.

ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO

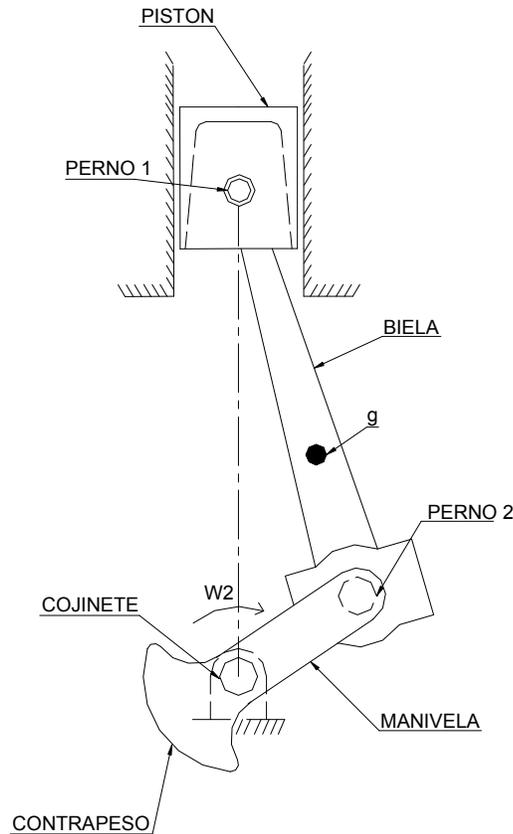
Para obtener un análisis dinámico completo del mecanismo, es necesario conocer sus restricciones y movimientos de trabajo, por lo que se desarrollarán los siguientes cálculos en determinadas y específicas posiciones.



3.14 DATOS TECNICOS DEL MECANISMO

Los datos que a continuación se describen, corresponden a los de la primera etapa, (baja presión) del motocompresor en el material rodante de S.T.C.

FIG. 3.14 REPRESENTACION DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN DEL MOTOCOMPRESOR.



PISTÓN

Material: Fundición de aluminio.

Dimensiones: Diámetro de 140 mm (0.14 m)

Altura de 110 mm (0.11 m)

Masa de 1240 grs (1.24 Kg)

BIELA

Material: Fundición nodular.

Dimensiones: Distancia entre centros de los pernos 240 mm (0.24 m)

Distancia del centro del perno 2 al centro de masa (g)

80 mm (0.08 m)

Masa de 1155 grs (1.155 Kg)



MANIVELA (CIGÜEÑAL)

Dimensiones: Distancia entre centros del perno 2 y del cojinete 70 mm
(0.07 m)

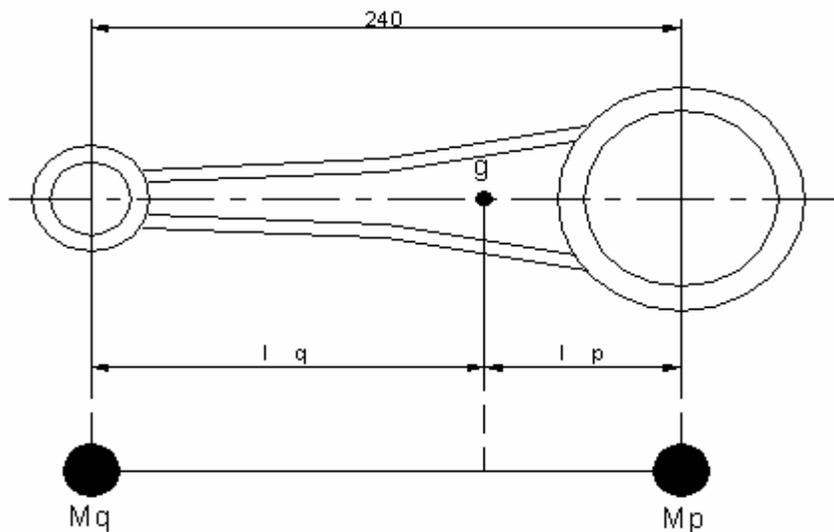
Velocidad de giro 900 R.P.M.

3.15 MASAS PUNTUALES EN EL MECANISMO

Por medio del método de masas puntuales descrito en el capítulo 1 y el análisis desarrollado en la sección 3.6, analizaremos el mecanismo manivela-biela-pistón del motocompresor.

3.16 MASAS PUNTUALES EN LA BIELA

Conociendo la masa total de la biela "m" y las longitudes "l_q" y "l_p" respectivamente, podemos obtener dos masas puntuales equivalentes de la biela,



como lo muestra en la figura 3.15.

FIG. 3.15 MASAS PUNTUALES EQUIVALENTES DE LA BIELA
ACOTACION EN MILÍMETROS

Por lo mencionado en sección 3.5 siguiente.

De la ecuación 3.6, tenemos



$$M_p = m \left(\frac{l_q}{L} \right)$$

Por lo que,

$$M_p = 1.155 \text{Kg} \left(\frac{0.16\text{m}}{0.24\text{m}} \right) = 0.77 \text{Kg}$$

De la ecuación 1.7, tenemos

$$M_q = m \left(\frac{l_p}{L} \right)$$

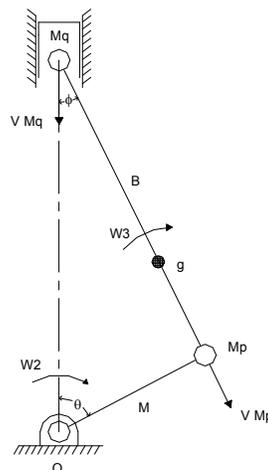
Por lo que,

$$M_q = 1.155 \text{Kg} \left(\frac{0.08\text{m}}{0.24\text{m}} \right) = 0.385 \text{Kg}$$

3.17 DETERMINACION DE VELOCIDADES Y ACELERACIONES

De acuerdo a lo mencionado en la sección 3.6 el mecanismo queda representado por la siguiente figura.

FIG. 3.16 REPRESENTACIÓN DEL MECANISMO MANIVELA – BIELA – PISTÓN, DEACUERDO AL METODO DE MASAS PUNTUALES





Para poder conocer y analizar el movimiento de trabajo del mecanismo, obtendremos las velocidades y aceleraciones para determinadas posiciones, o sea, como vayan cambiando los ángulos θ y ϕ respectivamente, de la figura 3.3.

La siguiente tabla muestra los valores obtenidos en este análisis, de acuerdo a las ecuaciones 3.9, 3.10 para M_p y 3.11, 3.12 para M_q de la sección 3.6, desarrolladas en un programa matemático

NÚMERO DE Posición	VALOR DE ϕ θ	VALORES DE M_p V_{M_p} (m/s) a_{M_p} (m/s ²)	VALORES DE M_q V_{M_q} (m/s) a_{M_q} (m/s ²)
1	0° 0°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 0$ $a_{M_q} = 803.17$
2	8.39° 30°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.14$ $a_{M_q} = 629.28$
3	14.64° 60°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 6.57$ $a_{M_q} = 220.12$
4	16.96° 90°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 6.6$ $a_{M_q} = 181.56$
5	14.64° 120°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.85$ $a_{M_q} = 401.68$
6	8.39° 150°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.26$ $a_{M_q} = 447.72$
7	0° 180°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 0$ $a_{M_q} = 440.24$
8	8.39° 210°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.26$ $a_{M_q} = 447.72$
9	14.64° 240°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.85$ $a_{M_q} = 401.68$
10	16.96° 270°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 6.6$ $a_{M_q} = 181.56$
11	14.64° 300°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 6.57$ $a_{M_q} = 220.12$
12	8.39° 330°	$V_{M_p} = 6.6$ $a_{M_p} = 621.81$	$V_{M_q} = 4.14$ $a_{M_q} = 629.28$

TABLA 3.1 VALOR DE LA VELOCIDAD Y LA ACELERACIÓN EN LAS DIFERENTES POSICIONES DEL MECANISMO.



3.18 DETERMINACIÓN DE FUERZAS DESARROLLADAS EN EL MECANISMO

La obtención del valor de las fuerzas desarrolladas en el mecanismo se procederá conforme a lo mencionado en la sección 3.6 cada una de las posiciones determinadas anteriormente.

Tomando en cuenta que la presión que conocemos para el análisis, es la presión de succión del motocompresor

$$p = 0.78 \frac{Kgf}{cm^2} \left[76486.86 \frac{N}{m^2} \right]$$

De la ecuación 3.8, obtenemos la fuerza ejercida por el gas sobre el pistón, que supondremos para este análisis como constante.

$$P = (p) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)$$

$$P = \left(76486.86 \frac{N}{m^2} \right) (0.0154 m^2) = 1177.42 \text{ N}$$

Las fuerzas restantes se calcularán de acuerdo con el análisis desarrollado en las secciones 3.6 y 3.7 para cada parte constitutiva del mecanismo.

A continuación se muestra, los valores obtenidos de las fuerzas desarrolladas en el mecanismo, para cada una de las posiciones determinadas.

Dichos valores son el resultado de la aplicación de las fórmulas vistas en los capítulos anteriores.



POSICION No. 1 $\phi=0^\circ$ $\theta=0^\circ$

FUERZAS EN EL PISTÓN (N)

P = 1177.42
 FN = 0
 FMq = 309.22
 FP = 995.93
 FR1 = 2482.57

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 2482.57
 FMq = 309.22
 FPR1 = 2173.35

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 2482.57
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2003.78

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 2482.57
 FPR2' = 2003.78

POSICION No. 2 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=30^\circ$

FUERZAS EN EL PISTÓN (N)

P = 1177.42
 FN = 325.70
 FMq = 243.76
 FP = 780.31
 FR1 = 2230.83

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 2230.83
 FMq = 243.76
 FPR1 = 1989.38

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 2230.83
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1878.66

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 2230.21
 FPR2' = 1878.66



POSICION No. 3 $\phi=4.64^\circ$ $\theta=60^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 399.75
 FMq = 84.84
 FP = 272.94
 FR1 = 1586.30

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1586.30
 FMq = 84.84
 FPR1 = 1504.77

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1586.30
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1528.64

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1585.71
 FPR2' = 1528.64

POSICION No. 4 $\phi=16.96^\circ$ $\theta=90^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 453.73
 FMq = 72.99
 FP = 225.13
 FR1 = 1553.89

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1553.89
 FMq = 72.99
 FPR1 = 1483.66

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1553.89
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1753.96

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1553.28
 FPR2' = 1753.96



POSICION No. 5 $\phi=14.64^\circ$ $\theta=120^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 476.33
 FMq = 154.55
 FP = 498.10
 FR1 = 1890.23

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1890.23
 FMq = 154.55
 FPR1 = 1741.60

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1890.23
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2252.80

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1890.71
 FPR2' = 2252.80

POSICION No. 6 $\phi=8.39^\circ$
 $\theta=150^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 280.30
 FMq = 170.88
 FP = 555.17
 FR1 = 1919.80

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1919.80
 FMq = 170.88
 FPR1 = 1750.39

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1919.80
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2370.97

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1919.25
 FPR2' = 2370.97



POSICION No. 7 $\phi=0^\circ$ $\theta=180^\circ$

FUERZAS EN EL PISTÓN (N)

P = 1177.42
 FN = 0
 FMq = 169.57
 FP = 545.89
 FR1 = 1892.88

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 1892.88
 FMq = 169.57
 FPR1 = 1723.31

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 1892.88
 FMp = 478.79
 FPR2 = 2371.67

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 1892.88
 FPR2' = 2371.67

POSICION No. 8 $\phi=8.39^\circ$
 $\theta=210^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 66.56
 FMq = 170.88
 FP = 555.17
 FR1 = 456.25

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 456.25
 FMq = 170.88
 FPR1 = 625.79

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 456.25
 FMp = 478.79
 FPR2 = 918.46

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 456.25
 FPR2' = 918.46



POSICION No. 9 $\phi=14.64^\circ$
 $\theta=240^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 137.06
 FMq = 154.55
 FP = 498.10
 FR1 = 542.42

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 542.42
 FMq = 154.55
 FPR1 = 693.02

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 542.42
 FMp = 478.79
 FPR2 = 942.52

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 542.39
 FPR2' = 942.52

POSICION No. 10 $\phi=16.96^\circ$
 $\theta=270^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 268.15
 FMq = 72.99
 FP = 225.13
 FR1 = 919.28

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 919.28
 FMq = 72.99
 FPR1 = 989.31

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 919.28
 FMp = 478.79
 FPR2 = 1153.72

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 919.27
 FPR2' = 1153.72



POSICION No. 11 $\phi=14.64^\circ$
 $\theta=300^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 214.07
 FMq = 84.84
 FP = 272.94
 FR1 = 847.16

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 847.16
 FMq = 84.84
 FPR1 = 929.45

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 847.16
 FMp = 478.79
 FPR2 = 855.54

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 847.12
 FPR2' = 855.54

POSICION No. 12 $\phi=8.39^\circ$ $\theta=330^\circ$

FUERZAS EN EL PISTON (N)

P = 1177.42
 FN = 22.62
 FMq = 243.76
 FP = 780.30
 FR1 = 155.03

FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA (N)

FR1 = 155.03
 FMq = 243.76
 FPR1 = 397.76

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA (N)

FR2 = 155.03
 FMp = 478.79
 FPR2 = 370.02

FUERZAS EN EL CIGÜEÑAL (N)

FC = 478.79
 FCJ = 155.00
 FPR2' = 370.02

Con los resultados obtenidos del análisis anterior, podemos determinar las fuerzas que actúan en cada uno de los eslabones del mecanismo, y así conocer los esfuerzos que sufren cada uno de ellos.



ESFUERZOS EN LA BIELA Y ESFUERZOS POR FATIGA

4.1 DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS ACTUANTES EN LA BIELA

Para un análisis de esfuerzos en la biela, es necesario determinar las fuerzas desarrolladas en dicho eslabón. De los resultados obtenidos en el análisis de fuerzas desarrolladas en el mecanismo manivela – biela – pistón del motocompresor por el método de masas puntuales, las fuerzas actuantes en la biela según su posición son las siguientes.

POSICIÓN No. 1

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA *DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA*

FR2 = 2482.57 N	FR1 = 2482.57 N
FMp = 478.79 N	FMq = 309.22 N
FPR2 = 2003.78 N	FPR1 = 2173.35 N

POSICION No. 2

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA *DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA*

FR2 = 2230.83 N	FR1 = 2230.83 N
FMp = 478.79 N	FMq = 243.76 N
FPR2 = 1878.66 N	FPR1 = 1989.38 N

POSICION No. 3

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA *DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA*

FR2 = 1586.20 N	FR1 = 1586.20 N
FMp = 478.79 N	FMq = 84.84 N
FPR2 = 1528.64 N	FPR1 = 1504.77 N

POSICION No. 4

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE LA BIELA *DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA*

FR2 = 1553.89 N	FR1 = 1553.89 N
FMp = 478.79 N	FMq = 72.99 N
FPR2 = 1753.96 N	FPR1 = 1483.66 N



POSICION No. 5

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR2 = 1890.23 N
 FMp = 478.79 N
 FPR2 = 2252.8 N

LA BIELA

FR1 = 1890.23 N
 FMq = 154.55 N
 FPR1 = 1741.60 N

POSICION No. 6

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR2 = 1919.80 N
 FMp = 478.79 N
 FPR2 = 2370.97 N

LA BIELA

FR1 = 1919.80 N
 FMq = 170.88 N
 FPR1 = 1750.39 N

POSICION No. 7

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR2 = 1892.88 N
 FMp = 478.79 N
 FPR2 = 2371.67 N

LA BIELA

FR1 = 1892.88 N
 FMq = 169.57 N
 FPR1 = 1723.31 N

POSICION No. 8

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR2 = 456.25 N
 FMp = 478.79 N
 FPR2 = 918.46 N

LA BIELA

FR1 = 456.25 N
 FMq = 170.88 N
 FPR1 = 625.79 N

POSICION No. 9

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

FR2 = 542.42 N
 FMp = 478.79 N
 FPR2 = 942.52 N

LA BIELA

FR1 = 542.42 N
 FMq = 154.55 N
 FPR1 = 693.02 N

**POSICION No. 10**

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$$\begin{aligned} FR2 &= 919.28 \text{ N} \\ FMp &= 478.79 \text{ N} \\ FPR2 &= 1153.72 \text{ N} \end{aligned}$$

LA BIELA

$$\begin{aligned} FR1 &= 919.28 \text{ N} \\ FMq &= 72.99 \text{ N} \\ FPR1 &= 989.31 \text{ N} \end{aligned}$$

POSICION No. 11

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$$\begin{aligned} FR2 &= 847.16 \text{ N} \\ FMp &= 478.79 \text{ N} \\ FPR2 &= 855.54 \text{ N} \end{aligned}$$

LA BIELA

$$\begin{aligned} FR1 &= 847.16 \text{ N} \\ FMq &= 84.84 \text{ N} \\ FPR1 &= 929.45 \text{ N} \end{aligned}$$

POSICION No. 12

FUERZAS EN LA PARTE INF. DE FUERZAS EN LA PARTE SUP. DE LA BIELA

$$\begin{aligned} FR2 &= 155.03 \text{ N} \\ FMp &= 478.79 \text{ N} \\ FPR2 &= 370.02 \text{ N} \end{aligned}$$

LA BIELA

$$\begin{aligned} FR1 &= 155.03 \text{ N} \\ FMq &= 243.76 \text{ N} \\ FPR1 &= 397.76 \text{ N} \end{aligned}$$

4.2 UBICACIÓN DE LAS FUERZAS SOBRE LA BIELA

Para un análisis de esfuerzos sobre la biela, es necesario conocer el punto de aplicación de las fuerzas sobre la biela, para esto, las fuerzas obtenidas por el método de masa puntuales tendrán que ser convertidas a las fuerzas desarrolladas en su forma natural sobre el eslabón, tomando suposición original sobre la biela.

Por lo que, la resultante de la suma vectorial de las fuerzas desarrolladas por las masas puntuales M_p y M_q , será la fuerza total de la masa del eslabón, esto es, la fuerza de inercia (F_i) de la biela, ubicada en el centro de masa de dicho eslabón.

$$F_i = FM_p + FM_q \quad (4.1)$$

Otra de las fuerzas actuantes en la biela, que por naturaleza aparece y es necesario considerar, es la fuerza debida al peso de la misma (FW), esto es:

$$FW = ma \quad [N] \quad (4.2)$$



Capítulo IV

Donde “m” es la masa de la biela expresada en Kilogramos y “a” es la aceleración de la gravedad de la tierra expresada en m/s^2 .

FW según la ecuación 4.2 aparece como una fuerza concentrada, representativa de toda la masa de la biela, que por razones de análisis, la consideraremos una fuerza uniformemente distribuida (FWD), sobre toda la longitud de la biela, por lo que:

$$FWD = WD \times Le \quad [N] \quad (4.3)$$

Donde “WD” es la constante del peso uniformemente distribuido en N/m y “Le” es una longitud específica sobre la biela expresada en metros.

El valor de la constante WD se obtiene de la siguiente manera,

$$WD = \frac{FW}{LB} \quad [N/m] \quad (4.4)$$

Donde “LB” es el valor de la longitud total de la biela expresada en metros.

Si sustituimos las ecuaciones 4.2 en 4.4, y sustituimos valores, tenemos

$$WD = \frac{ma}{LB} = \frac{(1.155)(9.81)}{0.314} = 36.08 \text{ N/m}$$

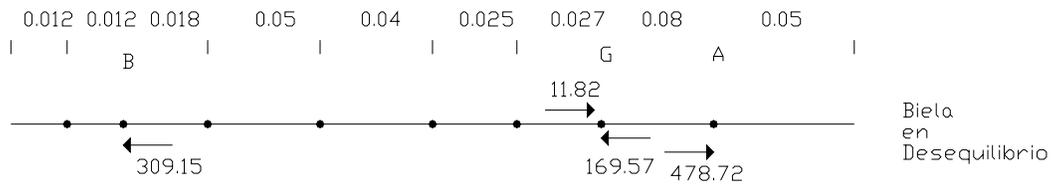
Por lo que el valor de FWD queda en función de la longitud a especificar, esta longitud se determinará de acuerdo a las secciones críticas a analizar de la biela.

De acuerdo con lo determinado anteriormente, se desarrollaron en AutoCad 2002 los siguientes esquemas y gráficas de la biela para cada una de las posiciones establecidas, presentando los valores de las fuerzas actuantes en la biela y las fuerzas finales sobre la misma, los puntos de aplicación de las fuerzas y los valores de las fuerzas internas (P, V, M) de la sección correspondiente.



Capítulo IV

Posición No. 1

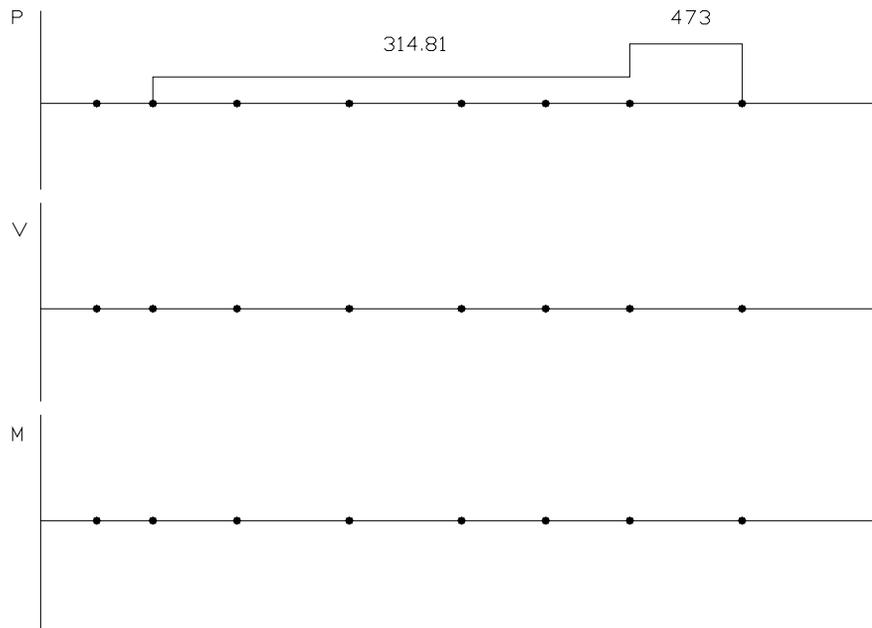
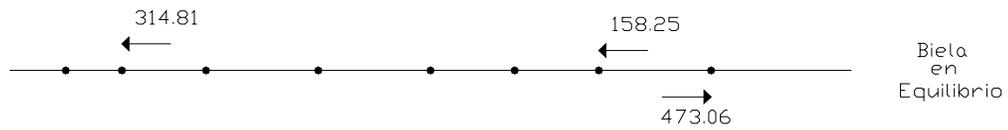
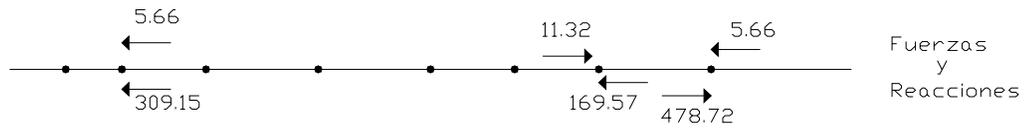


Reacciones B y A

$$\sum F_x = 11.32$$

$$R_B = 5.66 \leftarrow$$

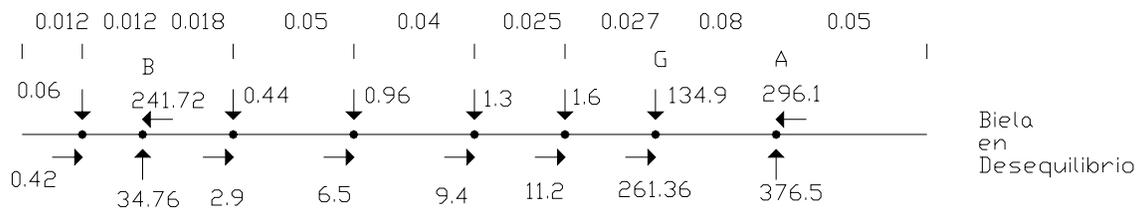
$$R_A = 5.66 \leftarrow$$



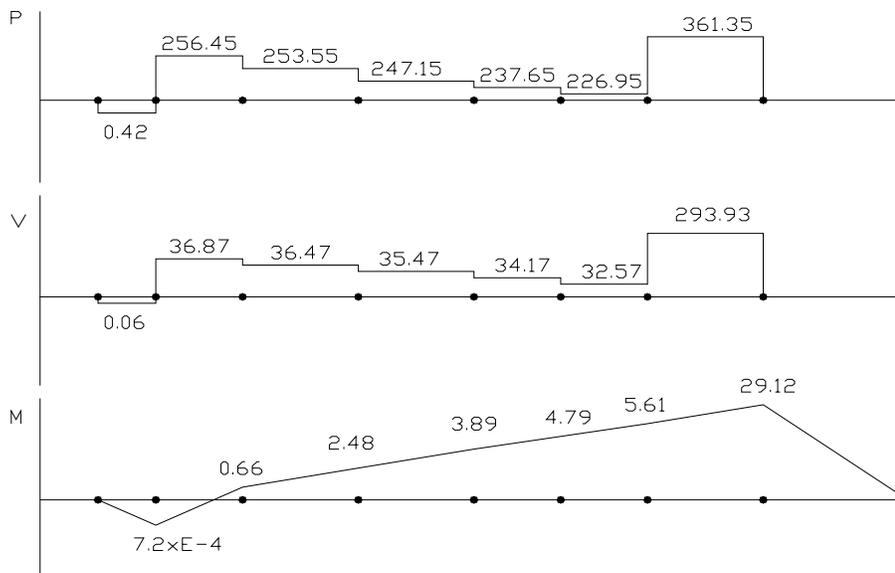
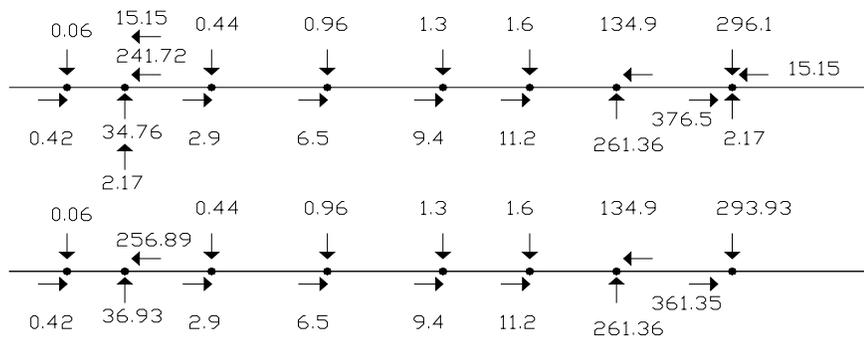


Capítulo IV

Posición No. 2



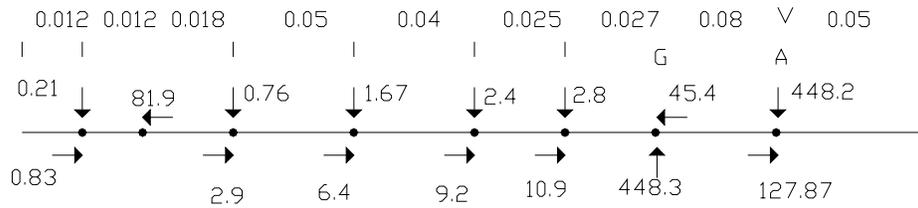
$$\begin{aligned} \sum F_x &= 30.3 \rightarrow \\ R_{XA} &= 15.15 \leftarrow \quad R_{XB} = 15.15 \leftarrow \\ \sum F_y &= 4.34 \downarrow \\ R_{YA} &= 2.17 \uparrow \quad R_{YB} = 2.17 \uparrow \end{aligned}$$





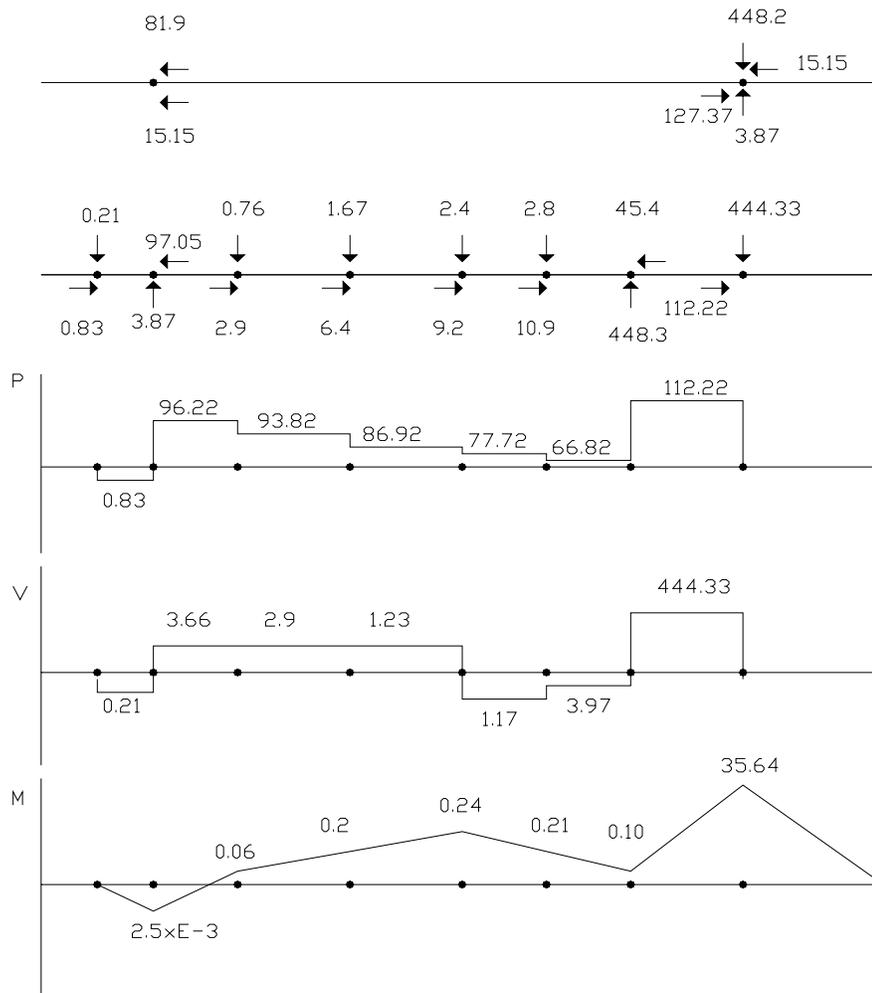
Capítulo IV

Posición No. 3



Biela
en
Desequilibrio

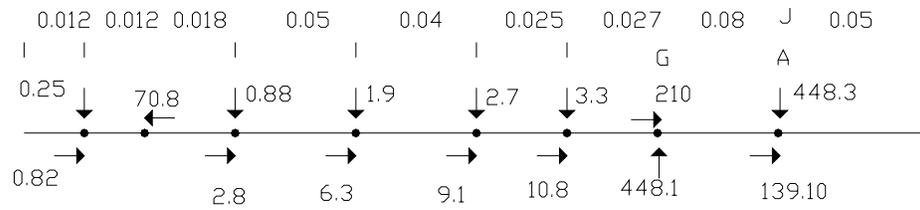
$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 30.3 \rightarrow \\ R_{XA} &= 15.15 \leftarrow \quad R_{XB} = 15.15 \leftarrow \\ \Sigma F_y &= 7.74 \downarrow \\ R_{YA} &= 3.87 \uparrow \quad R_{YB} = 3.87 \uparrow \end{aligned}$$





Capítulo IV

Posición No. 4



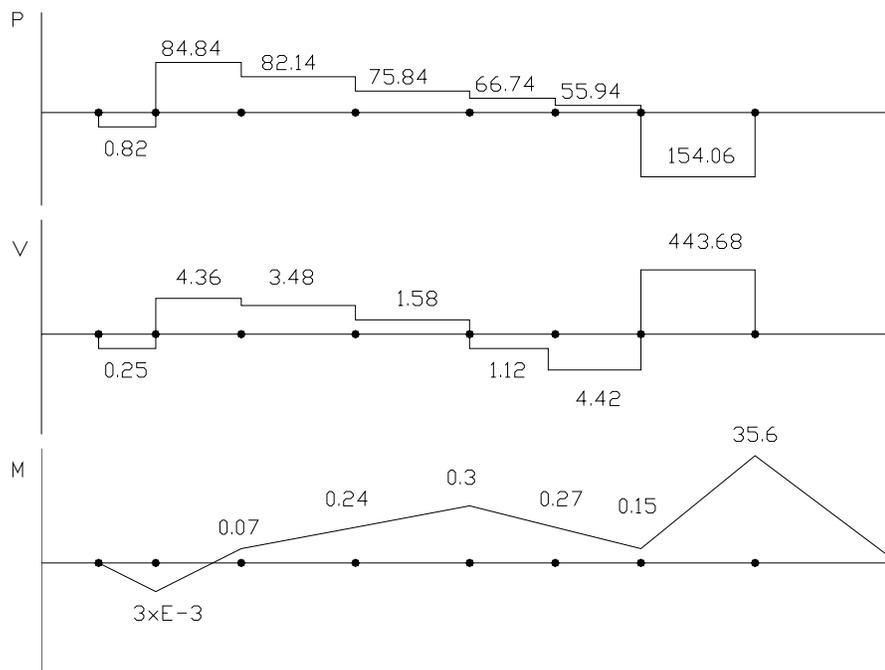
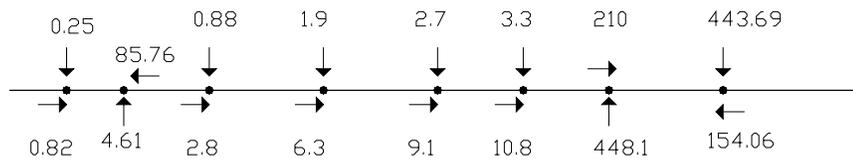
Biela
en
Desequilibrio

$$\sum F_x = 29.92 \rightarrow$$

$$R_{XA} = 14.96 \leftarrow \quad R_{XB} = 14.96 \leftarrow$$

$$\sum F_y = 9.23 \downarrow$$

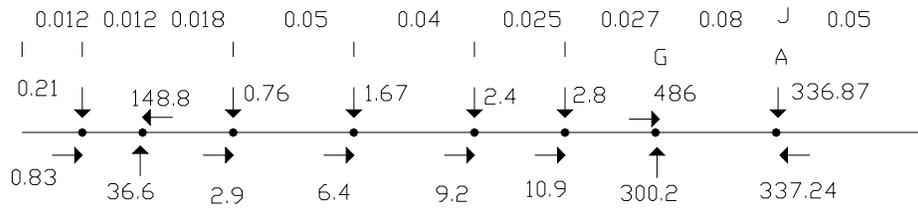
$$R_{YA} = 4.61 \uparrow \quad R_{YB} = 4.61 \uparrow$$





Capítulo IV

Posición No. 5



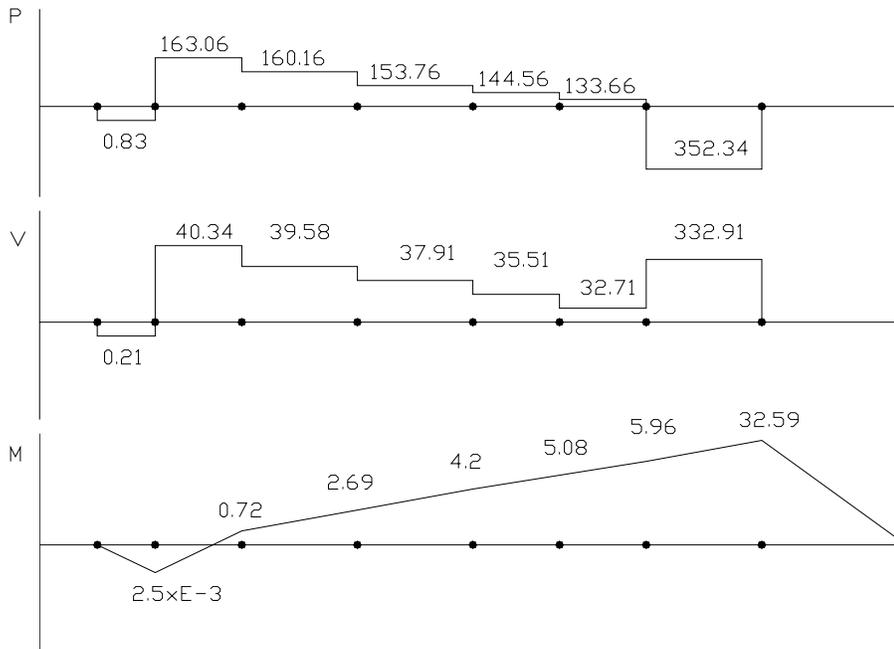
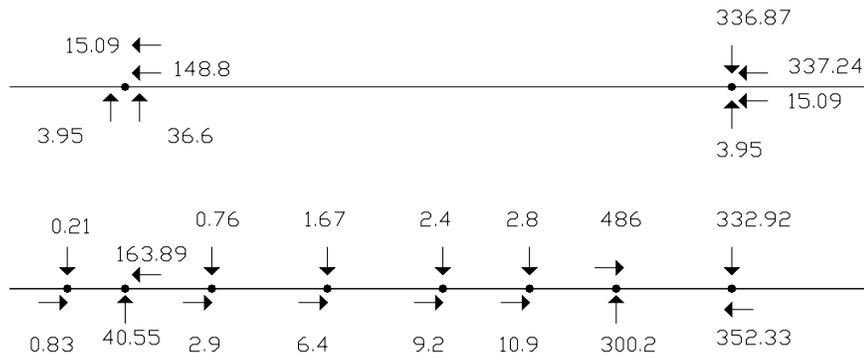
Biela
en
Desequilibrio

$$\Sigma F_x = 30.19 \rightarrow$$

$$R_{XA} = 15.09 \leftarrow \quad R_{XB} = 15.09 \leftarrow$$

$$\Sigma F_y = 7.91 \downarrow$$

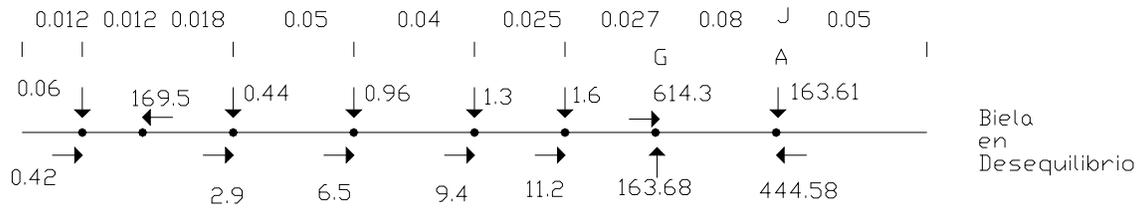
$$R_{YA} = 3.95 \uparrow \quad R_{YB} = 3.95 \uparrow$$



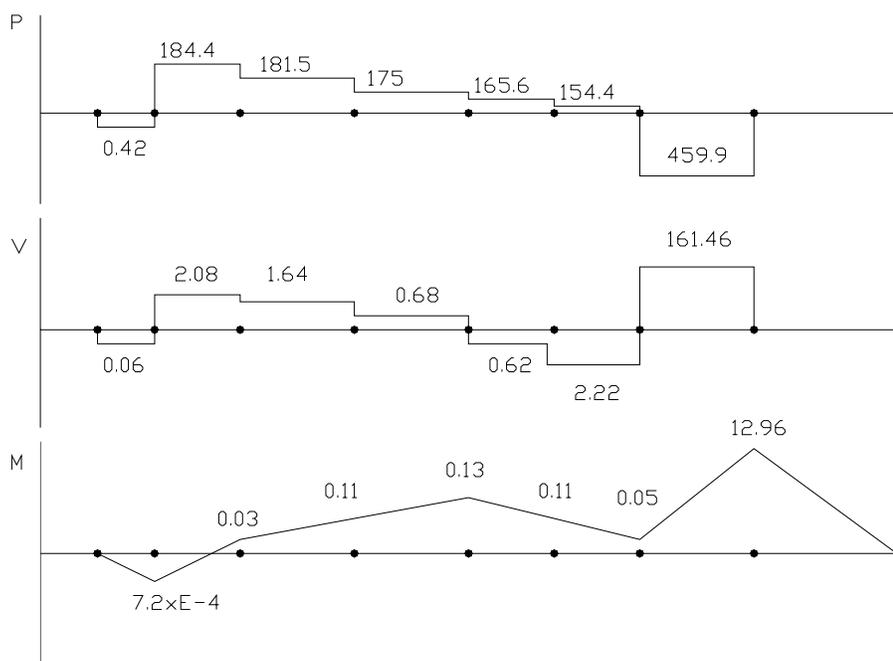
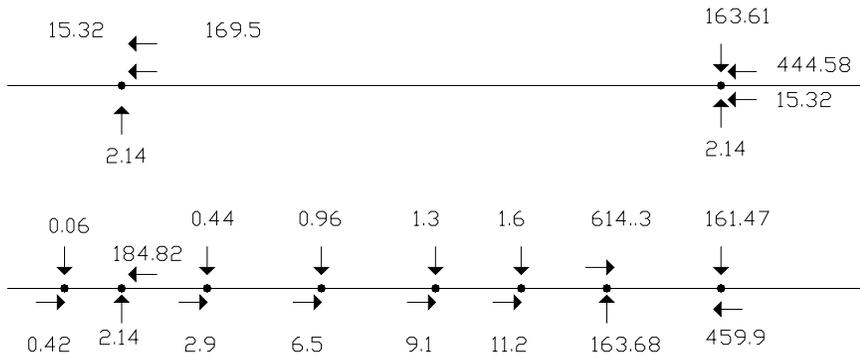
Capítulo IV



Posición No. 6



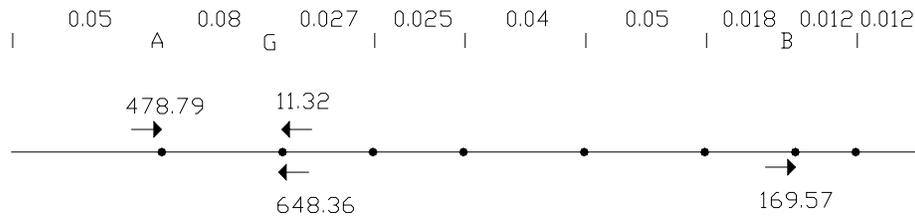
$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 30.64 \rightarrow \\ R_{XA} &= 15.32 \leftarrow \quad R_{XB} = 15.32 \leftarrow \\ \Sigma F_y &= 4.29 \downarrow \\ R_{YA} &= 2.14 \uparrow \quad R_{YB} = 2.14 \uparrow \end{aligned}$$





Capítulo IV

Posición No. 7

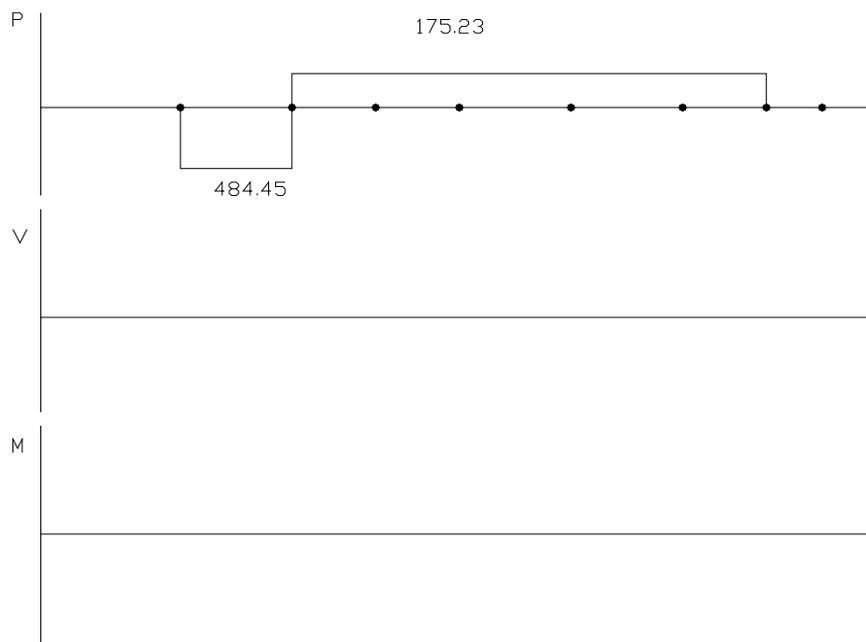
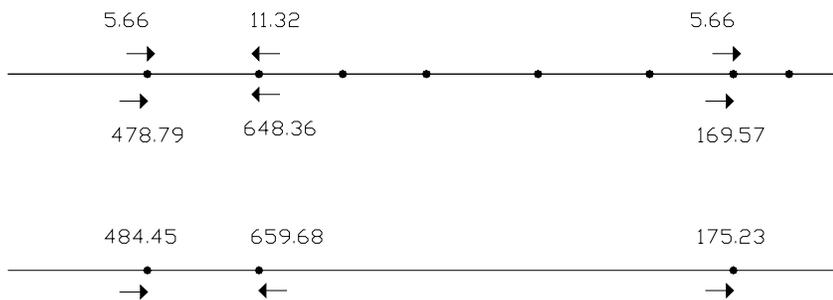


Biela en Desequilibrio

$$\sum F_x = 11.32 \leftarrow$$

$$R_{XA} = 5.66 \rightarrow$$

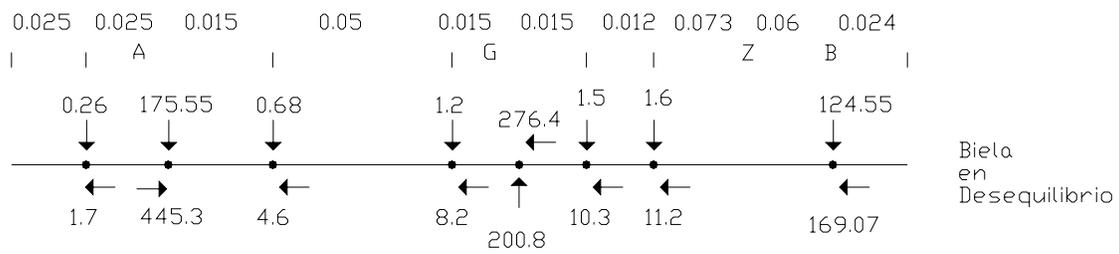
$$R_{XB} = 5.66 \rightarrow$$





Capítulo IV

Posición No. 8

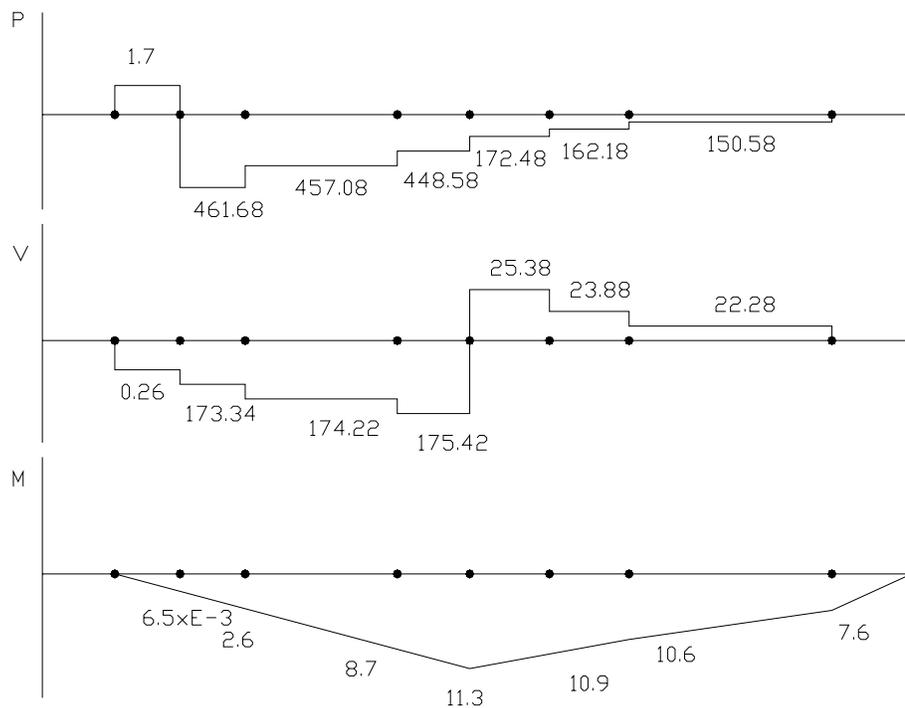
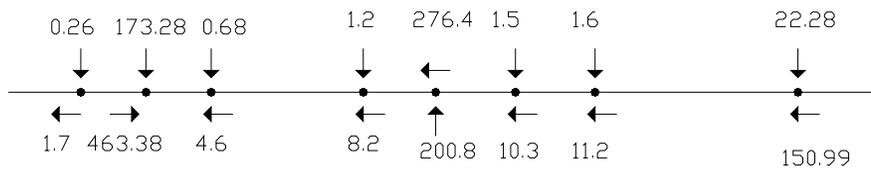
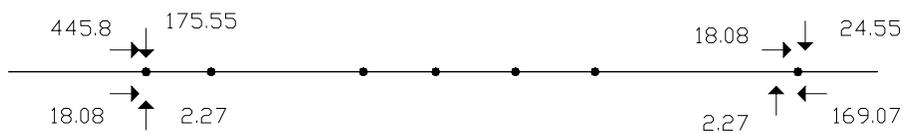


$$\sum F_x = 36.17 \leftarrow$$

$$R_{xA} = 18.08 \rightarrow \quad R_{xB} = 18.08 \rightarrow$$

$$\sum F_y = 4.54 \downarrow$$

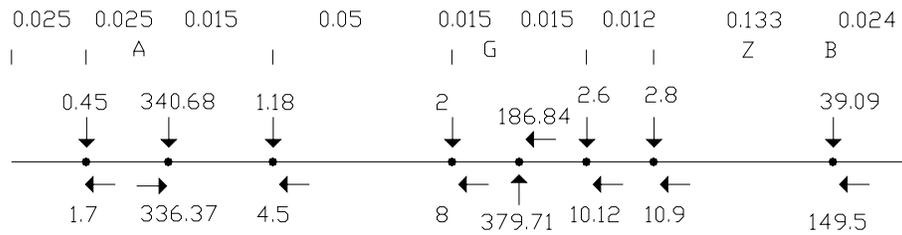
$$R_{yA} = 2.27 \uparrow \quad R_{yB} = 2.27 \uparrow$$





Capítulo IV

Posición No. 9



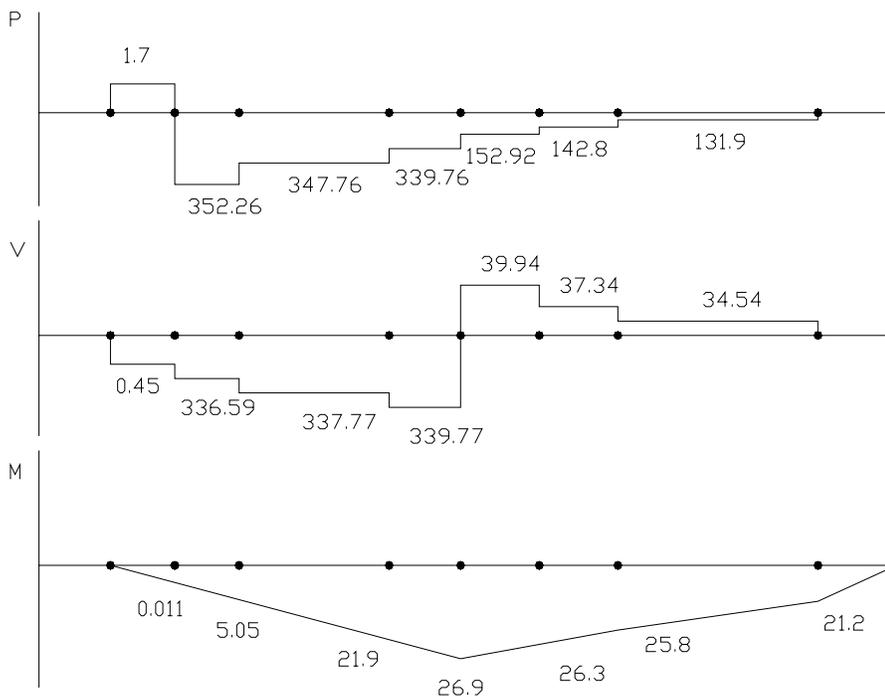
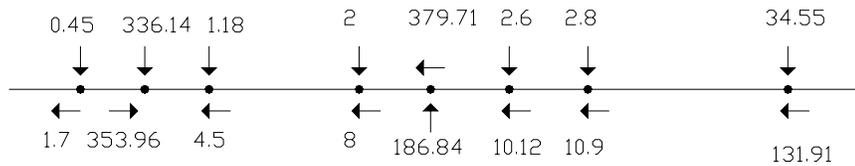
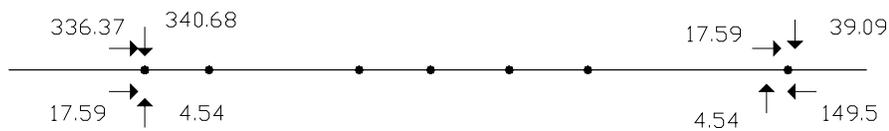
Biela
en
Desequilibrio

$$\sum F_x = 35.19 \leftarrow$$

$$R_{XA} = 17.59 \rightarrow \quad R_{XB} = 17.59 \rightarrow$$

$$\sum F_y = 9.09 \downarrow$$

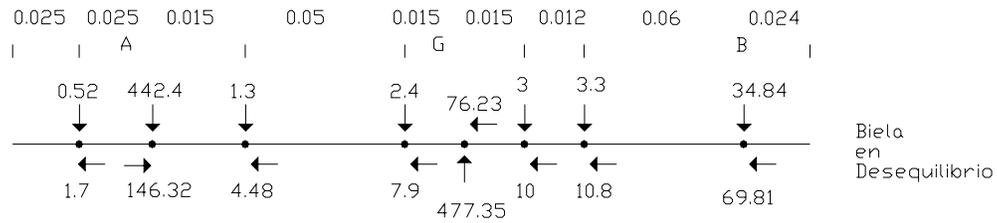
$$R_{YA} = 4.54 \uparrow \quad R_{YB} = 4.54 \uparrow$$



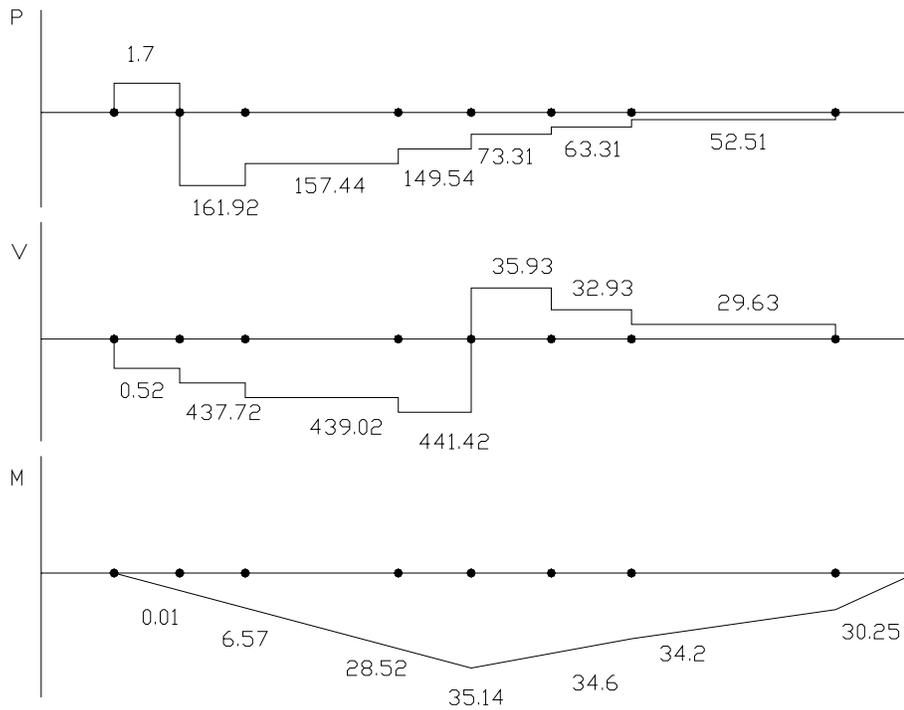
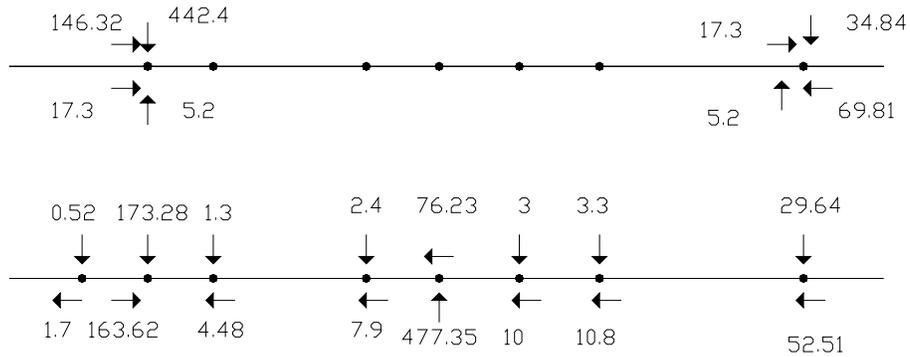


Capítulo IV

Posición No. 10



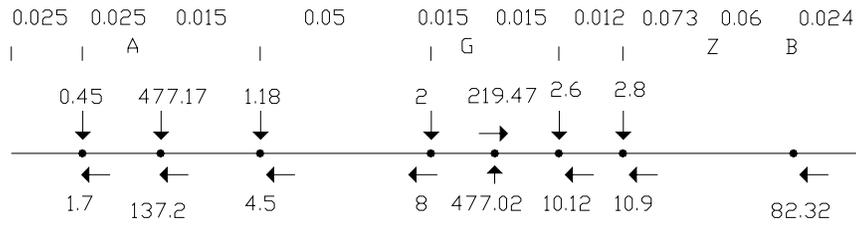
$$\begin{aligned} \sum F_x &= 34.6 \leftarrow \\ R_{XA} &= 17.3 \rightarrow \quad R_{XB} = 17.3 \rightarrow \\ \sum F_y &= 10.41 \downarrow \\ R_{YA} &= 5.2 \uparrow \quad R_{YB} = 5.2 \uparrow \end{aligned}$$



Capítulo IV



Posición No. 11



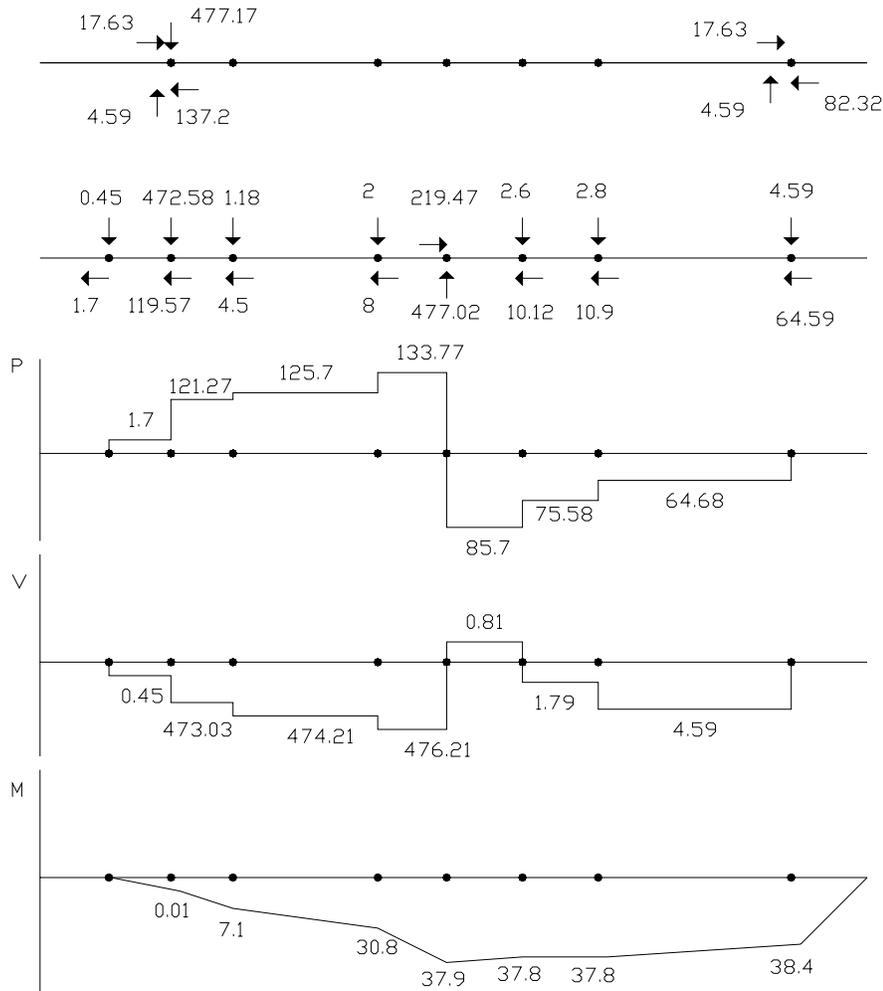
Biela
en
Desequilibrio

$$\sum F_x = 35.27 \leftarrow$$

$$R_{XA} = 17.63 \rightarrow \quad R_{XB} = 17.63 \rightarrow$$

$$\sum F_y = 9.18 \downarrow$$

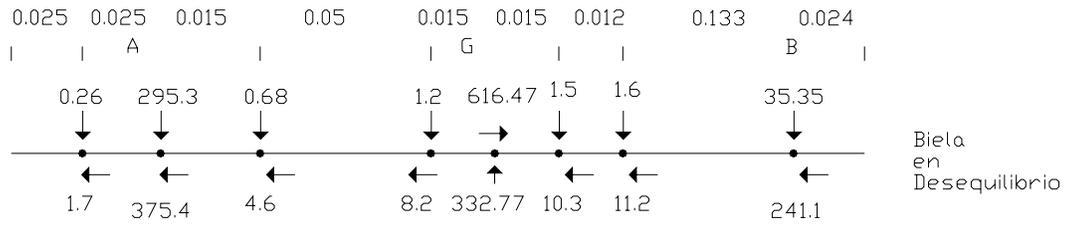
$$R_{YA} = 4.59 \uparrow \quad R_{YB} = 4.59 \uparrow$$



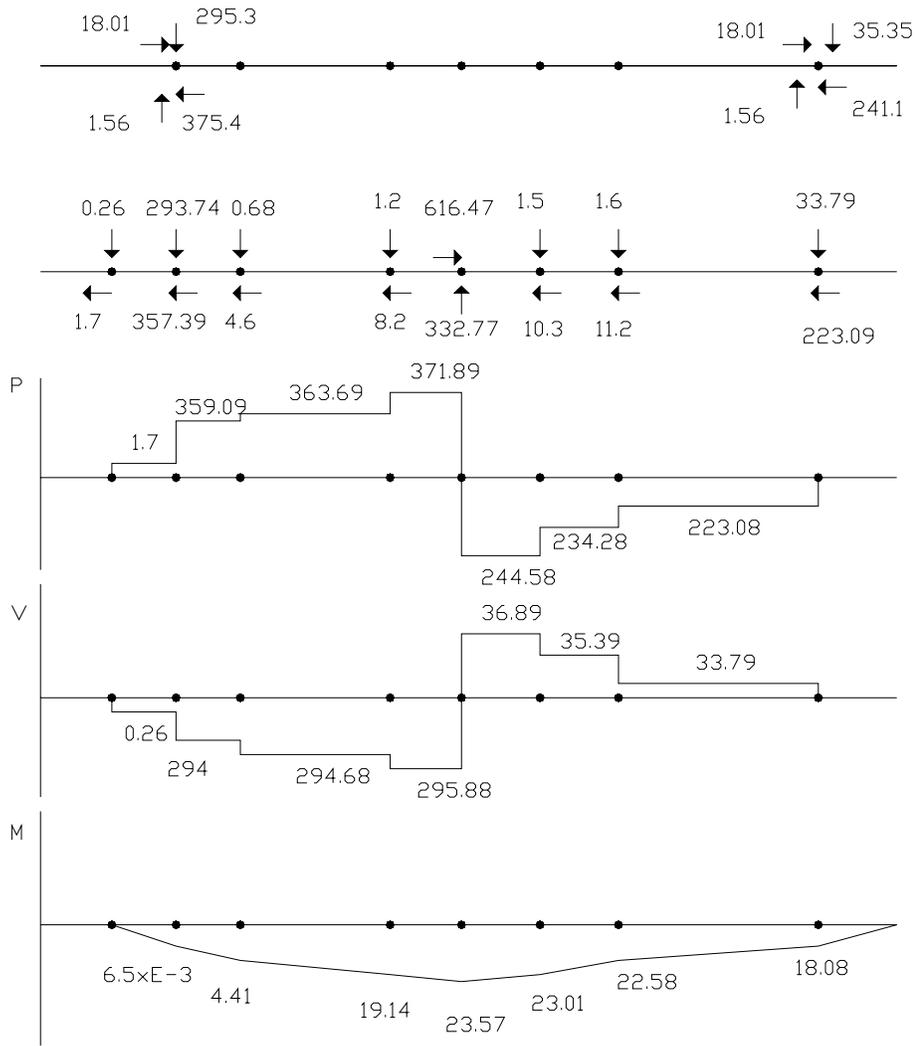
Capítulo IV



Posición No. 12



$$\begin{aligned} \sum F_x &= 36.03 \leftarrow \\ R_{XA} &= 18.01 \rightarrow \quad R_{XB} = 18.01 \rightarrow \\ \sum F_y &= 3.12 \downarrow \\ R_{YA} &= 1.56 \uparrow \quad R_{YB} = 1.56 \uparrow \end{aligned}$$





4.3 FUERZAS INTERNAS (P,V,M) EN LAS SECCIONES CRÍTICAS

No. Posición	Sección Crítica	Fuerzas Internas	Sección Crítica	Fuerzas Internas
1	A	P = 473,00 N V = 0 N M = 0 N.m		
2	A	P = 361,35 N V = 293,93 N M = 29,12 N.m		
3	A	P = 112,22 N V = 444,33 N M = 35,64 N.m		
4	A	P = -154,06 N V = 443,68 N M = 35,64 N.m		
5	A	P = -352,34 N V = 332,91 N M = 32,59 N.m		
6	A	P = -459,90 N V = 161,46 N M = 12,96 N.m		
7	G	P = -484,45 N V = 0 N M = 0 N.m		
8	L	P = -461,68 N V = -173,34 N M = -2,60 N.m	G	P = -448,88 N V = -175,42 N M = -11,30 N.m
9	L	P = -352,26 N V = -336,59 N M = -5,05 N.m	G	P = -339,76 N V = -339,77 N M = -26,90 N.m
10	L	P = -161,92 N V = -437,72 N M = -6,57 N.m	G	P = -149,54 N V = -441,42 N M = -35,14 N.m
11	G	P = 133,77 N V = -476,21 N M = -37,90 N.m	B	P = -64,68 N V = -4,59 N M = -38,40 N.m
12	G	P = 371,89 N V = -295,88 N M = -23,57 N.m		



4.4 SECCIONES CRÍTICAS DE LA BIELA

De acuerdo con las gráficas de las fuerzas internas, los máximos valores se encuentran en las siguientes secciones. A,L,G,B, siendo estas consideradas como “secciones críticas”.

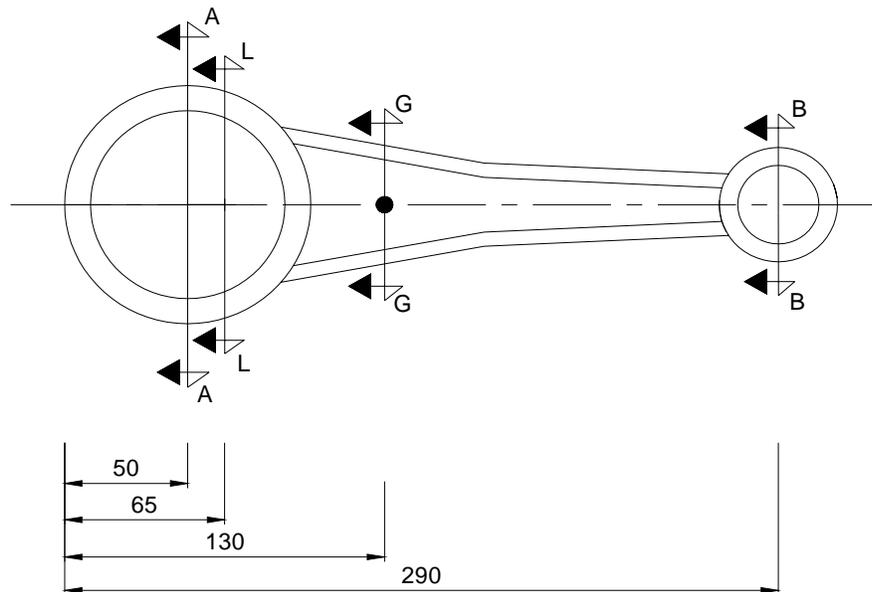


FIG. 6.1 UBICACIÓN DE LAS SECCIONES CRÍTICAS EN LA BIELA
ACOTACIONES EN MILIMETROS

4.5 CARACTERÍSTICAS DE LAS SECCIONES

Para conocer los esfuerzos a los que se enfrentan estas secciones críticas, es necesario saber las características de cada sección, siendo éstas las necesarias para los cálculos.

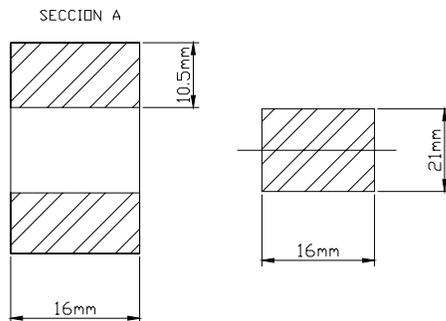
En la siguiente tabla se muestra las fórmulas y abreviaturas utilizadas para cada característica.

Característica	Abreviatura	Formula
Área Efectiva	AE	$b \times h$
Momento de Inercia	I	$\frac{bh^3}{12}$
Distancia de eje neutro a la fibra mas lejana	C	C
Espesor de corte	t	t
Momento estático de área	Q	Q



Capítulo IV

Sección "A"



$$AE = 3.36 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

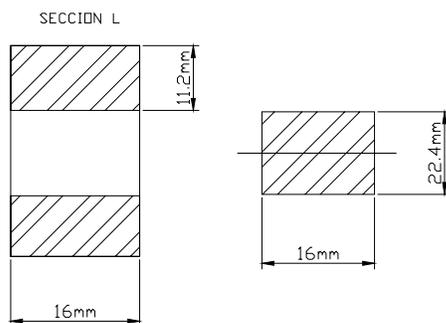
$$I = 1.23 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.0105 \text{ m}$$

$$t = 0.016 \text{ m}$$

$$Q = 8.82 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

Sección "L"



$$AE = 3.58 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

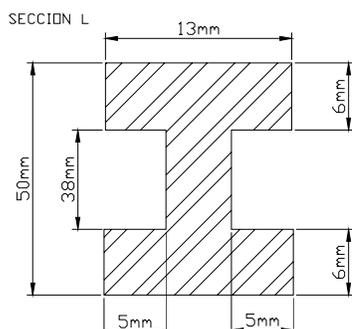
$$I = 1.49 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.0112 \text{ m}$$

$$t = 0.016 \text{ m}$$

$$Q = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Sección "G"



$$AE = 2.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 8.93 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$C = 0.025 \text{ m}$$

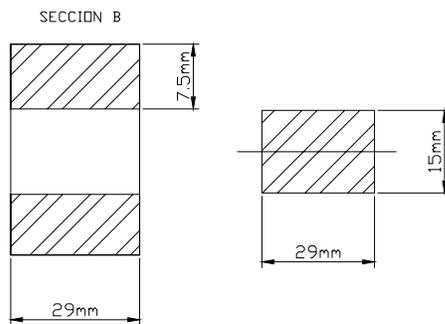
$$t = 0.003 \text{ m}$$

$$Q = 2.25 \text{ m}^3$$



Capítulo IV

Sección "B"



$$AE = 4.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 8.15 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$C = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$t = 0.029 \text{ m}$$

$$Q = 8.15 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$



4.6 ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES DEBIDOS A LAS FUERZAS INTERNAS

No. Posición	Sección Crítica	Esfuerzo	Formula	Resultado
1	A	Normal	P / A	1,40 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	0
2	A	Normal	P / A	1,07 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	24,85 MPa 1,31 MPa
3	A	Normal	P / A	333,98 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	30,42 MPa 1,99 MPa
4	A	Normal	P / A	-458,51 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	30,42 MPa 1,98 MPa
5	A	Normal	P / A	-1,04 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	27,82 MPa 1,49 MPa
6	A	Normal	P / A	-1,36 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	11,06 MPa 725,85 KPa
7	G	Normal	P / A	-1,79 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	0
8	L	Normal	P / A	-1,28 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-1,95 MPa -727,09 KPa
	G	Normal	P / A	-1,25 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-8,49 MPa -1,47 MPa
9	L	Normal	P / A	-983,96 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-3,79 MPa -1,41 MPa
	G	Normal	P / A	-1,25 MPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-7,53 MPa -2,85 MPa
10	L	Normal	P / A	-452,29 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-4,93 MPa -1,83 MPa
	G	Normal	P / A	-553,83 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-9,83 MPa -3,70 MPa
11	G	Normal	P / A	495,40 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-10,61 MPa -3,99 MPa
	B	Normal	P / A	-148,68 KPa
		Cortante	$M C / I$ $V Q / I t$	-35,33 MPa -15,82 KPa



4.7 VALORES MÁXIMOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES

Esfuerzo Normal Máximo

No. posición: 11 Sección Crítica: B

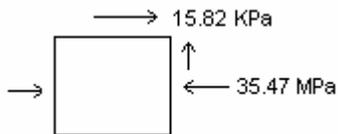
Esf. Normales $\sigma = M C / I = -35.33 \text{ MPa}$
Esf. Normales $\sigma = P / A = -148.68 \text{ KPa}$
Esf. Cortante $\tau = V Q / I t = -15.82 \text{ KPa}$

Esfuerzo Normal Máximo Total:

$$\sigma = M C / I + P / A = -35.47 \text{ MPa}$$

Estado de Esfuerzos Combinados:

$\sigma = -35.47 \text{ MPa}$
 $\tau = -15.82 \text{ KPa}$



$\sigma_x = -35.47 \text{ MPa}$
 $\sigma_y = 0$
 $\tau_{xy} = -15.82 \text{ KPa}$

Esf. Principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_{1,2} = -17.73 \pm 17.73$
 $\sigma_1 = 0 \text{ MPa}$
 $\sigma_2 = -35.46 \text{ MPa}$

Esfuerzo Cortante Máximo

No. posición: 11 Sección Crítica: G

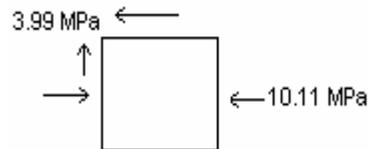
Esf. Normales $\sigma = M C / I = -10.61 \text{ MPa}$
Esf. Normales $\sigma = P / A = -495.4 \text{ KPa}$
Esf. Cortante $\tau = V Q / I t = -3.99 \text{ MPa}$

Esfuerzo Cortante Máximo Total:

$$\tau = V Q / I t = -3.99 \text{ MPa}$$

Estado de Esfuerzos Combinados:

$\sigma = M C / I + P / A = -10.11 \text{ MPa}$
 $\tau = -3.99 \text{ MPa}$



$\sigma_x = -10.11 \text{ MPa}$
 $\sigma_y = 0$
 $\tau_{xy} = -3.99 \text{ MPa}$

Esf. Principales

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$\sigma_{1,2} = -5.05 \pm 6.43$
 $\sigma_1 = 1.37 \text{ MPa}$
 $\sigma_2 = -11.48 \text{ MPa}$



Capítulo IV

De acuerdo con lo mencionado en la sección 2.4 del capítulo 2 y comparamos estos valores máximos obtenidos con una de las teorías para materiales frágiles se puede deducir lo siguiente.

4.8 COMPARACION CON LA TEORIA DEL ESFUERZO NORMAL MAXIMO

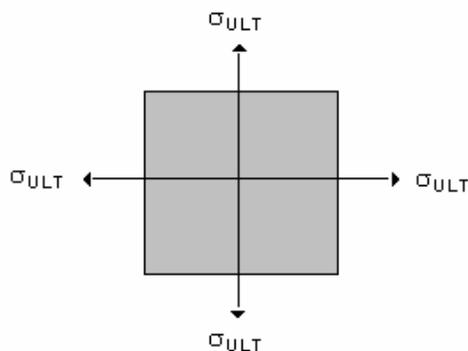
La Teoría del Esfuerzo Normal Máximo establece que un material frágil fallará cuando el esfuerzo principal máximo, en el material, alcance un valor límite igual al Esfuerzo Normal Último que el material pueda soportar cuando se somete a tensión simple.

Datos Técnicos del Material.

Fundición Nodular (Ferrítica)

Esfuerzo de tensión: 60,000 Psi (413.4 MPa)

Esfuerzo de cedencia: 40,000 Psi (275.6 MPa)



Sí $|\sigma_1| = \sigma_{ULT}$ del Material, la pieza falla.

Sí $|\sigma_2| = \sigma_{ULT}$ del Material, la pieza falla.

De lo anterior tenemos que el Esfuerzo Principal Máximo ocurre en la posición No. 11 ubicado en la sección crítica "B", siendo este:

$$\sigma_2 = -35.46 \text{ MPa}$$

Por lo que sí comparamos σ_2 con el σ_{ULT} del Material, tenemos:

$$/ 35.46 \text{ MPa} / \neq / 413.4 \text{ MPa} /$$

Por lo tanto basándonos en este criterio de comparación, deducimos que la pieza no falla debido a la Resistencia del Material ya que existe una notable diferencia entre los Esfuerzos de Trabajo y de Resistencia.



ESFUERZOS POR FATIGA EN LA BIELA

Conociendo que los esfuerzos desarrollados en la biela son producidos por cargas (fuerzas externas) combinadas, utilizaremos la teoría de la energía de distorsión aplicada a la fatiga, la cual consiste en determinar dos elementos de esfuerzos: Esfuerzos Medios y Esfuerzos Alternantes.

4.9 ESFUERZOS NOMINALES MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN

Para cada sección crítica de la biela, se determinan los valores máximos y mínimos de las fuerzas internas (P, V y M) desarrolladas durante su recorrido, obteniendo así los esfuerzos máximos y mínimos correspondientes.

La siguiente tabla muestra estos valores

		Valores Máximos					Valores Mínimos					
		Fza. Internas			Esfuerzos		Fza. Internas			Esfuerzos		
SECCIÓN "A"	P=	473.00	N	$\frac{P}{A} =$	1.40	MPa	P=	0.00	N	$\frac{P}{A} =$	0.00	MPa
	M=	35.64	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	30.42	MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00	MPa
	V=	444.33	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	1.99	MPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00	MPa
SECCIÓN "L"	P=	-461.68	N	$\frac{P}{A} =$	-1.28	MPa	P=	112.22	N	$\frac{P}{A} =$	313.46	KPa
	M=	-6.57	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	-4.93	MPa	M=	0.00	Nm	$\frac{Mc}{I} =$	0.00	MPa
	V=	-437.73	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	-1.83	MPa	V=	0.00	N	$\frac{VQ}{Ib} =$	0.00	MPa



Capítulo IV

SECCIÓN	Valores Máximos				Valores Mínimos			
	Fza. Internas		Esfuerzos		Fza. Internas		Esfuerzos	
	"G"	P= -484.45 N	$\frac{P}{A} = -1.79$ MPa	M= -37.90 Nm	$\frac{Mc}{I} = -10.61$ MPa	P= 66.83 N	$\frac{P}{A} = 247.48$ KPa	M= 0.00 Nm
	V= -476.21 N	$\frac{VQ}{Ib} = -3.99$ MPa			V= 0.00 N	$\frac{VQ}{Ib} = 0.00$ MPa		

SECCIÓN	Valores Máximos				Valores Mínimos			
	Fza. Internas		Esfuerzos		Fza. Internas		Esfuerzos	
	"B"	P= -64.68 N	$\frac{P}{A} = -148.66$ KPa	M= -38.40 Nm	$\frac{Mc}{I} = -35.35$ MPa	P= 0.00 N	$\frac{P}{A} = 0.00$ MPa	M= 0.00 Nm
	V= -4.59 N	$\frac{VQ}{Ib} = -15.82$ KPa			V= 0.00 N	$\frac{VQ}{Ib} = 0.00$ MPa		

TABLA 4.1 VALORES NOMINALES DE LAS FUERZAS INTERNAS Y DE LOS ESFUERZOS.

4.10 ESFUERZOS CRÍTICOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE CADA SECCIÓN

A los esfuerzos nominales máximos y mínimos obtenidos, se les multiplica por el factor de concentración de esfuerzos "kf" para obtener los esfuerzos críticos de cada sección; $k_f = 1.3$ para esfuerzos normales y $k_{fs} = 1.14$ para esfuerzos cortantes.

La siguiente tabla muestra estos valores

SECCION	Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos	
	$\sigma_P = 1.82$ MPa	Esf. Normal crítico total	$\sigma_P = 0.00$ MPa	Esf. Normal crítico total
	$\sigma_M = 39.54$ MPa	$\sigma_{cMAX} = 41.36$ MPa	$\sigma_M = 0.00$ MPa	$\sigma_{cMIN} = 0.00$ MPa
	Esf. Cortante crítico total		Esf. Cortante crítico total	
$\tau_V = 2.26$ MPa	$\tau_{cMAX} = 2.26$ MPa	$\tau_V = 0.00$ MPa	$\tau_{cMIN} = 0.00$ MPa	



		Esfuerzos Críticos Máximos		Esfuerzos Críticos Mínimos		
SECCION "L"	$\sigma_p = -1.66$ MPa	Esf. Normal critico total		$\sigma_p = 407.49$ KPa	Esf. Normal critico total	
	$\sigma_M = -6.40$ MPa	$\sigma_{cMAX} = -8.06$ MPa		$\sigma_M = 0.00$ MPa	$\sigma_{cMIN} = 407.49$ KPa	
	$\tau_v = -2.08$ MPa	Esf. Cortante critico total		$\tau_v = 0.00$ MPa	Esf. Cortante critico total	
		$\tau_{cMAX} = -2.08$ MPa		$\tau_{cMIN} = 0.00$ MPa		
SECCION "G"	$\sigma_p = -2.32$ MPa	Esf. Normal critico total		$\sigma_p = 321.72$ KPa	Esf. Normal critico total	
	$\sigma_M = -13.79$ MPa	$\sigma_{cMAX} = -16.11$ MPa		$\sigma_M = 0.00$ MPa	$\sigma_{cMIN} = 321.72$ KPa	
	$\tau_v = -4.54$ MPa	Esf. Cortante critico total		$\tau_v = 0.00$ MPa	Esf. Cortante critico total	
		$\tau_{cMAX} = -4.54$ MPa		$\tau_{cMIN} = 0.00$ MPa		
SECCION "B"	$\sigma_p = -193.25$ KPa	Esf. Normal critico total		$\sigma_p = 0.00$ MPa	Esf. Normal critico total	
	$\sigma_M = -45.95$ MPa	$\sigma_{cMAX} = -46.14$ MPa		$\sigma_M = 0.00$ MPa	$\sigma_{cMIN} = 0.00$ MPa	
	$\tau_v = -18.03$ KPa	Esf. Cortante critico total		$\tau_v = 0.00$ MPa	Esf. Cortante critico total	
		$\tau_{cMAX} = -18.03$ KPa		$\tau_{cMIN} = 0.00$ MPa		

TABLA 4.2 VALORES CRITICOS DE LOS ESFUERZOS NORMALES Y CORTANTES



4.11 ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCIÓN

Con los esfuerzos críticos máximos y mínimos obtenidos, se calculan los esfuerzos Medios (m) y los esfuerzos Alternantes (a) para cada sección.

La siguiente tabla muestra estos valores

	Esfuerzos Medios	Esfuerzos Alternantes
SECCION "A"	Esfuerzo Normal	Esfuerzo Normal
	$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = 20.68 \text{ MPa}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = 20.68 \text{ MPa}$
	Esfuerzo Cortante	Esfuerzo Cortante
	$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = 1.13 \text{ MPa}$	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = 1.13 \text{ MPa}$

	Esfuerzos Medios	Esfuerzos Alternantes
SECCION "L"	Esfuerzo Normal	Esfuerzo Normal
	$\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -3.82 \text{ MPa}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -4.23 \text{ MPa}$
	Esfuerzo Cortante	Esfuerzo Cortante
	$\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -1.04 \text{ MPa}$	$\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -1.04 \text{ MPa}$



	Esfuerzos Medios	Esfuerzos Alternantes
SECCION "G"	<p>Esfuerzo Normal</p> $\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -7.89 \text{ MPa}$	<p>Esfuerzo Normal</p> $\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -8.21 \text{ MPa}$
	<p>Esfuerzo Cortante</p> $\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -2.27 \text{ MPa}$	<p>Esfuerzo Cortante</p> $\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -2.27 \text{ MPa}$
SECCION "B"	<p>Esfuerzo Normal</p> $\sigma_m = \frac{\sigma_{cMAX} + \sigma_{cMIN}}{2} = -23.07 \text{ MPa}$	<p>Esfuerzo Normal</p> $\sigma_a = \frac{\sigma_{cMAX} - \sigma_{cMIN}}{2} = -23.07 \text{ MPa}$
	<p>Esfuerzo Cortante</p> $\tau_m = \frac{\tau_{cMAX} + \tau_{cMIN}}{2} = -9.01 \text{ KPa}$	<p>Esfuerzo Cortante</p> $\tau_a = \frac{\tau_{cMAX} - \tau_{cMIN}}{2} = -9.01 \text{ KPa}$

TABLA 4.3 VALORES DE LOS ESFUERZOS MEDIOS Y ALTERNANTES.



Capítulo IV

4.12 ESFUERZOS PRINCIPALES MEDIOS Y ALTERNANTES DE CADA SECCION

Con los esfuerzos Medios (Normales y Cortantes) y los esfuerzos Alternantes (Normales y Cortantes) se construyen los estados de esfuerzos de cada sección y se calculan los esfuerzos principales Medios y Alternantes.

La siguiente tabla muestra estos valores

SECCION "A"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma m_x + \sigma m_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma m_x - \sigma m_y}{2}\right)^2 + \tau m^2}$ $\sigma_{1,2} = 10.34 \pm 10.40$ $\sigma_{1m} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -0.06 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma a_x + \sigma a_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma a_x - \sigma a_y}{2}\right)^2 + \tau a^2}$ $\sigma_{1,2} = 10.34 \pm 10.40$ $\sigma_{1a} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -0.06 \text{ MPa}$
	$\sigma m = 20.68 \text{ MPa}$ $\tau m = 1.13 \text{ MPa}$		$\sigma a = 20.68 \text{ MPa}$ $\tau a = 1.13 \text{ MPa}$	

SECCION "L"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma m_x + \sigma m_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma m_x - \sigma m_y}{2}\right)^2 + \tau m^2}$ $\sigma_{1,2} = -1.91 \pm 2.17$ $\sigma_{1m} = 0.26 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -4.08 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma a_x + \sigma a_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma a_x - \sigma a_y}{2}\right)^2 + \tau a^2}$ $\sigma_{1,2} = -2.11 \pm 2.36$ $\sigma_{1a} = 0.24 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -4.46 \text{ MPa}$
	$\sigma m = -3.82 \text{ MPa}$ $\tau m = -1.04 \text{ MPa}$		$\sigma a = -4.23 \text{ MPa}$ $\tau a = -1.04 \text{ MPa}$	

SECCION "G"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma m_x + \sigma m_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma m_x - \sigma m_y}{2}\right)^2 + \tau m^2}$ $\sigma_{1,2} = -3.94 \pm 4.55$ $\sigma_{1m} = 0.61 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -8.49 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma a_x + \sigma a_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma a_x - \sigma a_y}{2}\right)^2 + \tau a^2}$ $\sigma_{1,2} = -4.10 \pm 4.69$ $\sigma_{1a} = 0.59 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -8.79 \text{ MPa}$
	$\sigma m = -7.89 \text{ MPa}$ $\tau m = -2.27 \text{ MPa}$		$\sigma a = -8.21 \text{ MPa}$ $\tau a = -2.27 \text{ MPa}$	



SECCION "B"	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales	Estado de Esfuerzos	Esfuerzos Principales
		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma m_x + \sigma m_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma m_x - \sigma m_y}{2}\right)^2 + \tau m^2}$ $\sigma_{1,2} = -11.53 \pm 14.63$ $\sigma_{1m} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -26.16 \text{ MPa}$		$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma a_x + \sigma a_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma a_x - \sigma a_y}{2}\right)^2 + \tau a^2}$ $\sigma_{1,2} = -11.53 \pm 14.63$ $\sigma_{1a} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -26.16 \text{ MPa}$
	$\sigma m = -23.07 \text{ MPa}$ $\tau m = -9.01 \text{ KPa}$		$\sigma a = -23.07 \text{ MPa}$ $\tau a = -9.01 \text{ KPa}$	

TABLA 4.4 VALORES DE LOS ESFUERZOS PRINCIPALES

4.13 ESFUERZO VON MISES MEDIO Y ALTERNANTE DE CADA SECCIÓN

Con los esfuerzos Principales Medios y Alternantes obtenidos, se calcula el Esfuerzo Von Mises Medio y Alternante para cada sección.

La siguiente tabla muestra estos valores

SECCION " A "	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
	$\sigma_{1m} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -0.06 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 20.77 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 20.74 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -0.06 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 20.77 \text{ MPa}$
SECCION " L "	Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
	$\sigma_{1m} = 0.26 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -4.08 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 4.21 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 0.24 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -4.46 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 4.58 \text{ MPa}$



Capítulo IV

		Esfuerzos Medios		Esfuerzos Alternantes	
SECCION	" G "	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
		$\sigma_{1m} = 0.61 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -8.49 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 8.81 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 0.59 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -8.79 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 9.09 \text{ MPa}$
SECCION	" B "	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzos Principales	Esfuerzo Von Mises
		$\sigma_{1m} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2m} = -26.16 \text{ MPa}$	$\sigma m' = \sqrt{\sigma_{1m}^2 - \sigma_{1m}\sigma_{2m} + \sigma_{2m}^2}$ $\sigma m' = 27.83 \text{ MPa}$	$\sigma_{1a} = 3.10 \text{ MPa}$ $\sigma_{2a} = -26.16 \text{ MPa}$	$\sigma a' = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}$ $\sigma a' = 27.83 \text{ MPa}$

TABLA 7.5 VALORES DE LOS ESFUERZOS VON MISES

4.14 COMPARACIÓN CON EL CRITERIO DE FALLA

El diagrama de Goodman modificado es un criterio que se utiliza para definir si una pieza o elemento de estructura o máquina falla o no por fatiga. Este criterio es utilizado para materiales frágiles, tales como el hierro fundido.

El diagrama se representa por medio de un sistema de ejes, donde los esfuerzos Medios se encuentran en el eje de las abscisas y los esfuerzos Alternantes en el eje de las ordenadas; Es limitado por una recta trazada desde "Se" (límite de resistencia a la fatiga) por el lado de las ordenadas hasta "Sult" (esfuerzo último del material) por el lado de las abscisas.

Para obtener el límite de resistencia a la fatiga (Se) del elemento, se tiene la siguiente ecuación:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se' \quad (4.1)$$

Donde k_a , k_b , k_c , k_d , k_e y Se' son los factores que lo modifican, siendo estos:

$$K_a = 0.70 \quad \text{Factor de superficie}$$

$$K_b = 0.88 \quad \text{Factor de tamaño}$$



Capítulo IV

$K_c = 1.00$ Factor de confiabilidad
 $K_d = 1.00$ Factor de temperatura
 $k_e = 1.00$ Factor de concentración de esfuerzos

S_e' es la resistencia a la fatiga del material, y se obtiene de la siguiente manera:

Datos técnicos del material

Fundición Nodular (Ferrítica)
 $S_{ult} = 60\ 000\ \text{psi}$ (413.4 MPa)
 $S_y = 40\ 000\ \text{psi}$ (279.6 MPa)

Por ser Fundición Nodular, la resistencia a la fatiga (S_e') del material es:

$$\begin{aligned}
 S_e' &= 0.4 S_{ult} & (4.2) \\
 S_e' &= 24\ 000\ \text{psi} \quad (165.3\ \text{MPa})
 \end{aligned}$$

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga de la biela es:

$$S_e = (0.7)(0.88)(1)(1)(1)(24\ 000) = 14\ 784\ \text{psi} \quad (101.8\ \text{MPa})$$

Con los datos obtenidos se construye el diagrama de Goodman modificado para el caso de falla (Fig. 4.1).

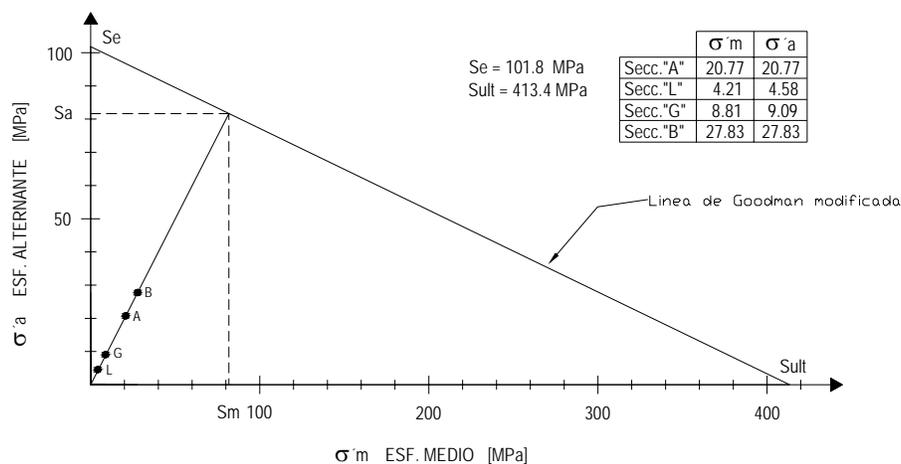


FIG. 4.1 DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO



Capítulo IV

Si se localizan las parejas de valores de esfuerzos Von Mises (σ_m', σ_a') de cada sección ("A", "L", "G" y "B") sobre el diagrama de Goodman modificado y se comparan con el criterio de falla por fatiga, se puede determinar que la pieza no falla debido a estos esfuerzos desarrollados, ya que los puntos de cada una de las parejas se encuentran por debajo de la línea de Goodman modificada.

Al trazar una línea que pase por los puntos localizados de las secciones y que se prolongue hasta cortar la línea de Goodman, se puede observar que existe una gran diferencia entre los esfuerzos de la pareja S_a, S_m los cuales son los valores límite de los esfuerzos que soporta el elemento y los esfuerzos de la pareja de la sección "B", los cuales son los mayores encontrados en tal.

Con esta marcada diferencia entre los esfuerzos permisibles y los esfuerzos desarrollados o de trabajo del elemento se obtiene un factor de seguridad contra falla por fatiga "FSf".



5 Análisis de Laboratorio

De acuerdo con los resultados obtenidos en los capítulos anteriores podemos determinar que la falla encontrada en la biela del motocompresor modelo 71T2X, figura 5.1 no se debe a un mal diseño.

Dicha resolución la hacemos válida conforme a lo siguiente:

El análisis de esfuerzos descrito en el capítulo 4 demuestra que los esfuerzos existentes en la biela proporcionan el desarrollo de esfuerzos principales inferiores a los que el material es capaz de soportar, esto se demuestra en la sección 4.7 donde se hace la comparación entre el esfuerzo principal máximo desarrollado en el elemento y el esfuerzo último del material, utilizando la teoría del esfuerzo normal máximo.

Para complementar estos resultados, en el capítulo 4 se analizó la posibilidad de una falla por fatiga, por lo cual se obtuvieron los esfuerzos Von Mises medios y alternantes presentes en el elemento, estos elementos se compararon con la línea de falla formada por los dos puntos delimitadores. El límite de resistencia a la fatiga y el esfuerzo último del material, ubicados en el diagrama de Goodman, lo cual no se encontraron anomalías existentes.

Por estas razones pasamos hacer un análisis y un estudio de la pieza en el laboratorio para poder encontrar el origen de la falla, como se observa en la fig.5.1.



fig. 5.1 biela del motocompresor modelo 71T2X



Se hizo una visita a los talleres de mantenimiento mayor del S.T.C. para platicar con la gente encargada de darle servicio a los motocompresores, para así conocer el proceso de inspección, las normas y las reglas establecidas para su mantenimiento, como se muestra en la fig.5.2.



fig. 5.2 talleres de mantenimiento mayor S.T.C.

En el área encargada de los motocompresores encontramos que es muy raro que a estas piezas (bielas) presenten daños, el proceso de revisión si cumple con las normas establecidas por el S.T.C. Como se muestra en la fig.5.3



fig. 5.3 Área especializada de motocompresores S.T.C.



5.1 Inspección de grietas.

En las actividades principales: el diseño, la fabricación, el montaje y finalmente la inspección y las pruebas. En cada una de estas actividades, la presencia de una grieta o falla es causa de rechazo por lo que es necesario siempre realizar pruebas para la detección de grietas y fracturas del material. Las pruebas que normalmente se practican son:

- a) Pruebas destructivas.
- b) Pruebas no destructivas.

5.1.a El objetivo principal de las pruebas destructivas es determinar cuantitativamente las propiedades de los materiales. Las pruebas destructivas consisten en la destrucción de la probeta o la pieza empleada en la determinación correspondiente. Este tipo de pruebas son necesarias para comprobar si las características de un material cumplen con lo especificado durante el diseño y debe observarse que estas pruebas no pueden aplicarse a las partes o componentes en servicio.

5.1.b Las pruebas no destructivas consisten en la aplicación de métodos físicos indirectos, cuya finalidad es verificar la sanidad, homogeneidad y continuidad de las piezas examinadas. Estas pruebas no sustituyen a los ensayos destructivos, sino que los complementan.

Las pruebas no destructivas, se dividen en:

- Inspección superficial
- Inspección volumétrica
- Pruebas de hermeticidad

En las técnicas de inspección superficial, sólo se comprueba la integridad superficial del material, en las técnicas de inspección volumétrica, se busca conocer la integridad de un material y detectar discontinuidades internas, finalmente las pruebas de hermeticidad son aquellas en las que se comprueba la capacidad de un recipiente para contener un fluido.

En nuestro caso particular emplearemos algunas de estas técnicas:

5.2 Método de Partículas Magnéticas

La inspección por partículas magnéticas detecta discontinuidades superficiales y subsuperficiales en materiales ferromagnéticos; es una inspección mejor que los líquidos penetrantes.



El principio del método es la alteración del campo magnético que se genera o induce en un material ferromagnético cuando la pieza presenta discontinuidades perpendiculares a las líneas del campo magnético. Las distorsiones atraen a las partículas magnéticas que fueron aplicada en forma de polvo o suspensión y produce las indicaciones observadas visualmente de manera directa o bajo la luz ultravioleta.

Pieza para analizar: biela de motocompresor modelo 71T2X

Equipo: Yugo Magnético

Modelo Y7 AC/CD, 115 V 50/60 Hz 1 PH, Máx. 4 AMPS

Inventario: 517750

Lámpara: Magnaflux luz ultravioleta.

Partículas: magnéticas suspendidas



figura 5.4 pruebas magnéticas.

Se observo una **clara discontinuidad** ubicada aproximadamente a 3.5cm del diámetro mayor de la biela del motocompresor modelo 71T2X.

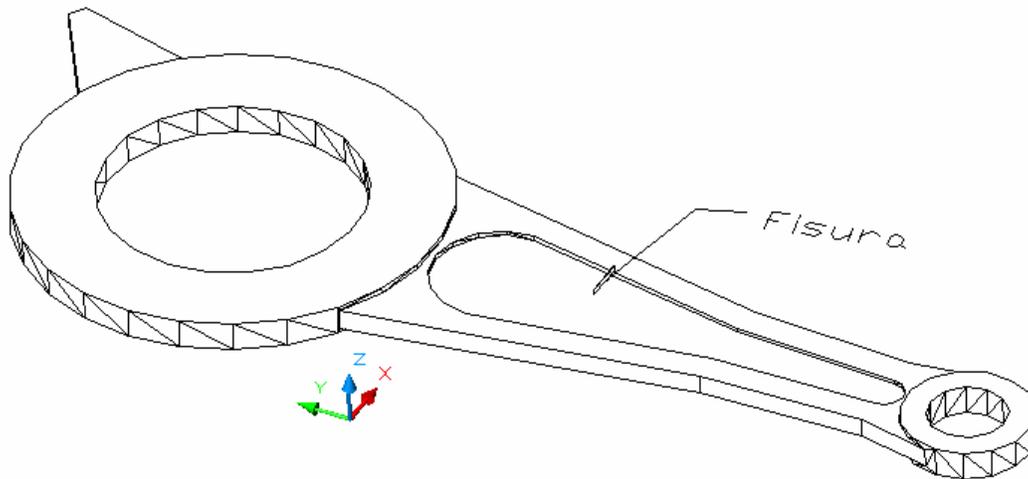


Fig. 5.5 ubicación de la fisura

Ahora mediremos la dureza de nuestra biela y la compararemos con la dureza de otras 3 bielas que trabajan en las mismas condiciones que la biela de análisis (71T2X), tomaremos varias muestras en distintas zonas (cerca de la falla y lejanas a la falla), con el fin de verificar su homogeneidad y encontrar una comparación con las normas y contar con una buena referencia **SAE**, para poder conocer mas acerca de nuestra pieza.

5.3 Pruebas de dureza.

Equipo: Durometro Universal

Marca: Brio – Va

Modelo: VA11976

No. Serie: 210100-1123

Inv. STC. 23600

Documentos de referencia:

NOM –B-119-1983

Dureza Rockwell y Rockwell superficial en productos de hierro y acero. Método de prueba.

ASTME 18-89^a

Standard test Methods for Rockwell Superficial hardness of metallic materials.



Biela Motocompressor 71T2X

Dureza brinell **Carga Kp 187,5**

Carga N 1840

Penetrador de bola 2.5 mm



fig. 5.6 Durometro universal

Prueba 1 biela 71T2X

Pruebas	Medida mm	Dureza Brinell
huella 1	1,2	156
huella 2	1,1	187
huella 3	1,2	156
huella 4	1,1	187
huella 5	1,3	131
huella 6	1,2	156
huella 7	1,1	187
huella 8	1,1	187
huella 9	1,1	187
Promedio		170.4444444

Tabla 5.1 pruebas de dureza



Prueba 2 biela 790T4X

Pruebas	Medida mm	Dureza Brinell
huella 1	1,1	187
huella 2	1,1	187
huella 3	1,2	156
huella 4	1,1	187
huella 5	1,2	156
huella 6	1,2	156
huella 7	1,1	187
huella 8	1,2	156
huella 9	1,2	156
Promedio		169.777778

Tabla 5.2 pruebas de dureza

Prueba 3 biela T203X

Pruebas	Medida mm	Dureza Brinell
huella 1	1,3	131
huella 2	1,3	131
huella 3	1,2	156
huella 4	1,1	187
huella 5	1,2	156
huella 6	1,1	187
huella 7	1,1	187
huella 8	1,2	156
huella 9	1,2	156
Promedio		160.777778

Tabla 5.3 pruebas de dureza

Prueba 4 biela T6S28X

Pruebas	Medida mm	Dureza Brinell
huella 1	1,1	187
huella 2	1,1	187
huella 3	1,2	156
huella 4	1,2	156
huella 5	1,2	156
huella 6	1,1	187
huella 7	1,1	187
huella 8	1,2	156
huella 9	1,2	156
Promedio		169.777778

Tabla 5.4 pruebas de dureza



Como se puede observar el promedio de dureza de nuestra pieza no varia considerablemente respecto a las otras muestras, se registro un promedio general de 167,68 dureza en escala Brinell.

Comparando con la norma **SAE J434b** la clasificación se asemeja con una clasificación **D4512** hierro fundido que presenta una dureza en BRINELL de 156 A 217 con una descripción ferrítico perlítico con un esfuerzo a la tensión 65,000 con una elongación 12% con un modulo elástico $2,2 \text{ psi } 10^6$.

Ahora pasaremos a la metalografía para determinar claramente las propiedades del material y los motivos de la falla de la biela del motocompresor 71T2X , así para observar los indicios de porque fallo el material.

El primer paso para la metalografía es el montaje de la pieza en una probeta, en nuestro caso montaremos 4 fragmentos de nuestra biela, 2 cercanos a la zona de falla y 2 lejanos a la zona de ella.

5.4 Montaje de Pieza

Equipo: Marca Leco
Serie: PR-32



fig. 5.6 Montadora de probetas



Se utilizó resina translúcida; marca Leco; para metalografía
Part. No. 811-133

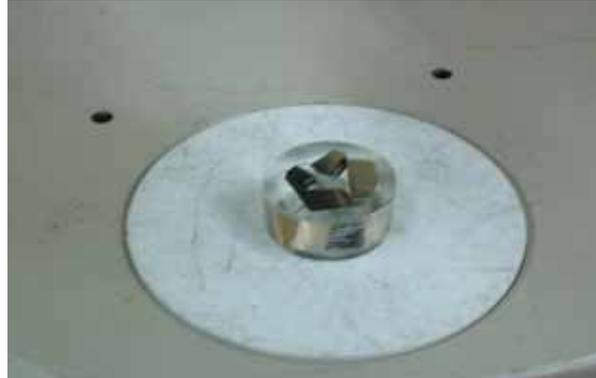


fig. 5.7 fragmentos montados en probeta

Después de haber montado los fragmentos, el siguiente paso es realizar un pulido espejo para que se pueda observar.

5.5 Pulido de pieza.

Pulidora: ECOMET V
Num. Serie: 12AJ10

Documento de referencia:

NOM B 79-77

Método para la preparación de probetas metalográficas.

ASTME E 3-80

Standard Methods of metall specimens.

ASTME E 7-89

Standard terminology relating to metallography.



fig. 5.8 Pulidora ECOMET

Se pulió la pieza con diferentes ángulos de 0° y 90° respectivamente con los siguientes números de lijas de carburo de silicio para poder acercarnos al pulido espejo.

Dirección ($^{\circ}$)	Num. De Lija
0	120
90	180
0	240
90	320
0	400
90	600
0	1000
90	1200

Tabla 5.5 numero de lijas y orientaciones

Después se paso a una pulidora especial para darle el acabado espejo aplicándole una solución de alumina de 1,0 y .01 micras.

Pulidora: Met a test

Serie: 385ECV586

Documentos de referencia son iguales a los anteriores.



fig. 5.9 pulidora Met a Test

Después de realizar el pulido espejo se paso a analizar la muestra en el microscopio para poder observar los nódulos y después se analizo la misma pieza pero con un ataque de **Nital al 3%**.

5.6 Microscopio

Equipo: microscopio Óptico

Modelo: Zetzz

Inventario: 623827 S.T.C.



fig. 5.10 microscopio optico.



Ayudados por un equipo de paquetería especial software y hardware.



fig. 5.11 Analizador de imágenes

5.7 Fotografías sin ataque,

se observan los nódulos de grafito.

Se analizaron los fragmentos lejos de la fisura y cercana a la fisura, la pieza presenta la misma microestructura tanto en la zona cercana a la falla como la zona lejana a la falla.

Podemos observar un conjunto de inclusiones semiesféricas; las cuales tomando en cuenta que se trata de un hierro, se dice que las inclusiones mencionados son nódulos de grafito por lo que queda comprobado que el material es un hierro nódular.

Las siguientes fotos son con los fragmentos lejos de falla.

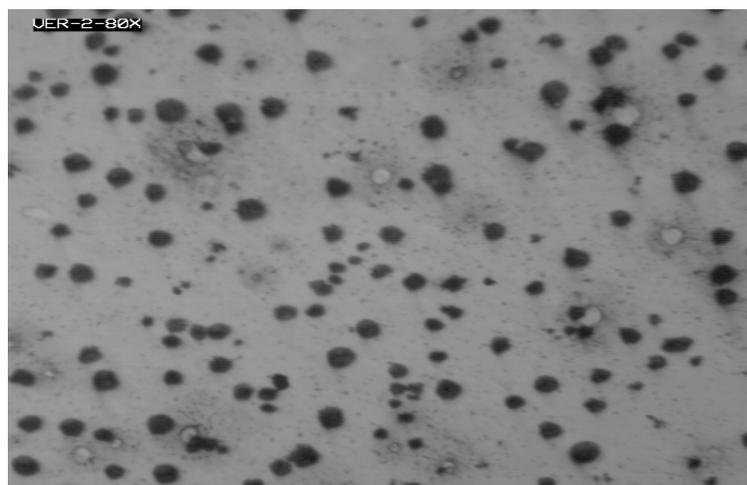


Foto 1 Aumento 80x



Se puede observar el conjunto de nódulos de grafito en la superficie pulida del material.

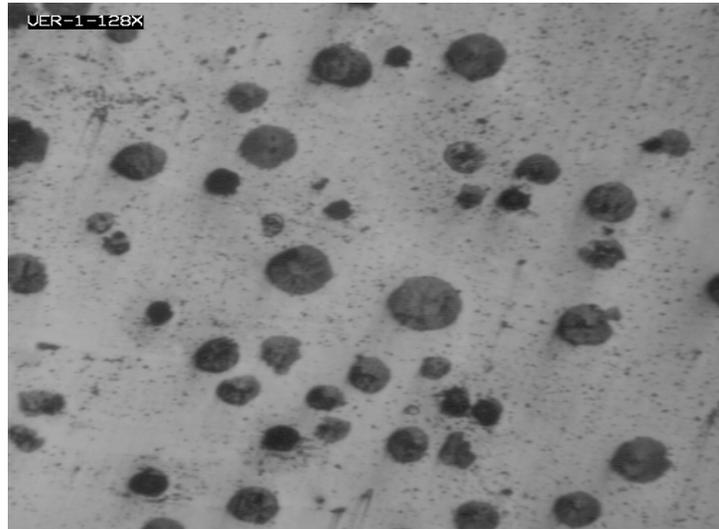


Foto 2 aumento 128X

Observamos que se definen mejor las semiesferas que están presentes en el material.



Foto 3 aumento 400X

Se define con claridad el nódulo de grafito existente en la sección analizada de la pieza.



5.8 Las siguientes fotografías fueron tomadas en la zona cercana a la falla.

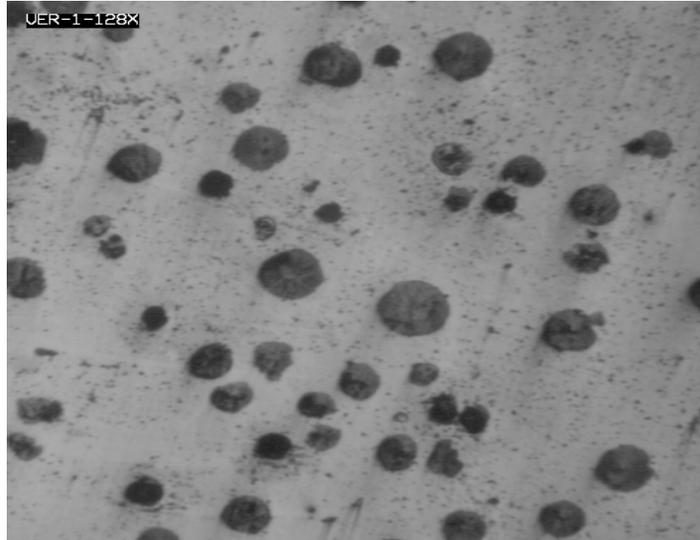


Foto 4 Aumento 128X

Podemos observar una cantidad similar de nódulos de grafito respecto a la zona lejana.



Foto 5 Aumento 400x

También se observa bien definido los nódulos de grafito.

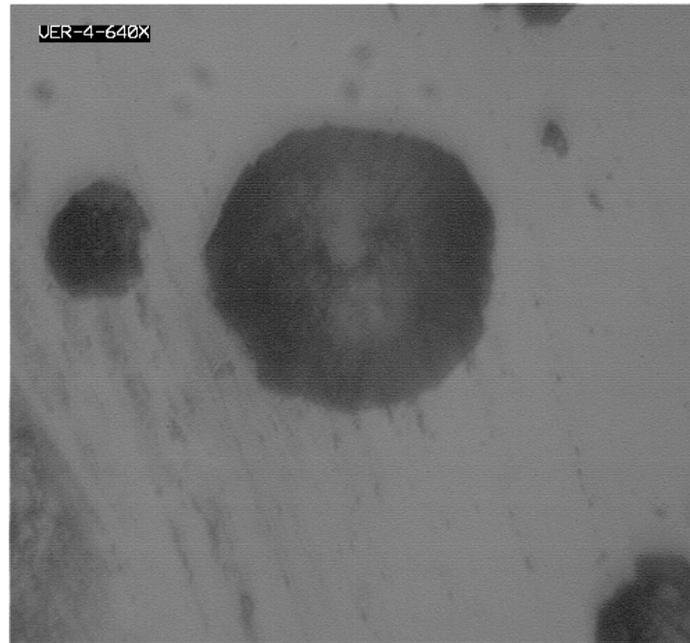


Foto 6 aumento 400x

Se observa claramente la semiesfera de grafito.

Comparando las fotografías obtenidas en las zonas cercanas y lejanas de falla respectivamente no se encontró diferencias existentes.

Ahora tomamos de comparación la foto 4 cercana a la falla de referencia ya que es muy similar a la foto 2 lejana a la falla y obtuvimos los siguientes datos.

Área de la superficie tomada.

Lado 1, longitud X = 345.0175 micras

Lado 2, longitud Y = 325.7732 micras

Área total = 4475.6996 micras cuadradas

Número de Nódulos dentro de su área fueron = 66

Tamaño de grano = número 8



Nódulos	Díámetro μ
1	14.8
2	14.6
3	16.812
4	14.013
5	12.016
6	13.518
7	19.205
Promedio	14.9948571

Tabla 5.6 promedio de diámetro

5.9 Ahora observaremos las fotografías con el ataque de nital al 3%.

Lejos de Falla.

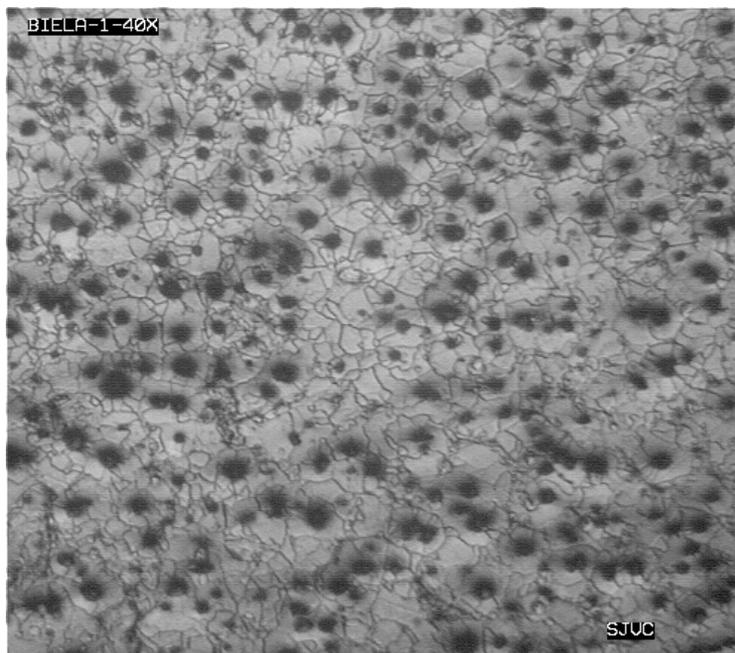


Foto 7 Aumento 40x

Al realizar el micro ataque se revela una matriz ferrítica – perlítica y el tamaño de grano de la matriz ferrítica.

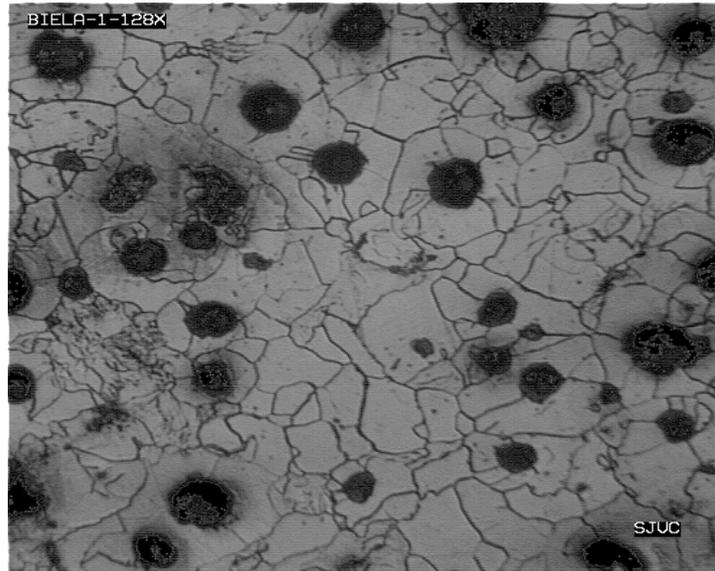


Foto 8 Aumento 128x

Se observa una forma de grano irregular, presentado un mayor tamaño de grano cercano a los nódulos de grafito.



Foto 9 Aumento 400x

Se define claramente la zona de nódulos la perlítica y la ferrítica.



5.10 Ahora observaremos las fotografías de la microestructura cercana a la zona de falla.

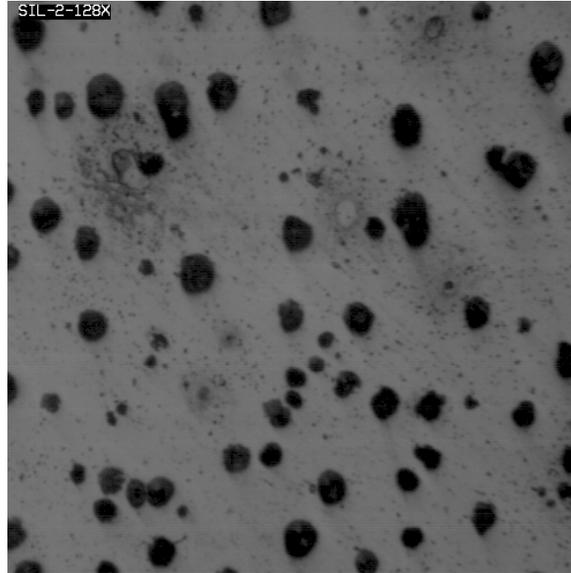


Foto 10 Aumento 128x

Se observa los nódulos de grafito y una matriz ferrítica perlítica.

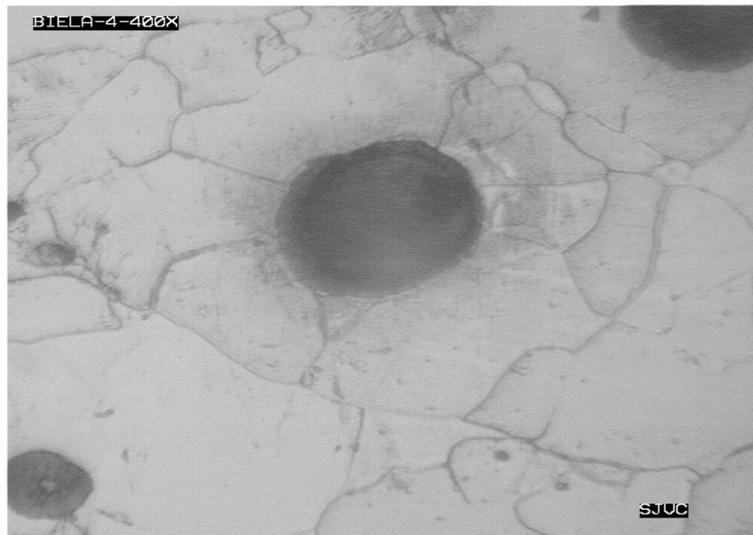


Foto 11 Aumento 400x

Se observa bien la zona ferrítica y los límites de grano.

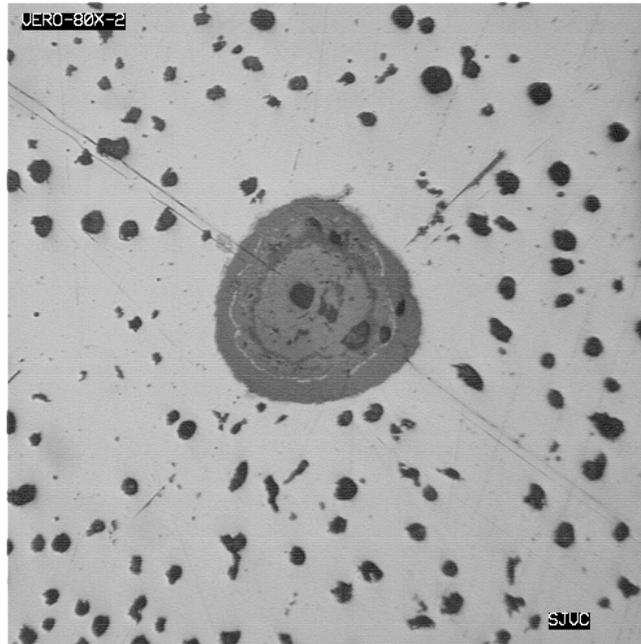


Foto 12 Aumento 80x

En esta foto podemos observar una inclusión bastante pronunciada.

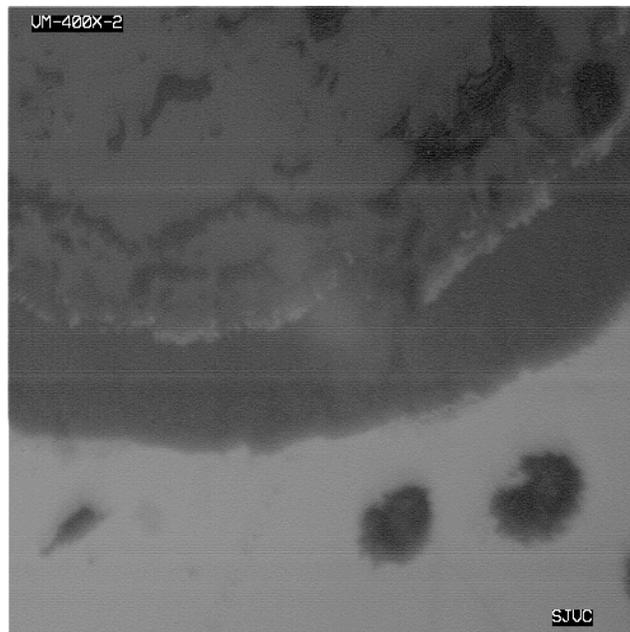


Foto 5.13 Aumento 400x

Podemos observar que la inclusión es mucho mayor que los nódulos de grafito.

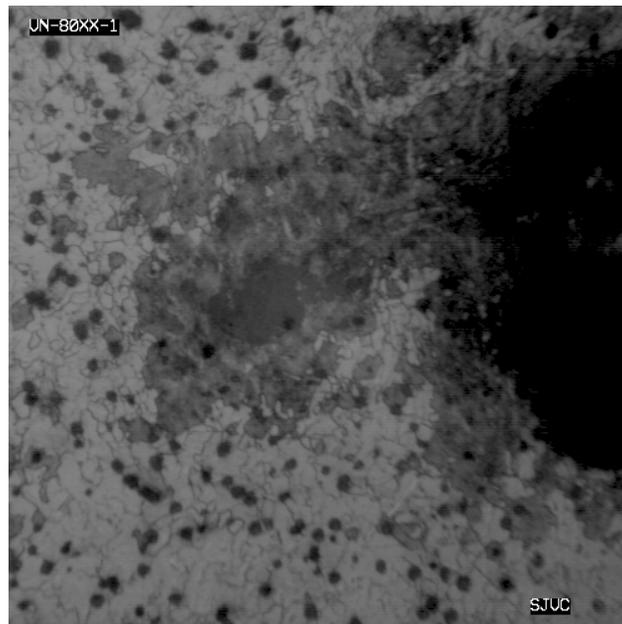


Foto 5.14 Aumento 80x

En esta foto se observa una aglomeración de pequeñas partículas incrustadas en la matriz ferrítica.

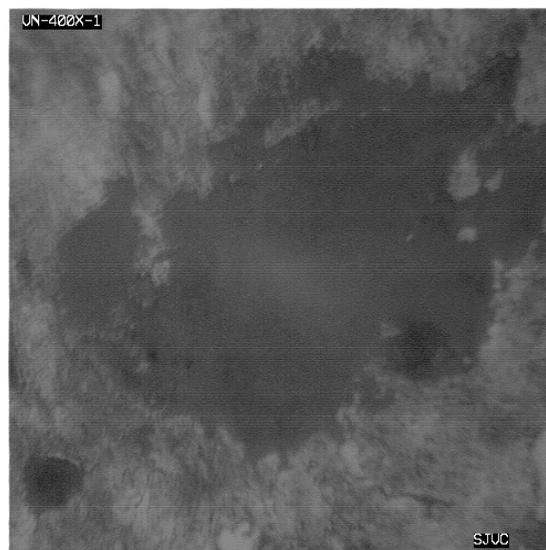


Fig. 5.15 aumento 400x

Aquí observamos la inclusión que se confunde con la dispersión del grafito.



CONCLUSIONES.

La falla no se presento por un mal diseño mecánico, ya que los resultados obtenidos y de acuerdo con el análisis teórico entran en las normas.

La falla no fue provocada por un mal servicio, ya que los mantenimientos preventivos menores como los mayores se apegan a las normas y reglas del S.T.C. Aparte se hacen pruebas previas antes que entren a servicio.

Se comprobó que es un hierro nódular con matriz ferrítico – perlítica con una estructura cristalina bcc. (cúbica centrada en el cuerpo).

Se comprobó que la la falla se clasifica como una fractura frágil, por el tipo de agrietamiento y porque no existió cambio de volumen ni deformación en la pieza.

Se puede asentar que la falla fue promovida por la presencia de inclusiones y de un fenómeno llamado grafitización. El cual es provocado por la presencia de carburantes tales como manganeso, cromo, silicio, en este caso particular fue inducido por el exceso del silicio en un orden del 3%. Las inclusiones encontradas son de fósforo con un diámetro promedio de 90 micras cuando el promedio de los nódulos de grafito fueron de 15.80 micras, además el fósforo es un agente que promueve una fractura en la pieza.

Es importante mencionar que este tipo de impurezas son originadas principalmente por un mal proceso de vaciado de la pieza, así como una mala selección de % de los elementos aleantes. La combinación de impurezas y el trabajo continuo de dicho elemento, ocasiono la presencia y desarrollo de la fisura.

BIBLIOGRAFÍA

Metal Handbook Atlas of microstructures of industrial alloys
8th Edition

American society for metals
Vol 1 properties and selection
Vol 2 Heat treating, cleaning and finishing
Vol 3 Forming.

Normas SAE
Normas MEXICANAS

Ciencia e Ingeniería de los materiales
Autor: Donald R. Askeland
Editorial: International Thomson Editores

Mecánica de Materiales
Autor: Russell C. Hibbeler
Editorial: C.E.C.S.A

Diseño de Maquinas Teoría y Practica
Autor: Aarón D. Deutschman, Walter J. Michels
Editorial: C.E.C.S.A

Diseño en Ingeniería Mecánica
Autor: Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell
Editorial: Mc Graw Hill

Mecánica Vectorial para Ingenieros Dinámica
Autor: Ferdinand P. Beer, E. Rusell Johnston
Editorial: Mc Graw Hill

Metalurgia Física para Ingenieros

Autor: By Albert G. Guy

Editorial: Fondo Educativo Interamericano

Principios de Metalurgia Física

Autor: Robert E. Reed-Hill

Editorial: C.E.C.S.A

Ingeniería de los Materiales

Autor: V. B. John

Editorial: ADDISON-WESLEY-IBEROAMERICANA