

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSTGRADO E INVESTIGACIÓN
UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS

**DISEÑO DE UN SEMIEJE AUTOMOTRIZ
POR LOS MÉTODOS CLÁSICOS Y EL
MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO**

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRO EN CIENCIAS

CON ESPECIALIDAD EN
INGENIERÍA MECÁNICA

P R E S E N T A

ING. LUIS ENRIQUE GRANDA MARROQUÍN

DIRECTOR: DR. LUIS HÉCTOR HERNÁNDEZ GÓMEZ

MÉXICO, D.F., 15 DE JUNIO DE 2004





INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D.F. siendo las 17:00 horas del día 8 del mes de Junio del 2004 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada Por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. Para examinar la tesis de grado titulada:

"DISEÑO DE UN SEMIEJE AUTOMOTRIZ POR LOS METODOS CLASICOS Y EL METODO DEL ELEMENTO FINITO"

Presentada por el alumno:

GRANDA

Apellido paterno

MARROQUIN

materno

LUIS ENRIQUE

nombre(s)

Con registro:

0	2	1	7	9	3
---	---	---	---	---	---

aspirante al grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director de tesis

DR. LUIS HECTOR HERNANDEZ GOMEZ

DR. GUILLERMO URIBOLAGOITIA CALDERON

DR. DELAIDO SARREY HUERTA

M. EN C. CANDIDO PALACIOS MONTUÑAR

M. EN C. GABRIEL VILLA Y TABASA

M. EN C. RICARDO LÓPEZ MARTÍNEZ

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. FLORENCIA SANCHEZ SILVA





INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 15 del mes Junio del año 2004 el que suscribe Ing. Luis Enrique Granda Marroquín, alumno del Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica con número de registro 969614, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Luis Héctor Hernández Gómez y cede los derechos del trabajo intitulado: "Diseño de un Semieje Automotriz por los Métodos Clásico y el Método del Elemento Finito", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: C. Fernando Villalpando No. 110-702, Col. Guadalupe Inn, Deleg. Álvaro Obregón, México D.F.

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Luis Enrique Granda Marroquín

Nombre y firma

DEDICATORIAS

Quiero dedicar este trabajo a las personas más importantes en mi vida, las cuales, a través de todos estos años me han apoyado y han creído en mí independientemente de mis circunstancias.

Al señor Jesucristo, del cual no logro entender y quizá nunca lo entenderé, el porqué de su gran Amor, paciencia y por sobre todo, su Gracia. Señor Jesús, a ti dedico este trabajo.

A mi amada esposa Tamara, mi compañera y amiga. Gracias por tu paciencia y todo tu apoyo, que Dios te bendiga.

A mi amada hija, Anna María, la cual es mi inspiración y gran motivación para seguir avanzando en esta vida.

A mis padres, por todo su apoyo, su dirección y su amor durante toda mi vida.

A mis hermanos, por todo el gran aprecio y confianza que han depositado en mí, espero no defraudarlos.

A todos ellos con especial cariño.

AGRADECIMIENTOS

De forma especial quiero agradecer al:

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

Por haberme brindado la oportunidad de prepararme y desarrollarme dentro sus aulas, creciendo como profesional y como persona.

A la:

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA (ESIME)

Por haberme abierto sus puertas para realizar los estudios de maestría y apoyarme para su culminación.

A mi director de tesis:

Dr. Luis Héctor Hernández Gómez

A mis profesores que integran la comisión revisora de tesis y como sinodales en mi examen de grado:

Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón
M. en C. Gabriel Villa y Rabasa
Dr. Luis Héctor Hernández Gómez
Dr. Orlando Susarrey Huerta
M. en C. Cándido Palacios Montúfar
M. en C. Ricardo López Martínez

A todos, Gracias por todo el apoyo incondicional que me brindaron.

DISEÑO DE UN SEMIEJE AUTOMOTRIZ POR LOS MÉTODOS CLÁSICOS Y EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO

RESUMEN

En este trabajo se desarrolla el diseño de un semieje automotriz, utilizando los métodos clásicos, como son, Resistencia de Materiales y Análisis de Fatiga mecánica. Se culmina el diseño con una de las metodologías mas usadas en la actualidad dentro de lo que es la industria automotriz como es el Método del Elemento Finito, utilizando el programa de análisis ANSYS 8.0.

La metodología que se sigue para la realización del diseño del elemento de estudio es la conocida como “Planeación Avanzada de la Calidad del Producto (APQP)”. Esta es una metodología planteada dentro de la norma QS-900, la cual es la norma específica para los fabricantes de partes automotrices.

La metodología plantea en primer lugar, toda la información sobre los requerimientos del cliente. Conociendo los requerimientos se procede a realizar los análisis y cálculos respectivos, hasta llegar a determinar la geometría óptima que ofrecerá la seguridad en el funcionamiento del semieje.

Para finalizar y teniendo todos los parámetros de diseño, se procede a la planeación de la manufactura. Igual que para la etapa de diseño, la metodología APQP plantea todos los pasos necesarios para la fabricación del producto, de tal forma que se asegure totalmente la calidad global de la parte automotriz a manufacturar.

DESIGN OF AN AUTOMOTIVE AXLE SHAFT BY CLASIC METHODS AND THE FINITE ELEMENT METHOD

ABSTRAC

In this work is development an axle shaft automotive design, using the classic methods, these are, Materials Resistance and Fatigue Mechanics of the Materials. In the end, is used a most important methodology for numerical analysis, this is The Finite Element Method, using ANSYS 8.0 program analysis.

The methodology used for the realization of study element design is “Advance Product Quality Planning (APQP)”. This methodology is included in QS-9000 norm; this is specific norm for automotive parts manufacturers.

First, the methodologies establish all information about customer requirements. When be know requirements, the analysis and calculus must be doing, until determinate the best geometry and assurance the axle shaft functionality.

In the end, we having all design parameters is make a manufacturer planning. The same for design stage, APQP methodology establish all the necessary steps for product manufacture, in order to assure quality of automotive manufacturer parts.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un semieje automotriz utilizando los métodos clásicos de cálculo y el método del elemento finito, esto apegado a las normas y estándares establecidos por la industria automotriz.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Desarrollar el diseño de un semieje automotriz en base a los métodos clásicos de cálculo, de tal forma que cumpla con los estándares requeridos de resistencia y rendimiento y confiabilidad.
2. Aplicar el método del elemento finito para validar los resultados obtenidos de los cálculos de tal forma de garantizar el diseño propuesto.
3. Plantear la metodología general para la manufactura del eje.

JUSTIFICACIÓN

Ya que el diseño y construcción de los ejes de transmisión automotrices representan una gran responsabilidad, se pretende con esta investigación plantear un diseño que cumpla con las especificaciones de calidad exigidas por las normas de la industria automotriz y a la vez exceder los valores mínimos especificados en estas normas con el claro objetivo de garantizar la calidad y por consiguiente un alto grado de confiabilidad en el diseño.

De lo anteriormente planteado se pueden mencionar los siguientes puntos que sustentan la realización de la investigación:

- Plantear un diseño óptimo que a la vez cumpla con los requerimientos del cliente.
- Aseguramiento de la calidad del producto.
- Reducción al mínimo de riesgo de responsabilidades legales.
- Confiabilidad.

Además, siendo México un país donde se fabrican altos volúmenes de partes para la industria automotriz, el planteamiento de un diseño vendrá a ayudar a no solamente estar en el nivel de maquiladores, sino poder pasar al nivel de diseñadores, siendo este un paso para alcanzar este objetivo.

ÍNDICE

RESUMEN	v
ABSTRACT	vi
OBJETIVOS	vii
JUSTIFICACIÓN	Viii
ÍNDICE	Ix
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	Xi
SIMBOLOGÍA	Xii
INTRODUCCIÓN	Xiii
GENERALIDADES SOBRE LOS SEMIEJES AUTOMOTRICES	3
EJES AUTOMOTRICES	3
PORTADIFERENCIAL Y DIFERENCIAL	4
TUBOS	5
SEMIEJE AUTOMOTRIZ	7
SEMIEJE FLOTANTE	7
SEMIEJE SEMIFLOTANTE	8
REFERENCIAS	9
CAPÍTULO-I: FUNDAMENTOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES	10
1.1 ESFUERZO	10
1.2 ECUACIONES DE EQUILIBRIO	12
1.3 ESFUERZOS PRINCIPALES (CIRCULO DE MOHR)	14
1.4 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO	17
1.5 CONDICIÓN DE RESISTENCIA Y RIGIDÉZ	19
1.5.1 Condición de Resistencia	19
1.5.2 Condición de Rigidez	19
1.6 CASO GENERAL DE ESFUERZOS EN EJES CIRCULARES	20

1.6.1 Estado de Torsión	20
1.6.2 Estado de Flexión	22
1.6.3 Desplazamientos en Flexión (Deflexión)	24
1.7 ESFUERZOS COMBINADOS EN EJES CIRCULARES	25
1.7.1 Tracción con Flexión	26
1.7.2 Tracción, Flexión y Torsión	27
1.8 TEORÍAS DE FALLA DE LOS MATERIALES	29
1.8.1 Teorías de Falla Fundamentales	29
1.9 FACTOR DE SEGURIDAD	31
1.10 RESUMEN	32
1.11 REFERENCIAS	34
CAPÍTULO-II: FUNDAMENTOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA	35
2.1 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO DE LA FATIGA	36
2.2 TEORÍA DE LA DURACIÓN HASTA LA DEFORMACIÓN EN FALLA POR FATIGA	37
2.3 CURVAS DE WHOLER Y DIAGRAMA S-N	39
2.3.1 Curvas de Wholer	39
2.3.2 Diagrama S-N	40
2.3.2.1 Regiones del Diagrama S-N	40
2.4 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	42
2.4.1 Resistencia a la Fatiga	43
2.5 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	44
2.5.1 Factor de Superficie	45
2.5.2 Factor de Tamaño	46
2.5.3 Factor de Carga	48

2.5.4 Factor de Temperatura	48
2.5.5 Factor de Efectos Diversos	49
2.6 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS	50
2.7 ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LA FATIGA	52
2.7.1 Resistencia a la Fatiga como Variable Aleatoria	52
2.8 ESFUERZOS FLUCTUANTES	55
2.8.1 Componentes del Esfuerzo Fluctuante	56
2.8.2 Resistencia a la Fatiga en el caso de Tensiones Fluctuantes	57
2.9 TEORÍA PARA LA INTERPRETACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES	58
2.9.1 Teorías Lineales	58
2.9.2 Teorías no Lineales	59
2.10 DAÑO ACUMULATIVO POR FATIGA	60
2.11 RESUMEN	62
2.12 REFERENCIAS	63
CAPÍTULO –III: FUNDAMENTOS DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO	
3.1 GENERALIDADES	66
3.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS	67
3.3 CONCEPTO Y CARACTERÍSTICAS BÁSICAS	67
3.4 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO	68
3.5 METODOLOGÍA GENERAL PARA LA APLICACIÓN DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO	69
3.6 ETAPAS PARA EL ESTUDIO DEL ELEMENTO APLICANDO EL M.E.F.	70
3.7 DISCRETIZACIÓN DEL CONTÍNUO	71
3.7.1 Tipos de Elementos	72

3.7.1.1 Elementos Unidimensionales	72
3.7.1.2 Elementos Bidimensionales	72
3.7.1.3 Elementos Tridimensionales	73
3.7.1.4 Elementos Axisimétricos	74
3.8 ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	74
3.8.1 Desplazamientos en el Elemento	75
3.8.2 Esfuerzos y Deformaciones Unitarias	75
3.8.3 Principio de los Trabajos Virtuales	76
3.8.4 Ecuación Variacional	77
3.8.5 Matriz Rigidez	77
3.8.6 Cargas Nodales	78
3.8.7 Sistema Definitivo de Ecuaciones Algebraicas	78
3.9 PROGRAMAS DE COMPUTACIÓN BASADOS EN EL M.E.F.	79
3.9.1 El Programa ANSYS	79
3.10 REFERENCIAS	81
CAPÍTULO 4: DISEÑO Y DESARROLLO DEL SEMIEJE	82
4.1 PLANTEAMIENTO DE LA METODOLOGÍA	82
4.2 PLANEACIÓN AVANZADA DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO (APQP)	83
4.3 PLANEACIÓN Y DEFINICIÓN DEL PROGRAMA	84
4.4 DISEÑO Y DESARROLLO DEL PRODUCTO	86
4.4.1 Cálculos con base en los principios de la Resistencia de Materiales	86
4.4.1.1 Definición de las Cargas que actúan en el semieje	86
4.4.1.2 Definición y cálculo de esfuerzos sobre el semieje	89

4.4.1.3 Determinación del diámetro mínimo del semieje	92
4.4.1.4 Cálculo de la deflexión del semieje	95
4.4.1.5 Rigidez torsional	97
4.4.1.6 Velocidad crítica del eje	98
4.4.2 cálculos con base en la resistencia a la fatiga	100
4.4.3 Determinando la vida del eje en ciclos	102
4.4.4 Pruebas de Laboratorio	105
4.4.4.1 Prueba de Torsión Estática a Semiejes	105
4.4.4.2 Prueba de Fatiga Torsional	105
4.4.5 ANÁLISIS POR EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO MEDIANTE EL PROGRAMA ANSYS 8.0	107
4.4.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS	110
4.4.6 REFERENCIAS	111
CAPÍTULO-5: DISEÑO Y DESARROLLO DEL PROCESO DE MANUFACTURA	112
5.1 SISTEMA DE CALIDAD DEL PRODUCTO	112
5.1.1 Procedimientos del sistema de calidad	112
5.1.2. Planeación de la Calidad	113
5.1.3 Proceso de Aprobación del Producto	113
5.1.4 Mejora Continua del Proceso	113
5.1.5 Administración de Instalaciones y dispositivos	114
5.2 SISTEMAS DE MANUFACTURA	114
5.2.1 Componentes de un Sistema de Manufactura	115
5.2.2 Clasificación de los Sistemas de Manufactura	115
5.3 SISTEMA DE MANUFACTURA CELULAR	119
5.3.1 Características principales de la manufactura celular	119

5.3.2 Grado de automatización de las operaciones	120
5.3.3 Beneficios de la manufactura celular	120
5.3.4 Diseño de celdas de manufactura	121
5.3.4.1 Tipos de distribución (layout) en manufactura celular	122
5.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE MANUFACTURA	124
5.5 CONFIGURACIÓN (LAYOUT) DEL PROCESO DE MANUFACTURA	124
5.6 ANÁLISIS DEL MODO Y EFECTO DE LA FALLA POTENCIAL (AMEF DE PROCESO)	127
5.7 PLAN DE CONTROL	135
5.8 REFERENCIAS	139
ANEXOS	141

INDICE DE FIGURAS

Figura	Título	Pág
1.1	Estado de Esfuerzos en un elemento infinitesimal.	11
1.2	Elemento infinitesimal con fuerzas en la Dirección X.	12
1.3	Elemento infinitesimal con los esfuerzos que producen un momento alrededor del eje Y.	13
1.4	Diagrama del Círculo de Mohr	15
1.5	Orientación de los Esfuerzos principales.	16
1.6	Orientación de los esfuerzos cortantes principales	18
1.7	Estado de Esfuerzo Cortante.	21
1.8	Distribución del esfuerzo cortante y deformación angular	21
1.9	Línea neutra y puntos críticos en flexión.	22
1.10	Estado de esfuerzo de flexión plana y oblicua.	23
1.11	Deflexión en vigas.	24
1.12	Diagrama en el plano-Deflexión en vigas	24
1.13	Esfuerzos combinados tensión-flexión.	26
1.14	Línea neutra y puntos críticos	27
1.15	Esfuerzos combinados: Tensión, Flexión y torsión.	28
2.1	Resultados monotónicos y cíclicos de esfuerzo-deformación. a) acero	38
2.2	Diagrama log-log que indica la relación entre la duración a la fatiga con la amplitud de deformación real en el caso de acero SAE 1020 laminado en caliente.	39
2.3	Curva de Wöhler y la resistencia máxima de un punto.	39
2.4	Diagrama S-N de resultados de pruebas de fatiga axial con Inversión completa.	41
2.5	Regiones de la vida a fatiga de un material	41
2.6	Factor de superficie para diferentes acabados superficiales.	46
2.7	Relaciones Esfuerzo- tiempo.	55
2.8	Diferentes secuencias de aplicación de las cargas	55
2.9	Componentes de un esfuerzo fluctuante senoidal	56

2.10	Gráfica Tensión media – Tensión variable	58
2.11	Gráfico de las diferentes teorías de falla por fatiga.	60
2.12	Secuencia de tensiones aplicadas que ocasionan daño acumulado por fatiga.	60
3.1	Elementos finitos Unidimensionales	72
3.2	Elementos finitos bidimensionales.	73
3.3	Elementos finitos tridimensionales	73
3.4	Elemento finito tipo axisimétrico	74
4.1	Vista de planta de eje ensamblado y detalle de partes principales.	87
4.2	Vista de frente de eje ensamblado y detalle de las cargas a las que está sometido.	87
4.3	Cargas aplicadas sobre el semieje	88
4.4	Diagrama de cuerpo libre y cargas aplicadas sobre el semieje.	88
4.5	Diagramas de cargas, cortante y momentos flexionantes	91
4.6	Configuración del semieje a analizar	107
4.7	Detalle del mallado en la parte de la brida y ajuste de rodamiento.	107
4.8	Detalle de las deformaciones en el eje	108
4.9	Detalle de los Esfuerzos sobre el eje	108
4.10	Detalle de Esfuerzos Cortantes en los ejes XZ.	109
4.11	Detalle de los esfuerzos principales.	109
5.1	Clasificación de los sistemas de manufactura.	118
5.2	Celda de Manufactura manual Tipo “U”.	122
5.3	Diferentes configuraciones de celdas de manufactura. a) Lineal, b) Lazo cerrado, c) Rectangular	123
5.4	Flujograma de proceso	125
5.5	Configuración de la Célula de Manufactura de Semiejes automotrices.	126
	Configuración de la Célula de Manufactura de Semiejes automotrices.	

INDICE DE TABLAS

Tabla	Título	pag
Tabla 2.1	Condiciones que afectan el límite de resistencia a la fatiga.	44
Tabla 2.2	Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero.	49
Tabla 4.1	Resultados pruebas de fatiga	95
Tabla 4.2	Tabla 4.2 Resultados de prueba de torsión estática	105
Tabla 4.3	Tabla 4.3 Resultados prueba Fatiga Torsional	106
Tabla 5.1	Criterio Sugerido para la Evaluación de la Seguridad para el AMEF de Proceso.	130

SIMBOLOGÍA

A	Área
b	Distancia
c	Distancia
d	Diámetro
E	Módulo de elasticidad
F	Fuerza externa aplicada
G	Módulo de rigidez
H _c , H _B	Grado de dureza
I	Momento de inercia
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
K _f	Factor de concentración de esfuerzos
L	Longitud
M _X , M _Y	Momento flector respecto al eje X o al Eje Y.
M _T	Momento torsor
N	Número de ciclos, Fuerza normal o axial de tracción o compresión
n	Coefficiente de seguridad
P	Fuerza, Esfuerzo
Q _X , Q _Y	Fuerza cortante en la dirección del eje X o del eje Y.
R	Radio, fuerza de reacción
S	Resistencia a la fatiga
S _e	Límite de resistencia a la fatiga de un elemento de máquina
S' _e	Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

U	Energía de deformación
W	Peso, carga
X	Coordenada
Y	Coordenada
Z	Coordenada
d	Desplazamiento
ε	Deformación unitaria
ϕ	Angulo
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo Cortante
θ	Angulo

INTRODUCCIÓN

Desde sus inicios, los automóviles vinieron a revolucionar la historia, tanto de la industria metalmecánica, la industria en general y del individuo. Hasta hoy día, la industria automotriz marca la pauta en el desarrollo de sistemas de manufactura, diseño de componentes, estándares de calidad, sistemas de distribución, etc.

En lo que se refiere específicamente al diseño de los diferentes componentes mecánicos, los grandes fabricantes de automóviles desarrollan nuevas propuestas de diseño para los diferentes componentes, los permisos para la utilización de los diseños son adquiridos por las diferentes empresas fabricantes entre las cuales se encuentran algunas empresas mexicanas.

De acuerdo a un estudio realizado por la revista especializada "Metalmecánica" a mediados del 2003, en México se encuentran los principales y más grandes fabricantes de autopartes de Latinoamérica. Esto se determinó en base a una encuesta que evaluaba los volúmenes de ventas principalmente, luego tomando en cuenta otros criterios como producción, extensión superficial, maquinaria y cantidad de empleados. Cada una de estas empresas ha adquirido las patentes de los diseños de los diferentes componentes que fabrican, los cuales pertenecen a los grandes fabricantes internacionales.

Se presenta a continuación el una investigación para desarrollar el diseño de un semieje automotriz utilizando los métodos clásicos de cálculo y validándolos con los métodos numéricos, como es el método del elemento finito, el cual está siendo ampliamente utilizado en la actualidad.

Se pretende mediante la investigación la generación de datos válidos y aplicables para la determinación de un diseño óptimo que cumpla con los requerimientos exigidos por las normas de calidad.

Para la consecución de lo anteriormente planteado, se ha estructurado el trabajo en cinco capítulos, de los cuales el primer capítulo trata sobre los fundamentos de la Resistencia de Materiales, disciplina que será usada para la realización de los primeros cálculos.

El segundo capítulo trata sobre los fundamentos de la Resistencia a la Fatiga, la cual es de gran importancia en la actualidad, pues nos permite controlar de mejor forma cuando un elemento mecánico podría fallar. Los fundamentos sobre el Método del elemento finito son tratados en el tercer capítulo. De esta forma, se sienta la base para los cálculos posteriores.

El cuarto capítulo involucra todos los cálculos matemáticos y el análisis con el programa ANSYS 8.0. En esta instancia prácticamente se está definiendo la factibilidad del diseño del elemento de estudio. Se finaliza con un planteamiento general de los procesos de manufactura del semieje.

De esta forma, se plantea este aporte para la generación de diseños propios para la industria metalmecánica, introduciendo la parte de diseño de nuestros propios componentes y generando procesos robustos de manufactura.

GENERALIDADES SOBRE LOS SEMIEJES AUTOMOTRICES

El elemento a diseñar es lo que se conoce como semieje automotriz. El semieje es un componente para transmisión torque y por consecuencia, movimiento de giro a las ruedas del vehículo y en algunos casos, para soportar cargas. Este componente se encuentra incluido dentro de lo que se conoce como eje automotriz junto con otra serie de componentes que permiten la transmisión de moviendo y el soporte de todo el peso del vehículo.

Para poder tener un panorama completo, se presenta un esbozo de los elementos principales de todo el eje automotriz y una breve descripción de su funcionamiento, terminando con los semiejes automotrices, que es el elemento o componente de estudio de este trabajo.

EJES AUTOMOTRICES

Existen diferentes tipos de ejes y variados diseños, pero su función es la misma, que es soportar la mayor parte de la carga del vehículo y permitir la transmisión del torque y generar el movimiento de giro hacia las ruedas.

Los ejes pueden ser delanteros y traseros [1] y sus principales componentes son:

- Portadiferencial
- Diferencial
- Tubos (derecho e izquierdo)
- Semieje (derecho e izquierdo)
- Plato de frenos
- Tambor
- Tornillos, arandelas, tuercas

PORTADIFERENCIAL Y DIFERENCIAL

El portadiferencial (fig.1) [2], como su nombre lo indica, contiene en su interior al diferencial pero a la vez conecta con el eje cardán y los tubos, los cuales están ensamblados a presión y soldados. Está construido de hierro fundido y maquinado internamente con tolerancias muy cerradas, de las cuales depende en buena medida, los bajos o altos niveles de ruido en el eje.

El diferencial (fig.1,2)[3], está compuesto por la corona, piñón y engranes planetarios. Su función principal es permitir que las ruedas giren a diferentes revoluciones cuando toman una curva y evitar de esta forma, que el automóvil derrape.

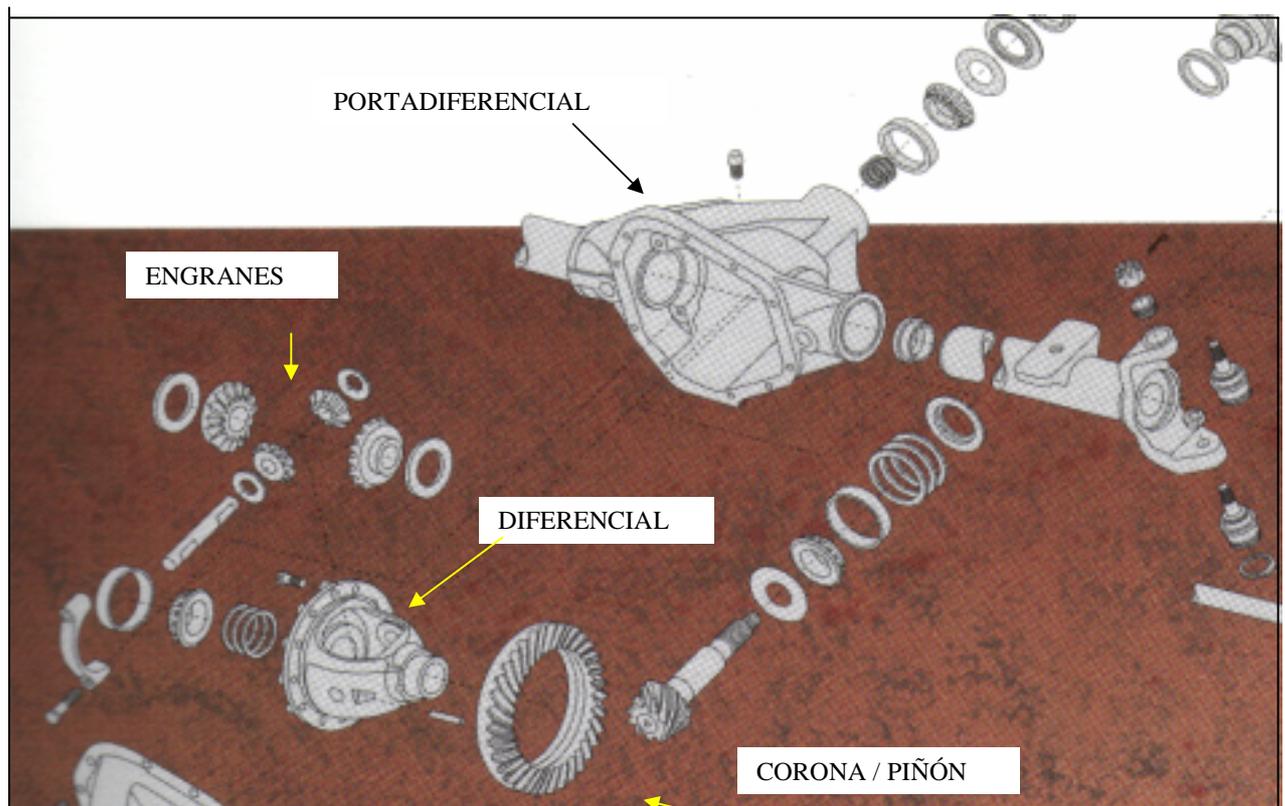


Fig. 1 Detalle del portadiferencial y diferencial con sus diferentes elementos componentes.

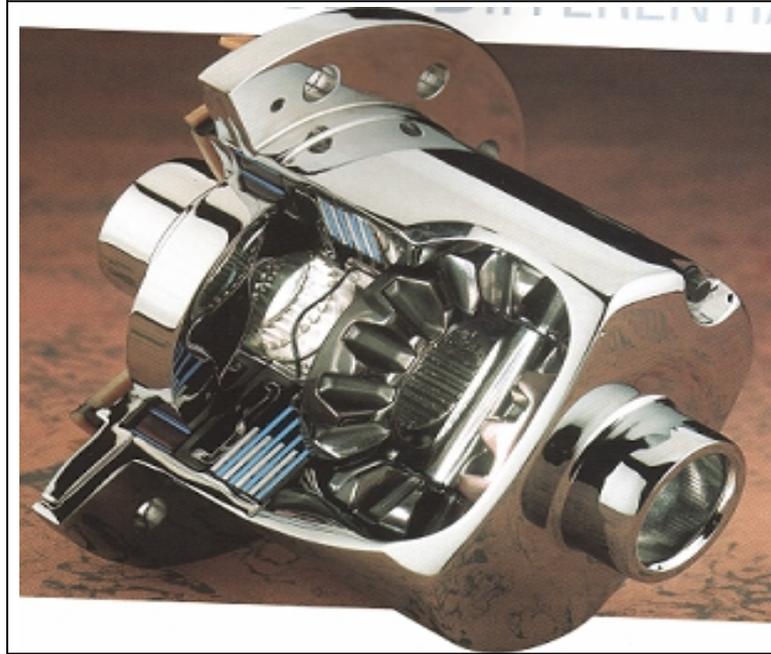


Fig. 2 Diferencial ensamblado con todos sus engranes.

TUBOS

Los tubos (fig. 3) [4], van ensamblados a presión al portadiferencial. Su principal función es soportar la carga del vehículo, a la vez que contiene una serie de componentes como son el plato de frenos, tambor y llantas (fig. 4). En su interior está alojado el semieje.

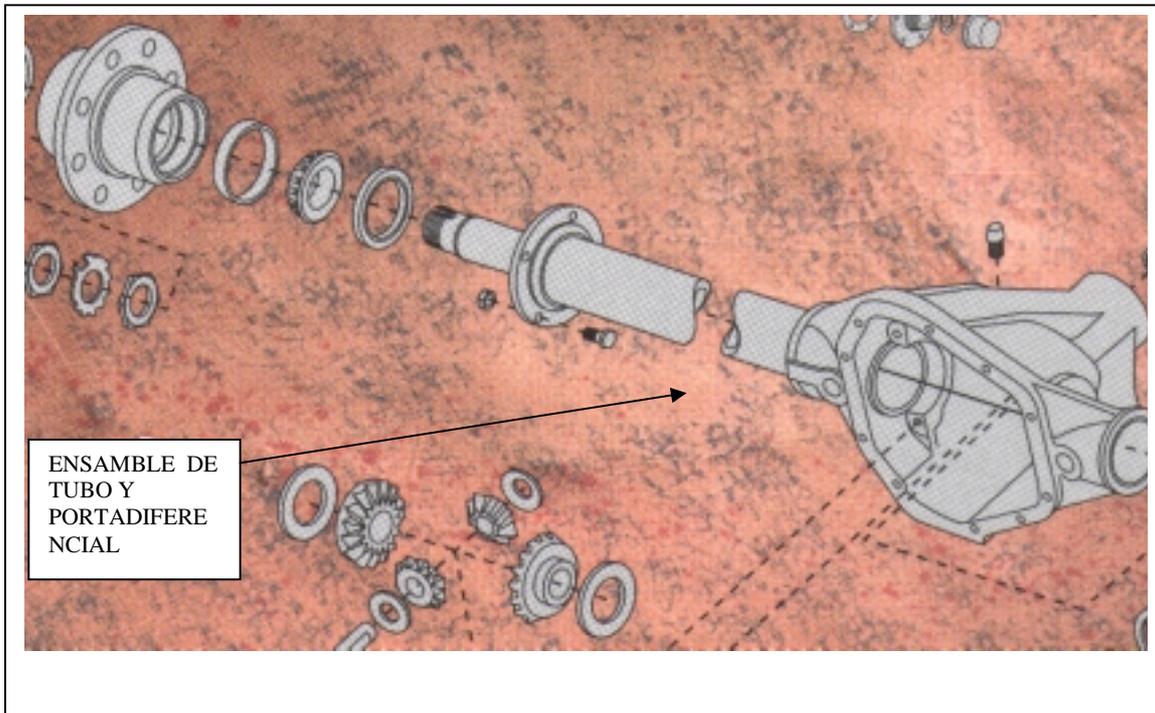


Fig. 3 Detalle de ensamble de tubo y pordiferencial.

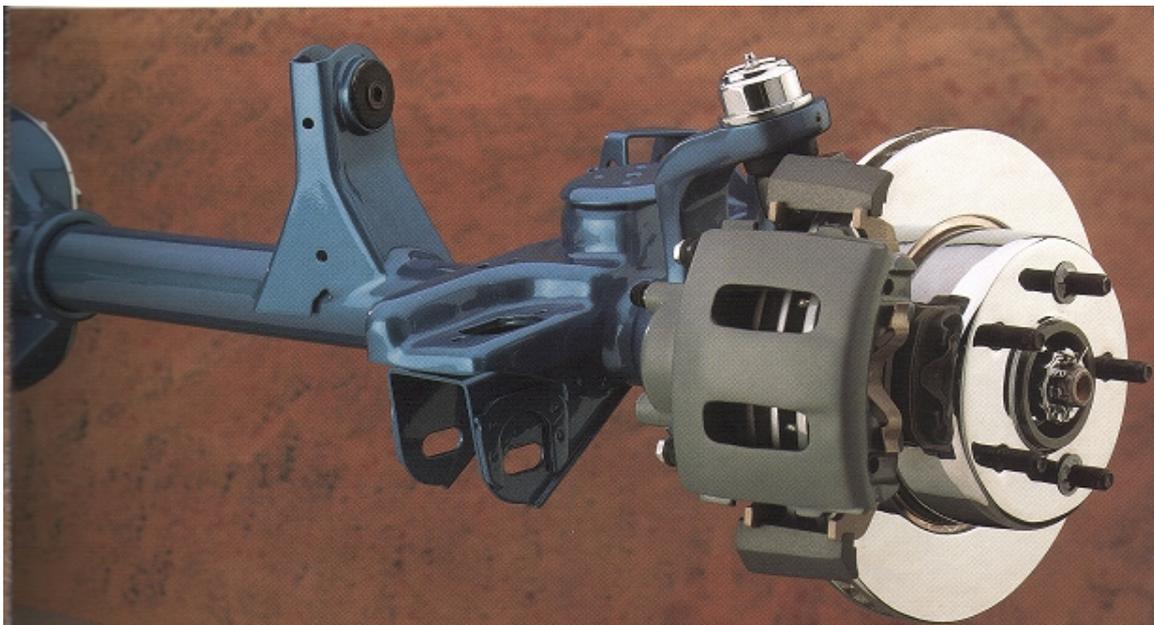


Fig. 4 Detalle de ensamble de Portadiferencial, tubo y plato.

SEMIEJE AUTOMOTRIZ

Hasta este momento se ha presentado el eje automotriz en general, del cual forma parte el semieje. Se describirá a continuación los diferentes tipos de semiejes y su función principal.

Existen dos tipos de semiejes [5]:

- Flotantes
- Semiflotantes.

SEMIEJES FLOTANTES

La principal característica de los semiejes flotantes (fig. 5), es que no están diseñados para soportar cargas que originen esfuerzos flexionantes, pues toda la carga es soportada sobre el eje, específicamente sobre el tubo. Su principal función es transmitir el torque y generar el movimiento de giro, por lo cual están sometidos a altos esfuerzos cortantes [6]. Estos ejes solamente llevan torneada la parte de la brida y el estriado, en la mayor parte del cuerpo la superficie es la queda después de la forja.

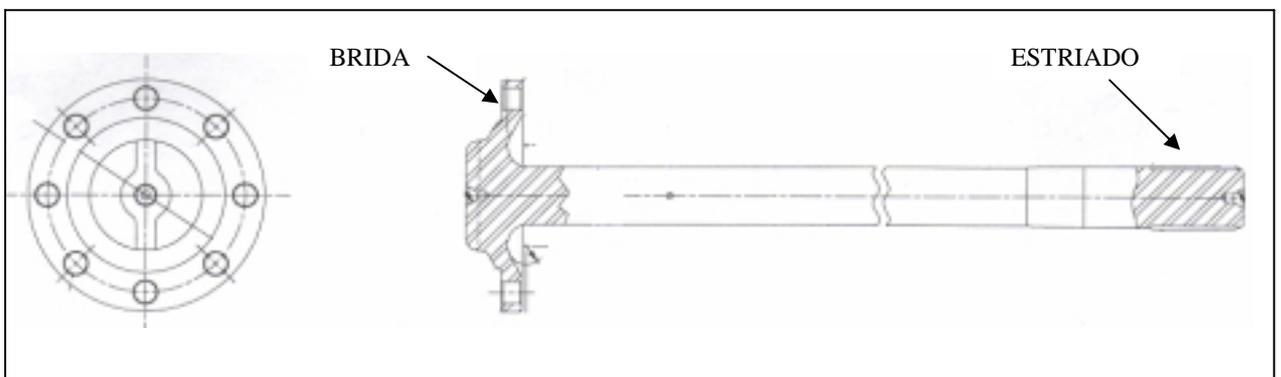


Fig. 5 Semieje Flotante.

SEMIEJES SEMIFLOTANTES

Los semiejes semiflotantes (fig.6), a diferencia de los flotantes, sí están diseñados para soportar esfuerzos flexionantes y torsionantes y poder transmitir movimiento de giro, por lo cual, estos ejes están sometidos a cargas de flexión y cortante [7]. En cuanto a su manufactura, se necesita un proceso más controlado que los flotantes, ya que llevan torneado de precisión y rectificado para el ajuste del rodamiento. También lleva la brida maquinada y el estriado.

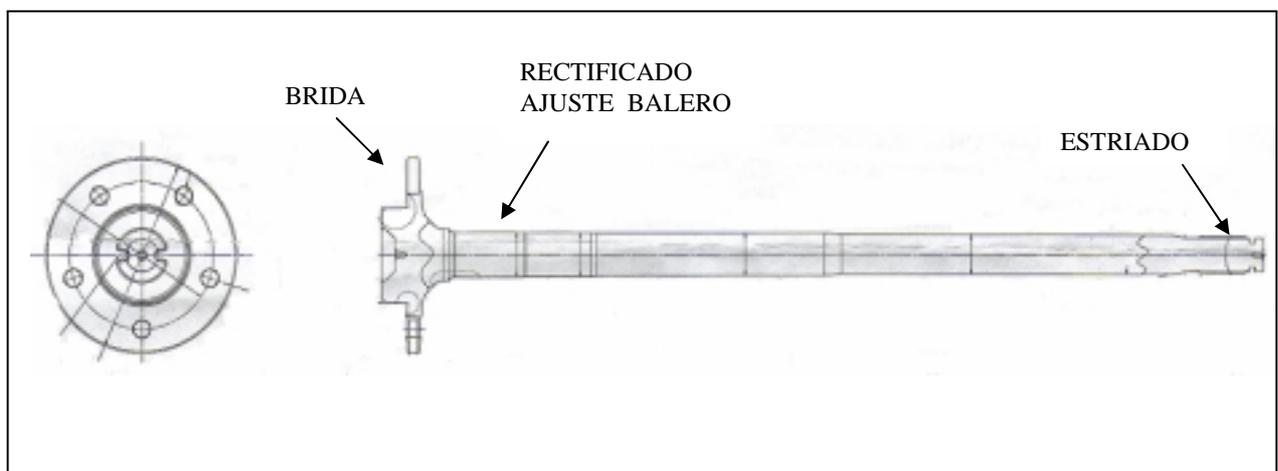


Fig. 6 Semieje semiflotante

Para ambos tipos de semiejes, el tratamiento térmico deberá estar totalmente controlado bajo los parámetros previamente establecidos de acuerdo al diseño. El material deberá ser acero forjado, para poder resistir las cargas a las cuales estará sometido el eje.

De los dos tipos de semiejes descritos, se escoge como elemento para el estudio el semieje semiflotante, ya que se requiere la realización de un análisis completo en flexión y torsión, de tal forma que de aquí en adelante, cuando se hable del semieje se estará refiriendo al semiflotante.

REFERENCIAS

- [1] Spicer Axle Division Catalogue, Dana Corporation, pag. 5-6.
- [2] Spicer Axle Division Catalogue, Dana Corporation, pag. 6-7.
- [3] Spicer Axle Division Catalogue, Dana Corporation, pag. 8.
- [4] Spicer Axle Division Catalogue, Dana Corporation, pag. 10.
- [5] Spicer Axle Division Engineers Manual, Dana Corporation, pag. IIIA-21, item 15.
- [6] Spicer Axle Division Engineers Manual, Dana Corporation, pag. IIIA-22, item 16.
- [7] Spicer Axle Division Engineers Manual, Dana Corporation, pag. IIIA-29-33, item 38-39.

1 FUNDAMENTOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES

En el diseño de un elemento de máquina es necesario determinar las dimensiones físicas de éste, las cuales deberán tener las proporciones adecuadas para que resistan las fuerzas a las que podría estar sometido.

Este primer capítulo trata sobre los fundamentos de la Resistencia de Materiales que comprende el estudio de los conceptos principales, los métodos analíticos de cálculo, teniendo en cuenta que el objetivo fundamental de la Resistencia de Materiales es diseñar en base a las condiciones de resistencia, rigidez y estabilidad, sistemas con configuraciones típicas sometidos a regímenes de cargas estáticos y dinámicos. Para el cumplimiento de dicho objetivo, se han planteado hipótesis simplificadoras para facilitar el análisis, aunque con el costo de cierto margen de error en los resultados. Entre las hipótesis más importantes y generales se encuentran:

- La homogeneidad de los materiales
- La isotropía de los materiales
- La continuidad de los cuerpos
- El comportamiento lineal y elástico
- La nulidad de las tensiones residuales
- La invariabilidad de las dimensiones originales de los cuerpos
- El principio de superposición
- El principio de Saint Venant, entre otros.

1.1 ESFUERZO

Las fuerzas internas que actúan en áreas infinitesimales de un corte o sección pueden ser de magnitudes o secciones variables. En la resistencia de materiales es particularmente significativo determinar la intensidad de estas fuerzas, pues la resistencia a la deformación y capacidad de soportar cargas depende de éstas. La componente normal de la fuerza a la sección del plano (fig.1.1), se denomina esfuerzo normal, y se define matemáticamente como [1.1]:

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \tag{1.1}$$

donde;

F: fuerza normal al corte

A: área alrededor del punto

La otra componente de la intensidad de la fuerza que actúa paralelamente al plano del área del elemento (fig1.1), se denomina esfuerzo cortante [1.2]. Matemáticamente se define como:

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta A} \tag{1.2}$$

Donde;

A: representa el área

V: Componente de la fuerza paralela a la sección o corte.

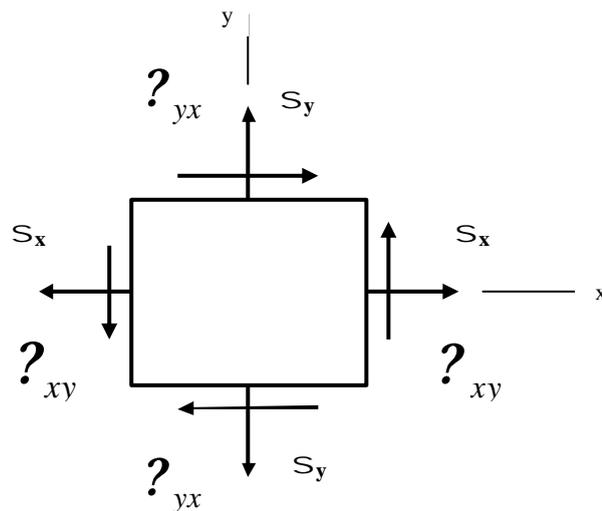


Fig.1.1 Estado de Esfuerzos en un elemento infinitesimal.

1.2 ECUACIONES DE EQUILIBRIO

Considerando un elemento infinitesimal (fig.1.2) y haciendo la sumatoria de fuerzas en la dirección X , se tiene:

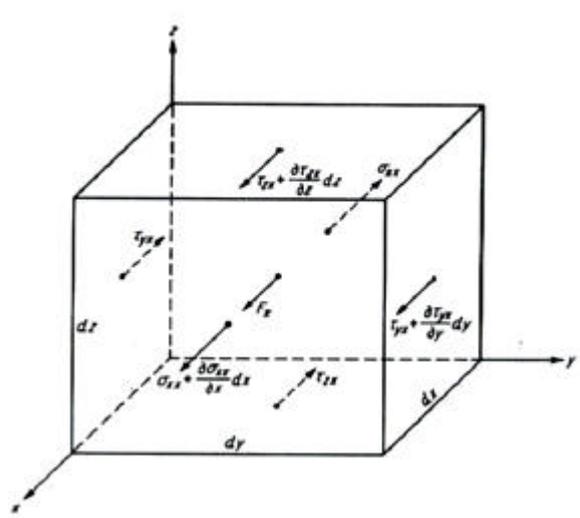


Fig. 1.2 Elemento infinitesimal con fuerzas en la Dirección X.

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} dx + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz + F_x = 0 \quad (1.3)$$

Dividiendo por dx dy dz y considerando las componentes de fuerza y esfuerzo en las direcciones X, Y y Z, da como resultado el siguiente sistema de ecuaciones de equilibrio:

$$\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (1.4a)$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (1.4b)$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + F_z = 0 \quad (1.4c)$$

Las ecuaciones 1.4 a,b,c, son las ecuaciones de equilibrio, las cuales deben satisfacer la distribución de esfuerzos.

Considerando el elemento mostrado en la figura 1.3 y realizando una sumatoria de momentos de las componentes de esfuerzos, las cuales producirán un momento alrededor del eje Y. El sistema de coordenadas ha sido seleccionado con origen en el centroide del elemento, de tal forma que las componentes del esfuerzo normal y las fuerzas externas del cuerpo no producen ningún momento.

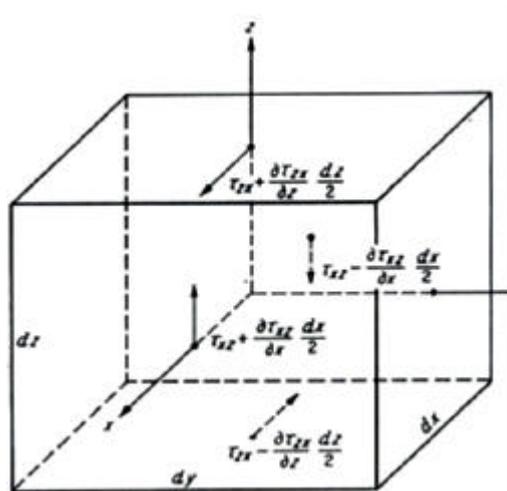


Fig. 1.3 Elemento infinitesimal con los esfuerzos que producen un momento alrededor del eje Y.

Haciendo la sumatoria de momentos alrededor del eje Y, se tiene:

$$\int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right] dx dy \frac{dz}{2} - \int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \frac{dz}{2} \right] dx dy \frac{dz}{2} + \int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy dz \frac{dx}{2} - \int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy dz \frac{dx}{2} \quad (1.5)$$

$$\int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy dz \frac{dx}{2} - \int \int \int \tau_{zx} \left[\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} \frac{dx}{2} \right] dy dz \frac{dx}{2} = 0$$

la cual se reduce a :

$$\tau_{zx} dx dy dz - \tau_{zx} dx dy dz = 0 \quad (1.6)$$

Por lo tanto:

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} \tag{1.7a}$$

Las dos restantes condiciones de equilibrio pueden ser usadas en una manera similar para establecer que:

$$\tau_{zy} = \tau_{yz} \tag{1.7b}$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} \tag{1.7c}$$

Las igualdades dadas en las ecuaciones (1.7) reducen las nueve componentes cartesianas de esfuerzo (ec.1.8) a seis componentes independientes, las cuales pueden ser expresadas en el siguiente arreglo:

$$\begin{matrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \tau_{zz} \end{matrix} \tag{1.8}$$

1.3 ESFUERZOS PRINCIPALES (CÍRCULO DE MOHR)

Si se escoge un sistema de ejes rectangulares y se grafica un punto M de abscisa τ_x y ordenada τ_{xy} para cualquier valor de τ , los puntos así obtenidos estarán situados en un círculo, de tal forma que se puede plantear la siguiente ecuación, que contiene los términos de la ecuación del círculo [1.3]:

$$\left(\tau_x - \frac{\tau_x + \tau_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 = \left(\frac{\tau_x - \tau_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \tag{1.9}$$

Definiendo las siguientes equivalencias;

$$\tau_{med} = \frac{\tau_x + \tau_y}{2} \tag{1.9 a}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \tag{1.9 b}$$

se escribe la ecuación (1.9) en la forma:

$$(\sigma_{x'} - \sigma_{med})^2 + \tau_{x'y'}^2 = R^2 \tag{1.10}$$

Que es la ecuación de un círculo de radio R con centro en el punto C de abscisa σ_{med} y ordenada 0 (fig. 1.4). Puede observarse que, debido a la simetría del círculo con respecto al eje horizontal, se habría obtenido el mismo resultado si, en lugar de graficar M, se hubiera graficado un punto N de abscisa σ_x y ordenado $-\tau_{x'y'}$ (fig. 1.4b).

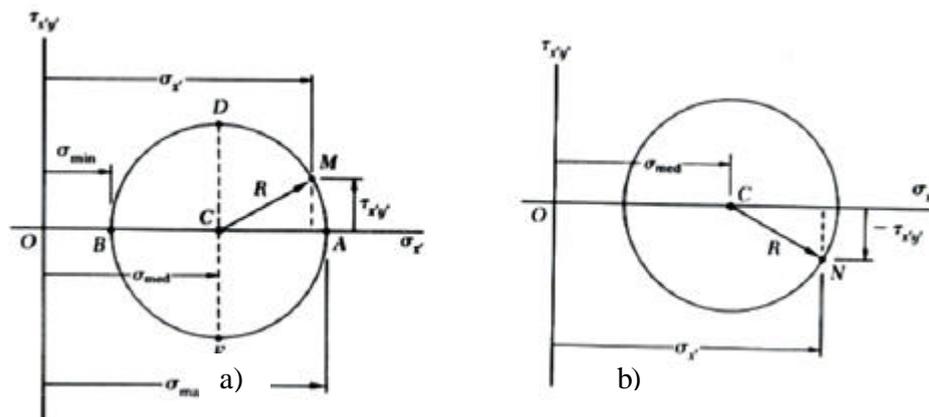


Fig. 1.4 Diagrama del Círculo de Mohr

Los puntos A y B, donde el círculo de la figura 1.4 interseca el eje horizontal, son de especial interés: El punto A corresponde al máximo valor del esfuerzo normal $\sigma_{x'}$, mientras el punto B corresponde a su mínimo valor.

Además ambos puntos tienen un valor nulo del esfuerzo cortante $\tau_{x'y'}$. Así, los valores σ_p del parámetro σ que corresponden a los puntos A y B pueden obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$\operatorname{tg} 2\theta_p = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (1.11)$$

Esta ecuación define dos valores $2\theta_p$ que difieren en 180° y por tanto, dos valores θ_p que difieren en 90° . Cualquiera de estos valores puede usarse para determinar la orientación del elemento correspondiente (fig.1.5). Los planos que contienen las caras del elemento obtenido se llaman planos principales del esfuerzo en el punto Q, y los valores correspondientes σ_{\max} y σ_{\min} del esfuerzo normal ejercido sobre estos planos son los esfuerzos principales en Q. Como los dos valores θ_p , definidos por la ecuación (1.11), se obtuvieron haciendo $\tau_{x'y'} = 0$, es claro que no hay esfuerzo cortante en los planos principales.

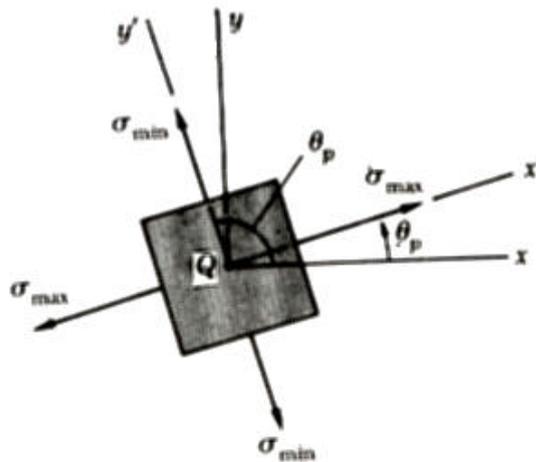


Fig. 1.5 Orientación de los Esfuerzos principales.

De la Fig.. 1.4 se tiene que:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{med}} + R \quad \text{y} \quad \sigma_{\min} = \sigma_{\text{med}} - R$$

Sustituyendo σ_{med} y R, se llega a la siguiente ecuación:

$$\sigma_{\text{máx}, \text{mín}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1.12)$$

La ec. (1.12) es de gran importancia para los cálculos posteriores para poder determinar los esfuerzos permisibles en el eje de estudio y aplicarlo con las diferentes teorías de falla.

1.4 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO

Refiriéndose de nuevo al círculo de la figura 1.4, se observa que los puntos D y E, localizados en el diámetro vertical del círculo, corresponden al mayor valor numérico de esfuerzo cortante $\tau_{x'y'}$. Puesto que la abscisa de los puntos D y E es $\sigma_{\text{med}} = (\sigma_x + \sigma_y)/2$, los valores τ_s del parámetro θ que corresponden a estos puntos se obtienen haciendo $\sigma_{x'} = (\sigma_x) + (\sigma_y)/2$ de ahí se sigue que la suma de los últimos dos términos en esa ecuación deben ser cero. Así para $\theta = \tau_s$, se escribe:

$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta_s + \tau_{xy} \sin 2\theta_s = 0 \quad (1.13)$$

$$\text{tg } 2\theta_s = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (1.14)$$

Esta ecuación define dos valores $2\theta_s$ que difieren en 180° y por tanto dos valores de θ_s que difieren en 90° . Cualquiera de estos valores puede usarse para determinar la orientación del elemento correspondiente al máximo esfuerzo cortante (fig. 1.5). Observando en la figura 1.4 que el valor máximo del esfuerzo cortante es igual al radio R del círculo, se tiene:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1.14)$$

Como se observó antes, el esfuerzo normal correspondiente a la condición de máximo esfuerzo cortante es:

$$\sigma_{\text{med}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (1.15)$$

Los ángulos $2\theta_s$ y $2\theta_p$ difieren en 90° y por tanto, θ_s y θ_p difieren en 45° . Así se concluye que los planos de máximo esfuerzo cortantes están a 45° de los planos principales.

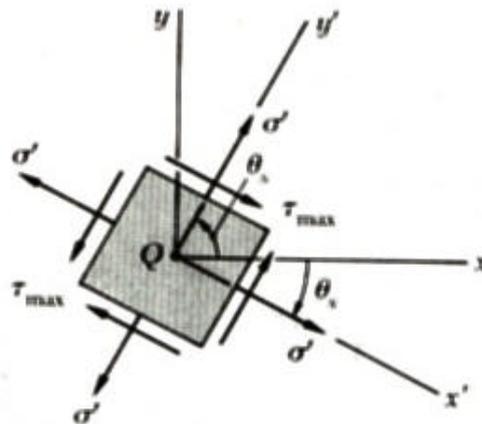


Fig. 1.6 Orientación de los esfuerzos cortantes principales

Hasta aquí se han planteado los conceptos sobre esfuerzos a tensión/compresión y cortante. También se ha hecho una breve presentación del círculo de Mohr y el cálculo de los esfuerzos principales. Estos conceptos serán muy importantes en los análisis siguientes. Se pasará a definir a continuación las condiciones de resistencia y rigidez y seguidamente a plantear los casos, las relaciones matemáticas y los cálculos.

1.5 CONDICIONES DE RESISTENCIA Y RIGIDEZ

1.5.1 Condición de resistencia

La resistencia es una propiedad o característica de un elemento mecánico. Esta propiedad resulta de la identidad del material, del tratamiento y procesamiento para crear su geometría, y de la carga. La resistencia de una parte mecánica no depende de que esa parte se someta a su carga proyectada, de hecho, esta propiedad de resistencia es una característica del elemento antes de que se ensamble con otros componentes en una máquina o en un sistema. En otras palabras, es una propiedad inherente del elemento, debido al empleo de un material y un proceso en particular.

La supervivencia del elemento mecánico depende de cómo se ajuste el esfuerzo inducido por la carga para que sea menor que la resistencia en un punto de interés. Al diseñar se debe permitir que la resistencia exceda al esfuerzo por un margen suficiente, de manera que a pesar de la incertidumbre, la probabilidad de falla sea nula. El esfuerzo en la parte crítica de un elemento de máquina se calcula y compara con la resistencia en esa ubicación de la geometría y con las condiciones de uso. En base a lo anterior se puede establecer que la condición de resistencia se expresa así

$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm}$ Cuando en el punto crítico sólo actúa esfuerzo normal.

$\tau_{m\acute{a}x} \leq \tau_{adm}$ Cuando en el punto crítico sólo actúa esfuerzo tangencial.

$\sigma_{eq} \leq \sigma_{adm}$ Cuando en el punto crítico actúan esfuerzos normales y tangenciales.

Siendo, σ_{adm} y τ_{adm} los esfuerzos admisibles o permisibles que dependen del comportamiento del material.

1.5.2 Condición de Rigidez

Se dice que un cuerpo es rígido si no presenta cambio de tamaño o de forma bajo las influencias de fuerzas o pares de torsión. Todos los cuerpos reales se deforman bajo la aplicación de una carga, elásticamente o plásticamente. La condición de

rigidez se encuentra asociada a los desplazamientos, de forma tal que $\tau_{máx} = \frac{M}{I} y$, cuya expresión permite analizar tanto los desplazamientos lineales como los angulares, siendo y el desplazamiento lineal o angular admisible.

Estas condiciones de resistencia y rigidez son las que permiten cumplir con el objetivo de la Resistencia de Materiales, de comprobar y diseñar. Se presenta a continuación los conceptos y métodos de cálculo para poder determinar las magnitudes de los esfuerzos y los desplazamientos que conducirán al planteamiento de diseño del elemento de estudio.

1.6 CASO GENERAL DE ESFUERZOS EN EJES CIRCULARES

A continuación se muestran los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos que se generan en un eje sometido a diferentes condiciones de carga, considerando que se cumple la hipótesis de las secciones planas. Así mismo, se muestran las condiciones a resistencia y rigidez en cada uno de los estados: Cortante, Torsión y Flexión.

1.6.1 Estado de torsión

Para el caso de estudio del diseño de un eje, es fundamental el análisis del estado de torsión. En la fig.1.7 se presenta una primera aproximación de los parámetros involucrados en el caso de un eje sometido a torsión, como son el momento torsionante (M_t o T), el esfuerzo cortante (τ) y el momento polar de inercia (I_p) [1.4].

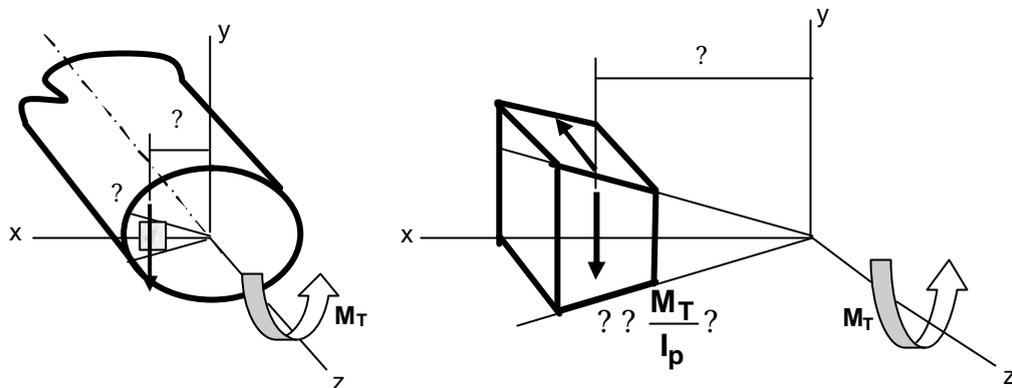
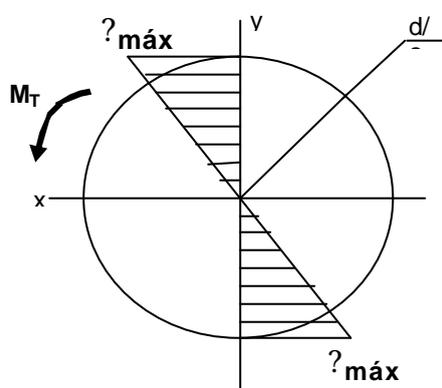


Fig. 1.7 Estado de Esfuerzo Cortante.

La figura 1.8 representa como varia el esfuerzo cortante a lo largo del radio del eje, siendo mayor en la periferia y cero en el centro. Esta consideración es de suma importancia para el cálculo del diámetro mínimo del eje.



$$\tau_{máx} = \frac{M_T}{I_p} r_{máx} = \frac{M_T}{I_p} \frac{d}{2} \quad (\text{Ec. 1.16a})$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1d^4 \quad (\text{Ec. 1.16b})$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2d^3 \quad (\text{Ec. 1.16c})$$

$$\tau = \frac{M_T}{GI_p} r \quad \theta = \frac{M_T}{GI_p} L \quad (\text{ para } M_T \text{ cte. })$$

(Ec. 1.17a)

(Ec. 1.17b)

1.8 Distribución del esfuerzo cortante y deformación angular

Con las ec. (1.16) se determina el esfuerzo cortante en cualquier punto del eje, y con las ec. 1.17 se determina el ángulo de torsión.

Para el caso del ángulo de torsión de un eje escalonado, el ángulo de torsión viene dado por [1.5]:

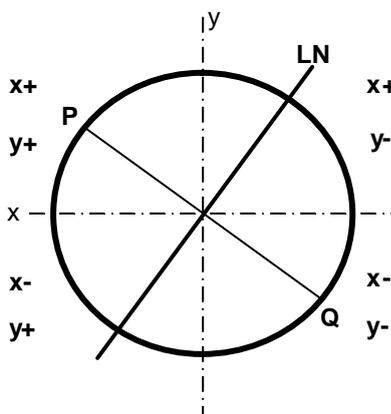
$$\theta = \int_A^B \frac{T dx}{I_{PX} G} \tag{1.18}$$

Para el caso de estudio de un eje con varios escalones:

$$\theta = \int_E^D \frac{T_{DE} dx}{I_{PDE} G} + \int_D^C \frac{T_{CD} dx}{I_{PCD} G} + \int_C^B \frac{T_{BC} dx}{I_{PBC} G} + \int_B^A \frac{T_{AB} dx}{I_{PAB} G} \tag{1.19}$$

1.6.2 Estado de flexión

La flexión se clasifica en pura y transversal que puede ser plana u oblicua. En estado de flexión, en las fibras extremas del material es donde se encuentran los puntos críticos, en tensión y compresión respectivamente, como se muestra en la fig.1.5. Para el caso de flexión oblicua, el esfuerzo total es la suma de los esfuerzos en los dos ejes (fig.1.6)



P y Q : puntos más peligrosos por ser los más alejados de la línea neutra.

$$\sigma_Q = \frac{M_x}{I_x} y_Q + \frac{M_y}{I_y} x_Q \tag{1.20}$$

Fig. 1.9 Línea neutra y puntos críticos en flexión.

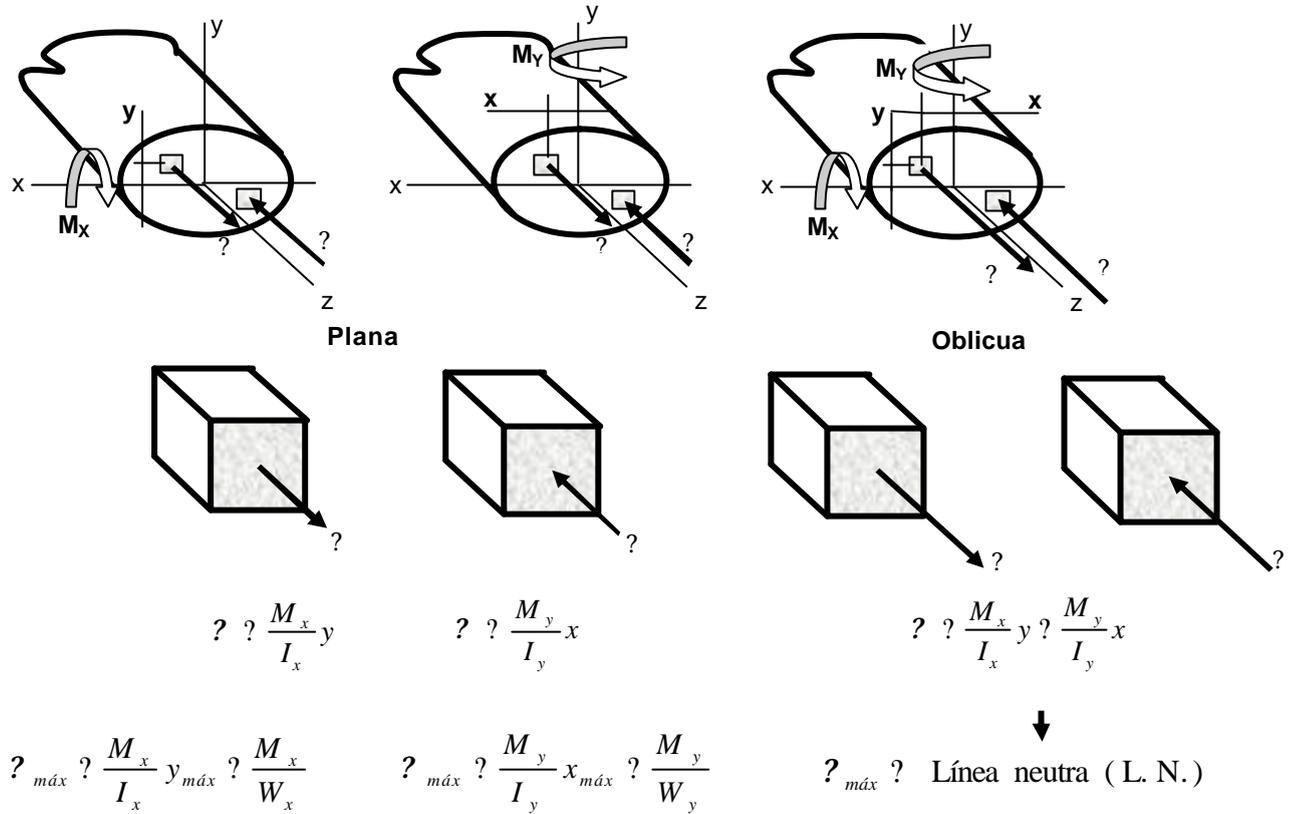


Fig. 1.10 Estado de esfuerzo de flexión plana y oblicua.

En la fig. 1.10 se presentan los casos de flexión plana y oblicua. En el caso de flexión plana, el esfuerzo esta dado en una sola dirección, x o y. En la flexión oblicua, existen componentes de esfuerzo en dos direcciones. Las ecuaciones para calcular los esfuerzos se plantean para cada gráfico (ver fig. 1.10)

1.6.3 Desplazamientos en Flexión (Deflexión)

a) Ecuación diferencial de la elástica de la viga

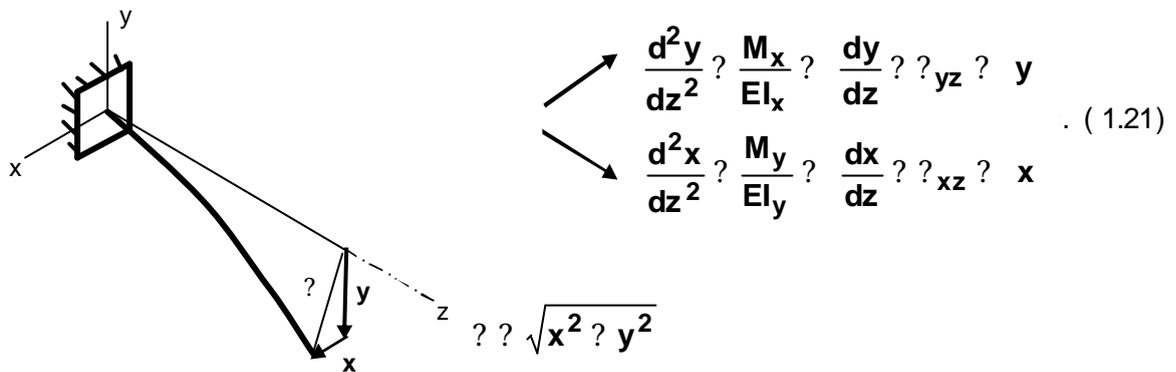


Fig. 1.11 - Deflexión en vigas.

b) Ecuación general de la elástica de la viga

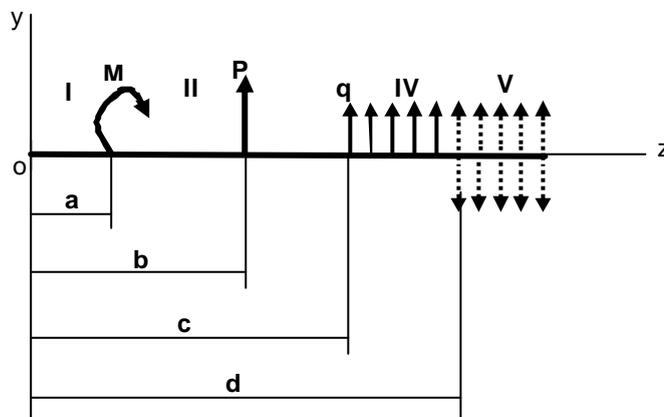


Fig. 1.12 Diagrama en el plano-Deflexión en vigas

Haciendo el planteamiento general por el método de integración, y desarrollando toda la ecuación hasta deducir las condiciones de deflexión angular y lineal [1.6], se tiene:

$$EI_x \theta \quad EI_x \theta_o|_I \quad M_z \theta a|_{II} \quad P \frac{z \theta b^2}{2} \Big|_{III} \quad q \frac{z \theta c^3}{6} \Big|_{IV} \quad q \frac{z \theta d^3}{6} \Big|_V$$

$$EI_{xy} \theta \quad EI_{xy} \theta_o \quad EI_x \theta_o z|_I \quad M \frac{z \theta a^2}{2} \Big|_{II} \quad P \frac{z \theta b^3}{6} \Big|_{III} \quad q \frac{z \theta c^4}{24} \Big|_{IV} \quad q \frac{z \theta d^4}{24} \Big|_V$$

$$x_{m\acute{a}x} \theta \quad \theta$$

$$y_{m\acute{a}x} \theta \quad \theta \sqrt{x^2 + y^2} \theta \theta \theta \quad (1.22 \text{ a})$$

$$\theta_{xz m\acute{a}x} \theta \theta \theta \quad (1.22 \text{ b})$$

$$\theta_{yz m\acute{a}x} \theta \theta \theta$$

1.7 ESFUERZOS COMBINADOS EN EJES CIRCULARES

Hasta este momento se ha asumido que las cargas aplicadas a los cuerpos solo están produciendo esfuerzos en un solo sentido. Los elementos de máquinas y estructuras en general, se encuentran sometidos a cargas de diferente magnitud y dirección, provocando de esta forma, esfuerzos combinados que es necesario analizar y calcular. La determinación de los esfuerzos y deformaciones, así como el establecimiento de las condiciones a resistencia y rigidez en el estudio de cada una de las fuerzas internas, brinda las bases fundamentales para poder discriminar el o los puntos más críticos, cuando el sólido se encuentra sometido a la acción simultánea de las distintas fuerzas internas.

Se presentan a continuación los casos típicos de combinación de esfuerzos y las relaciones matemáticas para poder calcular la magnitud y dirección de las cargas en el cuerpo por analizar, haciendo un enfoque principalmente en el caso cilindros o ejes.

1.7.1 Tracción con flexión

En el caso del eje mostrado en la fig.1.12, se despreciará el efecto de las fuerzas cortantes, considerando en este caso solamente los momentos flectores y la fuerza normal, quedando la relación matemática que describe el comportamiento del eje en la ecuación 1.23.

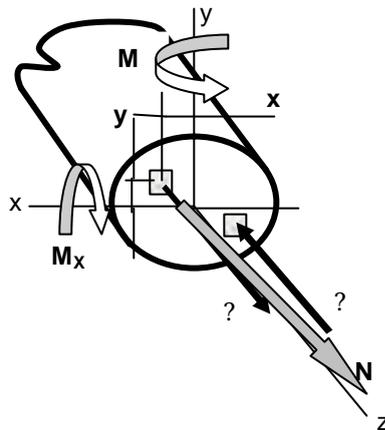


Fig. 1.13 Esfuerzos combinados tensión-flexión.

Superponiendo los efectos, el esfuerzo normal en un punto cualquiera de la sección transversal vendrá dado por la expresión:

$$\sigma = \frac{M_x}{I_x} y + \frac{M_y}{I_y} x + \frac{N}{A} \tag{1.23}$$

Sin embargo, para determinar el punto más crítico se requiere obtener la línea neutra, la que se caracteriza por la nulidad de los esfuerzos normales. Así, la línea neutra vendrá dada por la ecuación:

$$y = -\frac{M_y I_x}{M_x I_y} x - \frac{N I_x}{M_x A} \tag{1.24}$$

donde: $\frac{M_y I_x}{M_x I_y}$ representa la pendiente de la línea neutra y $\frac{N I_x}{M_x A}$ su intercepto con el eje y.

Una vez identificada la línea neutra (fig.1.13), el punto o los puntos más alejados serán los más críticos, de forma tal que:

$$\sigma_P = \frac{M_x}{I_x} y_P + \frac{M_y}{I_y} x_P + \frac{N}{A} \tag{1.25}$$

En el caso particular que en la sección analizada se cumpla que: $I_x = I_y$, entonces:

$$\sigma_{máx} = \frac{M_F}{W} + \frac{N}{A} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W} + \frac{N}{A} \tag{1.26}$$

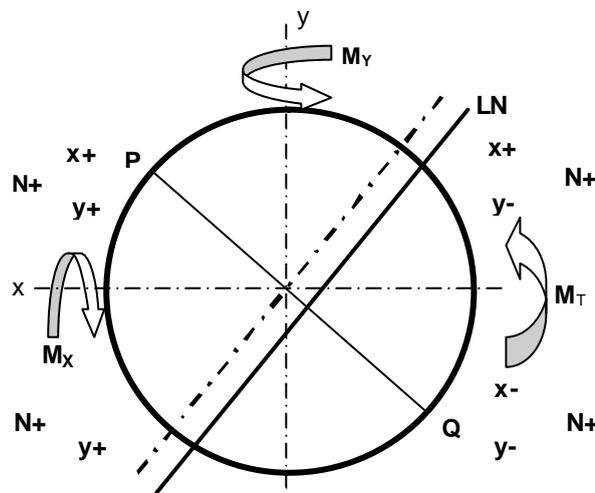


Fig.1.14 Línea neutra y puntos críticos

1.7.2 Tracción, flexión y torsión

En este caso se abordará el análisis de una sección circular, donde el punto más crítico, debido a los esfuerzos normales se encuentra sometido al esfuerzo

tangencial máximo de la torsión y dicho punto está ubicado en la periferia de la sección circular (véase fig.1.14).

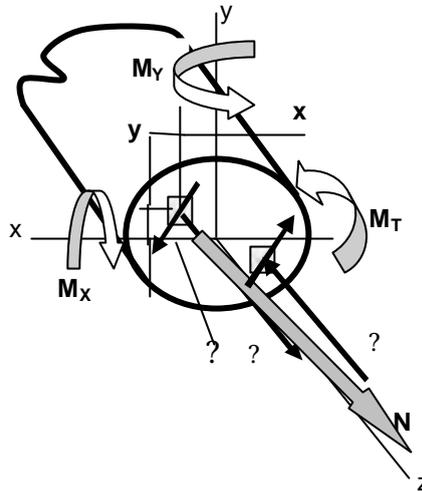


Fig. 1.15 Esfuerzos combinados: Tensión, Flexión y torsión.

A partir de la superposición de los efectos de las fuerzas internas que provocan esfuerzos normales, se tiene:

$$\sigma_P \text{ máx} = \frac{M_x}{I_x} y_P + \frac{M_y}{I_y} x_P + \frac{N}{A} \tag{1.27}$$

y como: $I_x = I_y$

$$\sigma_P \text{ máx} = \frac{M_F}{W} + \frac{N}{A} + \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W} + \frac{N}{A} \tag{1.28}$$

Por otro lado el momento torsor generará en el punto **P** el esfuerzo tangencial,

$$\tau_P \text{ máx} = \frac{M_T}{W_T} + \frac{M_T}{W_p} \tag{1.29}$$

De esta forma, se ha definido hasta este momento las bases para los cálculos de los esfuerzos que regirán las condiciones de resistencia y rigidez de un cuerpo y un eje circular en particular.

1.8 TEORÍAS DE FALLA DE LOS MATERIALES

Cuando en el punto crítico de un cuerpo actúan simultáneamente esfuerzos normales y tangenciales, la condición de resistencia se establece a partir del esfuerzo equivalente σ_{eq} , que no es más que el esfuerzo que hay que aplicar en un punto de una pieza sometida a determinados esfuerzos para que produzca la misma peligrosidad que la correspondiente a un punto de un cuerpo sometido a un estado complejo. Para determinar la expresión del esfuerzo equivalente se utilizan los criterios de falla de los materiales, estos esfuerzos equivalentes se expresarán en función de los esfuerzos principales.

1.8.1 Teorías de falla fundamentales

La falla puede significar que una parte se ha separado en dos o más piezas; se ha distorsionado permanentemente, deteriorando su geometría; se ha degradado su confiabilidad, o se ha comprometido su función [1.7]. El surgimiento de las teorías o criterios de falla está íntimamente vinculado al desarrollo histórico de la Resistencia de Materiales, así en la medida en que más se conocía del comportamiento de los materiales, nuevas hipótesis se planteaban, las que al mostrar su validez en la práctica pasaron a ser las conocidas teorías o criterios de resistencia.

De todo lo anterior se desprende que estos criterios de resistencia están directamente relacionados a personalidades, que han hecho aportes significativos a la Resistencia de Materiales. Así en orden histórico se tiene:

1. **Teoría del esfuerzo normal máximo** [1.8]: Establece que la falla suele ocurrir siempre que uno de los tres esfuerzos principales sea igual a la resistencia.

$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$; entonces, la falla ocurre cuando

$$\sigma_1 = S_t ; \sigma_3 = -S_c ; \sigma_{eq} = \sigma_1 \quad (1.30)$$

Donde, S_t y S_c son las resistencias a la tensión y a la compresión.

? **Teoría de Mariotte & Saint Venant o de la deformación lineal máxima** [1.9].

Se aplica en la gama de esfuerzos elásticos y establece que ocurre la fluencia cuando la mayor de las tres deformaciones principales se hace igual a la deformación correspondiente a la resistencia de fluencia.

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &\geq \epsilon_2 \geq \epsilon_3 \geq \epsilon_y \\ \epsilon_2 &\geq \epsilon_3 \geq \epsilon_1 \geq \epsilon_y \\ \epsilon_3 &\geq \epsilon_1 \geq \epsilon_2 \geq \epsilon_y \end{aligned} \tag{1.31}$$

Teoría de Coulomb o del Esfuerzo Cortante Máximo [1.10].

Esta teoría establece que se inicia la fluencia siempre que en cualquier elemento el esfuerzo cortante máximo se vuelve igual al esfuerzo cortante máximo en una probeta a tensión, cuando ese espécimen empieza a ceder. [1.11]

$$\tau_{máx} = \frac{S_y}{2} \quad \text{o} \quad \tau_1 = \tau_3 = S_y \tag{1.32}$$

Esta hipótesis también estipula que la resistencia a la fluencia en cortante está dada por la ecuación:

$$S_{sy} = 0.50S_y \tag{1.33}$$

? **Teoría de Von-Mises / Hencky** [1.12].

También llamada de la energía de deformación máxima debido al cambio de forma. Esta teoría plantea que la falla causada por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total en un volumen unitario iguala o excede el valor de la energía de deformación en el mismo volumen correspondiente a la resistencia de fluencia en tensión, o bien en compresión [1.13] [1.14].

Para el caso de tensión simple, sea $\epsilon_1 \geq \epsilon_2 \geq \epsilon_3 \geq 0$. La energía de distorsión es

$$u_d = \frac{1}{3E} \epsilon_1^2 + \frac{1}{3E} \epsilon_2^2 + \frac{1}{3E} \epsilon_3^2 \tag{1.34}$$

El esfuerzo de Von-Misses viene dado por:

$$\tau \sim \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (1.35)$$

Por lo tanto, se predice que la fluencia ocurrirá cuando:

$$\tau \sim S_y \quad (1.36)$$

Teoría de la fricción interna (Hipótesis de Mohr) [1.10].

Esta teoría predice o anticipa la falla sobre la base única del mayor de los tres esfuerzos cortantes principales. Para el caso de un material que tiene resistencias de tensión y de compresión iguales se tiene:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad (1.37)$$

$$\sigma_{máx} = a + n \sigma_{mín} = b \quad (1.38)$$

Dadas las resistencias de fluencia de tensión y de compresión, la resistencia de fluencia torsional se puede predecir por medio de la ecuación:

$$S_{sy} = \frac{S_{yt} S_{yc}}{S_{yt} + S_{yc}} \quad (1.39)$$

1.9 FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad para diseño (n_d o n), viene definido por la relación [1.15]:

$$n_d = \frac{\text{resistencia}}{\text{esfuerzo}} \quad (1.40)$$

La resistencia es la propia del material obtenida por medio de ensayos de laboratorio. El esfuerzo se refiere a la máxima carga permisible, tomando en cuenta que no debe sobrepasar en valor a la resistencia del material.

1.10 RESUMEN

Se ha planteado en este primer capítulo los fundamentos de la Resistencia de Materiales, los cuales serán la base para el análisis y cálculos posteriores. Se ha centrado esta primera parte en poner los fundamentos para el análisis y cálculo en base a las condiciones de Rigidez y Resistencia. Para esto, se inició definiendo los conceptos de Esfuerzo Normal y Cortante que son las cargas a las cuales estará sometida la pieza de estudio, planteando sus relaciones matemáticas que son:

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{F}{\Delta A}, \text{ para esfuerzo normal y } \tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{V}{\Delta A} \text{ para esfuerzo cortante.}$$

Para la determinación de los esfuerzos principales se plantea el círculo de Mohr. Por medio de este análisis se define la ecuación, que será de gran importancia en los cálculos siguientes. Las relaciones matemáticas principales son:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \text{ determina los esfuerzos normales, máximos y mínimos.}$$

$$\tau_{1,2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}, \text{ determina los esfuerzos cortantes máximos y mínimos.}$$

Estas ecuaciones serán de gran ayuda para determinar el diámetro crítico del semieje de estudio.

Además de los esfuerzos principales de Mohr, para determinar la condición de resistencia se definieron las relaciones para los casos siguientes:

• Tensión y Flexión, la cual se determina con la siguiente ecuación:

$\sigma = \frac{M_x}{I_x} y - \frac{M_y}{I_y} x + \frac{N}{A}$, para el caso de esfuerzos combinados que es el caso particular de estudio.

¿ Tensión, Flexión y Torsión, combinación que viene definida por la siguiente expresión:

$$\sigma_p = \sigma_{máx} = \frac{M_F}{W} + \frac{N}{A} + \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W} \quad \text{Y} \quad \tau_p = \tau_{máx} = \frac{M_T}{W_T} + \frac{M_T}{W_p}$$

Para definir la condición de Rigidez, los principales conceptos planteados y que serán de utilidad son:

¿ El cálculo de la Deflexión del eje, que viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_x}{EI_x} \quad \frac{dy}{dz} = \theta \quad y$$

¿ el cálculo del ángulo de Torsión, que se determina con la ecuación siguiente:

$$\theta = \int_A^B d\theta = \int_A^B \frac{T dx}{I_{PX} G}$$
, expresión que se utiliza para el caso de un eje escalonado.

Con el planteamiento de estos conceptos se tienen definidas las relaciones fundamentales de la resistencia de materiales para el análisis conceptual y numérico del caso de estudio. Además, se han analizado las principales teorías de falla, de las cuales se utilizará para el análisis, la teoría del Esfuerzo cortante Máximo y la Teoría de Von-Mises. Estas se han seleccionado debido a su grado conservador y por que están definidas para materiales dúctiles, como es el caso del material a utilizar en el diseño del semieje. En base a lo anterior, se puede asegurar que los conceptos fundamentales de Resistencia de Materiales están considerados para facilitar el desarrollo del diseño del caso de estudio.

1.11 REFERENCIAS

- [1.1] Egor P. Popov, "Mechanics of Materials", Prentice Hall, 1978, 2º Edic. pág.20-25.
- [1.2] Egor P. Popov, "Mechanics of Materials", Prentice Hall, 1978, 2º Edic. pág.20-25.
- [1.3] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág. 96 - 100.
- [1.4] Egor P. Popov, "Mechanics of Materials", Prentice Hall, 1978, 2º Edic. pág.81-86.
- [1.5] Egor P. Popov, "Mechanics of Materials", Prentice Hall, 1978, 2º Edic. pág.94.
- [1.6] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.182- 188.
- [1.7] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.316.
- [1.8] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.325.
- [1.9] J. A. Collins, "Failure of Materials in Mechanical Design", Willey, New York, 1981 2º Edic., pág.134.
- [1.10] Esta teoría parece haber sido propuesta originalmente por C.A. Coulomb en 1773.
- [1.11] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.327.
- [1.12] R. Von Mises, Alemania, 1913. H. Hencky, USA, 1925.
- [1.8] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.328.
- [1.13] E.P.Popov, "Introduction to Mechanics of Solids", Prentice –Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1968.
- [1.14] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.335.
- [1.15] Joseph E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica". Mc Graw Hill, Iowa, 2002 6º Edic. pág.29 - 30.

2 RESISTENCIA A LA FATIGA

El comportamiento de los elementos mecánicos en régimen estático es bien conocido y las propiedades necesarias para el diseño están perfectamente definidas. Por ejemplo, el esfuerzo de fluencia, resistencia de rotura, alargamiento, módulo de elasticidad, etc. Desde el punto de vista de diseño estático es suficiente con estos datos de partida. Sin embargo, tan pronto como en una pieza los esfuerzos empiezan a variar por efecto de las fuerzas actuantes o por movimientos de la propia pieza, como es el caso de los ejes de transmisión, tanto los procedimientos de diseño estático, como las propiedades estáticas del material pierden su valor, dado que las piezas fallan al cabo de haber sufrido un determinado número de ciclos de trabajo. Además, la falla se produce muy por debajo de los esfuerzos que se pueden considerar aceptables en diseño estático y de forma repentina, sin sufrir ninguna deformación que alerte sobre la falla inminente.

Este fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de esfuerzos variables en el tiempo, se denomina **fatiga** y es definido de un modo más general por la norma ASTM [2.1] como: ***“Proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos”***.

El estudio a fatiga no es una ciencia exacta, ni absoluta, de la cual puedan obtenerse resultados exactos (el número de ciclos que resistirá una pieza), sino que es un estudio aproximado y relativo, con muchos componentes del cálculo estadístico. Cuanto más exacto deba ser el cálculo, más datos provenientes de ensayos serán necesarios. Por lo tanto, el objetivo principal del estudio de la falla por fatiga es la comprensión de las causas que la originan, de manera de poder prevenirlas de forma óptima utilizando los métodos más efectivos para aumentar la resistencia del material.

2.1 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO DE LA FATIGA

El primer estudio sobre la fatiga se realizó sobre materiales metálicos alrededor del año 1829 en Alemania, después de observar el fallo en cadena de estructuras de soporte en minas, sometidas a cargas que usualmente eran consideradas seguras. Esta situación despertó el interés por el estudio de piezas sometidas a cargas cíclicas. Mas tarde, tuvo especial relevancia con el advenimiento del transporte ferroviario. Hacia 1860, A. Wöhler [2.2], un ingeniero de ferrocarriles en Alemania, dio un impulso trascendental al conocimiento del fenómeno de fatiga, luego de realizar numerosos ensayos bajo diversas condiciones de carga para determinar la causa de la rotura prematura de los ejes ferroviarios. Fruto de sus estudios resultó las caracterizaciones sobre comportamiento a fatiga en términos de amplitud de tensión-número de ciclos de vida (curvas N, S), así como el concepto de resistencia límite de fatiga o indurancia.

Años más tarde, a principios de 1900, Bairstow [2.3] encaminó sus estudios a entender el endurecimiento y ablandamiento cíclico de los metales y encontrar curvas de histéresis de deformación y vida en fatiga. Esto se hizo a partir de ciclos de desplazamiento de amplitud constante, evitando así efectos de crecimiento desmedido de la tensión, que provocan fenómenos de rotura combinado con fatiga. Hacia 1950, Manson [2.4] y Coffin [2.5], establecieron la idea de que la deformación plástica es la responsable final del daño cíclico en los metales y propusieron una expresión derivada de experimentos que relaciona el número de ciclos con la magnitud de la deformación inelástica.

Otra dirección de los estudios de fatiga fue propuesta sobre la base de la mecánica de la fractura. Así, aparecen los trabajos de Irwin [2.6] que intentan relacionar los fenómenos de fatiga con la fractura a través de los factores de intensidad de esfuerzos.

En esta misma línea, años más tarde, Paris, Gómez y Anderson [2.7] caracterizan el crecimiento de las fisuras por fatiga, mediante la utilización del factor de intensidad de tensiones. Ellos fueron los primeros en sugerir que el aumento de la longitud de estas fisuras, dependían del rango de fluctuación del factor de intensidad de tensiones. Años después, Paris [2.8] propone una notoria relación matemática entre número de ciclos y longitud de fisura, haciendo así realidad su idea original.

En estos últimos años se produce un cambio fundamental en el estudio de la fatiga. Chaboche [2.9] presenta un trabajo donde se puede ver cómo este fenómeno de fatiga puede ser incorporado en la teoría de daño acumulado de la mecánica de medios continuos. Este estudio se fundamenta en admitir que el daño se basa en una variable interna de deterioro que permite tratar adecuadamente el fenómeno de acumulación y localización de dislocaciones. Esta variable interna se propone estableciendo una relación entre el daño y el número de ciclos.

Todo esto ha sido presentado para cargas periódicas, donde se puede establecer en forma clara un periodo dominante. Poco se ha hecho en el caso de cargas no periódicas, sin embargo pueden consultarse los trabajos escritos al respecto por Miner [2.10].

2.2 TEORÍA DE LA DURACIÓN HASTA LA DEFORMACIÓN EN FALLA POR FATIGA

El estudio de la fatiga exige comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad y que la rotura se produce bajo cargas que están aún en el rango elástico del comportamiento del material. En realidad se produce una pérdida de resistencia en función del número de ciclos que induce a un posterior rebase de la resistencia máxima, provocando un problema de plasticidad y/o daño secundario. Una falla por fatiga, por lo regular se origina en una región con alta concentración de esfuerzos. Cuando el valor del esfuerzo en la discontinuidad excede el límite elástico, se presenta la deformación plástica. Para que ocurra una falla por fatiga deben existir deformaciones cíclicas de naturaleza plástica.

Bairstow [2.11], en 1910 verificó la teoría de Bauschinger [2.12] de que los límites elásticos del hierro y el acero pueden cambiar hacia arriba o hacia abajo, al ocurrir variaciones cíclicas del esfuerzo producido. En términos generales, los límites elásticos de los aceros recocidos tienden a aumentar cuando están sujetos a ciclos de alternación del esfuerzo, en tanto que en los estirados en frío se presenta un límite elástico decreciente.

R. W. Landgraf [2.13], investigó el comportamiento a la fatiga de aceros de alta resistencia para ciclos bajos. Por medio de gráficas, Landgraf compara las relaciones monotónicas o monótonas esfuerzo-deformación a tensión y compresión, con la curva cíclica esfuerzo-deformación (véase fig. 2.1).

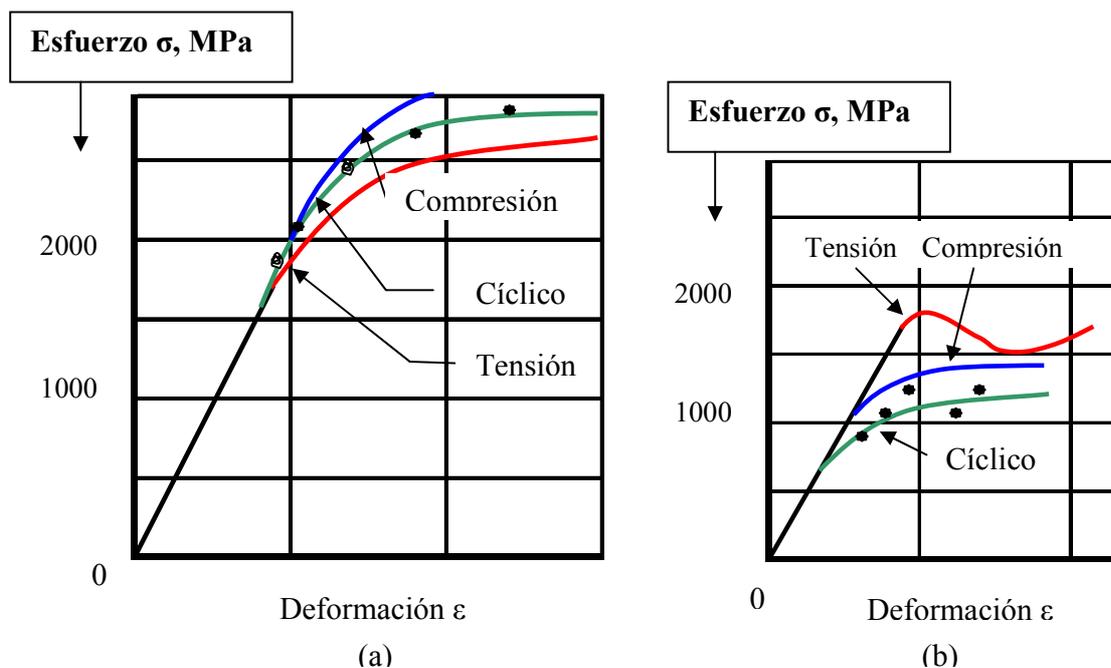


Fig.2.1 Resultados monotónicos y cíclicos de esfuerzo-deformación. a) acero ausformado H-11, 660 Bhn; b) Acero SAE 4142, 400 Bhn
 Fuente: Technical Report on Fatigue Properties, SAE J1099, 1975.

En 1975, el SAE Fatigue Designed and Evaluation Steering Committee estableció que la duración de alternancias hasta la falla se relacionaba con la amplitud de la deformación. El informe contiene en el caso de estudio del acero 1020 laminado en caliente (véase fig.2.2).

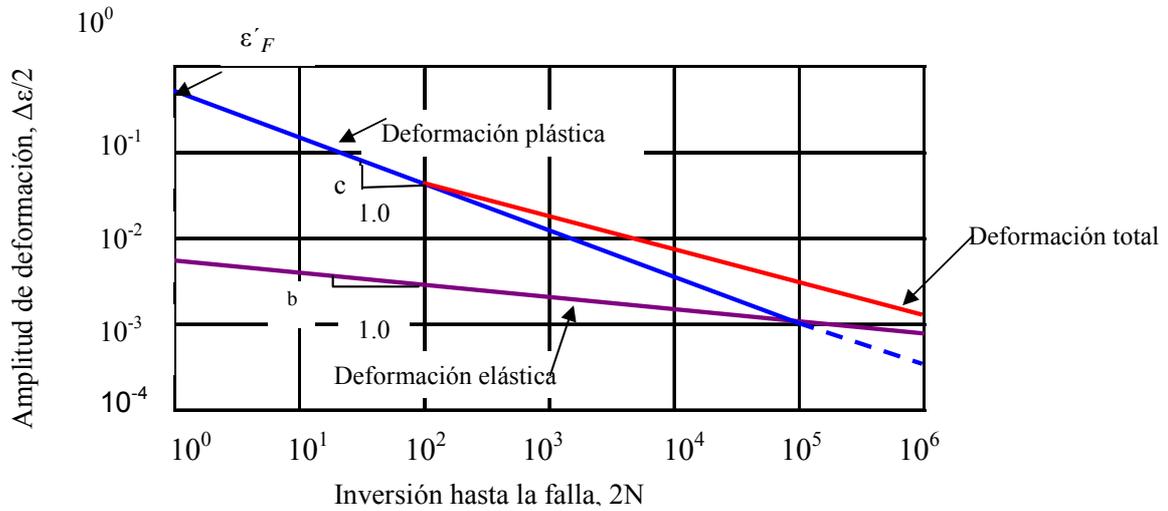


Fig. 2.2 Diagrama log-log que indica la relación entre la duración a la fatiga con la amplitud de deformación real en el caso de acero SAE 1020 laminado en caliente. Fuente: Technical Report on Fatigue Properties, SAE J1099, 1975.

2.3 CURVAS DE WOHLER Y DIAGRAMA S-N

2.3.1 Curvas de Wöhler

Las curvas de Wöhler permiten definir la función, $f_{red}(N, S_{med}, R)$ de disminución de resistencia por fatiga (véase fig.2.3). Como puede verse en la definición básica de estas curvas, puede ocurrir una reducción de resistencia del material, aun para puntos del material sometidos por debajo del límite elástico. La definición de la carga se realiza mediante su período, su relación de amplitud es ΔS o la relación de reversión:

$$R = \frac{S_{mín}}{S_{máx}} \tag{2.1}$$

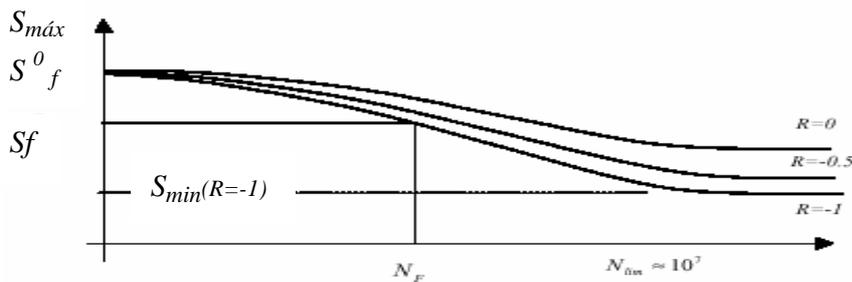


Figura 2.3 Curva de Wöhler y la resistencia máxima de un punto.

2.3.2 Diagrama S - N

Las curvas S-N (fig.2.4), se obtienen experimentalmente tras someter distintas muestras a estados cíclicos de carga y establecer la relación de pérdida de resistencia en función del número de ciclos de carga, esto es, determinar los ciclos de esfuerzos que soporta el material hasta la falla o ruptura. Debido a la naturaleza estadística de la fatiga se realizan un gran número de pruebas para establecer la resistencia a la fatiga de un determinado material. Generalmente se utiliza una máquina de viga rotatoria de alta velocidad, probetas cuidadosamente preparadas, a las cuales se les aplica primeramente un esfuerzo un poco menor a la resistencia última del material y la segunda carga aplicada es un esfuerzo menor que el aplicado en la primera vez. Este proceso se continúa hasta que el material es llevado a la falla. Los resultados se grafican, obteniendo el diagrama S-N que se muestra en la Figura 2.4.

2.3.2.1 Regiones del Diagrama S-N

- El eje Y representa las resistencias a la fatiga S_f para diferentes números de ciclos N del eje X.
- Fatiga de ciclo bajo es la falla que ocurre en el rango de $N=1$ a $N=1000$ ciclos
- Fatiga de ciclo alto es la falla que ocurre para N mayor de 10^3 ciclos.
- Región de duración finita, donde la falla puede ocurrir de $N=1$ a $N=10^7$ ciclos para el caso de los aceros.
- Región de duración infinita para $N > 10^7$ ciclo

En una pieza sometida a cargas cíclicas se pueden distinguir distintas regiones (Figura 2.5) durante el proceso de fatiga:

- **Región I**, que corresponde a una fase donde se producen los primeros cambios microestructurales, aumento de densidad de dislocaciones y formación de microfisuras y posterior localización de las zonas con daño irreversible.
- **Región II**, donde se inician las macrogrietas y formación de fisuras con orientación dominante.

-**Región III**, donde se produce un proceso de propagación inestable, provocando la fractura o fallo total de la pieza.

La duración de cada etapa descrita anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga, geometría temperatura, irregularidades, etc. También es necesario hacer notar que a menudo es bastante difícil distinguir claramente las etapas antes mencionadas.

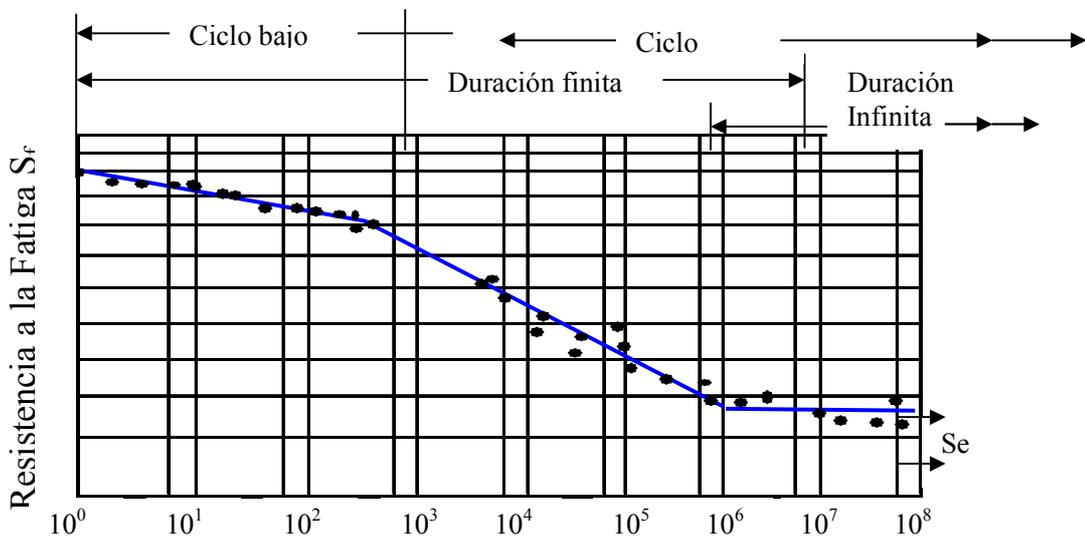


Fig. 2.4 Diagrama S-N de resultados de pruebas de fatiga axial con Inversión completa. Material: acero UNS G41300, normalizado; $S_{ut}=116$ kpsi; $S_{ut\ max}=125$ Kpsi
Fuente: NACA Tech. Note 3866, december 1966

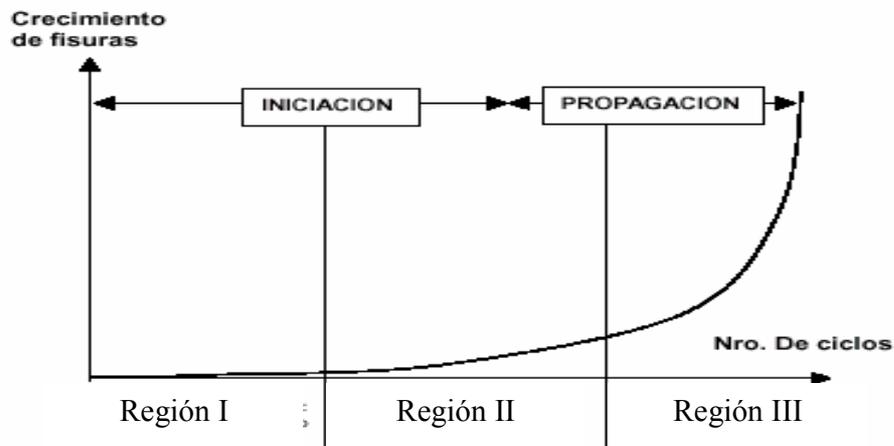


Fig. 2.5 Regiones de la vida a fatiga de un material

2.4 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para determinar el límite de fatiga se emplean generalmente ensayos de esfuerzos o ensayos de deformación. Hoy en día se cuenta con una gran cantidad de datos experimentales para diferentes materiales obtenidos con la máquina de viga rotatoria, los cuales pueden ser consultados en libros y manuales sobre el tema. Considérese que los datos experimentales de las pruebas para diversos materiales a diferentes ciclos, al ser graficados proporcionan una amplia área de incertidumbre, por lo cual se hace necesario el empleo de factores de diseño para asegurar la confiabilidad del diseño.

Mischke [2.14], en base a datos experimentales concluyó que la resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión. Para el caso de los aceros esta relación es:

$$S_e' = \begin{cases} 0.504 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi} \dots (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.2)$$

Donde;

S_{ut} : Resistencia mínima a la tensión

S_e' : Límite de fatiga de probeta de viga rotatoria

S_e : Límite de fatiga de un elemento de máquina

El tipo de microestructura y el tratamiento térmico tiene una gran influencia en el límite de fatiga. Los resultados de una mejor estimación del límite de fatiga se obtienen por medio de datos experimentales, los cuales son mucho más confiables para fines prácticos de diseño.

2.4.1 Resistencia a la Fatiga

Para determinar la resistencia a la fatiga cuando los datos son muy dispersos, se plantea el siguiente método analítico en base a la ecuación de la recta S-N graficada a partir de las pruebas experimentales.

Ecuación de la recta S-N:

$$S_f = aN^b \quad (2.3)$$

para 10^3 ciclos se tiene:

$$(S_f)_{10^3} = a(10^3)^b = a(10)^{3b} = fS_{ut} \quad ; \text{ De donde } f = \frac{a}{S_{ut}}(10)^{3b}$$

Ahora bien, para el caso de fatiga, la deformación total es la suma de la componente elástica y plástica, por lo que la deformación total viene dada por:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} \quad (2.4)$$

La ecuación de la recta de la deformación plástica viene dada por:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon^i_F (2N)^c \quad (2.5)$$

La ecuación de la recta de la deformación elástica es:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma^I_F}{E} (2N)^c \quad (2.6)$$

Por lo tanto, la amplitud de la deformación total viene dada por:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma^I_F}{E} (2N)^c + \varepsilon^i_F (2N)^c \quad (2.7)$$

La cual se conoce como la relación de Manson-Coffin [2.15, 2.16] entre la duración a la fatiga y la deformación total. Los valores de los exponentes y coeficientes de esta ecuación se encuentran tabulados en el reporte SAE J1099 [2.17].

Para el caso de Fatiga de ciclo alto, con niveles de esfuerzo menores que el límite proporcional, la deformación es elástica. Por lo cual se tiene:

$$\sigma_a = \sigma_f^I (2N)^b \tag{2.8}$$

Los valores de a y b cuando la recta corte 10^6 ciclos en S_e y 10^3 ciclos en $0.9 S_{ut}$ se determinan con las siguientes ecuaciones:

$$a = \frac{(0.9 S_{ut})^2}{S_e} \tag{2.9}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.9 S_{ut}}{S_e}$$

Para el caso de un esfuerzo completamente invertido σ_a se puede determinar el número de ciclos de duración haciendo la sustitución de σ_a por S_f . La ecuación queda de la siguiente forma:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \tag{2.10}$$

2.5 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Existen diversos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, de tal manera que para un mismo material, si se cambia el acabado superficial por ejemplo, se obtendrán valores diferentes. Marín [2.18] propone una clasificación de algunos factores que modifican el límite de fatiga, los cuales se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Condiciones que afectan al límite de resistencia a la fatiga

Material	Composición química, base de la falla, variabilidad
Manufactura	Método de fabric., Trat. Térmico, corrosión por desgaste, condición de la superficie, concentración de esfuerzo.
Cond. Ambiental	Corrosión, temperatura, estado de esfuerzo, tiempos de relajación.
Diseño	Tamaño, configuración, duración, estado de esfuerzo, concentración del esfuerzo, velocidad, desgaste.

Fuente: Mechanical Engineering Design, Charles R Mische, Joseph Shigley, pag.317.

Para poder reproducir las más importantes condiciones en las cuales se puede tener un elemento mecánico, se emplea una diversidad de factores para representar un determinado efecto. En base a esta condición, se tiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (2.11)$$

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

2.5.1 Factor de Superficie k_a

Como se ha descrito anteriormente, el fenómeno de la fatiga empieza con micro grietas que se forman en defectos superficiales de la pieza, por lo que este coeficiente tiene una importancia máxima. Los resultados de los ensayos se obtienen sobre probetas que tienen su superficie pulida. Puesto que las piezas de diseño no suelen tener este acabado superficial se introduce el coeficiente k_a , que corrige la diferencia entre la calidad de acabado superficial del pulido con la calidad de acabado superficial de la pieza.

Noll y Lipson [2.19] examinaron un total de 39 puntos de datos para diferentes acabados, y dedujeron la siguiente fórmula para k_a .

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.12)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y a y b son factores los factores de modificación que dependen de la calidad del acabado y de la resistencia a la tensión. En la figura 2.6 se puede determinar a partir de la resistencia a la tracción y de la calidad del acabado el coeficiente K_a , para acero.

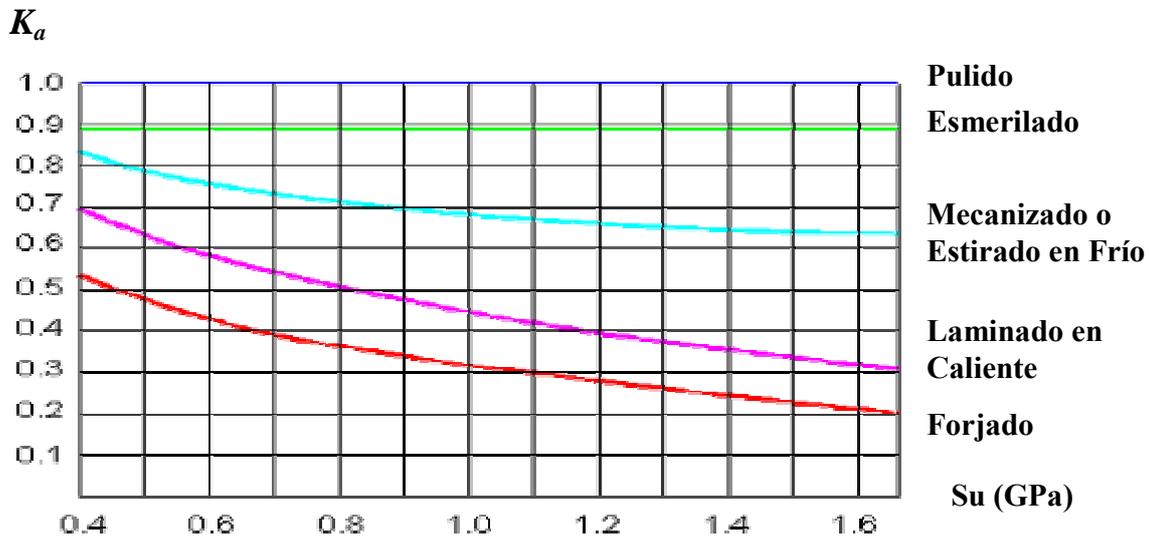


Fig. 2.6 Factor de superficie para diferentes acabados superficiales.

2.5.2 Factor de Tamaño k_b

La sección de la probeta que se ensaya a fatiga tiene 10 mm de diámetro normalmente. Como en el caso del coeficiente anterior, las piezas reales no tienen ni esa forma (circular) ni esa dimensión. Puesto que el fenómeno de la fatiga tiene un alto componente estadístico, la probabilidad de que haya un defecto superficial en el que se inicie la fatiga es mayor cuanto mayor sea la superficie de la pieza. Por otra parte, se ha comprobado que se obtienen distintos valores de límite a fatiga si la probeta se somete a flexión o a tracción, por lo que en este coeficiente se diferenciará si la pieza está sometida (principalmente) a flexión o a tracción.

Mischke [2.20], evaluó un total 133 conjuntos de puntos de datos para determinar la relación del factor de tamaño. Para los casos de flexión y torsión en ejes circulares presenta las siguientes relaciones:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.1133} & \text{in } 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} & \text{mm } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.13)$$

Para tamaños mayores, k_b varía de 0.60 a 0.75 en flexión y torsión. Mientras que en carga axial $k_b = 1$, ya que no existe efecto de tamaño.

Cuando la pieza no es circular, Mischke propone emplear la dimensión efectiva "d", obtenida al igualar el volumen del material sometido a un nivel de tensión igual o superior a 95% de la tensión máxima.

Las dimensiones efectivas más habituales son:

Perfil redondo macizo o hueco con área de 0.95% del esfuerzo:

$$A_{0.95\sigma} = 0.0766 \cdot d^2 \quad (2.14)$$

Perfil redondo macizo o hueco 0.95% del esfuerzo (viga no rotatorio)

$$A_{0.95\sigma} = 0.0107 \cdot d^2 \quad (2.15)$$

$$\text{Perfil rectangular: } A_{0.95\sigma} = 0.05 \cdot h \cdot b \quad (2.16)$$

El objetivo es calcular la dimensión efectiva de un perfil circular rotatorio equivalente a la sección correspondiente de la pieza.

Tracción o compresión

En el caso de carga de tracción o compresión, los ensayos han demostrado que no existe un efecto de tamaño aparente con respecto a fatiga si la carga es sólo de tracción o es tracción-compresión.

Por los resultados de los ensayos obtenidos, que presentan una dispersión considerable, se recomiendan dos coeficientes de tamaño para cargas axiales:

$K_b = 0.71$ cuando se efectúan pruebas

$K_b = 0.60$ cuando no se realizan pruebas

2.5.3 Factor de Carga k_c

R.W. Landgraf y Mischke plantean los siguientes factores para el factor de carga:

$$k_c = \begin{cases} 0.923 & \text{Carga axial } S_{ut} \leq 220\text{Kpsi (1520 Mpa)} \\ 1 & \text{Carga axial } S_{ut} < 220\text{Kpsi (1520 Mpa)} \\ 1 & \text{Flexión} \\ 0.577 & \text{Torsión y cortante} \end{cases} \quad (2.17)$$

2.5.4 Factor de Temperatura k_d

La temperatura de operación tiene una influencia importante en el comportamiento de los elementos mecánicos sometidos a fatiga. Si la temperatura de operación es menor que la temperatura del lugar de trabajo, es una condición para que se dé una fractura por fragilidad. Caso contrario, si la temperatura de operación es mucho mayor que la del sitio de trabajo, la resistencia de fluencia se verá afectada, con lo cual los esfuerzos actuantes inducirán un flujo plástico que podría fácilmente llegar a la falla. Los estudios realizados indican que el límite de resistencia a la fatiga aumenta ligeramente para el caso de los aceros cuando se eleva la temperatura y después empieza a disminuir en el rango de 400 – 700 °F.

En base a datos experimentales contenidos en el ANSI/ASME [2.21], se plantea la tesis que el límite de resistencia a la fatiga está relacionado con la resistencia a la tensión a temperaturas elevadas, en la misma forma que a la temperatura del lugar de trabajo. En base a lo anterior, se puede tomar esta relación para anticipar el límite de fatiga a temperaturas elevadas que se utilizan a la temperatura del lugar de trabajo. No

se puede asegurar que este planteamiento es totalmente válido, pero no se dispone de otras teorías o planteamientos que validen esto o lo contrario.

Se puede plantear una relación matemática si se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotatoria a la temperatura del lugar de trabajo, como sigue:

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

TABLA 2.2

Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero

T (°C)	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
S_T/S_{RT}	1.000	1.010	1.020	1.025	1.020	1.000	0.975	0.927	0.922	0.840	0.766	0.670	0.546

Fuente: E. A. Brandes, Smithells Metals Referente Book, 6ª. Ed. Butterworth, Londres, 1983, págs. 22-128

2.5.5 Factor de Efectos Diversos k_e

El principal objetivo del planteamiento de este factor es considerar una serie de factores que no se han incluido en las relaciones expresadas anteriormente. Estos factores pueden ser los efectos causados por los esfuerzos residuales, ya sea de tensión o compresión. También el proceso por medio del cual se obtiene el material es un factor que influye y que debe ser considerado. Piezas forjadas, estiradas o laminadas, pueden tener menor resistencia a la fatiga en la dirección transversal, (entre un 10% a 20% menos) con respecto al límite de resistencia en la dirección longitudinal.

Otro aspecto importante es la corrosión, la cual influye profundamente en el límite de resistencia a la fatiga. Esto se debe al ataque o picadura de la superficie por el contacto con el material corrosivo, esto produce que la pieza falle después de cierto tiempo, al ser sometida a esfuerzos repetidos. La falla se puede dar en cualquier momento y bajo cualquier carga, en otras palabras, el efecto corrosivo anula el límite de resistencia a la fatiga. Por lo anterior, es importante considerar este aspecto en el diseño de los elementos que estarán interactuando en atmósferas corrosivas

A menudo algunos elementos mecánicos son tratados con recubrimientos externos para cumplir algunas funciones de estética o de mejora de su comportamiento ante diferentes condiciones ambientales. Esto reduce el límite de resistencia a la fatiga, por lo cual se debe de tomar en cuenta en el momento del análisis y los cálculos de diseño.

Los recubrimientos disminuyen el límite de resistencia a la fatiga. En el caso de recubrimientos electrolíticos la resistencia a la fatiga disminuye hasta en un 50%. Asimismo, la oxidación anódica reduce los límites de fatiga a la flexión hasta en un 39%. El metalizado por aspersion reduce el límite de fatiga en un 14%.

Muchos componentes mecánicos necesitan ser ensamblados en apriete. Este proceso genera lo que se conoce como corrosión por apriete, la cual se genera por los movimientos microscópicos en las superficies ensambladas. Por medio de estudios experimentales se han determinado factores para este caso, que van desde 0.24 a 0.90.

2.6 CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

Las discontinuidades también llamadas intensificadores de esfuerzos, se presentan en los elementos mecánicos y altera la distribución de los esfuerzos. El área o región donde se localizan es llamado, concentración del esfuerzo.

Se define un factor del esfuerzo teórico o geométrico, K_t o K_{ts} el cual relaciona el esfuerzo máximo real en la discontinuidad, con el esfuerzo nominal. Se definen mediante las siguientes ecuaciones:

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_0} \quad K_{ts} = \frac{\tau_{m\acute{a}x}}{\tau_0} \quad (2.19)$$

Para el caso de elementos sometidos a fatiga se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_f \sigma_0 \quad (2.20)$$

Donde;

K_f : Factor de concentración de esfuerzos por fatiga

σ_0 : Esfuerzo nominal

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en probeta con muesca}}{\text{Esfuerzo en probeta libre de muesca}} \quad (2.21)$$

La siguiente ecuación define la sensibilidad a la muesca q :

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (2.22)$$

Donde q está por lo general entre cero y la unidad, y es diferente para los distintos tipos de materiales. Su importancia radica en que el factor de concentración de esfuerzo ya no sólo depende de la geometría, si no también del tipo de material.

La ecuación para la concentración de esfuerzo bajo condiciones de fatiga es:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2.23)$$

Debido a la dispersión de los datos experimentales, en caso de que se tenga dudas en la determinación de q , asumir: $K_f = K_t$

Para el caso de $N = 10^3$ ciclos, la carga es prácticamente estática y por consiguiente, no necesita emplearse un factor de concentración del esfuerzo. Por otra parte, en las condiciones de N entre 10^3 y 10^6 ciclos, se define un valor reducido de K_f , designado por K'_f .

$$K'_f = aN^b \quad (2.24)$$

$$a = \frac{1}{K_f} \quad b = -\frac{1}{3} \log \frac{1}{K_f} \quad (2.25)$$

2.7 ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LA FATIGA

El estudio a fatiga no se realiza normalmente sobre una única pieza, sino que se hace para una determinada población de piezas, las cuales tendrán un valor medio de resistencia y una desviación media. Además, las tensiones a las que se someterán las distintas piezas también tendrán unos valores medios y una dispersión. Para determinar la confiabilidad de una pieza es necesario un cálculo estadístico sobre la población combinada de resistencia y tensión. Los métodos de análisis estadísticos proveen resultados con una mayor confiabilidad. Los ensayos de fatiga proporcionan los datos necesarios para poder ser procesados y permiten comprender adecuadamente el problema ayudando a producir un diseño más seguro y confiable.

2.7.1 Resistencia a la Fatiga como variable aleatoria

Gough[2.22], informó sobre la naturaleza estocástica de la relación de fatiga $\phi = S'_e / \bar{S}_{ut}$, para varias clases de metales. El primer punto importante es que el coeficiente de variación es del orden de 0.10 a 0.15 y la distribución se modifica según las clases de metales. Los datos de Gough se aplican para ensambles de metales, algunos se eligieron por interés metalúrgico e incluyen materiales que no suelen seleccionarse para partes de máquinas. Mischke [2.23] analizó datos para 133 aceros y tratamientos comunes con diámetros diferentes en flexión rotativa, siendo el resultado:

$$\phi = 0.445d^{-0.107}LN(1,0.138) \quad (2.26)$$

Donde;

d : diámetro de la probeta en pulgadas.

$LN(1, 0.138)$ representa una variable unitaria log-normal con una media de 1 y una desviación estándar (y coeficiente de variación) de 0.138.

Asimismo, los aceros al bajo carbono y de baja aleación, con $S_{ut} > 212$ kpsi, se describen mediante:

$$S_e = 107.3LN(1,0.139)Kpsi \quad (2.27)$$

En resumen:

$$S_e = \begin{cases} 0.506\bar{S}_{ut}LN(1,0.138)Kpsi(MPa) & \bar{S}_{ut} \leq 212Kpsi \dots (1460MPa) \\ 107LN(1,0.139)Kpsi & \bar{S}_{ut} > 212Kpsi(1460MPa) \\ 740LN(1,0.139)MPa & \bar{S}_{ut} > 1460MPa \end{cases} \quad (2.28)$$

Donde \bar{S}_{ut} representa la resistencia última media a la tensión.

La ecuación de Marín [2.24], con los factores que modifican la resistencia a la fatiga con análisis estadístico, queda de la siguiente manera:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e' \quad (2.29)$$

En donde todos los términos, excepto K_b son variables aleatorias.

Factor de superficie K_a

A partir de datos recolectados por Lipson y Noll[2.25] y reproducidos por Horger[2.26], el resultado del análisis de regresión resultó en:

$$K_a = a\bar{S}_{ut}^b LN(1, C) \quad (2.30)$$

Donde;

\bar{S}_{ut} : Resistencia media

C: Coeficiente de variación

El símbolo **LN (1, C)**, es una variable unitaria distribuida en forma lognormal, con una media de 1 y una desviación estándar (y coeficiente de variación) de C.

Factor de tamaño K_b

No es un valor aleatorio, por lo cual se calcula con la ecuación 2.13.

Factor de carga K_c

$$(k_c)_{flexión} = \frac{\phi_{0.30}}{\phi_{0.30}} = (1,0) \quad (2.31)$$

$$(k_c)_{axial} = \frac{\phi_{ax}}{\phi_{0.30}} = 1.23 \bar{S}_{ut}^{-0.0778} LN(1,0.125) \quad (2.32)$$

$$(k_c)_{torsión} = \frac{\phi_t}{\phi_{0.30}} = 0.328 \bar{S}_{ut}^{-0.125} LN(1,0.125) \quad \text{Torsión y cortante} \quad (2.33)$$

Factor de temperatura K_d

Para su determinación se utiliza la ecuación (2.18) para el caso normal, y la tabla de efecto de la temperatura de operación (tabla 2.2) planteadas anteriormente.

Factor de efectos diverso K_e

Se utilizan las mismas consideraciones planteadas para el caso sin consideración estocástica.

Concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Relacionando los parámetros estadísticos del factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f , se tiene:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (2.34)$$

$$k_f = \frac{k_t LN(1, C_{kf})}{1 + \frac{2}{\sqrt{r}} \frac{k_t - 1}{k_t} \sqrt{a}} \quad (2.35)$$

Donde;

- k_f está distribuida de manera log-normal.

- r es el radio de la muesca.

- \sqrt{a} es una función de la resistencia último a la tensión media \bar{S}_{ut} .

2.8 ESFUERZOS FLUCTUANTES

La necesidad del cálculo a fatiga, como se ha comentado anteriormente, se produce cuando hay una variación de las tensiones a las que está sometida una fibra cualquiera de la pieza, bien sea por cambio de las fuerzas a las que está sometida la pieza o bien a un cambio de posición de la pieza con respecto a las cargas (véase fig.2.7)

En una pieza no es lo mismo aplicar una carga alternante pura (fig.2.7a), o una con componente media diferente de cero ($\sigma_m \neq 0$). (fig. 2.7b)

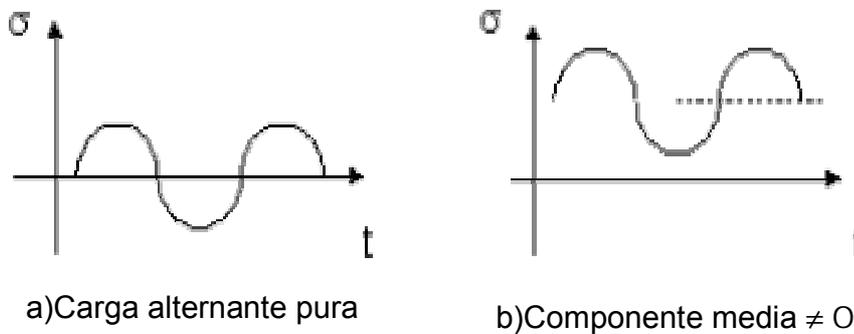


Fig. 2.7 Relaciones Esfuerzo- tiempo.

Además, en el caso en que se quiera realizar un diseño más preciso en el que se tenga en cuenta el daño acumulativo que la fatiga causa en la pieza, la secuencia de aplicación de las cargas tampoco puede ser despreciada puesto que afecta a la duración de la pieza (véase fig.2.8).

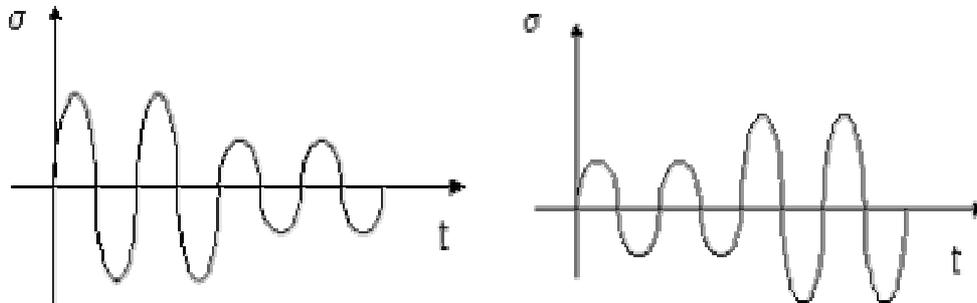


Fig. 2.8 Diferentes secuencias de aplicación de las cargas

La secuencia de aplicación real de cargas puede ser mucho más compleja, como se muestra en la figura 2.9, razón por la que es preciso utilizar técnicas simplificativas, que traduzcan un espectro de cargas reales en otro simplificado que permita ser tratado de forma numérica sin que el tiempo requerido para su resolución sea grande.

2.8.1 Componentes del esfuerzo fluctuante

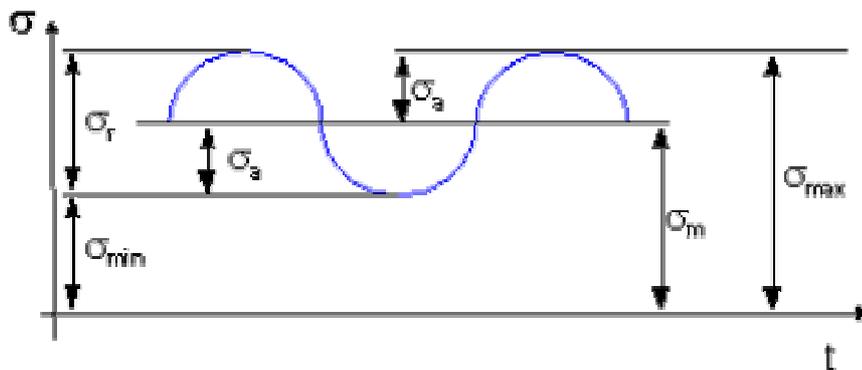


Fig. 2.9 Componentes de un esfuerzo fluctuante senoidal

Donde:

σ_{\min} : Esfuerzo mínimo

σ_m : Esfuerzo a medio intervalo

σ_{\max} : Esfuerzo máximo

σ_r : Intervalo de esfuerzo

σ_a : Amplitud de esfuerzo

La forma exacta de la variación de la tensión, en función del tiempo, no parece tener especial incidencia, por lo que se van a definir las componentes de la tensión con base a una forma senoidal de variación de la tensión en el tiempo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.36)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.37)$$

Además se pueden definir las siguientes relaciones de esfuerzo:

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (2.38)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.39)$$

2.8.2 Resistencia a la fatiga en el caso de tensiones fluctuantes

Para comprobar si un diseño es satisfactorio respecto a la fatiga, se representa el punto de diseño (σ_m , σ_a) en una gráfica Tensión media-Tensión variable (véase fig.1.10). En esa misma gráfica se representa la línea límite según cada teoría las cuales se explican más adelante. Si el punto que representa el diseño está en la zona interior definida por los ejes coordenados y la teoría, el diseño es correcto. Si el punto es exterior, el diseño debe modificarse. Se puede calcular el coeficiente de seguridad trazando una recta que pase por el origen de coordenadas y el punto que representa el diseño. El factor de seguridad se obtiene dividiendo la distancia entre el origen de coordenadas y el punto de intersección de la recta con la línea de la teoría correspondiente por la distancia del origen de coordenadas al punto que representa el diseño.

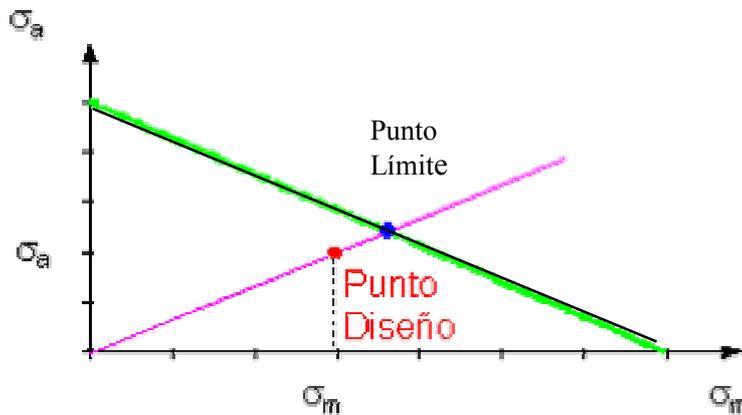


Fig. 2.10 Gráfica Tensión media – Tensión variable

2.9 TEORÍAS PARA LA INTERPRETACIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

Para investigar la resistencia a la fatiga de componentes mecánicos se ensayan dichos elementos variando el esfuerzo medio y su amplitud. Para su interpretación se han planteado distintas teorías, las cuales se explican a continuación.

2.9.1 Teorías lineales

Las teorías lineales son las más sencillas y muy conservadoras, que no requieren un ajuste con ensayos tan finos como las teorías no lineales, por lo que son idóneas para las primeras fases del diseño. Las principales teorías son:

Teoría de Goodman [2.27], es la teoría más sencilla.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \quad (2.40)$$

Teoría de Soderberg [2.28], introduce la tensión de fluencia como límite para el diseño. Es una teoría más conservadora que la de Goodman pero tiene en consideración también el cálculo estático debido a la consideración de la tensión de fluencia.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1 \quad (2.41)$$

2.9.2 Teorías no lineales

En el criterio de Goodman, la influencia de la tensión media es muy importante, cosa que en los ensayos se comprueba que no es exacta. Para corregir esta deficiencia las diversas teorías no lineales se ajustan para permitir predecir adecuadamente la línea límite de una forma más adecuada, pero es probable que no valga la pena considerar tales teorías a menos que se conozcan todas las resistencias con precisión. Las distintas teorías son:

Relación parabólica de Gerber [2.29].

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1 \quad (2.42)$$

Ecuación cuadrática o elíptica (energía de distorsión) [2.30].

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right)^2 = 1 \quad (2.43)$$

Langer: lugar geométrico de fluencia al primer ciclo [2.31]

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{yt}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yt}} = 1 \quad (2.44)$$

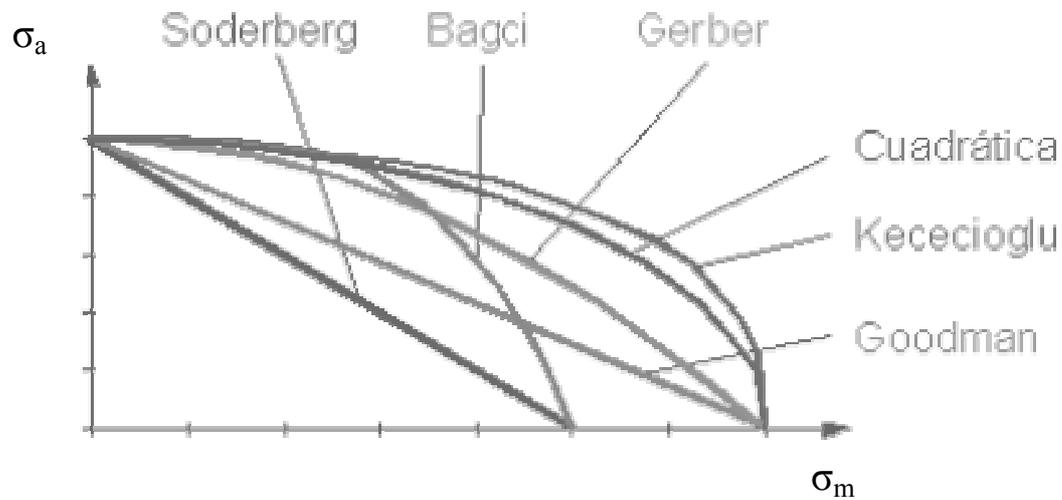


Fig. 2.11 Gráfico de las diferentes teorías de falla por fatiga.

2.10 DAÑO ACUMULATIVO POR FATIGA

El daño acumulativo por fatiga tiene en consideración las diferentes tensiones que se producen en una pieza y cuando se han producido. Es decir, dos secuencias como las mostradas en la figura no tienen igual efecto.

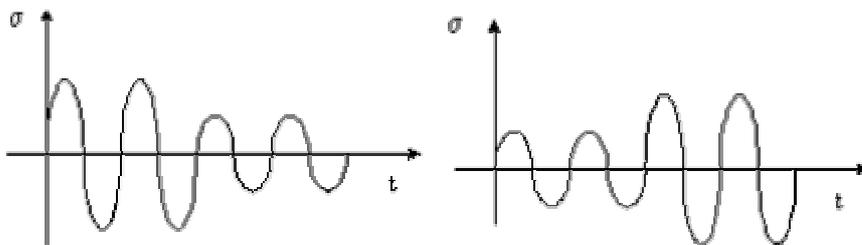


Fig. 2.12 Secuencia de tensiones aplicadas que ocasionan daño acumulativo por fatiga.

La teoría para explicar el daño acumulativo por fatiga que tiene mayor aceptación es la teoría de la suma de la relación-ciclo de Palmgren-Miner [2.32, 2.33]. Esta teoría se expresa por:

$$\sum \frac{n_i}{N} = C \quad (2.45)$$

Donde;

n: Numero de ciclos de esfuerzo σ que se aplica a la probeta.

N: Numero de ciclos que puede soportar el material a esa tensión σ .

C: Valor constante que debe determinarse por experimentación, aunque si no se dispone de datos, los expertos recomiendan utilizar $C = 1$.

Sin embargo, esta regla no considera el orden en que se aplican las cargas, cosa que si lo hace el método de Manson [2.34]. Este método está basado en la regla de Miner y su proceso es el siguiente:

Se calcula el número de ciclos que resiste el material para la tensión aplicada, restando el numero de ciclos a que es aplicada la tensión; obtenemos para esa tensión y para el número de ciclos restante, el nuevo límite a fatiga del material ya dañado, que unido al valor de nos determina la nueva línea del límite a fatiga; y para 10^6 ciclos, un nuevo límite a fatiga del material para vida infinita.

Si se somete al material a una tensión inferior al límite de fatiga para vida infinita menor que el nuevo valor calculado, no afecta al material. Si por el contrario, la tensión es mayor y se aplica un número de veces superior a 10^6 se producirá la falla del material.

Si se aplica una nueva tensión un número finito de veces, se vuelve a modificar la línea que marca el límite a fatiga para un número de ciclos menor que 10^6 , y por tanto varia de nuevo el límite a fatiga para vida infinita.

2.11 RESUMEN

En este capítulo 2 se han planteado los fundamentos de la Resistencia a la Fatiga, que serán de gran utilidad para los cálculos posteriores del diseño del semieje. El estudio de la fatiga es un campo muy amplio, por lo cual, en este capítulo se ha delimitado al análisis de los conceptos más importantes, de los cuales se presenta un breve resumen a continuación.

- Parte importante es el estudio y empleo de los diagramas S-N, (carga-número de ciclos). Estos son de gran utilidad para graficar el comportamiento de los diferentes materiales sometidos a cargas variables.
- La parte medular del capítulo la constituye el estudio de la Resistencia a la Fatiga y los factores que la modifican, lo cual viene resumido con la expresión

$$\text{matemática: } S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e .$$

Para cada uno de los términos de ésta expresión se ha planteado su concepto y la expresión matemática para el cálculo de los diferentes parámetros. Todo el desarrollo analítico que se ha presentado sobre éste tópico, en este capítulo, cobra relevancia para el diseño por fatiga del elemento de estudio que será planteado en el capítulo 4.

- También se aborda el análisis estadístico de la Fatiga. Desde el inicio se planteó que el estudio de la Fatiga tiene un alto grado de estudio Estocástico, por lo cual, se desarrolla este tipo de análisis y se plantean los conceptos y expresiones matemáticas desde este punto de vista.
- Se finaliza este capítulo un estudio de los Esfuerzos Fluctuantes, que son los principales generadores de las fallas por Fatiga. Se plantean las diferentes teorías para analizar este tipo de esfuerzos y las respectivas expresiones matemáticas que los describen.

2.12 REFERENCIAS

- [2.1] "Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue Testing and Statically Analysis of Fatigue Data", ASTM Designation E206-72.
- [2.2] A. Wöhler (1871), "Test to Determine the Forces Acting on Railway Carriage Axles and Capacity of Resistance of the Axle" – *Engineering* 11 pg. 199.
- [2.3] L. Bairstow (1910). "The Elastic Limit of Iron and Steel under Cyclic Variation of Stress" – Philosophical. Transactions series A, vol.210, Royal Society of London, 1910, pg.35-55.
- [2.4] S. Manson (1954), "Behavior of Metals under Condition of Thermal Stress." – Nat. Adv. Co. Aero. Report 1170.
- [2.5] L. Coffin (1960), "The Stability of Metals under Cyclic Plastic Strain", – Trans Amer. Soc. Mech. Engrs. 82, 671.
- [2.6] G. Irwin (1957). *J. Appl. Mech. Trans. ASME*. E79 pg. 361-364.
- [2.7] P. Paris, M. Gomez and W. Anderson (1961). *Trend Eng., Univ. Wash* 13, 9
- [2.8] P. Paris and F. Erdogan (1963), "A Critical Analysis of Crack Propagation" Trans-ASME, *J. Basic Engrg.* 85 pg. 528-534
- [2.9] J. Chaboche (1974), "Une Loi Différentielle d'Endommagement de Fatigue avec Cumulation non Linéaire" – *Revue Française de Mécanique* no. 50-51.
- [2.10] M. Miner (1945), "Cumulative Damage Fatigue"– *J. App. Mech* 12, A-159.
- [2.11] Joseph E. Shigley / Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Disegn", Edit. Mc Graw Hill, 6º Edic. pag. 364-366.
- [2.12] Joseph E. Shigley / Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Disegn", Edit. Mc Graw Hill, 6º Edic. pag. 364-366.
- [2.13] R. W. Landgraf, "Cyclic Deformation and Fatigue Behavior of Hardened Steels", Report # 320, Department of Theoretical and Applied Mechanics, University of Illinois, 1968, pags. 84-90.
- [2.14] C. R. Mischke, "A Probabilistic Model of Size Effect in the Fatigue Strength of Rounds in Bending and Torsion", ASME 79-DE-16, 1979.
- [2.15] L. F. Coffin, "Experimental Support for Generalized Equation Predicting Low Cycle Fatigue"

[2.16] S. S. Manson, "Further Investigation of a Relation for Cumulative Fatigue Damage in Bending", Trans. ASME, J. Eng. Ind. Serie B, vol. 84, pag. 533-537.

[2.17] Technical Report on Fatigue Properties, SAE J1099, 1975.

[2.18] Joseph Marín, "Mechanical Behavior of Engineering Materials", Prentice-Hall, pag. 224

[2.19] C. G. Noll, C. Lipson, "Allowable Working Stresses", Society for Experimental Stress Analysis, vol. III, no. 2, 1946, pág. 49.

[2.20] Charles R. Mischke, " Prediction of Stochastic Endurance Strength ", Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, vol. 109, núm.1, enero de 1987, pp. 113-122.

[2.21] ANSI/ASME B106.1 M-1985, Tabla 2, Estándar de ejes.

[2.22] En J.A. Pope, Metal Fatigue, Chapman y Hall, Londres, 1950.

[2.23] Charles R. Mischke, " Prediction of Stochastic Endurance Strength ", Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, vol. 109, núm.1, enero de 1987, pp. 113-122.

[2.24] Joseph Marín, "Mechanical Behavior of Engineering Materials", Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1962, p. 224.

[2.25] C. J. Noll, C. Lipson, "Allowable Working Stresses", Society for Experimental Stress Analysis", vol. 3, num. 2, 1946, p. 29.

[2.26] O. J. Horgner, "Metals Engineering Design ASME Handbook, McGraw-Hill, New York, 1953, p. 102.

[2.27] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke "Diseño en Ingeniería Mecánica", Edit. Mc Graw Hill, 5º Edic. pág. 333-335.

[2.28] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke "Diseño en Ingeniería Mecánica", Edit. Mc Graw Hill, 5º Edic. pág. 335-348.

[2.29] Joseph E. Shigley / Charles R. Mischke, " Mechanical Engineering Design", Edit. Mc Graw Hill, 6º Edic. pag. 407.

[2.30] Joseph E. Shigley / Charles R. Mischke, " Mechanical Engineering Design", Edit. Mc Graw Hill, 6º Edic. pag. 407.

[2.31] Joseph E. Shigley / Charles R. Mischke, " Mechanical Engineering Design", Edit. Mc Graw Hill, 6º Edic. pag. 407.

[2.32] A. Palmgren, "Die Lebensdauer von Kugellagern", ZVDI, vol. 68, pp. 339-341 ; 1924

[2.33] M. A. Miner, "Cumulative Damage in Fatigue", J. Appl. Mech., vol.12, Trans. ASME, vol.67, pags. A159-A164, 1945.

[2.34] S. S. Manson, "Further Investigation of a Relation for Cumulative Fatigue Damage in Bending", Trans. ASME, J. Eng. Ind. Serie B, vol. 87, pag. 25-35, 1965.

3.1 GENERALIDADES

Muchos métodos se han desarrollado para el análisis numérico, uno de los que se ha empleado es el de las diferencias finitas. Los modelos correspondientes proporcionan una aproximación por puntos de las ecuaciones que rigen el problema. Esta técnica es difícil de utilizar para la solución de problemas complejos, es decir, para los casos de geometrías irregulares o condiciones de frontera poco usuales o en donde hay gradientes elevados que se deben emplear en todo el dominio de redes muy densas.

En tiempos más recientes se desarrolló el Método de los Elementos Finitos. A diferencia del Método de las Diferencias Finitas, el cual contempla la región modelada como un arreglo de subregiones o modelos de tamaños variables que están interconectados entre sí, haciendo más óptimo el uso de los recursos de cómputo. La premisa básica del Método del Elemento Finito es que el dominio de estudio puede modelarse reemplazándolos por elementos discretos perfectamente ensamblados. Estos pueden colocarse en una gran variedad de posiciones y dimensiones, que se pueden usar para representar formas más complejas.

De lo anteriormente expuesto, se puede concluir que El Método del Elemento Finito es una técnica de análisis numérico que se emplea para obtener soluciones aproximadas de una amplia variedad de problemas que se aplican en la ingeniería.

3.2 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

El Método del Elemento finito tiene sus orígenes en la década del cuarenta. En 1941, Hrenikoff [4.1] y en 1943 McHenry [4.2] publicaron trabajos en donde utilizan el método a problemas de elasticidad en estructuras. Posteriormente es aplicado a la industria aeroespacial en 1956 por Turner, Clough y Tropp [4.3], para el análisis de esfuerzo plano, utilizando elementos triangulares y representados por matrices de rigidez para el comportamiento de cada elemento. En 1960, Clough emplea por primera vez el término de elemento finito.

La aplicación del método fue extendido por otros investigadores como Szabo y Lee [4.4] en 1969 y Zienkiewicz en 1971 [4.5]. Estos mostraron que las ecuaciones de los elementos relacionadas a la Mecánica Estructural, Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos podían también ser derivada usando un procedimiento de residuo pesado, tal como el método de Galerkin o el de aproximaciones cuadradas. Esto permite que el Método del Elemento Finito pueda ser aplicado a cualquier problema modelado con una ecuación diferencial.

3.3 CONCEPTO Y CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

El Método del Elemento Finito (MEF), es un procedimiento numérico modelado con ecuaciones diferenciales que divide al continuo en pequeñas regiones o elementos finitos cuyo comportamiento se analiza por separado [4.6]. Es un método que a través de elementos lineales planos o de volumen, conectados mediante nodos, discretiza estructuras, partes y elementos de máquinas.

Estos elementos tienen como frontera las líneas que unen los nodos que están como extremos del elemento. A estos nodos se les asocia el parámetro de interés, cuyo valor se evaluará numéricamente, por ejemplo, para el caso del análisis de

esfuerzos la variable a determinar es el desplazamiento en los puntos nodales para posteriormente calcular las deformaciones unitarias. Con las relaciones constitutivas se obtienen los esfuerzos.

Las características principales del Método del Elemento Finito son las siguientes:

- No resuelve la ecuación diferencial directamente, si no, plantea un sistema de ecuaciones lineales.
- Planteamiento energético, lo cual permite el planteamiento numérico antes descrito.
- Planteamiento matricial, lo que facilita el tratamiento computarizado.

La malla o red de elementos finitos se construye de la siguiente manera:

- Se define un número de puntos en el cuerpo por analizar (dominio). Estos puntos son llamados nodos o puntos nodales.
- El dominio es dividido en un número finito de subdominios llamados elementos.
- El valor en cada nodo o punto nodal es denotado como una variable, la cual va a ser calculada.
- La cantidad continua es aproximada en cada elemento por un polinomio, que es definido utilizando los valores nodales de dicha cantidad. Un polinomio diferente es definido para cada elemento, pero los polinomios de los elementos son seleccionados de tal forma que la continuidad se mantenga en las fronteras de los mismos.

3.4 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO

Entre las principales ventajas se tienen:

- El método puede ser aplicado a cuerpos compuestos de diversos materiales, por lo cual, las propiedades de los materiales adyacentes no tienen que ser las mismas.

- El método no se limita a geometrías simples, ya que las formas irregulares de los elementos pueden obtenerse por aproximación con elementos de caras planas o modelarse directamente con formas curvadas.
- El tamaño de los elementos puede ser ampliado, esto permite que el elemento pueda ser trabajado con mayor detalle en las zonas críticas para poder obtener una solución más aproximada.
- El método permite establecer diferentes condiciones de frontera.
- Todas las consideraciones anteriores pueden ser incorporadas dentro de un programa de análisis generándose programas de un amplio alcance.
- Puede ser aplicado a problemas de diferentes áreas de la ingeniería, tales como Transferencia de Calor, Mecánica de Fluidos, Magnetismo, Análisis Estructural, etc.

Algunas de las limitaciones del MEF son:

- Se necesita equipo de cómputo de gran capacidad para resolver los problemas en un tiempo razonable.
- Desde el punto de vista económico, se requiere de una inversión considerable, lo que no siempre se justifica en la solución de problemas sencillos.
- En los países en desarrollo, aún no existe una extensa difusión y comercialización de programas de MEF que permitan un mejor manejo en los niveles educativos y/o empresariales.

3.5 METODOLOGÍA GENERAL PARA LA APLICACIÓN DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO

Una metodología de carácter general para la solución de problemas aplicando el MEF es la siguiente:

1. Identificar la geometría del dominio de estudio determinando sus dimensiones y forma.

2. Determinar las propiedades del material del dominio, tales como: módulo de elasticidad, la relación de Poisson, la densidad, la conductividad térmica, la conductividad eléctrica y la transferencia de calor, entre otras; así como establecer si son isotrópicas o tienen alguna orientación preferencial.
3. Localizar los principales puntos nodales, observando los lugares donde hay carga aplicada, variaciones bruscas de la geometría, cambios de magnitud en la carga repartida y puntos donde hay cambios en las propiedades del material.
4. Seleccionar los elementos finitos que se emplearán en la malla del modelo.
5. Generación de la red, ya sea por generación directa, modelado sólido o ambos.
6. Se introducen las propiedades del material.
7. Se plantea la matriz de rigidez y el vector fuerza para cada uno de los elementos de la red.
8. Las matrices de rigidez y los vectores fuerza se ensamblan para obtener el modelo global.
9. Se introducen las condiciones de frontera al modelo resultante.
10. Se resuelve el sistema de ecuaciones resultante, obteniéndose los valores nodales.
11. Se calculan los parámetros secundarios a partir de los valores nodales, en aquellos casos donde sea necesario.
12. Se analiza la convergencia de los resultados obtenidos, determinándose si es necesario realizar un análisis con una red más refinada.

3.6 ETAPAS PARA EL ESTUDIO DEL ELEMENTO APLICANDO EL MEF

Para la discretización del sólido aplicando el Método de los Elementos Finitos se desarrollan las siguientes fases fundamentales:

- El medio continuo se divide mediante líneas, superficies o volúmenes imaginarios, en un número de elementos finitos.
- Se considera que los elementos están conectados entre sí a través de un número discreto de puntos, que se denominarán nodos, situados en sus

fronteras. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales del problema tal y como ocurre en el análisis simple de estructuras.

- Se supone un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada elemento finito en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento.
- Estas funciones de desplazamientos modelan de forma única el estado de deformación dentro del elemento en función de los desplazamientos nodales. Dichas deformaciones, junto con las deformaciones iniciales y las propiedades del material, definirán el estado de tensiones en todo el elemento.
- Se fija el sistema de fuerzas concentradas en los nodos, de forma tal que equilibre las tensiones en el contorno, logrando así la relación entre las fuerzas y los desplazamientos.

3.7 DISCRETIZACIÓN DEL CONTINUO

El concepto fundamental del MEF establece que cualquier parámetro continuo, tal como la temperatura, la presión o desplazamiento, puede ser aproximado con un modelo discreto, el cual está formado por un conjunto de funciones discretas y continuas, las cuales son definidas en un número finito de subdominios. Estas funciones discretas son establecidas mediante los valores del parámetro continuo, en un número finito de puntos en el dominio.

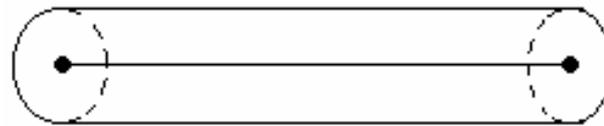
Este es un aspecto muy importante, pues de ello depende el número de ecuaciones a utilizar en la solución del problema planteado. Este proceso depende de la experiencia del analista. El procedimiento para dividir el elemento bajo análisis se comienza creando regiones que a su vez se subdividen en zonas más pequeñas, generándose una malla o red de elementos finitos.

3.7.1 Tipos de elementos

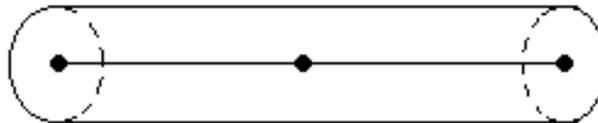
Dependiendo del problema y del grado de precisión del resultado que se desea, se puede seleccionar una gran gama de elementos, entre los cuales, los más comúnmente utilizados son:

3.7.1.1 Elementos Unidimensionales

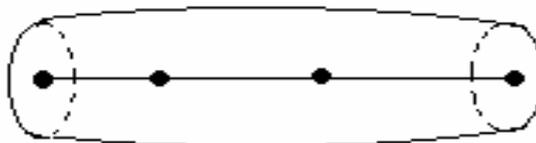
Se utilizan cuando el problema se puede modelar en una dimensión. En otras palabras, el elemento se puede representar como un segmento de línea o curva, pero tiene un área de sección transversal constante. Hay que hacer notar que cada elemento puede ser representado en forma lineal (dos nodos) y cuadrática (tres nodos) y más. El mayor grado seleccionado permite obtener un resultado más exacto.



a) Lineal



b) Cuadrático



c) Cúbico

Fig. 3.1 Elementos finitos Unidimensionales

3.7.1.2 Elementos bidimensionales

Son utilizados cuando el problema se requiere representar en dos dimensiones y se pueden agrupar en dos familias diferentes, triángulos y cuadriláteros.

Los primeros están formados por tres nodos primarios. Pueden tener nodos secundarios para constituirse en elementos de tipo cuadrático. Por otra parte, los cuadriláteros están constituidos por cuatro nodos, pueden poseer nodos intermedios, convirtiéndolos en parabólicos y, de esta forma, aumenta el grado de precisión de la solución. Son los más usados ya que representan diversos tipos de geometrías, aunque utilizan más tiempo de cómputo y memoria.

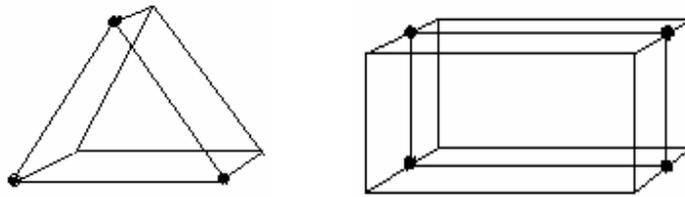


Fig. 3.2 Elementos finitos bidimensionales.

3.7.1.3 Elementos tridimensionales

Los elementos más comunes son los paralelepípedos y tetraedros. Su empleo más común es cuando se representa el problema en tres dimensiones y se desea obtener el estado de esfuerzos tridimensional. Al igual que en los casos anteriores, la versión parabólica se obtiene cuando hay nodos intermedios en las aristas.

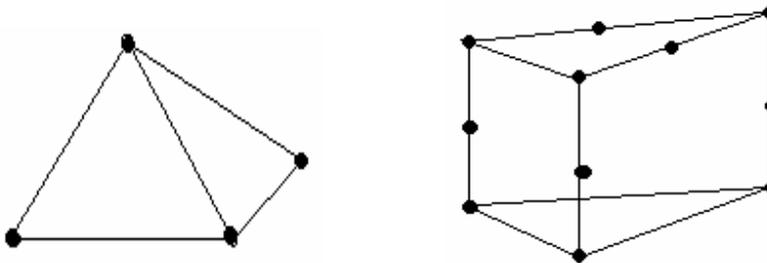


Fig. 3.3 Elementos finitos tridimensionales

3.7.1.4 Elementos Axisimétricos

Su principal importancia es que permiten representar sólidos de revolución en tres dimensiones por medio de un elemento en dos dimensiones, disminuyendo de esta forma la cantidad de recursos para solucionar problemas en el espacio.

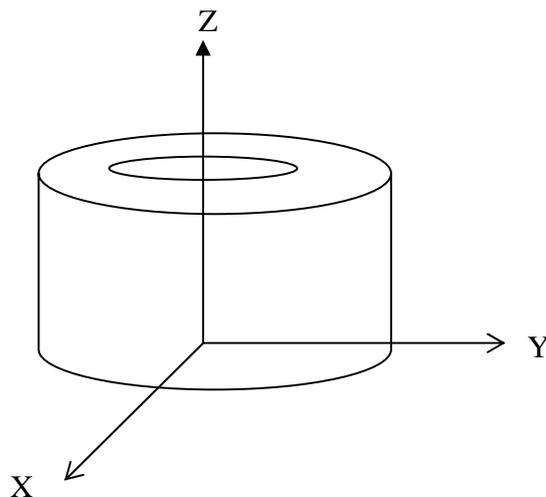


Fig. 3.4 Elemento finito tipo axisimétrico

3.8 ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

De gran interés resulta conocer la formulación general del Método de los Elementos Finitos, pues de esta forma se podrán definir las variables fundamentales que requiere este método y que de hecho será necesario determinar a la hora de aplicar cualquier programa de computación basado en dicho método. Esta formulación se desarrollará a partir de la notación matricial, cuya notación es inherente al método empleado.

3.8.1 Desplazamientos en el elemento

Todo elemento finito típico se caracteriza por sus nodos i, j, k , etc., y por su contorno. Se establece un conjunto de funciones que definen el campo de desplazamientos de cada elemento finito en función de los desplazamientos nodales del elemento, definido por:

$$\{u_n\} = \{U_n\} [\phi_n] \quad (3.1)$$

Donde: $\{u_n\}$ son los desplazamientos de cualquier punto del elemento en forma de vector columna;

$\{U_n\}$ es el vector formado por los desplazamientos nodales del elemento.

$[\phi_n]$ es la función de forma, cuyas componentes son generalmente funciones de posición.

3.8.2 Esfuerzos y Deformaciones Unitarias

Conociendo los desplazamientos en todos los puntos del elemento es posible obtener las deformaciones unitarias en forma matricial a través de la expresión:

$$\{\varepsilon_n\} = [L] \{u_n\} \quad (3.2)$$

Donde: $[L]$ es el operador lineal que relaciona las deformaciones con los desplazamientos.

Ahora, sustituyendo la ecuación (3.1) en la expresión (3.2) se obtiene la ecuación:

$$\{\varepsilon_n\} = [B_n] \{U_n\} \quad (3.3)$$

Donde: $[B_n] = [L] [\phi_n]$ y

$\{\varepsilon_n\}$ es el vector deformación en cualquier punto del elemento en cuestión.

Dentro del comportamiento elástico lineal de un material existe una relación entre los esfuerzos y las deformaciones unitarias que viene expresada por la ecuación matricial:

$$\{\sigma_n\} = [M] \{\epsilon_n\} \quad (3.4)$$

Donde $\{\sigma_n\}$ es el vector de tensiones en un punto cualquiera del elemento

$[M]$ es la matriz que caracteriza las propiedades mecánicas del material, también llamada Relación constitutiva.

3.8.3 Principio de los trabajos virtuales

Al provocar un desplazamiento virtual δu_n en los nodos de un elemento cualquiera, se originan trabajos virtuales, debido al desplazamiento que se produce en los lugares donde actúan las fuerzas volumétricas $\{F\}$ y las fuerzas superficiales $\{p\}$, de forma tal, que el trabajo virtual de las fuerzas será igual a la energía potencial acumulada en el elemento n, es decir:

$$\int_{V_n} \{\delta u_n\}^T \{F\} dV + \int_{S_n} \{\delta u_n\}^T \{p\} dS = \int_{V_n} \{\delta \epsilon_n\}^T \{\sigma_n\} dV \quad (3.5)$$

Donde el superíndice T indica la matriz transpuesta, V_n el volumen del elemento y S_n la superficie del elemento n.

Si se aplica el principio de los trabajos virtuales a un sistema, el cual ha sido discretizado en N elementos, la igualdad entre el trabajo virtual de las fuerzas y la energía potencial acumulada adoptará la forma:

$$\sum_{n=1}^N \left(\int_{V_n} \{\delta u_n\}^T \{F\} dV + \int_{S_n} \{\delta u_n\}^T \{p\} dS - \int_{V_n} \{\delta \epsilon_n\}^T \{\sigma_n\} dV \right) = 0 \quad (3.6)$$

donde S_n es la superficie de los elementos n que coinciden con la superficie del sistema discretizado.

3.8.4 Ecuación variacional

Sustituyendo las ecuaciones 3.1, 3.3, y 3.4 en 3.6, se arriba a la expresión:

$$\sum_{n=1}^N \{\delta U_n\}^T \left(\int_{V_n} [\phi_n]^T \{F\} dV + \int_{S_n} [\phi_n]^T \{p\} dS - \int_{V_n} ([B_n]^T [M] [B_n]) dV \right) \{U_n\} = 0 \quad (3.7)$$

Esta expresión representa la ecuación variacional en el Método de los Elementos Finitos.

3.8.5 Matriz rigidez

En la ecuación variacional el término:

$$[K^n] = \int_{V_n} [B_n]^T [M] [B_n] dV \quad (3.8)$$

donde:

$$[K^n] = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} & K_{ik} & \cdot \\ K_{ji} & K_{jj} & K_{jk} & \cdot \\ K_{ki} & K_{kj} & K_{kk} & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

es la conocida matriz rigidez y cuya matriz $[K_{ij}]$ contiene las componentes de fuerzas en el nodo i que provocan que el desplazamiento en el nodo j sea unitario y nulo en el resto de los nodos del elemento n .

Esta matriz envuelve a las propiedades mecánicas del material y genera el sistema de ecuaciones lineales a resolver, evitando con esto el tratar con la ecuación diferencial asociada.

3.8.6 Cargas nodales

Considerando las cargas nodales másicas:

$$\{Q_F^n\} = \int_{V_n} [\phi_n]^T \{F\} dV \quad (3.10)$$

y las cargas nodales superficiales:

$$\{Q_p^n\} = \int_{S_n} [\phi_n]^T \{p\} dS \quad (3.11)$$

se puede plantear las cargas nodales:

$$\{Q^n\} = \{Q_F^n\} + \{Q_p^n\} \quad (3.12)$$

3.8.7 Sistema definitivo de ecuaciones algebraicas

Sustituyendo las ecuaciones 3.8, 3.10, 3.11 y 3.12 en 3.7, se obtiene:

$$\sum_{n=1}^N \{\delta U_n\}^T ([K^n] \{U_n\} - \{Q^n\}) = 0 \quad (3.13)$$

donde como el desplazamiento virtual $\{\delta U_n\}$ no puede ser nulo, entonces:

$$[K^n] \{U_n\} - \{Q^n\} = 0 \quad (3.14)$$

Esta última expresión es la que permite en el Método de los Elementos Finitos obtener el campo de desplazamientos nodales $\{U_n\}$ del sistema discretizado, a partir de la matriz rigidez $[K^n]$ y de las cargas nodales $\{Q^n\}$.

Conociendo el campo de desplazamientos nodales es posible obtener los desplazamientos, las deformaciones unitarias y los esfuerzos en cualquier punto del sistema discretizado, ya que el Método parte de considerarlos una función de los desplazamientos nodales.

Con el conocimiento de la formulación general del Método de los Elementos Finitos, se sabe que las variables a introducir en todo programa de computación, basado en el método de los elementos finitos, para abordar el estudio del estado tensional y deformacional de un sistema son:

- La posición de los nodos una vez analizada la estrategia de discretización del sistema.
- Las propiedades mecánicas del material.
- El tipo de elemento finito que se utilizará para la conexión entre los nodos.
- Las restricciones al movimiento en los correspondientes nodos del sistema.
- Las fuerzas actuantes en los nodos.

3.9 PROGRAMAS DE COMPUTACIÓN BASADOS EN EL M.E.F.

La necesidad de lograr el máximo de seguridad con el menor consumo de materiales en el campo de las estructuras y elementos de máquinas ha provocado que en las últimas décadas del presente siglo hayan surgido un importante grupo de programas basado en el método de los elementos finitos. De esta forma prestigiosas firmas se han dado a la tarea de comercializar programas de computación, basados en dicho método y entre los que más se han difundido se encuentran: el Frame, el MSC/pal2, el SAP, el Lusas, el Ansys, el Cosmos, el Algor, el Nastran, por sólo señalar algunos.

3.9.1 El programa ANSYS

Este programa de análisis fue desarrollado a principios de los años 70's por el Dr. John A. Swanson [3.6], siendo actualmente un programa de Elemento Finito de

aplicación general con gran prestigio y difusión. Se emplea tanto en empresas líderes mundiales en los campos automotriz, electrónico, aeroespacial y químico.

En su primera versión el programa solo podía emplearse en problemas de transferencia de calor y análisis estructural lineal, corría en modo "batch" y en computadoras "mainframe". Actualmente, el programa posee la interfaz de usuario de windows NT y sus nuevos productos AUTOFEA para AutoCad y PROFREA para ProENGINEER, difunden la portabilidad del programa que a la fecha cuenta con más de cien elementos y opera en plataformas Mainframe, Workstation y PC para analizar problemas estructurales lineales y no lineales, estáticos y dinámicos, campos magnéticos, flujo de fluidos, entre otros.

La versión 6.0 tiene la capacidad de interactuar con paquetes tales como el ADAMS. Esta versión permite obtener el historial de esfuerzos, cargas, etc. En un análisis de fatiga. Además, se pueden ejecutar problemas en donde se requiera hacer un análisis probabilística.

El programa permite realizar análisis tanto en dos como en tres dimensiones [3.7], en áreas tales como:

- Estructural. Análisis estáticos, dinámicos (transitorios, frecuencias naturales, respuesta armónica, vibración aleatoria, espectros de respuesta), cinemática y pando.
- Térmica. En estado estable, transitorio, cambios de fase, análisis térmico estructural.
- Campos magnéticos. Análisis estático o variables con el tiempo.
- Flujo de fluidos. En tuberías, visualización, distribución de presiones.
- Acústica.
- Análisis combinados. Magnético-estructural, fluido-estructural, piezoeléctrico, etc.

3.10 REFERENCIAS

- [3.1] A. Hrenikoff, "Solutions of Problems in Elasticity by the Framework Method" 1941.
Journal of Applied Mechanics, Transactions of ASME, 8, pág. 169 – 175.
- [3.2] D. Mc Henry, "A lattice Analogy for the Solution of Plane Stress Problems", 1943.
Journal of Institute of Civil Engineers, 21, pág. 59 – 82.
- [3.3] Turner, M. J. Clough Martin, H. C. & Tropp, "Stiffeness and Deflection Analisis of Complex Structures", 1956.
Journal Aeronautic Science, 23, pág. 805 – 824.
- [3.4] Szabo, Barna A. y Lee, G. C., "Derivation of stiffness Matrices for Problems in Plane Elasticity by Galerkin's Method", 1969.
International Journal of Numerical Methods in Engineering, vol. 1, pág. 301 – 310.
- [3.5] Zienkiewicz, O. C., "The Finite Element Method in Engineering Science",
Mc Graw Hill, London, pp. 521.
- [3.6] Bello Segoviano V.H. "Análisis de la Fractura en cuerpos tridimensionales utilizando el Método del Elemento Finito", (1995) tesis de Maestría, IPN, ESIME, pp.39-64.
- [3.7] Swanson Analysis Co., 1992, "The ANSYS Program", Doc. MPB – A3 –A5/92.

4 DISEÑO Y DESARROLLO DEL SEMIEJE

Hasta este momento se han planteado los principios de diseño por los métodos de la Resistencia de Materiales, los criterios de la Fatiga Mecánica y se ha dado una introducción al Método del Elemento Finito. Todo esto es el fundamento de los cálculos que se desarrollan a continuación como parte una metodología, hasta llegar a determinar los parámetros de diseño del semieje y posteriormente, planear la manufactura.

4.1 PLANTEAMIENTO DE LA METODOLOGÍA

La metodología a emplear se basará en el Sistema de Calidad de la Industria Automotriz, QS-9000[4.1]. Este sistema fue desarrollado por Chrysler, Ford y General Motors, naciendo formalmente en agosto de 1994.

En el manual de la norma QS-9000 se encuentran los requerimientos para el desarrollo del producto. Para poder cumplir esos requerimientos, se tiene como guía, diferentes manuales de referencia que completan el Sistema de Calidad QS-9000.

Los manuales de referencia son los siguientes:

- APQP: Planeación Avanzada de la Calidad del Producto.
- PPAP: Proceso de Aprobación de Partes para Producción.
- SQA: Auditorias al Sistema de Calidad.
- SPC: Control Estadístico del Proceso.
- MSA: Análisis del Sistema de Medición.
- FMEA: Análisis del Modo y Efecto de la Falla Potencial.

La metodología que se adopta para la realización de los cálculos será la Planeación Avanzada de la Calidad (APQP).

4.2 PLANEACIÓN AVANZADA DE LA CALIDAD DEL PRODUCTO (APQP)

La Planeación Avanzada de la Calidad (APQP) es un método sistemático que establece los pasos necesarios para asegurar que un producto satisface al cliente [4.2]. La metodología de APQP consta de 5 etapas [4.3], las cuales son:

- Etapa I: Planeación y Definición del Programa.
- Etapa II: Diseño y Desarrollo del Producto.
- Etapa III: Diseño y Desarrollo del Proceso de manufactura.
- Etapa IV: Validación del Producto y del Proceso de manufactura.
- Etapa V: Retroalimentación, Evaluación y Acción Correctiva.

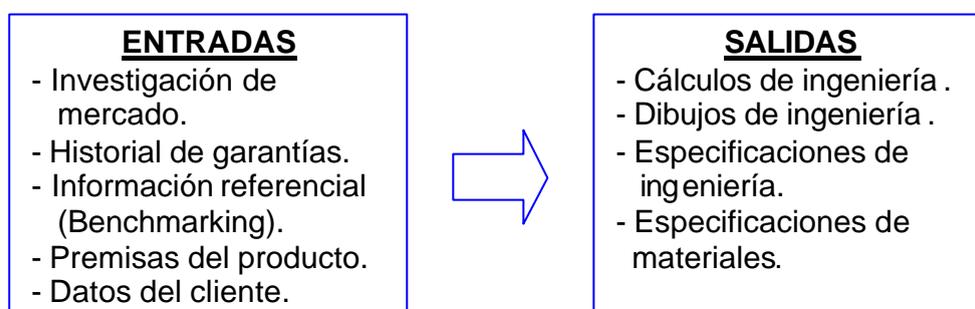
En este trabajo, las etapas que se seguirán con detalle serán las de Planeación y Definición del Programa, Diseño y Desarrollo del Producto y Diseño y Desarrollo del Proceso de manufactura, que son el principal objetivo de la investigación. Las etapa-IV y V, no se desarrollarán debido a que en éstas se hace una validación del producto y proceso ya puesto en marcha, con partes fabricadas previamente, siendo que implantar el proceso y construir piezas no está contemplado en este trabajo.

4.3 PLANEACIÓN Y DEFINICIÓN DEL PROGRAMA

En esta primera etapa se debe recopilar toda la información posible, que permita entender las expectativas del cliente. Esto implica un amplio estudio de mercado, disponer de información del desempeño de componentes similares, información de la competencia, etc. Todo esto debido a que en la metodología del APQP, se trata de hacer una planeación total, de tal forma que dé como resultado un producto competitivo. Los datos de Mercadotecnia se obtuvieron directamente de una empresa fabricante de partes automotrices. Se investigó y se obtuvo datos específicos y reales sobre los requerimientos para diseño y construcción de semiejes automotrices. Esta información se encuentra contenida en lo que se conoce como

Hoja de Aplicación. De lo anteriormente planteado, se definen los siguientes aspectos que ayudarán en la planeación para el diseño del elemento de estudio.

Como parte de la planeación, en primer lugar, se deben definir las expectativas y necesidades del cliente, de tal manera que éstas sean claramente entendidas, para así planear y definir el programa de calidad [4.4]. De esto se pueden plantear las siguientes entradas y salidas:



Los datos de entrada para la realización del diseño se encuentran contemplados en la Hoja de Aplicación, es decir, los requerimientos del cliente los cuales deberán estar reflejados en el producto diseñado y construido. En ésta, el cliente ha plantea todos los datos necesarios para poder diseñar y construir un eje. Entre los principales datos obtenidos, se tienen:

- El tipo de vehículo (automóvil, pick up, camioneta, etc).
- La posición del eje (delantero o trasero).
- Radio estático de la rueda.
- Tipo de semieje (flotante o semiflotante)
- Potencia.
- Torque, entre otros.

A continuación se presenta la hoja de aplicación con los datos que regirán el diseño y la planeación de la manufactura del semieje de estudio.

HOJA DE APLICACIÓN

Se deberá llenar una hoja de datos por cada tipo de vehículo. Los datos proporcionados permiten a los ingenieros desarrollar el trabajo de diseño, el análisis de la aplicación y las recomendaciones de diseño para sus requerimientos.

FECHA: 10-MARZO-2004

CLIENTE PROBABLE: FORD MOTOR COMPANY, GENERAL MOTOR COMPANY,
DAIMLER CHRYSLER

MODELO DE EJE : 216 (44-4 HD)

TIPO DE VEHICULO: PN- 96 (PICK UP)

AÑO MODELO: 2005

POSICIÓN DEL EJE EN EL VEHÍCULO: TRASERO

TIPO DE EJE: SEMIFLOTANTE

LLANTAS: SENCILLA

MEDIDA: T245 / 75 R 16

RADIO ESTÁTICO: 12.94 PULG.

PESOS:

EN EJE TRASERO: 4370 LBS.

PESO BRUTO VEHICULAR (P.B.V.): 6850 LBS

MOTOR:

NUMERO DE CILINDROS: V8

DESPLAZAMIENTO: 4.6 LTS.

POSICIÓN: LONGITUDINAL

POTENCIA MÁXIMA: 231 HP A 4750 RPM

PAR NETO MÁXIMO: 293 LB/FT A 3500 RPM

TRABAJO: SOBRE CARRETERA

USO PRETENDIDO: CARGA

ENTREVÍA: 65.4"

DISTANCIA ENTRE ASIENTOS DE MUELLE: 46.496"

4.4 DISEÑO Y DESARROLLO DEL PRODUCTO

En esta etapa se definen los elementos del proceso de planeación durante el cual, las características y peculiaridades del diseño son desarrolladas dentro de una fase final [4.5]. Se debe asegurar el cumplimiento de los requerimientos de ingeniería y otra información técnica relacionada.

Las salidas de esta etapa son las siguientes:

- Cálculos en base a las diferentes teorías de diseño.
- Pruebas de laboratorio.
- Dibujos de ingeniería.
- Especificaciones de ingeniería.
- Especificaciones de materiales.
- Análisis numérico utilizando el método del elemento finito y el programa ANSYS.

4.4.1 Cálculos con base en los principios de la Resistencia de Materiales

Para poder realizar los cálculos de diseño del eje, el cliente, en este caso las diferentes armadoras de vehículos, proporcionan una serie de datos al fabricante del eje para poder realizar los diseños y pruebas respectivas. Los datos necesarios están contenidos en la hoja de aplicación que fue definida y presentada anteriormente.

4.4.1.1 Definición de las Cargas que actúan en el semieje

Para poder llegar a determinar el diámetro menor del semieje se debe primero definir todas las fuerzas externas que actúan en el eje (fig 4.1, 4.2).

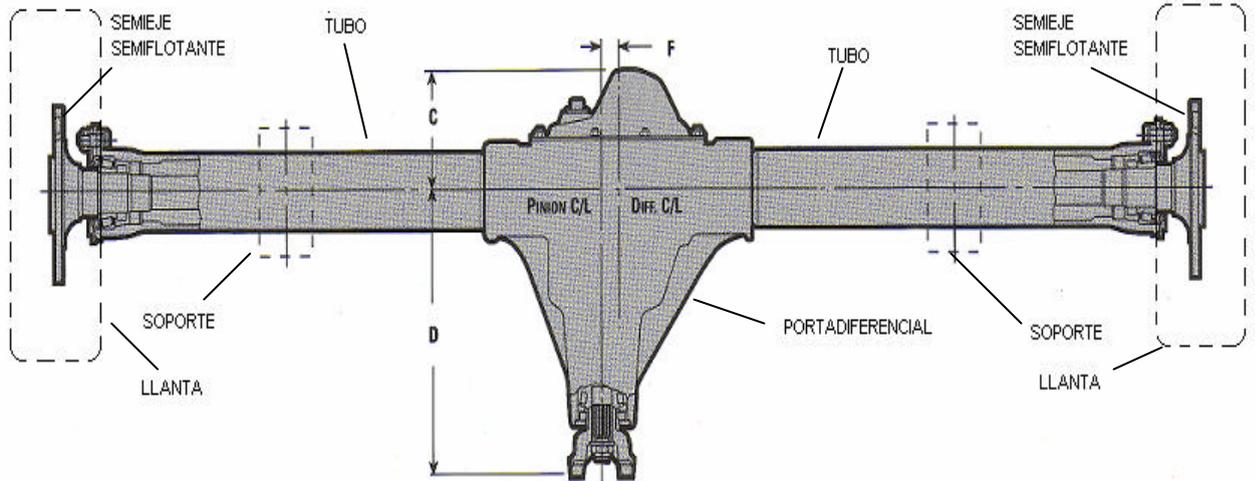


Fig. 4.1 Vista de planta de eje ensamblado y detalle de partes principales.

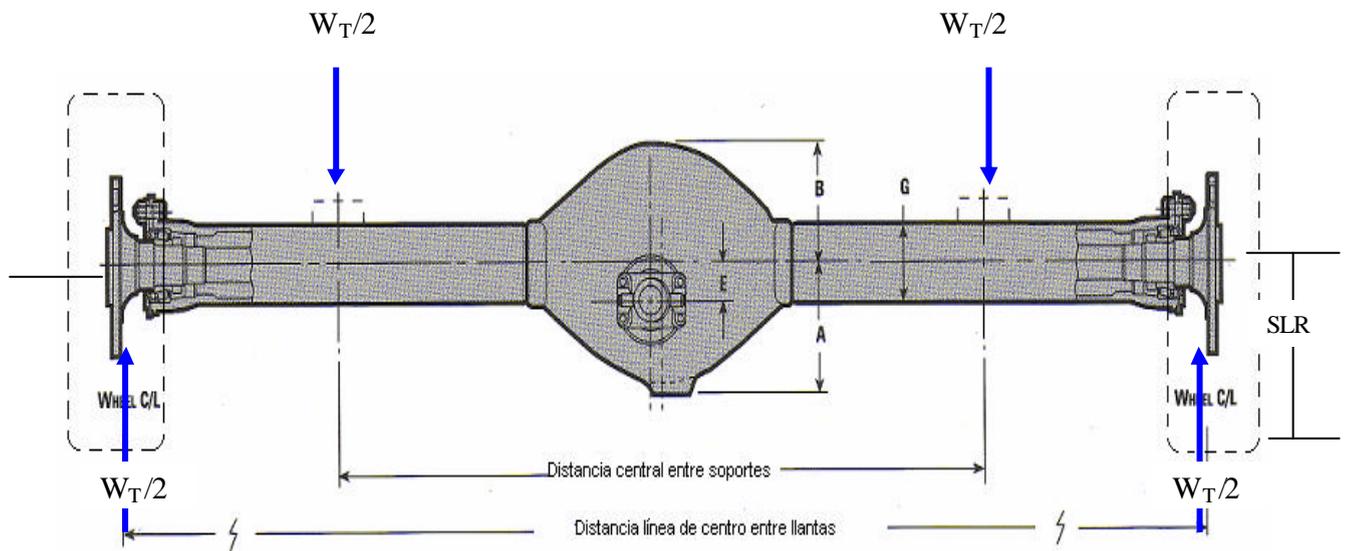


Fig. 4.2 Vista de frente de eje ensamblado y detalle de las cargas a las que está sometido.

Cargas a las que está sometido el semieje

Una primera aproximación a la configuración del semieje sería la de la fig. 4.3, y las cargas a las cuales estaría sometido son las mostradas.

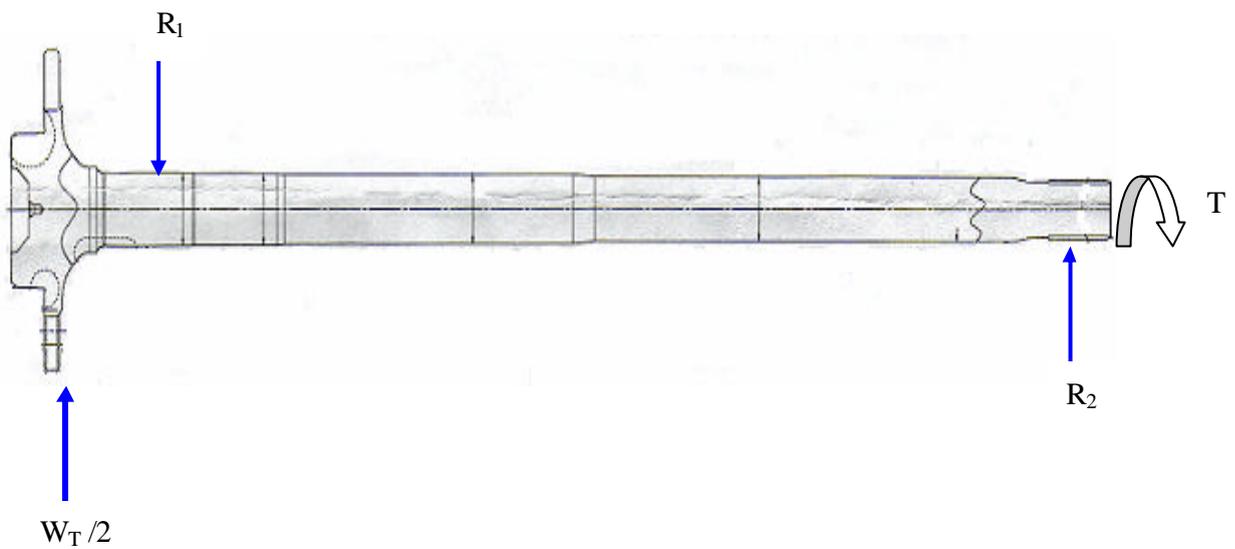


Fig. 4.3 Cargas aplicadas sobre el semieje

Diagrama de cuerpo libre de las cargas sobre el semieje

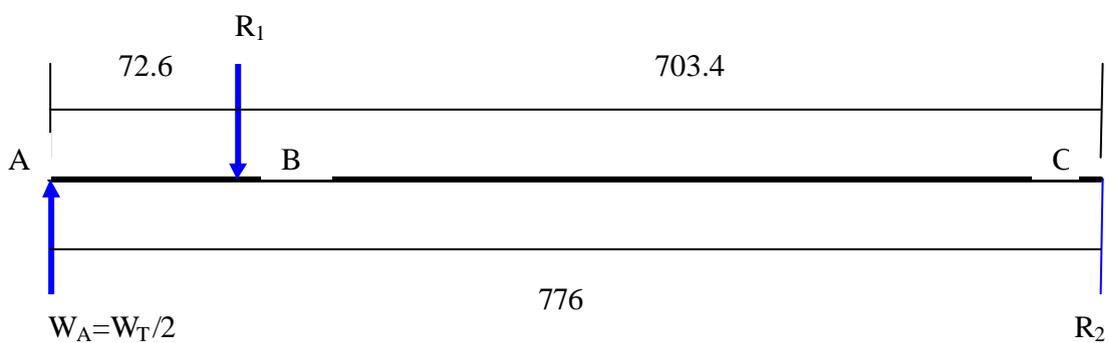


Fig. 4.4 Diagrama de cuerpo libre y cargas aplicadas sobre el semieje.

4.4.1.2 Definición y cálculo de esfuerzos sobre el semieje

De hoja de aplicación se obtienen los siguientes datos:

GAWR (Gross Vehicle Weight Rating): Rango de peso total del vehículo

$$\text{GAWR} = W_{\text{EJE TRASERO}} = 4370 \text{ Lbs.}$$

$$\text{GAWR} = W_{\text{EJE TRASERO}} = 19.446 \text{ kN}$$

$W_{\text{EJE TRASERO}}$ es soportado por los dos semiejes del eje trasero, por lo que este valor se divide entre dos para obtener la carga soportada por un semieje individual. Además, esta carga estará afectada por lo que se conoce como factor de transferencia al eje trasero, el cual tiene un valor de 1.18.

Por lo tanto:

$$W_A = \text{F.T.P.} (W_{\text{EJE TRASERO}} / 2)$$

Donde: F.T.P. Factor de Transferencia de Peso al eje trasero = 1.18)

Por lo que:

$$W_A = 1.18 (19.446 / 2)$$

$$W_A = 11.473 \text{ kN}$$

Cálculo de las reacciones en los apoyos

Sumatoria de fuerzas en "Y"

$$\left(\begin{array}{c} | \\ + \end{array} \right) ? F_Y = 0$$

$$W_A - R_1 + R_2 = 0$$

$$11.473 - R_1 + R_2 = 0 \text{ (A)}$$

Sumatoria de momentos

$$\sum (+) M_C = 0$$
$$R_1 (703.4) - W_A (776) = 0 \quad (B)$$

$$R_1 = 12.657 \text{ KN}$$

Sustituyendo R_1 en ec.(A), se tiene:

$$11.473 - 12.657 + R_2 = 0 \quad (A)$$

$$R_2 = 1.184 \text{ kN}$$

Por lo tanto, las reacciones en el semieje son:

$$W_A = 11.473 \text{ kN}$$
$$R_1 = 12.657 \text{ kN}$$
$$R_2 = 1.184 \text{ kN}$$

Cálculo del Par de torsión en el semieje

En la Fig. 4.2, se encuentra definida una cota como SLR (Static Loaded Radius) el cual es la distancia de la periferia de la llanta hasta el centro de ésta, que debe coincidir con el eje de simetría del semieje. Este valor es de gran importancia para el cálculo del torque, pues proporciona el brazo de palanca para realizar el cálculo, además se debe considerar la el coeficiente de fricción y el factor de transferencia de peso al eje trasero, de tal forma que el procedimiento es el siguiente:

$$\text{PAR TORSIONAL: } T = F \cdot T \cdot P \quad (F \times S.R.L)$$

$$F = F_f = ? \text{ N}$$

$$SRL = d = 328.676 \text{ mm}$$

$$F = 0.7 (19.446 / 2)$$

$$T = 1.18 (6.806 \times 328.676)$$

$$F = 6.806 \text{ kN}$$

$$T = 2639.623 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

$$SRL = d = 12.94 \text{ Pulg.} \times 25.4$$

$$\mathbf{T = 2639.623 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Diagrama de cargas y momentos flexionantes

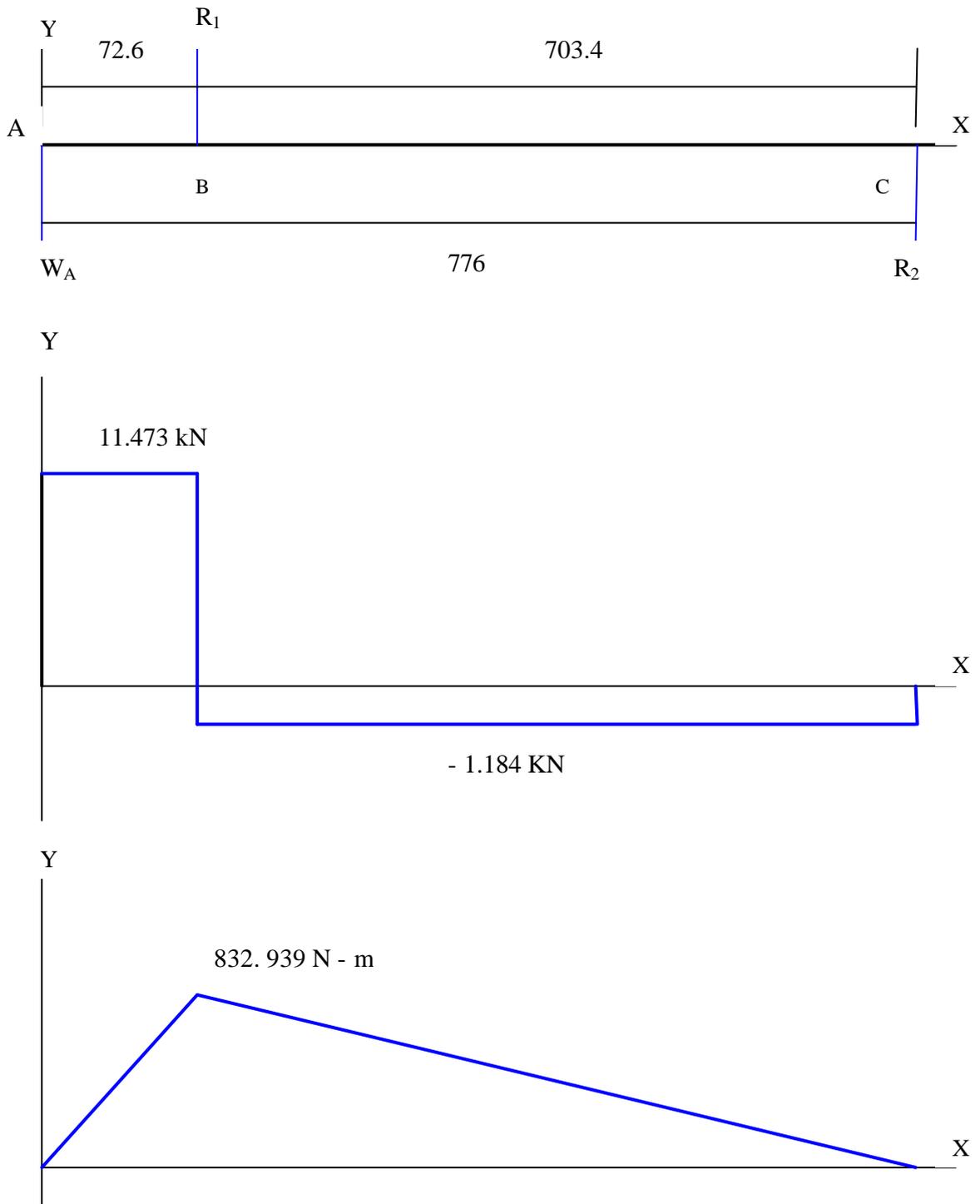


Fig. 4.5 Diagramas de cargas, cortante y momentos flexionantes

4.4.1.3 Determinación del diámetro mínimo del semieje

Para la determinación del diámetro del eje se hará uso de las teorías de falla, tratadas en el capítulo-I. Específicamente se usará la teoría del esfuerzo cortante máximo y la teoría de Von-Misses, las cuales proporcionan resultados conservadores y muy confiables, que es lo que se requiere por el tipo de elemento a analizar. Ambas teorías son aplicables para el caso de materiales dúctiles donde intervienen esfuerzos de flexión y cortantes.

Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo

Utilizando la Ecuación del Esfuerzo Cortante Máximo, la cual viene dada por:

$$\tau_{MÁX} = \frac{\tau_{xy} + \sqrt{\tau_{xy}^2 + \frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2}}{1}$$

El material a utilizar para el diseño del semieje es un acero SAE 1050, forjado y tratado térmicamente. Las características propias del material son las siguientes:

$$S_Y = 807 \text{ MPa} ; E = 207 \text{ GPa} ; \nu = 0.29$$

Calculando los esfuerzos de flexión y torsión:

$$\sigma_x = \frac{M_F C}{I_{XX}} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32 (832 .939)}{\pi d^3} \quad (A)$$

$$\tau_x = \frac{TC}{J_{XY}} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

$$\tau_{XY} = \frac{16(2639.623)}{d^3} \quad (B)$$

Sustituyendo A y B en la ec. del esfuerzo cortante máximo, se tiene:

$$\tau_{MÁX} = \frac{26846.048}{2d^3} + \frac{42233.968}{d^3} \cdot \frac{1}{2}$$

$$\tau_{MÁX} = \frac{14097.072}{d^3} \quad (C)$$

De acuerdo a la teoría del esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{MÁX} = \frac{S_{SY}}{F.S.}; \text{ calculando el diámetro mínimo de acuerdo a diferentes valores de F.S.}$$

Para $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$; $F.S. = 8$; $\tau_{MÁX} = 153.125 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\tau_{MÁX}} ; \quad d_8 = 45.154 \text{ mm}$$

Para $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$; $F.S. = 7$; $\tau_{MÁX} = 175 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\tau_{MÁX}} ; \quad d_7 = 43.188 \text{ mm}$$

Para $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$; $F.S. = 6$; $\tau_{MÁX} = 204.167 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\tau_{MÁX}} ; \quad d_6 = 41.025 \text{ mm}$$

Para $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$; F.S. = 5 ; $\sigma_{MÁX} = 245 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\sigma_{MÁX}} ; \quad d_5 = 38.606 \text{ mm}$$

Para $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$; F.S. = 4 ; $\sigma_{MÁX} = 201.75 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\sigma_{MÁX}} ; \quad d_4 = 35.838 \text{ mm}$$

Para $S_Y = 1225 \text{ MPa}$; F.S. = 3 ; $\sigma_{MÁX} = 408.333 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\sigma_{MÁX}} ; \quad d_3 = 32.561 \text{ mm}$$

Para $S_Y = 1225 \text{ MPa}$; F.S. = 2 ; $\sigma_{MÁX} = 612.5 \text{ MPa}$

$$d^3 = \frac{14097072}{\sigma_{MÁX}} ; \quad d_2 = 28.445 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro mínimo por la teoría de Von-Mises

Esta teoría establece que la falla ocurrirá cuando $\sigma' > S_y$, por lo tanto se determinará primero la expresión para σ' y luego se comparará con S_y . La expresión matemática que la define es la siguiente:

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 + 3\sigma_{xy}^2 \right)^{\frac{1}{2}}$$

De cálculos anteriores se tienen las siguientes relaciones:

$$\sigma_x = \frac{32(832.939)}{d^3} ; \quad \sigma_{xy} = \frac{16(2639.623)}{d^3}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la ecuación de Von-Mises;

$$\tau = \frac{8484.227}{d^3} \quad \tau = \frac{13443.657}{d^3} \quad \tau = \frac{1}{2}$$

$$\tau = \frac{24782.663}{d^3} \quad \tau = \frac{N}{m^3}$$

$$d^3 = \frac{24782570}{\tau} \quad \tau = \frac{N}{mm^2}$$

De acuerdo a la teoría de Von-Misses:

$\tau_{XYmáx} = S_{SY}$; Siendo $S_{SY} = 1225 \text{ MPa}$, se tiene:

$\tau = 1225 \text{ MPa}$

Sustituyendo valores en la ecuación para el diámetro, se tiene:

d = 27.248 mm

Tabla 4.xx Diámetros de acuerdo a las teorías del Esfuerzo Cortante Máximo y Von-Misses.

Factor de Seguridad (F.S.)	Diámetro d (mm) por Esf. Cortante Máximo
8	45.154
7	43.188
6	41.025
5	38.606
4	35.838
3	32.561
2	28.445
Promedio	37.84
Por Teoría de Von-Misses	27.248
PROMEDIO	32.544

Diámetro mínimo en base a pruebas de fatiga torsional

Datos de pruebas de fatiga torsional realizada a diferentes tipos de semiejes, proporcionados por una empresa fabricante de ejes, da los resultados los siguientes:

Tabla 4.1 Resultados pruebas de fatiga

Semieje	Modelo	Aplicac.	Esfuerzos	Par de Torsión	Diámetro mínimo
755022	44-4	P - 96	70 000 psi	32025 lb-pulg.	1.288 pulg(32.71 mm)
751120	70	C-36	70 000 psi	34270 lb-pulg.	1.256 pulg(31.90mm)
754590	44-3	D-21	70 000 psi	28000 lb-pulg.	1.268 pulg(32.20mm)

Calculando un promedio de los diámetros determinados, se define un diámetro mínimo aproximado de 32.5 mm. Con este valor se continuaran los cálculos siguientes.

4.4.1.4 Cálculo de la deflexión del semieje

Método de doble integración: $EI \frac{d^2Y}{dX^2} = M$

$$EI \frac{d^2Y}{dX^2} = 11.473X - 12.657 (X - 72.6)$$

$$EI \frac{d^2Y}{dX^2} = 5.736 X^2 - 6.328 (X - 72.6)^2 + C_1$$

$$EIY = 1.912 X^3 - 2.109 (X - 72.6)^3 + C_1X + C_2$$

Para $X = 72.6$; $Y = 0$

$$0 = 1.912 (72.6)^3 + 72.6 C_1 + C_2$$

$$72.6 C_1 + C_2 + 731717.05 = 0 \quad (1)$$

Para $X = 776\text{mm}$; $Y = 0$

$$0 = 1.912 (776)^3 - 2.1096 (776 - 72.6)^3 + 776 C_1 + C_2$$

$$776 C_1 + C_2 + 1.59361 \times 10^8 = 0 \quad (2)$$

De ecuación 1 y 2 se tiene:

$$C_1 = 2184981$$

$$C_2 = 1.59361 \times 10^8$$

Otros datos:

$$E = 205 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{d^4}{64}$$

$$I = \frac{(32)^4}{64} ; \quad I = 51471.974 \text{ mm}^4$$

$$EI = 10551755 \text{ KN} \cdot \text{mm}^2$$

$$EIY = 1.912 X^3 - 2.109 (X - 72.6)^3 + 2184981X - 1.5936134 \times 10^8$$

$X = 0$; Punto A:

$$y_A = \frac{1}{EI} [0 - 2.109(72.6)^3 - 0 - 1.5936134 \times 10^8]$$

$$y_A = 7.65042 \times 10^{-3}$$

Para $X = 72.6$; Punto B:

$$y_B = \frac{1}{EI} [1.9122(72.6)^3 - 0 + 2184981(72.6) + 1.5936134 \times 10^8]$$

$$y_B = 2.2262 \times 10^{-7}$$

Valor de X donde Y es máxima:

$$0 = 5.736 X^2 - 6.328 (X - 72.6)^2 + 2184981$$

$$0.592 X^2 + 918.913X - 2218337 = 0$$

$$X_1 = 69.4177$$

$$X_2 = -19007.24$$

Sustituyendo el valor de X_1 para calcular $Y_{\text{máx}}$.

$$y_{\text{máx}} = \frac{1}{EI} [1.9122 (69.4177)^3 - 2.1096 (69.4177)^3 + 2184981 (69.4177) + 1.5936134 \times 10^8]$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{77511016.9}{10551755 \times 10^3}$$

$$y_{\text{máx}} = 7.3457 \times 10^{-4} \text{ mm}$$

Shigley [4.6] establece como restricción una deflexión de 0.001, en base a este valor, el valor de deflexión calculado se encuentra dentro de lo permisible.

4.4.1.5 Rigidez torsional

Este es el ángulo de torsión entre dos secciones inmediatas ubicadas a una distancia infinitesimal dx [4.7]. Para hallar el ángulo total de torsión, θ , entre dos o más secciones de una barra, se deben sumar los desplazamientos angulares de todos los elementos. En consecuencia, la expresión general para el ángulo de torsión en una sección cualquiera de una barra de material linealmente elástico es:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{T}{I_p G} \quad ; \quad d\theta = \frac{T dx}{I_p G}$$

$$\theta = \int_A^B \frac{T dx}{I_p G}$$

Para el caso de estudio:

$$\theta = \int_E^D \frac{T_{DE} dx}{I_{pDE} G} + \int_D^C \frac{T_{CD} dx}{I_{pCD} G} + \int_C^B \frac{T_{BC} dx}{I_{pBC} G} + \int_B^A \frac{T_{AB} dx}{I_{pAB} G}$$

$$\theta = \int_{I_{pde}} \frac{L_{de}}{I_{pde}} + \int_{I_{pcd}} \frac{L_{cd}}{I_{pcd}} + \int_{I_{pbc}} \frac{L_{bc}}{I_{pbc}} + \int_{I_{pab}} \frac{L_{ab}}{I_{pab}} \frac{T_a}{G}$$

Sustituyendo valores, se tiene:

$$\theta = \frac{46}{109530.32} + \frac{300}{139084.04} + \frac{300}{238995.26} + \frac{150}{277419.09} = \frac{2639.662}{79.3 \times 10^3}$$

$$\theta = 1.4556 \times 10^{-4}$$

$$\theta = 0.00834^\circ$$

Faires [4.8], establece un valor de 0.25^o/m como el mayor ángulo de deformación angular permisible. En base a esto, se puede asegurar que el elemento de estudio posee la suficiente rigidez torsional.

4.4.1.6 Velocidad crítica del eje

Cuando un eje gira, la excentricidad ocasiona una deflexión debida a la fuerza centrífuga que se resiste por la rigidez a flexión del eje *EI*. Siempre y cuando las deflexiones sean pequeñas, no se ocasiona ningún daño.

Los ejes que deben girar a altas velocidades deben diseñarse de tal forma que no operen a velocidades críticas. Esto significa que el eje debe tener la suficiente rigidez

para que la velocidad máxima de giro del eje esté lo suficientemente alejada de la velocidad crítica mas baja.

Generalmente el centro de gravedad de un cuerpo giratorio, supuestamente simétrico, no coincide con su centro de rotación. Las causas pueden ser, pandeo por las fuerzas ejercidas sobre el árbol, las masas de elementos montados sobre el eje, efectos de maquinado, juego entre superficies, chaveteros, etc. Todo esto provoca que cada una de las diferentes secciones del eje tengan su centro de masa fuera de la línea de centro de los cojinetes de apoyo. Estos desplazamientos de los centros de masa se ven incrementados por las diferentes velocidades que adquiere el árbol desde su inicio hasta su estado de régimen, dando lugar a vibraciones libres y a vibraciones forzadas y cuando se sincronizan sus frecuencias dan lugar a la denominada, Velocidad Crítica. Al diseñar el eje, se deben buscar velocidades críticas de al menos el doble de la velocidad de operación. El eje, debido a su propia masa tiene una velocidad crítica, el ensamble de elementos a un eje tiene una velocidad crítica mucho menor que la del eje.

Cuando la geometría es simple y el eje está simplemente apoyado, Mischke [4.9] propone la siguiente relación:

$$w_1 = \frac{1}{l} \sqrt{\frac{EI}{m}} = \frac{1}{l} \sqrt{\frac{gEI}{A}}$$

Donde:

W_1 : Velocidad crítica

M: masa por unidad de longitud

A: Área transversal de la sección.

g: Peso específico

Sustituyendo datos, se tiene:

Datos:

$$L = 776 \text{ mm}$$

$$g = 9810 \text{ mm/s}^2$$

$$EI = 10551755 \text{ GPa}$$

$$A = 804.249 \text{ mm}^2$$

$$g = 76.5 \times 10^{-6} \text{ N/mm}^3$$

$$w_1 = \frac{g}{L^3} \sqrt{\frac{(9810)(10551755 \times 10^3)}{(804.249)(76.5 \times 10^{-6})}}$$

$$W_1 = 6.72278 \times 10^9 \text{ rad/seg.}$$

$$W_1 = 6.4197 \times 10^{10} \text{ rpm.}$$

De acuerdo a los requerimientos del cliente, se tiene que el eje debe girar a una velocidad máxima de 4750 rpm, la cual está lo suficientemente alejada de la velocidad crítica, por lo tanto, no hay riesgo que se pueda llegar a producir alguna falla por alcanzar el máximo valor de velocidad.

4.4.2 cálculos con base en la resistencia a la fatiga

1) Determinación de la resistencia a la fatiga

$$S_e = 0.506 \bar{S}_{ut} LN(1, 0.138) \text{ Kpsi (MPa)}$$

$$S_e = 107 LN(1, 0.139) \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 740 LN(1, 0.139) \text{ MPa}$$

Para un acero SAE 1050 de tabla xxx:

$$S_{ut} = 1090 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto:

$$S_e = 0.506 \bar{S}_{ut} LN(1, 0.138)$$

$$S_e \sim 0.506(1090)LN(1,0.138)$$

$$S_e \sim 551.54LN(1,0.138)$$

$LN(1, 0.138)$ representa una variable unitaria log-normal con una media de 1 y una desviación estándar (y coeficiente de variación) de 0.138.

2) Cálculo de los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Factor de superficie K_a

$$K_a \sim a\bar{S}_{ut}^{-b} LN(1, C)$$

De tabla xxx, considerando un acero maquinado o laminado:

$$a = 271 \text{ Mpa}, \quad b = -0.995, \quad C = 0.265$$

$$K_a \sim 4.45 (1090)^{0.265} LN(1, 0.058)$$

$$K_a = 0.697336 LN(1, 0.058)$$

Factor de tamaño K_b

$$k_b \sim \frac{d^{0.1133}}{0.3} \quad \text{in } 0.11 = d = 2 \text{ in}$$

$$\frac{d^{0.1133}}{7.62} \quad \text{mm } 2.79 = d = 51 \text{ mm}$$

$$K_b \sim \frac{32}{7.62}^{0.1133}$$

$$K_b = 0.84995$$

Factor de carga K_c

De tabla xxxx;

$$K_c = 0.60LN(1, 0.125)$$

Factor de temperatura K_d

De tabla xxx, para una temperatura de operación de 100 °C :

$$K_d = 1.020LN(1, 0.11)$$

Factor de efectos diverso K_e

$$K_e = 0.90$$

Sustituyendo valores en la ecuación de la resistencia a la fatiga:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e =$$

$$S_e = 0.697336 LN(1,0.058)(0.84995)(0.60)LN(1,0.125)(1.020LN(1,0.11)(0.90)551.54$$

$$LN(1, 0.138)$$

Siendo todas las variables log-normal:

$$C_{S_e} = (0.058^2 + 0.125^2 + 0.11^2 + 0.138^2)^{1/2}$$

$$C_{S_e} = 0.224$$

Los parámetros resultan de la multiplicación de éstos:

$$\bar{S}_e = (0.697336)(0.84995)(0.60)(1.020)(0.90)(551.54)$$

$$\bar{S}_e = 180.0556 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 180.0556 LN(1, 0.224)$$

4.4.3 Determinando la vida del eje en ciclos

Primero se determina el factor de Concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

Calculando K_t :

$$D/d = 34/32 = 1.0625$$

$$r/d = 2/32 = 0.0625$$

Para flexión:

De la fig. xxx, se determina: $q = 0.92$,

De la fig. xxx, se tiene: $K_t = 1.8$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.92(1.8 - 1)$$

$$K_f = 1.736$$

Para el caso de Torsión:

De la fig. xxx, se tiene: $q = 0.98$

De la fig. xxx, se tiene: $K_{ts} = 1.25$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0.98(1.25 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.245$$

Calculando el esfuerzo alternante

Esfuerzo flexionante:

$$\sigma_{xa} = K_f \frac{32M}{d^3}$$

$$\sigma_{xa} = 1.736 \frac{32(832.939K)}{(32)^3}$$

$$\sigma_{xa} = 440.679 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo torsionante:

$$\tau_{xya} = K_{fs} \frac{16T}{d^3}$$

$$\tau_{xya} = 1.245 \frac{16(2639.662K)}{(32)^3}$$

$$\tau_{xya} = 510.7835 \text{ Mpa}$$

Utilizando la teoría de Von-Mises para calcular el esfuerzo alternante combinado:

$$\sigma_a = \left(\sigma_{xa}^2 + 3\sigma_{xya}^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_a = \left\{ (440.679)^2 + 3(510.7835)^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma_a = 988.381 \text{ Mpa}$$

La vida en ciclos viene dada por:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b}; \quad a = \frac{(0.9S_{ut})^2}{S_e}; \quad b = \frac{1}{3} \log \frac{0.9S_{ut}}{S_e}$$

Sustituyendo datos:

$$a = \frac{(0.9 \times 1090)^2}{180.0556}; \quad a = 53448018$$

$$b = \frac{1}{3} \log \frac{0.9(1090)}{180.0556}; \quad b = -0.2454208$$

$$N = \left(\frac{988381}{53448018} \right)^{1/0.2454208}$$

$N = 0.96992 (10)^3$ Ciclos, Lo cual significa que el semieje tendrá una finita.

4.4.4 Pruebas de Laboratorio

4.4.4.1 Prueba de Torsión Estática a Semiejes

Prueba para semieje semiflotante fabricado de acero SAE 1050 con tratamiento térmico por inducción. Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 4.2 Resultados de prueba de torsión estática

ESFUERZO EN LÍMITE ELÁSTICO			ESFUERZO MÁXIMO			LUGAR DE LA FRACTURA
Def.Ang.(°)	PAR (N-m)	Esfuerzo(Mpa)	PAR (N-m)	Esfuerzo(Mpa)	Def.Ang.(°)	
29	7540	1151	8815	1346	38	Fractura a 45° al inicio del estriado
32	7813	1193	8994	1373	39	
31	7813	1193	8449	1290	37	

Fuente: Informe de prueba No. 05-03-138, Centro de Tecnología, División Ejes Tractivos.

4.4.4.2 Prueba de Fatiga Torsional

Prueba para semieje semiflotante fabricado de acero SAE 1050 con tratamiento térmico por inducción.

Parámetros de Prueba:

Esfuerzo: 80,000 psi

Par: +/- 3700 N-m

Frecuencia: 4 Hz

Función: Senoidal

Duración: 500,000 ciclos

Equipo utilizado:

Máquina de fatiga torsional MTS 100K especímenes 2,3 y 5

Máquina de fatiga torsional MTS 50K especímenes 1,4 y 6

Los resultados obtenidos son los siguientes:

Tabla 4.3 Resultados prueba Fatiga Torsional

REGISTRO DE LAB.	CICLAJE	FRACTURA
05-02-336-1	640,830	Sin Fractura
05-02-336-2	559,369	Sin Fractura
05-02-336-3	512,139	Sin Fractura
05-02-336-4	500,000	Sin Fractura
05-02-336-5	500,000	Sin Fractura
05-02-336-6	500,000	Sin Fractura

Fuente: Informe de prueba No. 05-02-336, Centro de Tecnología, División ejes Tractivos, Spicer.

4.4.5 ANÁLISIS POR EL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO MEDIANTE EL PROGRAMA ANSYS 8.0

Se realizó el análisis mediante el programa ANSYS, para determinar los esfuerzos máximos y las deformaciones. Los resultados son los siguientes:

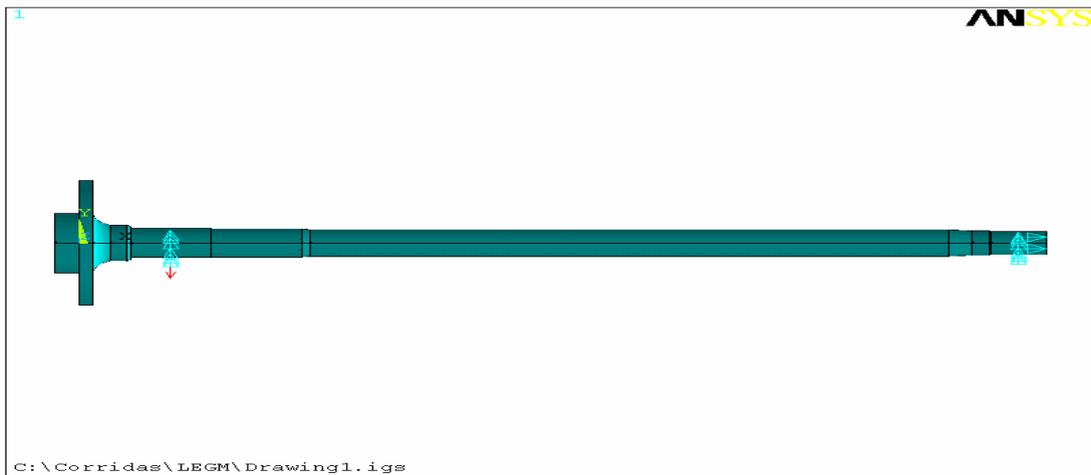


Fig. 4.6 Configuración del semieje a analizar

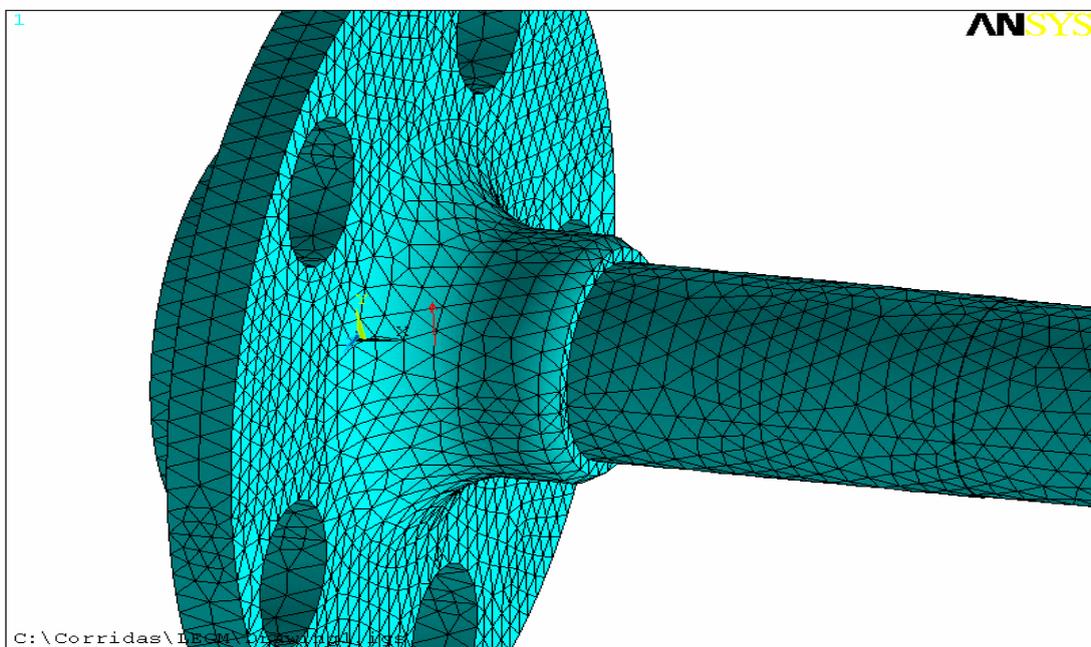


Fig.4.xx Detalle del mallado en la parte de la brida y ajuste de rodamiento.

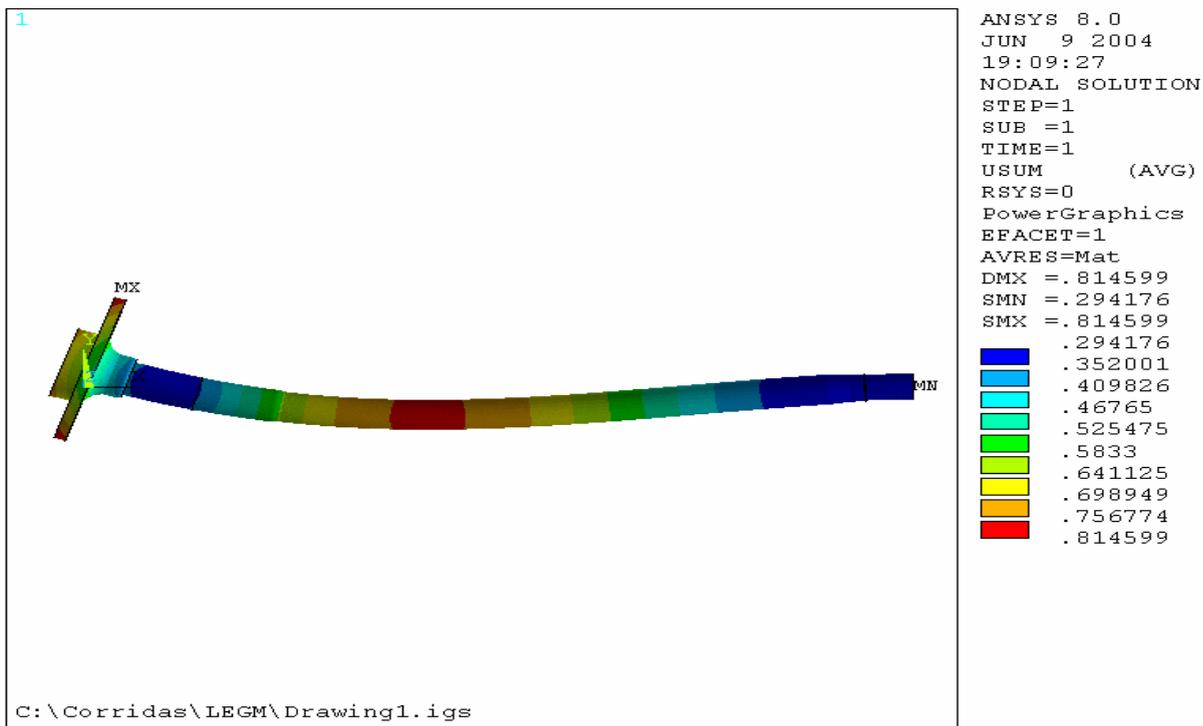


Fig. 4.8 Detalle de las deformaciones en el eje

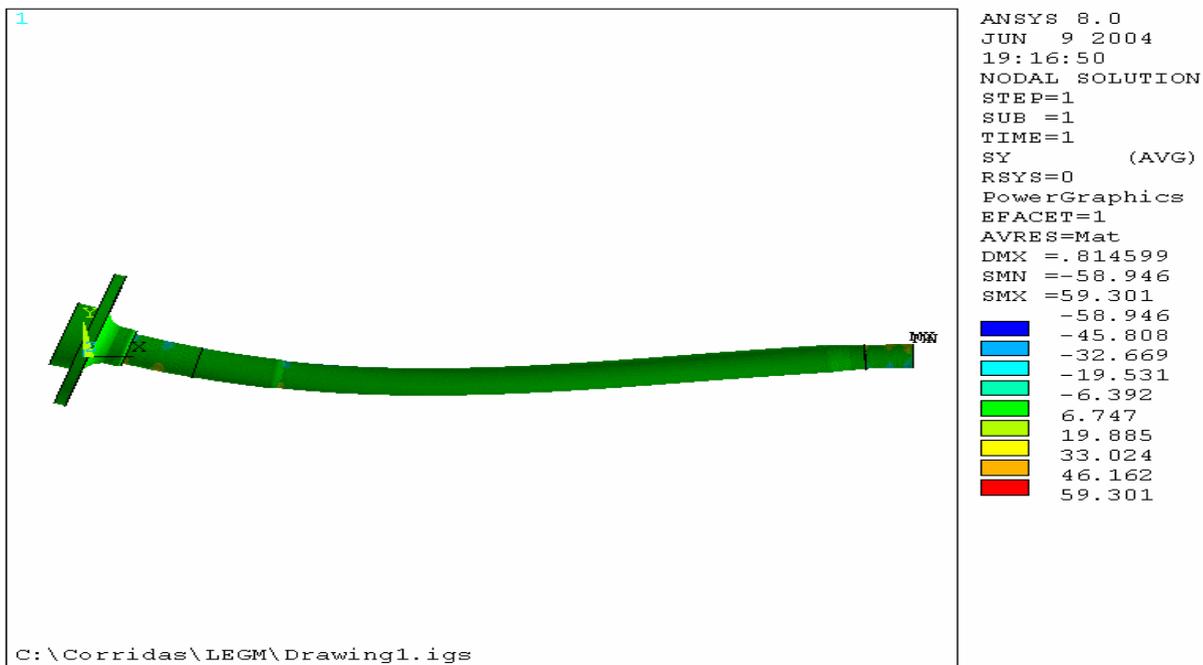


Fig. 4.9 Detalle de los Esfuerzos sobre el eje.

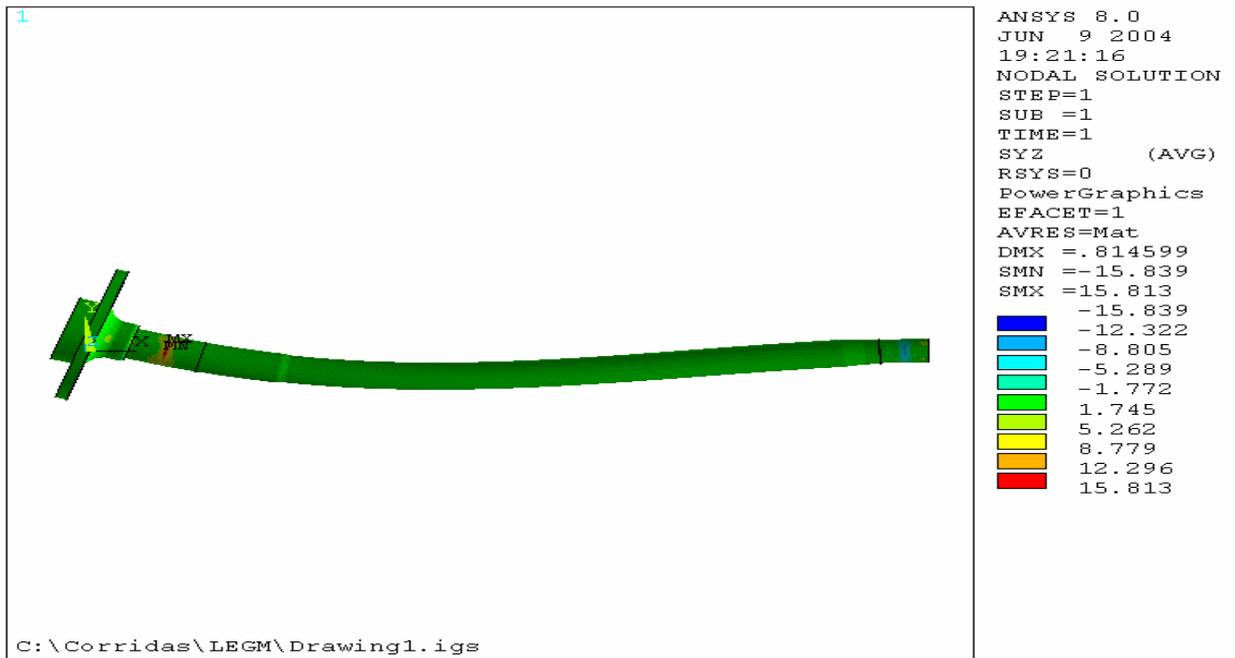


Fig. 4.10 Detalle de Esfuerzos Cortantes en los ejes XZ.

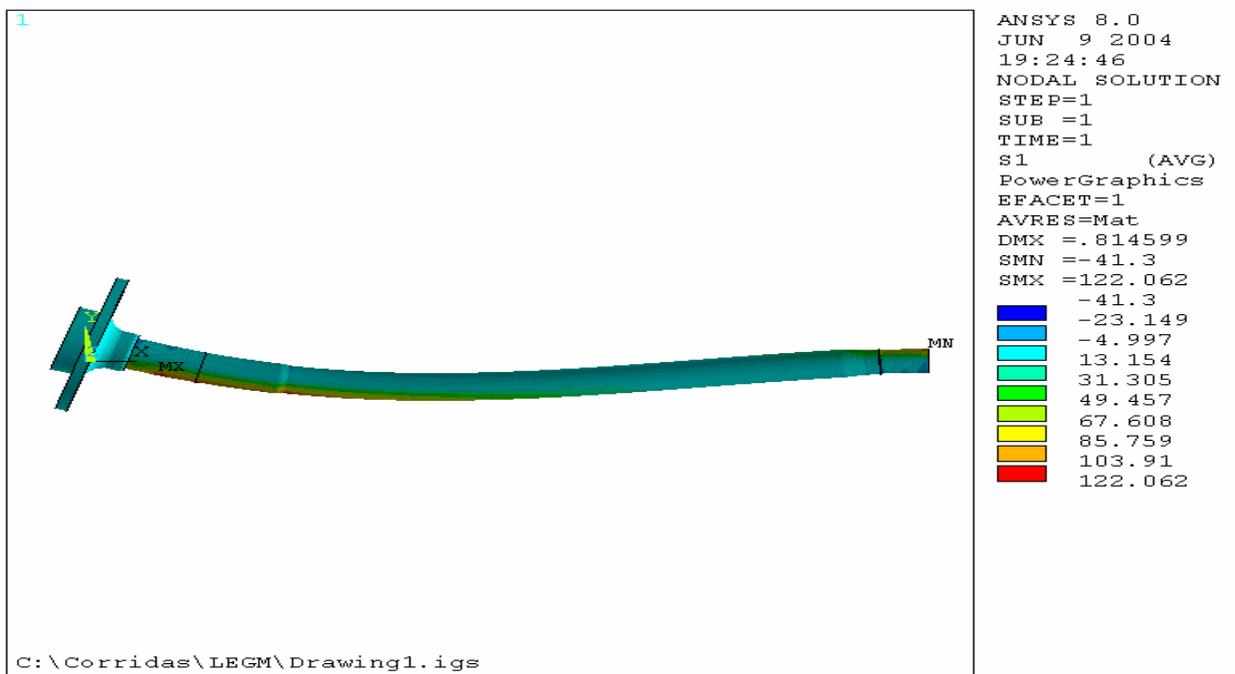


Fig. 4.11 Detalle de los esfuerzos principales.

4.4.6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los resultados que presentan los cálculos y las pruebas tienen cierta variación. Esto se debe a que a los niveles de aproximación entre la parte numérica y la de pruebas. Pero se puede establecer un diámetro óptimo que garantiza la seguridad del diseño del eje. Los resultados obtenidos los podemos resumir de la siguiente forma:

- ? Diámetro mínimo utilizando los cálculos de Resistencia de Materiales: **d = 31.315 mm**
- ? Deflexión en el eje: $y_{máx} ? ? 7.3457 \times 10^{-4} \text{ mm}$
- ? Angulo de torsión: $? ? 0.00834^\circ$
- ? Esfuerzo a la Fatiga: $S_e = 180.0556 LN (1, 0.224)$

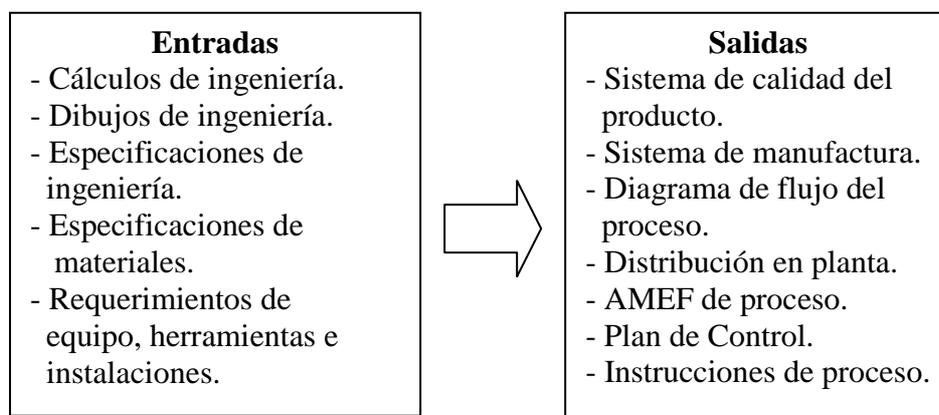
Todos estos resultados están avalados por los resultados numéricos mediante el programa Ansys y mediante las pruebas de laboratorio. Por lo cual, la configuración y las dimensiones que se han definido para el semieje de estudio son adecuadas y se garantiza su diseño.

4.4.6 REFERENCIAS

- [4.1] Quality System Requirements QS-9000 Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3th Edition, March, 1998.
- [4.2] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2⁰ Edition, February, 1995. pp. 3
- [4.3] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2⁰ Edition, February, 1995. pp. 5
- [4.4] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2⁰ Edition, February, 1995. pp. 6-11.
- [4.5] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2⁰ Edition, February, 1995. pp. 12-17.
- [4.6] Joseph E. Shigley, "Mechanical Engineering Design", Mc-Graw Hill, 6⁰ Edition, 2002, pp. 182-189.
- [4.7] Egor P. Popov, "Mechanics of Materials", Prentice-Hall, 2⁰ Edition, 1978, pp.91-95.
- [4.8] Virgil Moring Faires, "Diseño de Elementos de Máquina", Edit. Montaner, Barcelona, 1975.
- [4.9] Joseph E. Shigley, "Mechanical Engineering Design", Mc-Graw Hill, 6⁰ Edition, 2002, pp. 1145-1151.

5 DISEÑO Y DESARROLLO DEL PROCESO DE MANUFACTURA

Esta etapa expone las características principales en el desarrollo del sistema de manufactura y sus planes de control, con el fin de obtener un producto de calidad. Se debe hacer un desarrollo completo del sistema de manufactura y éste debe asegurar que los requerimientos, necesidades y expectativas del cliente sean cumplidos [5.1].



5.1 SISTEMA DE CALIDAD DEL PRODUCTO

El sistema de calidad se debe establecer de acuerdo a la norma QS-9000, específicamente de acuerdo al elemento 4.2 [5.2]. Debe contener los procedimientos y documentos para la implementación del sistema de calidad y la planeación de la calidad en el proceso de manufactura. Los puntos que debe contener se detallan a continuación.

5.1.1 Procedimientos del sistema de calidad

El sistema de calidad QS-9000, en el punto 4.2.2, establece que se deben cumplir los siguientes requisitos [5.3]:

- a) Preparar procedimientos documentados en consistencia con los estándares internacionales y las políticas de calidad interna.

- b) Implementación efectiva del sistema de calidad y sus procedimientos documentados.

5.1.2. Planeación de la Calidad

Deberá ser consistente con todos los requerimientos y tienen que ser documentados en un formato con los métodos de operación. Se deberán considerar los siguientes aspectos:

- Asegurar la compatibilidad del diseño, el proceso de producción, instalaciones, procedimientos de inspección y prueba y la aplicación de la documentación.
- Definir las características especiales del producto, factibilidad, seguridad del producto, análisis del modo y efecto de la falla en el proceso, sistemas de detección de fallas, plan de control.

Los documentos antes mencionados se detallan en los puntos siguientes, con los respectivos formatos normalizados y su contenido básico exigido por la norma QS-9000.

5.1.3 Proceso de Aprobación del Producto

Este es un proceso sistematizado, para la aprobación de las piezas de producción, presentado en el manual de referencia QS-9000, llamado Proceso de Aprobación de Partes para Producción (PPAP) [5.4]. En este manual se detallan los procedimientos para la validación del proceso y las piezas a producir, con un enfoque en la calidad del producto.

5.1.4 Mejora Continua del Proceso

Este es uno de los aspectos más importantes y a la vez, uno de los más descuidados. Para que el proceso de manufactura se mantenga competitivo, se debe de estar mejorando constantemente. El sistema de calidad QS-9000,

recomienda implementar proyectos de mejora continua en las siguientes circunstancias [5.5]:

- Excesivo tiempo ciclo
- Excesivo desperdicio, retrabajos y reparaciones
- Uso de espacio de piso ineficiente
- Excesiva variación del proceso
- Baja capacidad del proceso
- Procesos fuera de la media (control estadístico)
- Dificultades de ensamble o instalación del producto
- Excesivo manejo y almacenamiento de material
- Cliente insatisfecho

5.1.5 Administración de Instalaciones y dispositivos

Se debe establecer e implementar un sistema para la administración y evaluación del buen uso y rendimiento de las instalaciones y equipo dentro de ésta, de tal forma que se esté añadiendo valor a la empresa con un alto grado de calidad en los procesos.

Para el cumplimiento de los aspectos del sistema de calidad del proceso, antes mencionados, se plantea a continuación el sistema de manufactura y todos los documentos del proceso que exige QS-9000.

5.2 SISTEMAS DE MANUFACTURA

Un Sistema de Manufactura es una integración de recursos humanos y equipos, cuya función es desarrollar uno o más procesos de maquinado y/o operaciones de ensamble en un material o conjunto de partes [5.6]. El equipo integrado incluye máquinas de producción y herramientas, manejo de materiales, dispositivos de montaje de piezas y sistemas computarizados. El recurso humano

es requerido por tiempo completo o por periodos para verificar que el sistema esté funcionando correctamente.

La norma QS-9000 recomienda que el sistema de manufactura deba ser planeado de tal forma de conseguir los siguientes objetivos [5.7]:

- Mínimo recorrido y manejo de material en planta
- Flujo de material sincronizado
- Máximo rendimiento de espacio en piso
- Automatización apropiada
- Sistemas ergonómicos
- Líneas balanceadas
- Almacén y niveles de inventario controlados

Con base en lo anterior, y para poder seleccionar el sistema de manufactura más adecuado, se hace el siguiente planteamiento de los sistemas de manufactura hasta llegar al que se adoptará para el caso de estudio, que es la manufactura de semiejes automotrices.

5.2.1 Componentes de un Sistema de Manufactura

Un sistema de manufactura consiste de diversos componentes. En un sistema dado, estos componentes usualmente incluyen:

- Máquinas-herramienta de producción,
- Sistemas de manejo de materiales
- Sistemas computarizados para coordinar y controlar los sistemas mencionados anteriormente.
- Operadores (Recurso humano).

5.2.2 Clasificación de los Sistemas de Manufactura

Existen diferentes tipos de sistemas de manufactura, los factores para la clasificación son:

- 1) Tipos de operaciones desarrolladas
- 2) Número de estaciones de trabajo
- 3) Nivel de automatización
- 4) Variedad de productos o partes

1) Tipo de operaciones desarrolladas

El tipo de operaciones desarrolladas está determinado por el tipo de material a procesar, tamaño y peso del producto y el tipo de geometría.

2) Número de estaciones de trabajo y distribución en planta

El número de estaciones de trabajo es un factor clave, el cual ejerce una gran influencia en la configuración de un sistema de manufactura en términos de la capacidad de producción, productividad, costo por unidad y mantenimiento.

De acuerdo al número de estaciones y su distribución, se definen tres niveles:

Tipo I: Estación unitaria

Este es el caso simple, el cual consiste de una estación de trabajo, usualmente incluyendo una máquina de producción la cual puede ser operada manualmente, semiautomática o completamente automática.

Tipo II: Estaciones múltiples con rutinas variables

Este sistema de manufactura consiste de dos o más estaciones de trabajo que están diseñadas y acomodadas al proceso de maquinado y/o ensamble de diferentes piezas.

Tipo III: Estaciones múltiples con rutinas de producción fijas

Este sistema tiene dos o más estaciones de trabajo, dispuestas como una línea de producción en serie.

En la fig.5.1 se muestran los tres niveles y sus diferentes combinaciones.

3) Nivel de automatización

El nivel de automatización es otro factor importante que caracteriza a los sistemas de manufactura. Los niveles más comunes son los siguientes:

a) manual

El operario debe de atender en forma continua el ciclo de operación de la estación de trabajo.

b) Semiautomatizado

El ciclo semiautomático es relativamente largo, por lo cual el operario puede atender más de una estación de trabajo.

c) Automatizado

Ciclos de largos que requieren muy poca atención del operario.

4) Variedad de productos o partes

Es el grado en el cual el sistema de manufactura se puede adaptar rápidamente a las variaciones en las partes o productos fabricados; es decir, el grado de flexibilidad de manufactura.

En la fig.5.1 se presenta en forma clara y resumida los diferentes tipos y niveles en la manufactura.

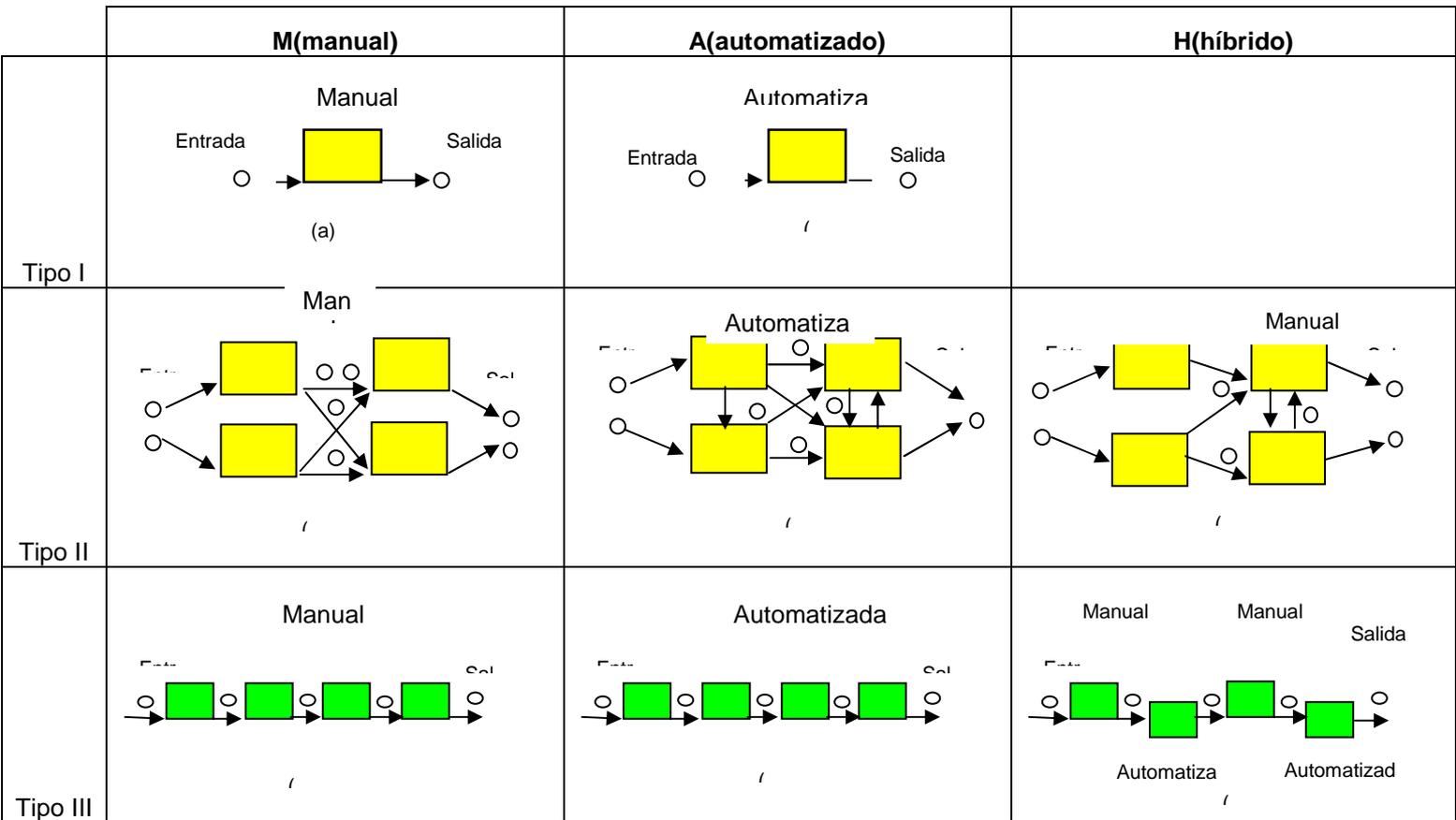


Fig. 5.1 Clasificación de los sistemas de manufactura.

- a) Célula de manufactura manual unitaria
- b) Célula de manufactura automatizada unitaria
- c) Sistema de multiestación manual
- d) Sistema de multiestación automatizada
- e) Sistema de multiestación híbrido
- f) Sistema de multiestación manual en serie
- g) Sistema de multiestación automatizada en serie
- h) Sistema de multiestación híbrido en serie

5.3 SISTEMA DE MANUFACTURA CELULAR

Se entiende por Manufactura Celular la visión de los procesos en los cuales, el equipo y las estaciones de trabajo son combinados para facilitar la manufactura y mantener flujos de producción continuos, donde los operadores permanecen dentro de las celdas y los materiales les son presentados desde afuera [5.8].

Consecuentemente, la manufactura celular consiste en una o más celdas de manufactura. Una celda de manufactura es una unidad pequeña, con una o varias estaciones de trabajo, dentro de un sistema de manufactura. Una estación de trabajo suele contener una máquina (celda de una máquina) o varias máquinas (celda de un grupo de máquinas), y cada máquina efectúa una operación diferente en la pieza.

5.3.1 Características principales de la manufactura celular

- Todas las operaciones necesarias para producir un componente o el subensamble de partes son realizadas cerca para permitir la retroalimentación entre operadores ante problemas de calidad u otros.
- Los trabajadores en la manufactura celular están tradicionalmente entrenados para funciones diversas y por tanto son capaces de atender diversos problemas.
- Las máquinas se pueden modificar, cambiar sus herramientas y reagrupar para distintas líneas de producto dentro de la misma familia de piezas.
- Las celdas de manufactura son particularmente efectivas en la producción de familias de piezas que tienen una demanda relativamente constante.
- Las máquinas-herramienta que generalmente se usan en las celdas de manufactura son tornos, fresadoras, taladros, rectificadoras, electroerosionadoras, punzonadoras, dobladoras y centros de maquinado. Este equipo también puede estar formado por máquinas de propósito especial o de máquinas de control numérico computarizado.

5.3.2 Grado de automatización de las operaciones

La manufactura celular tiene cierto grado de control automático para las siguientes operaciones:

- Carga y descarga de materia prima y piezas en las estaciones de trabajo.
- Cambio de herramientas en las estaciones de trabajo.
- Transferencia de piezas y herramientas entre las estaciones de trabajo.
- Calendarización y control de la operación total en la celda.

El sistema de manejo de materiales ocupa el centro de estas actividades, para transferir materiales y piezas entre las estaciones de trabajo. En celdas de maquinado atendidas, el operador puede mover y transferir los materiales en forma manual, a menos que las piezas sean demasiado pesadas, o los movimientos sean demasiado peligrosos; también puede hacer esta transferencia un robot industrial localizado en la parte central de la celda. El equipo automatizado de inspección y pruebas también puede formar parte de esta celda.

5.3.3 Beneficios de la manufactura celular

- La economía de tener menos trabajo en proceso (bajos niveles de inventario) y el hecho de que se detectan de forma inmediata los problemas de calidad.
- Además, por la diversidad de máquinas y procesos que intervienen, el operador se hace multifuncional, y no está sujeto al tedio como cuando siempre trabaja en la misma máquina.
- Mayor productividad, beneficio importante de este tipo de celdas.
- Otra ventaja de importancia es el menor tiempo y mano de obra para preparación de dispositivos y herramientas, porque las piezas hechas en la celda tienen cierto grado de similitud.

5.3.4 Diseño de celdas de manufactura

Se identifican cuatro tipos de diseños de celdas, las cuales dan origen a conceptos de manufactura, como son los sistemas de manufactura flexible. Los cuatro diseños que se encuentran funcionando en diferentes plantas de manufactura son [5.9]:

1. Celda compuesta de una sola máquina
2. Celda compuesta de un grupo de máquinas con manejo manual
3. Celda compuesta de un grupo de máquinas semiautomatizadas
4. Celdas de manufactura flexible o Sistema de Manufactura Flexible (SMF).

5.3.4.1 Tipos de distribución (layout) en manufactura celular

Debido a las particularidades exclusivas de las celdas de manufactura, su diseño e implementación en las plantas tradicionales requieren la reorganización de la planta y el arreglo de las líneas de flujo existentes. Las máquinas pueden ser arregladas en línea, en U o en una L, o bien en un circuito. Para una celda de grupo de máquinas (donde los materiales los maneja el operador), el arreglo en U es adecuado y eficiente (Fig. 5.2), por que el operador puede alcanzar diversas máquinas con facilidad. Con un manejo mecanizado de materiales, el arreglo lineal y en circuito es más eficiente (Fig.5.3)

Para seleccionar el mejor arreglo de máquinas y equipo de manejo de materiales también se toman en cuenta factores como la velocidad de producción, el tipo de producto y su forma, tamaño y peso.

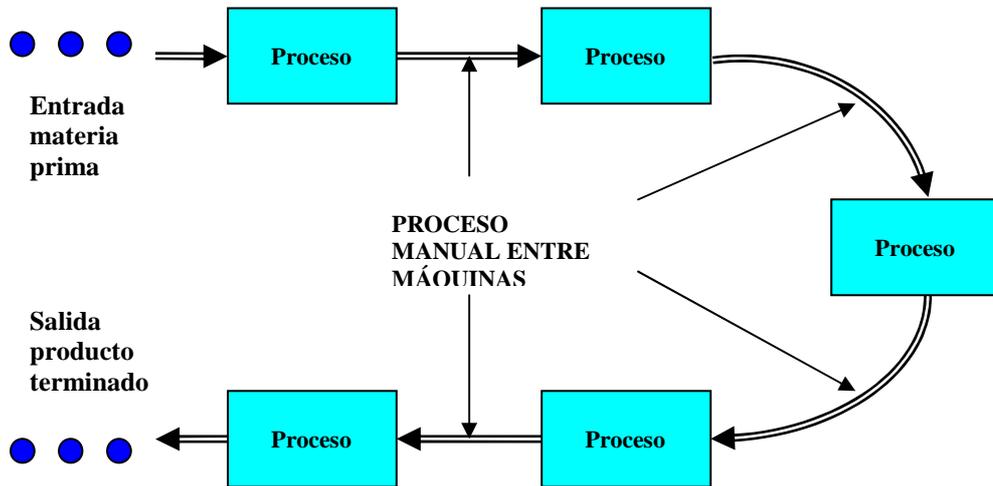
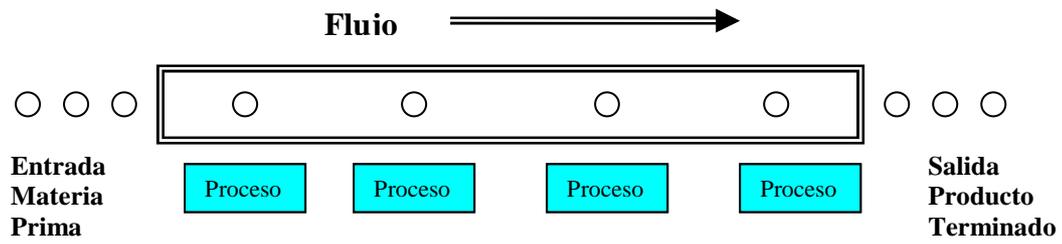
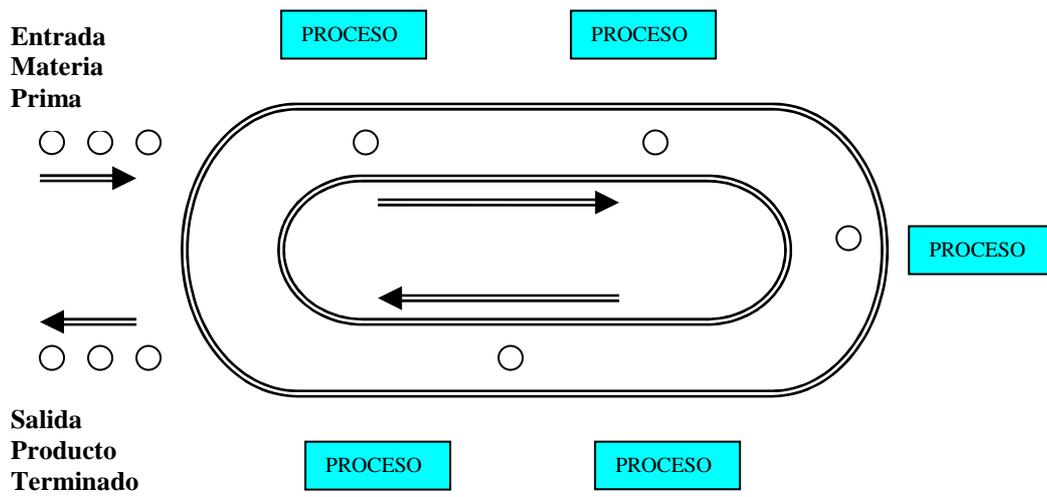


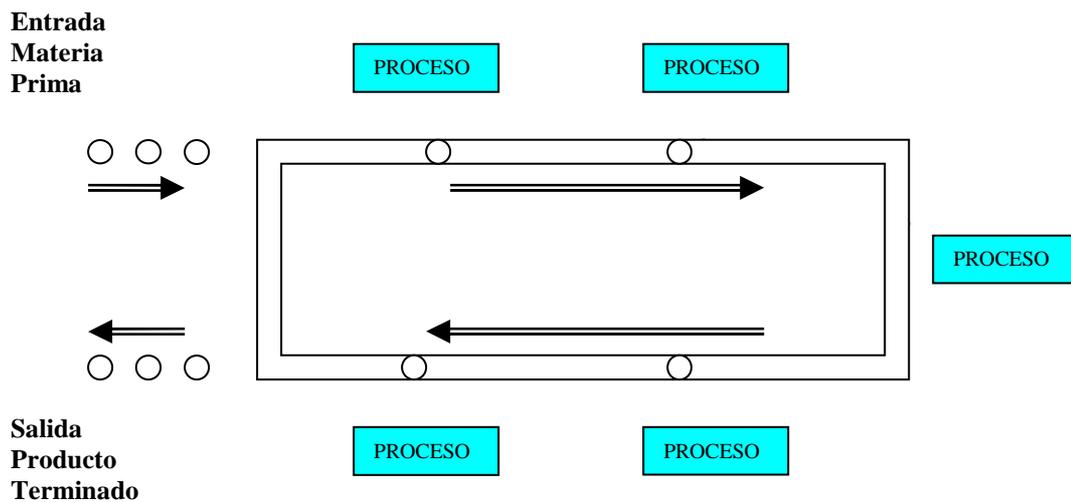
Fig. 5.2 Celda de Manufactura manual Tipo "U".



(a)



(b)



(c)

Fig. 5.3 Diferentes configuraciones de celdas de manufactura.
a) Lineal, b) Lazo cerrado, c) Rectangular

5.4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE MANUFACTURA

El diagrama de flujo es una representación esquemática del proceso. En éste se analizan las fuentes de variaciones de máquinas, materiales, métodos y de los operarios, de principio a fin del proceso de manufactura [5.10]. El diagrama de flujo permite el análisis del proceso total y es una guía para la realización del AMEF de proceso y el plan de control.

El diagrama de flujo de proceso para el caso de estudio se presenta en la siguiente página.

5.5 CONFIGURACIÓN (LAYOUT) DEL PROCESO DE MANUFACTURA

El sistema de manufactura adoptado es el Sistema Celular, cuyas ventajas fueron expuestas en los puntos anteriores. QS-9000 a través del manual de referencia de APQP, establece que la configuración del proceso debe ser desarrollada y revisada para determinar la aceptación de puntos de inspección, localización de formatos de control, ayudas visuales, áreas de almacenaje de material defectuoso [5.11].

La configuración del proceso de manufactura del caso de estudio se presenta en la fig. 5.5.

DISEÑO Y DESARROLLO DE MANUFACTURA FLUJOGRAMA DE PROCESO

PRODUCCION		Hoja 1 de 1						
X								
Numero Parte: 44.1	Revision: A	Nombre Parte: SBMEJE	Modelo: 44-4					
Linea: SBMEJES		Materia: SAE 1050	Dureza: 255 BHN					
Operacion	Descripcion	Fuentes de Variacion de Manufactura	Temp (segs.)	Manejo de material	Num. Maq.	Maquinas Opcionales	Pzas/C/Maq Hora (seg)	Notas
R1	RECIBIR MATERIA PRIMA	MATERIAL FUERA DE ESPECIFICACION	255 HB	RACKS	MONT	N/A	N/A	Se recibe materia prima rotada de proveedor
O1	INSPECCIONAR MATERIA PRIMA: PRUEBA NO DESTRUCTIVA DE CORRIENTES DE EDDY (FISURAS, TAMAÑO DE GRANO)	FORJA F/E, FORJA CON FISURAS	N/A	RACKS	N/A	N/A	N/A	Desde este momento se debe garantizar la ausencia de defectos en el material
T1	TRANSPORTE	N/A	N/A	RACKS	MONT	N/A	N/A	Se trata toda materia prima a la entrada de material de la línea de manufactura
O10	CORTAR A LONGITUD CREADO Y CENTRADO	CORTE Y/O AGUJEROS DE CENTRO FUERA/ESP.	20 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.1	N/A	70	Se utiliza máquina con bobina de disco
O20	TORNEAR DIÁMETRO PRERROLADO Y AJUSTE DE BALERO	DIAM. PREROLADO FUERA DE ESPECIFICACION	18 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.2	4.2.1	50	Se utiliza el Centro de Torneado CNC
O30	ROLAR ESTRIAS	LONG. Y PROFUNDIDAD DE ROLADO F/ESP., PASO ENTRE ESTRIAS	30 MIN.	BANDA TRANSP.	4.3	N/A	180	Se inspecciona dimensionalmente
O40	TRATAMIENTO TERMICO: TEMPLE POR INDUCCION	T. TERMICO F/ESP., DUREZA, PROFUNDIDAD DE CAPA, FISURAS	30 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.4	N/A	100	Se utiliza máquina robota
O02	VALIDACION DE TRATAMIENTO TERMICO	T. TERMICO FUERA DE ESPECIFICACION	30 MIN.	MANUAL	N/A	N/A	N/A	Tratamiento térmico por Inducción Dureza superficial
O50	ENDEREZAR	ALABEO FUERA DE ESPECIFICACION	10 SEGS.	BANDA TRANSP.	9.5	9.5.1	80	Se utiliza máquina enderezadora
O60	REVENIR	T. TERMICO FUERA/ESP.	15 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.5	N/A	80	Se utiliza horno de revenido de estaciones múltiples
O03	INSPECCIONAR DUREZA SUPERFICIAL	DUREZA FUERA DE ESP.	15 MIN.	MANUAL	4.7	4.7.1	N/A	Se inspecciona en el Lab. Metalografico
O70	TORNEAR ACABADO DE BRIDA	ALABEO DE BRIDA, ESPESOR DE BRIDA Y DIÁMETRO FUERA DE ESP.	23 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.8	N/A	35	Se utiliza Centro de Torneado CNC
O80	TALADRADO AGUJEROS DE BRIDA	ESPACIAMIENTO Y/O AGUJEROS DE BRIDA F/E	45 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.9	N/A	49	Se utiliza Taladro Multihusillo
O90	RECTIFICAR DIÁMETROS ALOJAMIENTO DE BALERO	DIAM. ALOJAMIENTO DE BALERO F/ESP.	15 SEGS.	BANDA TRANSP.	4.10	N/A	45	Se utiliza máquina Rectificadora
O05	INSPECCION POR MAGNETISMO INDUCIDO LOCAL	PRESENCIA DE FISURAS EXTERNAS	15 SEGS.	MANUAL	A	N/A	80	Se utiliza generador magnético
O06	INSPECCION ULTRASONIDO FISURAS INTERNAS	PRESENCIA DE FISURAS INTERNAS	15 SEGS.	MANUAL	B	N/A	80	Se utiliza equipo de ultrasonido
O07	LAVADO Y EMPAQUE DEL PRODUCTO	PIEZAS SUCIAS	30 SEGS.	MANUAL	C	N/A	80	Se lava, se aplica inhibidor de oxidación y se empaqueta en los racks
T3	TRANSPORTE	PIEZAS MAL EMPACADAS	N/A	RACKS	MONT	N/A	N/A	N/A
A2	EMBARQUE	N/A	NA	RACKS	MONT	N/A	N/A	N/A
ALMACEN	TRANSPORTE	ESPERA						
		INSPECCION						
		OPERACION						
		OPERACION E INSPECCION						CARACTERISTICAS RELEVANTES
Revis / Aprobado:	Revis: Fecha: 01/05/2013	Motivo: REVISION GENERAL						SISTEMA CELULAR DE MANUFACTURA
Revis: 1	Fecha de Impresión: 05/24/2014	(Copia no controlada)						

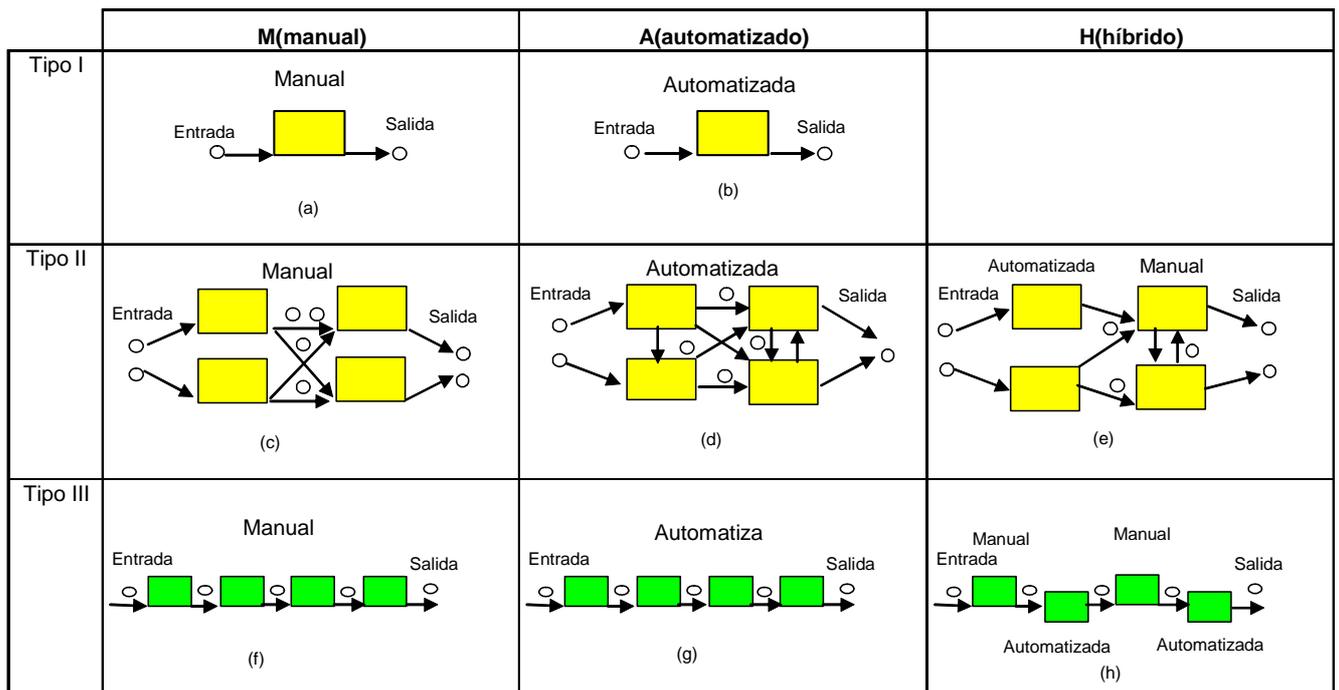


Fig. 5.1 Clasificación de los sistemas de manufactura.

- a) Célula de manufactura manual unitaria
- b) Célula de manufactura automatizada unitaria
- c) Sistema de multiestación manual
- d) Sistema de multiestación automatizada
- e) Sistema de multiestación híbrido
- f) Sistema de multiestación manual en serie
- g) Sistema de multiestación automatizada en serie
- h) Sistema de multiestación híbrido en serie

5.6 ANÁLISIS DEL MODO Y EFECTO DE LA FALLA POTENCIAL (AMEF DE PROCESO)

El AMEF de proceso es uno de los documentos de gran importancia que establece la norma QS-9000. Es toda una metodología para predecir los futuros problemas en el proceso de manufactura, y lo más importante, el planteamiento de soluciones para que éstos no se den. Por tal motivo, se plantean a continuación los conceptos básicos, de tal manera que sea más fácil la interpretación de los documentos subsiguientes los cuales ya están aplicados al elemento de estudio.

El Análisis del Modo y Efecto de la Falla Potencia (AMEF), es una técnica analítica utilizada por un Ingeniero o Equipo, responsables de la manufactura/ensamble, para garantizar que los modos de falla potenciales y las respectivas causas/mecanismos asociados, fueron considerados y abordados [5.12].

El principal objetivo del AMEF de proceso es reducir los riesgos de fabricación:

- Asegurando que se tomen en cuenta modos y efectos potenciales de falla del proceso.
- Identificando deficiencias del proceso y proporcionando soluciones a problemas a través del desarrollo de controles para eliminar o reducir la frecuencia de productos inaceptables, aumentando la detección de productos defectuosos.
- Suministrar evidencia futura (lecciones aprendidas) para desarrollos posteriores.

El proceso debe asegurarse de puntos débiles de cualquier clase, por ejemplo respecto a:

- Idoneidad del proceso de fabricación
- Seguridad del proceso (Protección a las personas y a los medios de producción).
- Estabilidad y Capacidad del proceso
- Conceptos y técnicas para el control
- Cambios en el producto

Se definen a continuación los principales campos del AMEF de proceso, lo cual ayudará a tener un mejor entendimiento de los datos colocados en los formatos para el caso del AMEF del semieje. La hoja o formato del AMEF (ver AMEF de Proceso), posee diferentes campos, los cuales son conceptos que se deben determinar o evaluar numéricamente. Estos campos que componen el documento son definidos a continuación.

Modo Potencial de Falla

El modo potencial de Falla está definido como la manera en la cual el proceso podría potencialmente dejar de cumplir con los requerimientos del proceso/ diseño según lo descrito en la columna de Función del Proceso/Requisitos [5.13].

Efecto(s) Potencial(es) de Falla

Los efectos potenciales son los efectos que el modo de falla podría tener sobre el cliente, siguiente(s) operación(es), o el usuario final y que este podría darse cuenta o experimentar [5.14].

Severidad (S)

La severidad es una valoración (escala) asociada con el efecto más grave de un modo de falla [5.15].

Causa (s) Mecanismo(s) Potencial(es) de Falla

La causa potencial de falla esta definida como la manera en que la falla puede ocurrir, descrita en términos de algo que puede ser corregido o puede ser controlado [5.16].

Ocurrencia (O)

Ocurrencia es la probabilidad de que una causa/mecanismo de falla ocurra [5.17].

El número de la escala de probabilidad de ocurrencia tiene un significado en vez de un valor. Se estima esta probabilidad en una escala del 1 al 10. (ver tabla 5.1)

La prevención o el control de las causas/mecanismos de falla a través de un diseño o cambios en el proceso es la única manera de reducir el índice en la escala de ocurrencia.

Controles Actuales del Proceso

Hay dos tipos de Controles del Proceso a considerar:

Prevención: Previenen la ocurrencia de la causa/mecanismo de falla, el modo de falla, o reducen su frecuencia de ocurrencia [5.18].

Detección: Detectan la Causa/mecanismo de falla o el modo de falla y conducen hacia acciones correctivas [5.19].

Tabal 5.1 Criterio Sugerido para la Evaluación de la Seguridad para el AMEF de Proceso [4.20]

Efecto	Criterio: Severidad del Efecto	Criterio; Severidad del Efecto	Escala
	Esta escala resulta cuando un modo de falla potencial da como resultado un defecto en el cliente final y/o en una planta de manufactura/ensamble. El cliente final debería siempre ser considerado primero. Si ambos ocurren, se usa la severidad más alta de las dos. (Efecto en el Cliente)	Esta escala resulta cuando un modo de falla potencial da como resultado un defecto en el cliente final y/o en una planta de manufactura/ensamble. El cliente final debería siempre ser considerado primero. Si ambos ocurren, use la severidad más alta de las dos. (Efecto en la manufactura/ensamble)	
Peligro sin Aviso	Escala de severidad muy alta cuando un modo de falla potencial afecta la operación segura del vehículo y/o esta relacionado con el cumplimiento de regulaciones gubernamentales sin aviso.	O puede poner en peligro a operador (maquina o ensamble) sin aviso.	10
Peligro con Aviso	Escala de severidad muy alta cuando un modo de falla potencial afecta la operación segura del vehículo y/o esta relacionado con el cumplimiento de regulaciones gubernamentales con aviso	O puede poner en peligro al. Operador (maquina o ensamble) con aviso.	9
Muy alto	Vehículo/ítem inoperable (perdida de la función primaria)	O el 100% del producto puede tener que ser rechazado, o el vehículo/ítem reparado en el departamento de reparaciones con un tiempo de reparación mayor a una hora	8
Alto	Vehículo/ítem operable pero con un nivel de desempeño reducido. Cliente muy insatisfecho.	O el producto puede tener que ser seleccionado y rechazado e una porción (menor a 100%), o el vehículo/ítem reparado en el departamento de reparaciones con un tiempo de reparación entre media a una hora.	7
Moderado	Vehículo/ítem operable pero con ítem(s) de confort/conveniencia inoperante(s). Cliente insatisfecho.	O una porción (menor al. 100%) puede tener que ser rechazado sin selección, o el vehículo reparado en el departamento de reparaciones con un tiempo de reparación menor a media hora	6
Bajo	Vehículo/ítem operable pero con ítem(s) de confort/convergencia operables en un nivel de desempeño reducido.	O el 100% del producto puede tener que ser retrabajado o el vehículo/ítem reparado fuera de línea pero no va al. Departamento de reparaciones.	5
Muy bajo	Ítems de ajuste, acabado/apariencia y ruido no conformes. Defecto notado por la mayoría e los clientes *mas del 75%)	O el producto puede tener que ser seleccionado, sin rechazo y una porción (meno al. 100%) retrabajado.	4
Menor	Ítems de ajuste, acabado/apariencia y ruido no conformes defecto notado por el 50% de os dientes.	O una porción (menor al. 100%) del producto puede tener que ser retrabajado, sin rechazo sobre la línea pero fuera de la estación.	3
Muy menor	Ítems de ajuste, acabado/apariencia y ruido no conformes. Defecto notado por clientes minuciosos (menor del 25%)	O una porción (menor a 100%) del producto puede tener que ser retrabajado, sin rechazo sobre la línea pero sobre la estación.	2
Ninguno	Efecto no perceptible.	O inconveniencia ligera a la operación o al. Operador o ningún efecto.	1

**ANALISIS DEL MODO Y EFECTO DE LA FALLA POTENCIAL
(A.M.E.F. DE PROCESO)**

LÍNEA: SBMIEJES	DEPTO:	PREPARADO POR:	(INGENIERO DE PROCESOS) (ANALISTA DE MANTENIMIENTO) (ASES. DE CALIDAD) (SUPERVISOR) (SUPERVISOR) TEL:
OPERACION: 010 CORTAR A LONGITUD CAREADO Y CENTRADO	AÑO MODELO: 2004		
RESPONSABLE DEL DISEÑO: RESPONSABLE DEL PROCESO: PROVEEDOR Y/O PLANTAS INVOLUCRADAS: DEPTOS. INVOLUCRADOS: INGRÍA MANUFACTURA - DISEÑO - PRODUCCION - INGRIA. PROD.	MODELO(S): 44-4 HOJA: 1 de 1		
ORIGINAL DE: 25/05/2004	REVISADO EN:	CAMBIO:	SECUENCIA: 070 NIVEL: AN

PROPOSITO DEL PROCESO / DESCRIPCION Y NUMEROS)	MODO DE FALLA POTENCIAL	EFECTOS DE ESTA FALLA	S E V R	REVISIÓN:		CAMBIO:		RESULTADOS		
				CAUSAS DE LA FALLA POTENCIAL	O C U R	CONTROL(ES) ACTUAL(ES) DEL PROCESO	D E N. T P. C R.	ACCIONES RECOMENDADAS	RESP. TOMADA(S)	S O D N. C E P. V U T R.
CORTAR A LONGITUD FUERA DE ESPECIFICACION	LONGITUD DE EJE FUERA DE ESPECIFICACION	EJE NO ENSAMBLA ADECUADAMENTE	5	MATERIA PRIMA FUERA DE ESPECIFICACION DE CORTESAL	2	INSPECCION RECIBO VERIFICAR CORRECTO SETEO DE HERRAMIENTAS	CALIBRADOR	2 36	TRABAJAR LA CALIDAD CON DEPT. CALIDAD	9 2 1 18
CORTE FUERA DE PERPENDICULARIDAD	CORTE FUERA DE PERPENDICULARIDAD	VARIACION EN LONGITUD TOTAL, EJE NO ENSAMBLA	7	MAL AJUSTE DE DEPOSITIVO "MORAZAS NO COLINEALES"	2	VERIFICAR AJUSTE AL INICIO DE TURNO	CALIBRADOR	2 22	SE REALIZA AJUSTE PERIODICAMENTE EN DEPOSITIVO PARA EVITAR B DESGASTE EXCESIVO DE LA HERRAMIENTA	7 1 1 7
CENTROS EXCENTRADOS	ALABO EN EL EJE		5	HERRAMIENTA DE CORTE DESGASTADA "INSERTOS"	4	DEFINIR TOOL LIFE DE HERRAMIENTA DE CORTE	FORMATO TOOL LIFE	2 40	REALIZAR ESTUDIO PARA VERIFICAR FRECUENCIA DE CAMBIO DE HTA. EN EL PROCESO	5 2 1 10
			3	PIEZA MAL SUJETADA DEPOSITIVOS MAL SUJEION DE LA HERRAMIENTA	3	MTO. PREVENTIVO DE USAR PROCEDIMIENTOS ESTANDARES PARA LA SOLUCION DE HERRAM.		3 72	DEFINIR TOOL LIFE DE HERRAM. Y DEPOSITIVOS	5 2 2 32
			4	BROCAS DE CENTRO DESGASTADAS	3	DEFINIR TOOL LIFE	TOOL LIFE	3 36	SE REALIZA ESTUDIO PARA VERIFICAR FRECUENCIA DE CAMBIO DE HTA. EN EL PROCESO	3 2 2 24
			3	MAL AJUSTE DE DEPOSITIVO	3	AJUSTE CORRECTO AL INICIO DE TURNO	CALIBRADOR	2 48	MONITOREO CONTINUO DE DEPOSITIVO	5 2 2 32
			3	AGUJEROS DE CENTROS FUERA DE ESPEC.	4	SOLUCIONES TEMPORAL REFERENCIA Y EL EJE TENDRA PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO		2 64	ASBOURNAMIENTO DE MATERIA PRIMA CALIDAD DEL PROVEEDOR	5 2 2 32
REVISOR:	APROBADO:	CUENTE: FORD								
REVISIÓN:	Fecha de Impresión:	(Copia no controlada)								FPM-02-09 LA

5.7 PLAN DE CONTROL

Es una herramienta que recopila toda la información necesaria para controlar los procesos de manufactura. Además, es la fusión de los documentos AMEF y Diagrama de Flujo [5.21].

Los campos que se encuentran dentro del formato del plan de control son los siguientes:

- Número de la operación.
- Breve descripción de la operación.
- Máquinas, dispositivos, herramientas.
- Característica de la pieza a controlar.
- Especificación de la tolerancia.
- Características críticas.
- Instrumentos o dispositivos de medición.
- Frecuencia de inspección.
- Formatos para el registro de la inspección.
- Plan de reacción en caso de defectos.

Mediante el control de todos los puntos antes mencionados se está garantizando que el proceso de manufactura, en este caso, del semieje automotriz, es totalmente confiable, cumpliendo con todas las especificaciones de calidad. A continuación se presenta el plan de control para la manufactura del elemento de estudio.

**PLAN DE CONTROL
CELULA DE MANUFACTURA DE SEMIEJES**

PROTOTIPO:		PILOTOS:		PRODUCCION: X		EQUIPO:		APROBACION DE INGRM. DEL CLIENTE / FECHA (SI ES REQ)		APROBACION DE CALIDAD CLIENTE / FECHA (SI ES REQ)	
NUMERO DE PARTE:		MODELO: 44-4		NIVEL: A							
NOMBRE DE LA PARTE / DESCRIPCION		CODIGO PROVEEDOR								OTRAS APROBACIONES / FECHA (SI ES REQ)	
DEPTO / PROV.		FORD:		PROVEEDOR / APROBACION DE PLANTA:				REV#S			
SEMIEJES		DAMA:		FECHA:				FECHA (ORIG):			
		NISSAN:		OTRAS APROBACIONES / FECHA (SI ES REQUERIDO)				FECHA (REV):			
		MODELO:						CAMBIO:			
NOMBRE DEL PROCESO / DESCRIPCION DE LA OPERACION		MAQUINA DEPOSITIVO PARA MANUF.		CARACTERISTICAS		MÉTODOS		MUESTRA		MÉTODO DE CONTROL DE ACUERDO A HOE	
OPER. No.		No.		PRODUCTO	PROCESO	C.R.	PROVIEDOR: TOLERANCIA	EVALUACION TECNICA DE MEDICION	TOMADO / FRECUENCIA	INSPECCION	PLAN DE RECEPCION
				ALMISO DE VASTAGO		0.20 MAX	0.20 MAX		INSPECCION IEN	INSPECCION MATERIAL	
				AJUSTE EN DIMENC PRO		0.10 MAX	SIN FRACTURAS		INSPECCION IEN	INSPECCION MATERIAL	
				FRACTURAS EN PROCESO DE ENDEBILADO					INSPECCION IEN	INSPECCION MATERIAL	
ORD. REVENIDO		A		TEMPERATURA		10.20°C					
ORD. INSPECCION DE BUELA SURCOS CIL		A				30 SEC MINIMO					
ORD. TORNER ACABADO DE BRIDA.		A				37.400.20					
		D				11.01.10.20					
		H				30014.02					
ORD. AGUJEROS DE BRIDA.		A				100					
		B				10.01.10.20					
ORD. RECTIF CAR DIMENSIONES DE AJUSTE DE BALLERO		A				4.024.010					
		B				44.042.0					
ORD. MAP DE FALHAS SURCOS FINALES POR RECTIF ECUDO		A									
		B									
REVISION: 0											

Fecha de Impresión: 02/03/2004

5.8 REFERENCIAS

- [5.1] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2^o Edition, February, 1995. pp. 18-19.
- [5.2] Quality System Requirements QS-9000 Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3th Edition, Quality System Element 4.2, pp. 14-17, March, 1998.
- [5.3] Quality System Requirements QS-9000 Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3th Edition, Quality System Element 4.2, pp. 18-21, March, 1998.
- [5.4] Production Part Approval Process PPAP), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2^o Edition, February, 1995.
- [5.5] Quality System Requirements QS-9000 Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3th Edition, Quality System Element 4.2, pp. 18-19, March, 1998.
- [5.6] Mikell P. Groover, Automation, Production Systems and Computer-Integrated Manufacturing, Prentice-Hall, Chapter 13, pag.375.
- [5.7] Quality System Requirements QS-9000 Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3th Edition, Quality System, point 4.2.6, pp. 20-21, March, 1998.
- [5.8] Mikell P. Groover, Automation, Production Systems and Computer-Integrated Manufacturing, Prentice-Hall, Chapter 15, pag. 434-435.
- [5.9] Monden Y., Toyota Production System. Industrial Engineering and Management Press, Inst. Industrial Engineers, Norcross, Georgia, 1983.
- [5.10] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2^o Edition, February, 1995. Chapter 3, point 3.3, pp. 20.

- [5.11] Advanced Product Quality Planning and Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 2⁰ Edition, February, 1995. Chapter 3, point 3.3, pp. 20.
- [5.12] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 1.
- [5.13] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 15-16.
- [5.14] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 17.
- [5.15] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 17.
- [5.16] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 19-20.
- [5.17] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 21.
- [5.18] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 23-25.
- [5.19] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. 25-27.
- [5.20] Failure Mode and Effect Analysis (FMEA), Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp.23.
- [5.21] Control Plan, Reference Manual, Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation, 3⁰ Editions, February, 1995. pp. .

CONCLUSIONES

Para el desarrollo de esta investigación se plantearon básicamente tres corrientes de análisis, como son:

- El análisis por Resistencia de Materiales
- El análisis por Resistencia a la Fatiga
- El análisis por el Método del elemento Finito.

Los resultados obtenidos por cada uno de los métodos no son exactamente iguales, pero guardan la correlación lógica esperada, de tal forma que se validan entre sí.

En términos generales, se puede asegurar que los análisis de rigidez, tanto lateral como torsional, junto con la evaluación de la velocidad crítica es de suma importancia para garantizar la vida útil del eje.

El usar el análisis con elementos finitos no exenta al diseñador de usar los modelos matemáticos convencionales. Todos los procedimientos usados deberán complementarse para poder compararse y validarse el uno con el otro.

Una de las conclusiones más importantes es que existe una marcada diferencia entre el cálculo a mano y el modelado con elementos finitos. Esto se refiere principalmente a que las cargas consideradas en el análisis tradicional, son puntuales lo que no sucede en la realidad, en la que éstas son aplicadas en forma de gradientes. El efecto de gradientes no es fácil simular, pero se puede hacer con la ayuda del programa con buena capacidad.

Las deformaciones consideradas en el cálculo a mano están referidas a nodos. Sin embargo con la simulación en computadora es posible percibir las deformaciones en áreas donde por los métodos tradicionales es prácticamente imposible.

RECOMENDACIONES PARA TRABAJO FUTURO

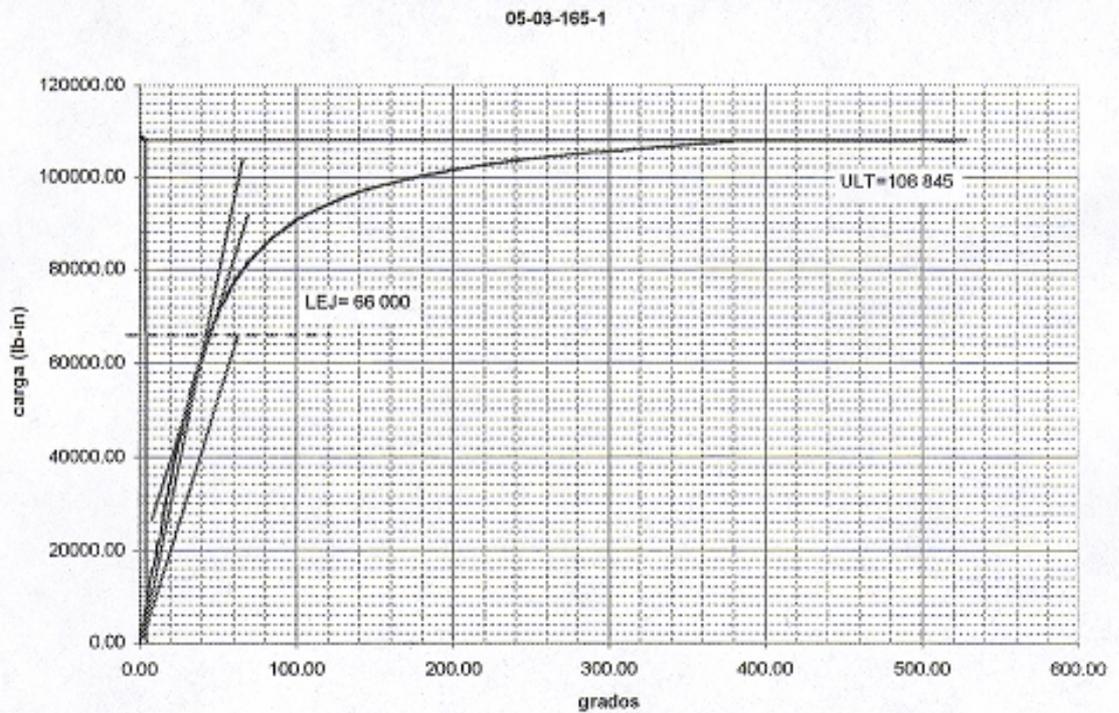
Con relación al diseño de ejes automotrices todavía queda mucho trabajo por hacer, pues al eje completo lo componen diferentes elementos los cuales están contenidos en un subensamble. Por esta razón, las principales recomendaciones para trabajo futuro son:

- Realizar el análisis del semieje flotante, ya que este estudio solo incluye el semieje semiflotante.
- Realizar un análisis individual de los elementos que ensamblan con el semieje y luego hacer el análisis en conjunto y determinar su comportamiento.
- Realizar un estudio desde el punto de vista del análisis de la mecánica de la fractura.
- Hacer un planteamiento detallado del proceso de manufactura mediante un estudio que involucre las técnicas avanzadas de manufactura.
- Hacer un análisis para la utilización de materiales diferentes del acero, que posean menor peso y que cumplan con las propiedades de resistencia, de tal forma de tener materiales alternos para ser utilizados en vehículos especiales.
- Realizar un estudio más profundo para determinar el impacto del tratamiento térmico en el eje y como podría ser modelado con mayor exactitud mediante el método del elemento finito.



RESULTS:

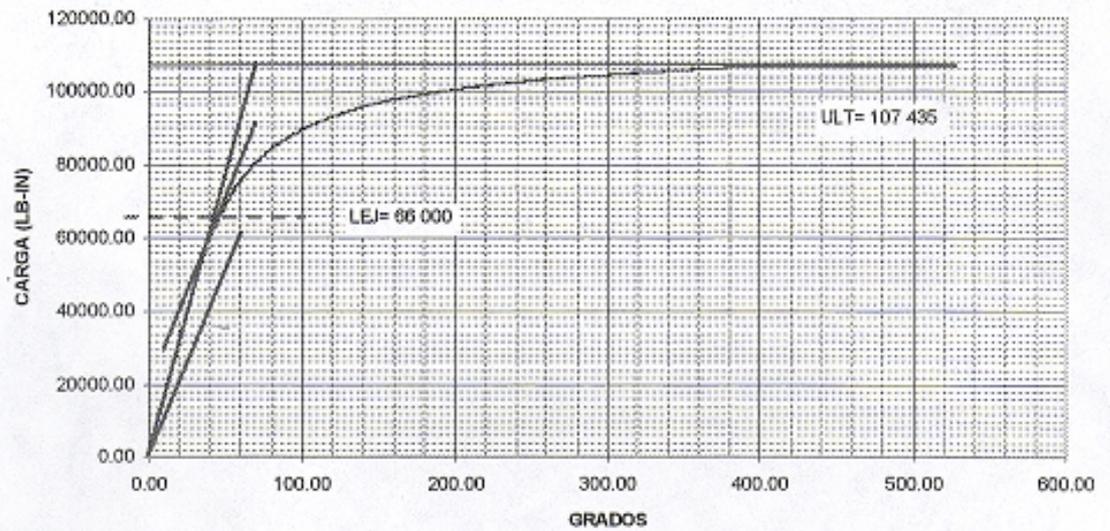
Sample #	LEJ in-lb (Nm)	LEJ Strength (MPa)	Angle LEJ Degree	Ultimate in-lb (Nm)	Ultimate Strength (MPa)	Angle Ultimate Degree	Fracture Mode
165-1	66 000 (7 458)	929.6	23	108 845 (12 300)	1 533	444	90° at 4" from the spline
165-2	66 000 (7 458)	929.6	24	107 435 (12 140)	1 513	429	90° at the beginning of the flange
165-3	64 000 (7 232)	901.5	22	110 449 (12 481)	1 556	570	



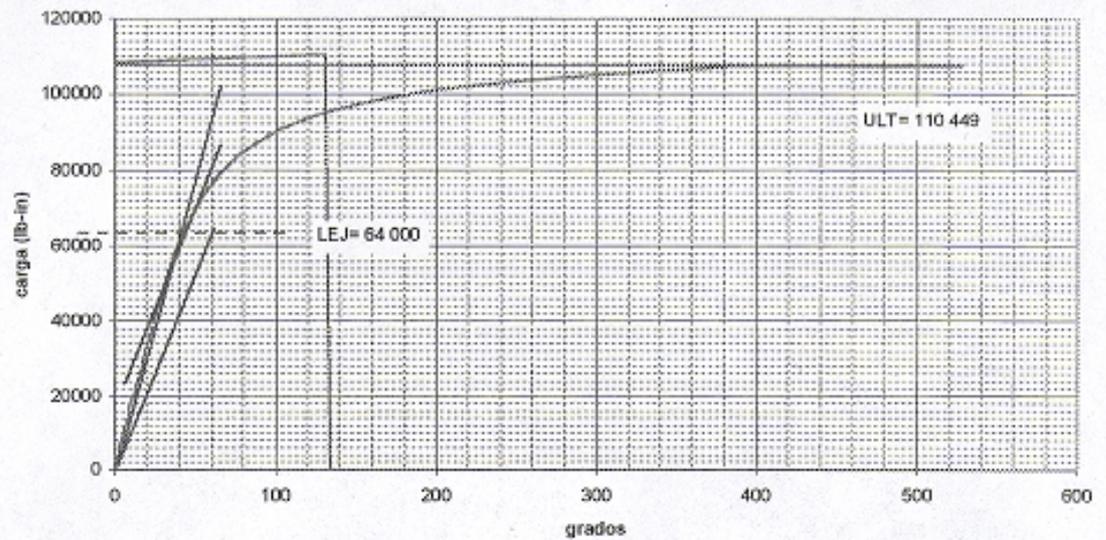
Este informe solo afecta a los objetos sometidos a prueba y no deberá reproducirse parcialmente sin la autorización por escrito de este laboratorio.

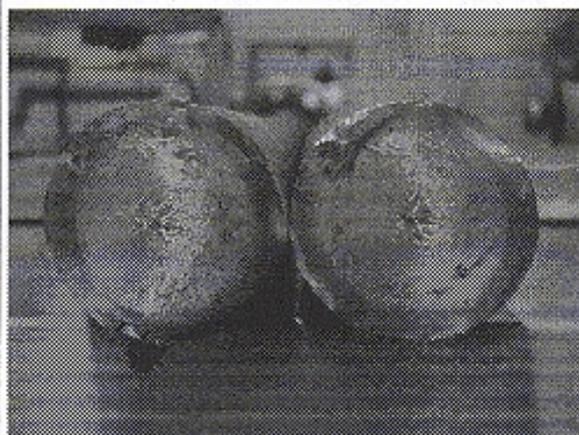


05-03-165-2

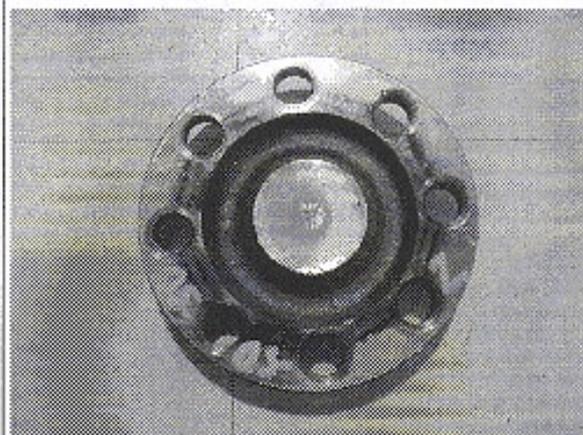


05-03-165-3

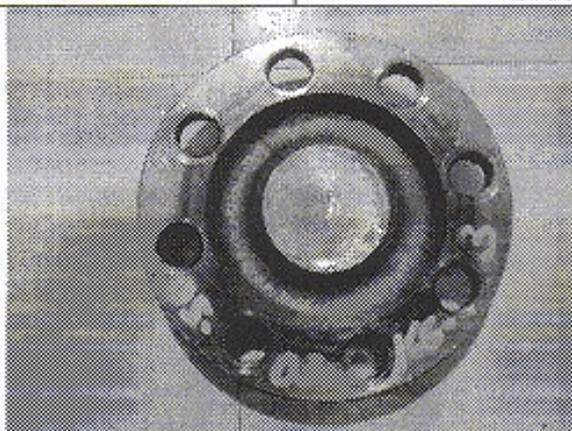




SAMPLE # 1



SAMPLE # 2



SAMPLE # 3

PROCEDURE:

The test was made according with the procedure DANA No. 7

TEST PARAMETERS:

Machine speed: 20 deg / min