

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN CON VIGA ROTATORIA VERSIÓN II”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

MAURICIO FERNANDO TOBAR CHICAIZA

mauriciof_tobar@hotmail.com

JAVIER MAURICIO CARRILLO CHAGLLA

jacho_mao@hotmail.com

DIRECTOR: ING. TITO VELASTEGUÍ

tito_velastegui2@hotmail.com

Quito, octubre 2010

DECLARACIÓN

Nosotros, Mauricio Fernando Tobar Chicaiza y Javier Mauricio Carrillo Chaglla, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Mauricio Fernando Tobar Chicaiza

Javier Mauricio Carrillo Chaglla

CERTIFICACIÓN

Certifico que el siguiente trabajo fue desarrollado por los señores Mauricio Fernando Tobar Chicaiza y Javier Mauricio Carrillo Chaglla bajo mi supervisión.

Ing. Tito Velasteguí
DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Definitivamente, a **Dios**, por permitirme llegar hasta éste momento tan importante de mi vida. Por estar conmigo en cada paso que doy, por haber puesto en mí camino a excelentes personas y por llenar mi vida de dicha y bendiciones.

A mis Padres, por su tenacidad e incansable lucha, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento, depositando su entera confianza sin dudar ni por un solo momento en mi capacidad. Por infundir valores y ética, que sirven de guía en mi transitar por la vida.

A mis hermanas y a mi sobrinito, quienes me brindan día a día todo su cariño, confianza, y comprensión. Por su ternura que alegra mi vida.

A mis primos y amigos por el ánimo, confianza y apoyo en todo momento. Por su amistad que me da la fortaleza para seguir adelante.

A Stfy y su familia, que desde el primer momento me brindaron y me brindan todo el apoyo y cariño incondicional y desinteresado.

Mauricio Tobar

AGRADECIMIENTO

A mis padres por ser el pilar fundamental en mis estudios, ya que con su apoyo incondicional me ayudaron a superar todas las adversidades que se presentaron en la vida, para lograr ser un profesional.

Al ingeniero Tito Velasteguí, quién como director de tesis me guió con sus conocimientos para lograr culminar este proyecto.

A mi hermana que me brindo su apoyo para culminar esta tesis desinteresadamente.

A todos mis amigos que me apoyaron en un momento muy difícil de mi vida y supieron alentarme para terminar mi proyecto.

Mauricio Carrillo

DEDICATORIA

A mis padres y hermanas, por su sacrificio, por darme siempre estabilidad emocional, económica y sentimental necesaria para poder alcanzar ésta meta, que indudablemente no hubiese podido ser realidad sin ustedes. A usted PADRE porque me ha enseñado el valor de ser una persona disciplinada y responsable. Y en especial a usted MADRE, mi ejemplo de superación y fortaleza, siempre será la inspiración para alcanzar mis objetivos, por usted aprendí que todo esfuerzo al final es bien recompensado. A lo largo de mi vida ha sabido guiarme por el buen camino, formándome como una persona de bien y que nunca se deja vencer ante las adversidades. Con su ternura y amor llena de alegría a mi vida.

A mis amigos, en especial a quienes han sido como mis hermanos: Diego, Blady y Cristian, quienes siempre me han brindado su confianza y lealtad.

A mi abuelito, porque ha sido un excelente ejemplo de esfuerzo y superación.

A mis tías Irmy y Cris, quienes siempre me han brindado su cariño y colaboración.

Mauricio Tobar

DEDICATORIA

A mi madre por que con su inmenso cariño, amor y sacrificio supo guiarme en mi formación estudiantil y personal, gracias mamá por ser una luchadora incansable superando los obstáculos que se presentan en la vida y siendo un ejemplo de vida.

A mi padre quien me dio su respaldo incondicional y confió en mí para lograr culminar mis estudios.

Mauricio Carrillo

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

CAPITULO I.....	1
1.1 GENERALIDADES.....	1
1.1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 ALCANCE.....	2
1.3 OBJETIVOS.....	3
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
1.4 FALLOS POR FATIGA.....	3
1.4.1 INTRODUCCIÓN.....	3
1.4.2 IMPORTANCIA ECONÓMICA DE LOS FALLOS POR FATIGA.....	4
1.4.3 FACTORES QUE AFECTAN LA FATIGA DE LOS METALES.....	5
1.5 ENSAYO DE FATIGA.....	6
1.5.1 INTRODUCCIÓN.....	6
1.5.2 DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO A FATIGA.....	6
1.5.3 CLASIFICACIÓN GENERAL DE LAS SOLICITACIONES EN LOS ENSAYOS DE FATIGA.....	7
1.5.4 MÁQUINAS DE ENSAYO A FATIGA.....	8
1.5.5 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE FATIGA.....	8
1.6 ESTUDIO DE MÁQUINAS DE FATIGA PARA EL ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS.....	9

1.6.1	MÁQUINAS DE ESFUERZOS AXIALES (TRACCIÓN Y COMPRESIÓN).....	9
1.6.1.1	Máquina universal Trayvou.....	9
1.6.1.2	Máquina de fatiga con pulsador Amsler.....	10
1.6.2	MÁQUINAS POR FLEXIÓN ROTATIVA.....	11
1.6.2.1	Máquina de flexión en ménsula.....	11
1.6.2.2	Máquina Sondericker.....	12
1.6.2.3	Máquina Schenck.....	13
1.6.3	MÁQUINAS DE FLEXIONES PLANAS.....	13
1.6.3.1	Máquina alemana D.V.L.....	13
1.6.3.2	Máquina Schenck-Erlinger.....	14
1.6.4	MÁQUINA POR CHOQUES REPETIDOS.....	15
1.6.4.1	Máquina Maybach.....	15
1.6.5	MÁQUINA DE ESFUERZOS COMBINADOS.....	15
1.6.5.1	Máquina de ensayo Gough y Pollard.....	15
1.7	PROBETAS PARA EL ENSAYO DE FLEXIÓN ROTATIVA.....	15
1.8	FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA EXISTENTE.....	16
1.9	ANÁLISIS Y DIAGNÓSTICO DE LA MÁQUINA EXISTENTE.....	17
1.9.1	ANÁLISIS.....	17
1.9.2	DIAGNÓSTICO.....	18
1.9.2.1	Sistema de control.....	18
1.9.2.2	Sistema de carga.....	19
1.9.2.3	Motor.....	21
1.9.2.4	Acople Semiflexible.....	21
1.9.2.5	Soportes de piso con rodamientos autoalineables tipo Y.....	22
1.9.2.6	Mandriles.....	22
1.9.2.7	Contador de ciclos digital.....	23
1.9.2.8	Estructura Metálica.....	24

1.10	MEJORAS A LA MÁQUINA DE FATIGA ACTUAL.....	24
	CAPÍTULO II.....	27
2.1	FUNDAMENTOS DE FATIGA.....	27
2.1.1	INTRODUCCIÓN Y RESEÑA HISTÓRICA.....	27
2.1.2	FRACTURA DE METALES.....	29
2.1.3	FRACTURAS POR FATIGA.....	30
2.1.4	ZONAS CARACTERÍSTICAS DEL FALLO POR FATIGA.....	30
2.1.5	MECANISMO DE LAS FALLAS POR FATIGA.....	32
2.1.6	FASES DEL FALLO POR FATIGA.....	33
2.1.6.1	Nucleación.....	33
2.1.6.2	Propagación.....	35
2.1.6.3	Rotura.....	36
2.2	TIPOS DE FALLO POR ESFUERZOS DE FATIGA.....	36
2.2.1	FALLOS POR CARGAS AXIALES.....	36
2.2.2	FALLOS POR FLEXIONES PLANAS.....	36
2.2.3	FALLOS POR FLEXIÓN ROTATIVA.....	37
2.2.4	FALLOS POR TORSIÓN.....	37
2.2.5	FALLOS POR TORSIONES Y TRACCIONES ALTERNAS COMBINADAS..	39
2.3	ENSAYOS A FATIGA.....	39
2.4	DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER	39
2.5	MÉTODOS DE FATIGA-VIDA.....	40
2.6	MÉTODO DEL ESFUERZO-VIDA.....	41

2.7	LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	43
2.8	RESISTENCIA A LA FATIGA.....	45
2.9	FACTORES MODIFICADORES QUE AFECTAN LA RESISTENCIA A LA FATIGA.....	47
2.9.1	FACTOR DE SUPERFICIE K_a	48
2.9.2	FACTOR DE TAMAÑO K_b	48
2.9.3	FACTOR DE CONFIABILIDAD K_c	50
2.9.4	FACTOR DE TEMPERATURA K_d	51
2.9.5	FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_f	52
2.9.6	FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS K_e	55
2.9.6.1	Corrosión.....	55
2.9.6.2	Recubrimiento electrolítico.....	55
2.9.6.3	Metalizado por aspersion.....	55
2.9.6.4	Frecuencia cíclica.....	55
2.9.6.5	Corrosión por frotamiento.....	56
2.10	CARACTERIZACIÓN DE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	56
2.11	CRITERIOS DE FALLA ANTE ESFUERZOS FLUCTUANTES.....	59
2.11.1	DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO.....	61
2.11.2	GERBER Y ASME-ELÍPTICA PARA CRITERIOS DE FALLA Y LANGER PARA FLUENCIA.....	62
2.12	FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA EL DISEÑO DE LA ALTERNATIVA.....	68
2.12.1	DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN.....	68
2.12.1.1	Diseño de ejes para cargas estáticas.....	68
2.12.1.2	Diseño de ejes para cargas dinámicas.....	69

2.12.1.3	Procedimiento para el cálculo de ejes.....	70
2.12.2	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA CARGAS RADIALES.....	71
2.12.3	POTENCIA DEL MOTOR.....	73
2.12.4	DISEÑO DE CHAVETAS.....	74
2.12.5	SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO SEMIFLEXIBLE.....	77
2.12.5.1	Dimensionamiento del acople.....	77
2.12.6	DISEÑO DE PLACAS.....	78
2.12.6.1	Diseño de la placa de fuerza.....	78
2.12.6.2	Diseño de la placa soporte principal.....	82
2.12.7	DISEÑO DE ESTRUCTURAS.....	83
2.12.7.1	Marcos rígidos o estructuras continuas.....	83
2.12.7.2	Miembros en flexión.....	84
2.12.7.3	Diseño estructural de marcos rígidos.....	84
2.12.7.4	Relación de esbeltez.....	85
2.12.7.5	Relaciones de esbeltez máximas.....	87
2.12.7.6	Condiciones de resistencia por tensiones normales.....	89
2.12.8	DISEÑO DE CONEXIONES SOLDADAS.....	91
2.12.8.1	Juntas a Filete.....	91
2.12.8.2	Diseño de soldaduras para cargas estáticas por flexión.....	92
2.12.8.3	Juntas a Tope.....	93
2.12.8.4	Diseño de soldaduras para cargas estáticas.....	93
2.12.8.5	Diseño de soldaduras para cargas dinámicas.....	94
2.12.9	UNIONES EMPERNADAS.....	95
2.12.9.1	Cargas estáticas en elementos roscados (uniones empernadas).....	95
2.12.9.2	Cargas de fatiga en elementos roscados.....	98

2.13	INNOVACIONES TECNOLÓGICAS A LA MÁQUINA EXISTENTE.....	101
CAPÍTULO III.....		104
3.1	PREFACTIBILIDAD.....	104
3.1.1	IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD.....	104
3.1.2	DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	104
3.1.3	LIMITACIONES.....	105
3.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA.....	105
CAPÍTULO IV (FACTIBILIDAD).....		107
4.1.	PLANTEO DE ALTERNATIVAS.....	107
4.1.1	SISTEMA DE CARGA.....	107
4.1.1.1	Solución A: Tornillo de potencia y dinamómetro con célula dinamométrica.....	108
4.1.1.1.1	<i>Descripción.....</i>	108
4.1.1.1.2	<i>Elementos del sistema de carga.....</i>	109
4.1.1.1.3	<i>Funcionamiento.....</i>	109
4.1.1.1.4	<i>Ventajas.....</i>	110
4.1.1.1.5	<i>Desventajas.....</i>	111
4.1.1.2	Solución B: Barras de carga y dinamómetro de bandas extensométricas.....	111
4.1.1.2.1	<i>Descripción.....</i>	112
4.1.1.2.2	<i>Elementos del sistema de carga.....</i>	112
4.1.1.2.3	<i>Funcionamiento.....</i>	112
4.1.1.2.4	<i>Ventajas.....</i>	113
4.1.1.2.5	<i>Desventajas.....</i>	114

4.1.1.3	Solución C: Mecanismo de tracción con trinquete y dinamómetro de muelle.....	114
4.1.1.3.1	<i>Descripción</i>	114
4.1.1.3.2	<i>Elementos del sistema de carga</i>	115
4.1.1.3.3	<i>Funcionamiento</i>	115
4.1.1.3.4	<i>Ventajas</i>	117
4.1.1.3.5	<i>Desventajas</i>	117
4.1.2	SISTEMA DE CONTROL.....	117
4.1.2.1	Solución A: Medidor de revoluciones óptico con interfaz.....	118
4.1.2.1.1	<i>Descripción</i>	118
4.1.2.1.2	<i>Elementos</i>	119
4.1.2.1.3	<i>Funcionamiento</i>	120
4.1.2.1.4	<i>Ventajas</i>	121
4.1.2.1.5	<i>Desventajas</i>	121
4.1.2.2	Solución B: Circuito microcontrolador programable.....	122
4.1.2.2.1	<i>Descripción</i>	122
4.1.2.2.2	<i>Elementos del circuito</i>	123
4.1.2.2.3	<i>Funcionamiento</i>	123
4.1.2.2.4	<i>Ventajas</i>	124
4.1.2.2.5	<i>Desventajas</i>	125
4.1.2.3	Solución C: Circuito contador (Temporizador y compuertas lógicas).....	126
4.1.2.3.1	<i>Descripción</i>	126
4.1.2.3.2	<i>Elementos del sistema de control</i>	127
4.1.2.3.3	<i>Funcionamiento</i>	127
4.1.2.3.4	<i>Ventajas</i>	128
4.1.2.3.5	<i>Desventajas</i>	128
4.1.3	ASPECTO ESTÉTICO.....	129
4.1.3.1	Solución A: Chapa metálica.....	129

4.1.3.1.1	<i>Descripción</i>	129
4.1.3.1.2	<i>Ventajas</i>	131
4.1.3.1.3	<i>Desventajas</i>	131
4.1.3.2	Solución B: Planchas de policarbonato.....	132
4.1.3.2.1	<i>Descripción</i>	132
4.1.3.2.2	<i>Ventajas</i>	132
4.1.3.2.3	<i>Desventajas</i>	133
4.1.3.3	Solución C: Planchas de aglomerado.....	133
4.1.3.3.1	<i>Descripción</i>	133
4.1.3.3.2	<i>Ventajas</i>	134
4.1.3.3.3	<i>Desventajas</i>	134
4.1.4	ESTUDIO Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	135
4.2	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	135
4.2.1	MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL SISTEMA DE CARGA.....	137
4.2.1.1	Tabla de conclusiones.....	139
4.2.2	MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL SISTEMA DE CONTROL.....	141
4.2.2.1	Tabla de conclusiones.....	143
4.2.3	MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL ASPECTO ESTÉTICO DE LA MÁQUINA.....	145
4.2.3.1	Tabla de conclusiones.....	147
4.3	DISEÑO DE LA ALTERNATIVA.....	148
4.3.1	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA MÁQUINA DE FATIGA.....	148
4.3.2	CÁLCULO DE LOS EJES MOTRIZ Y CONDUCIDO.....	148

4.3.2.1	Cálculo de ejes para cargas estáticas.....	148
4.3.2.2	Cálculo de ejes para cargas dinámicas.....	152
4.3.3	SELECCIÓN DE LOS SOPORTES CON RODAMIENTOS TIPO Y (CHUMACERAS).....	154
4.3.4	CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.....	157
4.3.5	CÁLCULO DE LA CHAVETA PARA LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL MOTOR AL EJE MOTRIZ.....	157
4.3.6	DIMENSIONAMIENTO DEL ACOPLER SEMIFLEXIBLE.....	159
4.3.7	CÁLCULO DE LA PLACA DE FUERZA.....	160
4.3.8	CÁLCULO DE LA PLACA SOPORTE PRINCIPAL.....	163
4.3.8.1	Análisis de la Fuerza Cortante y Momento Flector.....	165
4.3.9	CÁLCULO DE LAS BARRAS DE FUERZA FIJA Y MÓVIL.....	168
4.3.10	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA LA MÁQUINA DE FATIGA.....	170
4.3.10.1	Cálculo y dimensionamiento de marcos rígidos	171
4.3.10.2	Cálculo de Columnas.....	176
4.3.10.3	Cálculo de Vigas.....	178
4.3.10.3.1	<i>Cálculos para el diseño de la viga transversal.....</i>	<i>178</i>
4.3.10.3.2	<i>Cálculos para el diseño de la viga longitudinal.....</i>	<i>179</i>
4.3.11	CÁLCULO DE SOLDADURAS.....	183
4.3.11.1	Cálculo para cargas estáticas a filete.....	183
4.3.11.2	Cálculo para cargas dinámicas a filete.....	186
4.3.11.3	Cálculo de soldaduras para cargas estáticas a tope.....	188
4.3.11.4	Cálculo de soldaduras para cargas dinámicas a tope.....	189
4.3.12	CÁLCULO DE JUNTAS EMPERNADAS.....	191
4.3.12.1	Selección de Pernos.....	191
4.3.12.2	Cálculo de pernos para cargas estáticas.....	191

4.3.12.3	Cálculo de pernos para cargas de fatiga.....	195
4.3.13	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL.....	197
4.3.13.1	Microcontroladores PIC.....	197
4.3.13.2	Descripción de la tarjeta del microcontrolador pic.....	199
4.3.13.3	Ubicación física de los principales sensores utilizados.....	202
4.3.13.4	Ubicación del sensor de contacto.....	202
4.3.13.5	Ubicación del sensor contador de revoluciones.....	202
4.4	ELABORACIÓN DE PLANOS (VER ANEXO A2).....	202
4.5	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA (VER ANEXO A1).....	203
4.6	MONTAJE DE LA MÁQUINA DE FATIGA.....	205
4.6.1	MONTAJE DE LA PLACA SOPORTE PRINCIPAL SOBRE LA ESTRUCTURA METÁLICA.....	205
4.6.2	MONTAJE DE LOS MANDRILES PARA SUJECIÓN DE LA PROBETA EN LOS EJES.....	205
4.6.3	MONTAJE DE LOS SOPORTES DE PIE CON RODAMIENTOS TIPO Y SOBRE LAS PLACAS SOPORTES PRINCIPAL Y DE FUERZA.....	206
4.6.4	MONTAJE DE LA CHAVETA SOBRE EL EJE MOTRIZ Y EL CUBO DEL ACOPLER SEMIFLEXIBLE.....	206
4.6.5	MONTAJE DEL ACOPLER SEMIFLEXIBLE CON EL EJE DEL MOTOR....	207
4.6.6	MONTAJE DEL MOTOR SOBRE LA PLACA SOPORTE DEL MOTOR....	207
4.6.7	MONTAJE DE LA BARRA DE CARGA FIJA CON LA PLACA DE FUERZA.....	207
4.6.8	MONTAJE DE LA BARRA DE CARGA MÓVIL SOBRE LA PLACA GUÍA.....	207

4.6.9	MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL EN LA MÁQUINA DE FATIGA.....	208
4.7	ANÁLISIS DE COSTOS.....	208
4.7.1	COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	209
4.7.2	COSTOS DEL CIRCUITO PARA EL SISTEMA DE CONTROL.....	213
4.7.3	COSTOS DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	213
4.7.4	COSTOS DE UTILIZACIÓN DE MÁQUINAS Y/O EQUIPOS.....	217
4.7.5	COSTOS DE DISEÑO Y MANO DE OBRA.....	217
4.7.6	COSTOS VARIOS.....	218
4.7.7	COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	219
	CAPITULO V.....	220
5.1	CONCLUSIONES.....	220
5.2	RECOMENDACIONES.....	222
	BIBLIOGRAFÍA.....	223
	REFERENCIAS ELECTRÓNICAS.....	223
	ANEXOS.....	225

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1	Esquema de la máquina de viga rotatoria de R.R. Moore	7
Figura 1. 2	Máquina universal Trayvou con pulsador hidráulico.....	10
Figura 1. 3	Máquina de fatiga con pulsador Amsler	11
Figura 1. 4	Máquina de Wöhler para ensayos de fatiga en ménsula.....	12
Figura 1. 5	Máquina Sondericker.....	12
Figura 1. 6	Máquina Schenck.....	13
Figura 1. 7	Máquina alemana DVL	14
Figura 1. 8	Máquina Schenck- Erlinger	14
Figura 1. 9	Tipos de probetas para ensayos de fatiga de flexión rotativa: (a) Probeta Caquot, (b) Probeta Fotiadi, (c) Probeta Schenck, (d) Probeta R.R. Moore.....	16
Figura 1. 10	Elementos del sistema de control.....	19
Figura 1. 11	Elementos del sistema de carga.....	20
Figura 1. 12	Motor	21
Figura 1. 13	Acople semiflexible.....	22
Figura 1. 14	Chumacera autoalineante	22
Figura 1. 15	Mandril.....	23
Figura 1. 16	Contador de ciclos digital	24
Figura 1. 17	Estructura soporte	24
Figura 2. 1	Fallas por fatiga en un fuselaje de avión.....	27

Figura 2. 2 Zonas características del fallo por fatiga	30
Figura 2. 3 Fase de nucleación de grietas en el cristal más débil	34
Figura 2. 4 Curva logarítmica de fatiga.....	39
Figura 2. 5 Curvas de fatiga en aleaciones de aluminio de alta resistencia	40
Figura 2. 6 Diagrama S-N obtenido a partir de ensayos a fatiga axial completamente invertidos. Acero UNS G41300.	42
Figura 2. 7 Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales.	44
Figura 2. 8 Fracción de resistencia a la fatiga f	46
Figura 2. 9 Áreas $A_{0,95\sigma}$ de perfiles estructurales rotativos y no rotativos	50
Figura 2. 10 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T Sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.	54
Figura 2. 11 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa... 54	
Figura 2. 12 Relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) Esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido.	57
Figura 2. 13 Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.	59
Figura 2.14 Diagrama de Goodman modificado que muestra todas las resistencias y los valores límite de cada una de las componentes del esfuerzo para un esfuerzo medio particular.....	62
Figura 2. 15 Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión.....	63

Figura 2. 16 Diagrama de fatiga que indica cómo encontrar los valores de σ_a y σ_m cuando se conoce la razón de los dos esfuerzos.....	64
Figura 2. 17 Esquema de la chaveta	75
Figura 2. 18 Esquemmatización en 3D de la placa de fuerza con sus respectivas reacciones y fuerzas aplicadas.	79
Figura 2. 19 Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza.....	79
Figura 2. 20 Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.	80
Figura 2.21 Esquemmatización en 3D de la placa soporte principal con sus respectivas reacciones.....	83
Figura 2. 22 Viga sometida a flexión pura	84
Figura 2. 23 Marco rígido o estructura continua.	85
Figura 2. 24 Columna sometida a cargas de compresión.	86
Figura 2. 25 Factor de apoyo en estructuras continuas.....	87
Figura 2. 26 Distancia de las fibras exteriores a la línea del eje neutro.....	89
Figura 2. 27 Tipos de soldadura a filete	91
Figura 2. 28 Esquema de un voladizo unido por soldaduras a un soporte vertical...	92
Figura 2. 29 Conexión empernada. Cargas a tensión P.....	95
Figura 2. 30 Diagrama de fatiga según Goodman que muestra como la línea de carga se utiliza para definir la falla y la seguridad en juntas con pernos cargadas a la fatiga. El punto B representa seguridad y el punto C falla.....	100
Figura 2. 31 Dinamómetro digital.....	102

Figura 4. 1 Componentes del sistema de carga para la solución A: (a) Forma de montaje de los diferentes componentes del sistema; (b) Tornillo de potencia; (c) Dinamómetro digital; (d) Célula dinamométrica.....	108
Figura 4. 2 Esquema de la solución A	110
Figura 4. 3 Componentes del sistema de carga para la solución B: (a) Barra de carga móvil; (b) Barra de carga fija; (c) Manivela de ajuste; (d) Dinamómetro digital.	112
Figura 4. 4 Esquema de la solución B	113
Figura 4. 5 Componentes del sistema de carga para la solución C: (a) Mecanismo de tracción por rueda dentada y trinquete; (b) Rueda dentada y trinquete; (c) Dinamómetro digital de muelle; (d) Tipos de cables y terminales de acero.	115
Figura 4. 6 Esquema de la solución A	116
Figura 4. 7 Medidor óptico de revoluciones con interfaz y adaptador.....	120
Figura 4. 8 Forma de medición: a) Óptica y b) Con contacto.	120
Figura 4. 9 La arquitectura Harvard dispone de dos memorias independientes para datos y para instrucciones, permitiendo accesos simultáneos.	124
Figura 4. 10 Microcontrolador PIC 16F819.....	124
Figura 4. 11 Contador digital secuencial de 0 a 9 dígitos	128
Figura 4. 12 Efectos de color que se pueden obtener por medios electrolíticos. ..	130
Figura 4. 13 Efecto superficial que se puede conseguir mediante estampado o con cintas y cepillos de pulido.....	131
Figura 4. 14 Tipos de planchas de policarbonato	132
Figura 4. 15 Tipos de aglomerados de acuerdo a su textura y recubrimiento	134

Figura 4. 16 Esquema de la máquina de fatiga a diseñar.	148
Figura 4. 17 Diagrama de cuerpo libre de los ejes motriz y conducido	149
Figura 4. 18 Cargas y reacciones que actúan sobre una viga simétrica	150
Figura 4. 19 Diagrama de fuerza cortante	151
Figura 4. 20 Diagrama de momento flector	151
Figura 4. 21 Esquema de la placa de fuerza.	160
Figura 4. 22 Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza	161
Figura 4. 23 Esquema de la placa soporte principal.....	163
Figura 4. 24 Diagrama de cuerpo libre para la placa soporte principal.....	164
Figura 4. 25 Diagrama de cuerpo libre del tramo AB.....	165
Figura 4. 26 Diagrama de cuerpo libre del tramo BC.....	165
Figura 4. 27 Diagrama de cuerpo libre de la barra de fuerza	168
Figura 4. 28 Esquema de la estructura con las principales dimensiones.	170
Figura 4. 29 Diagrama del cuerpo libre del marco rígido.....	172
Figura 4. 30 Representación de cargas en el primer tramo (1-2)	173
Figura 4. 31 Representación de cargas en el segundo tramo (2-3).....	174
Figura 4. 32 Diagrama de la fuerza cortante y momento flector	175
Figura 4. 33 Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal	179
Figura 4. 34 Diagrama de cuerpo libre para la viga longitudinal.....	180

Figura 4. 35 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la viga longitudinal	181
Figura 4. 36 Dirección de aplicación del perfil en la viga longitudinal.....	182
Figura 4. 37 Diagrama de cuerpo libre del voladizo soporte del motor.....	184
Figura 4. 38 Diagramas de Fuerza cortante y momento flector del voladizo soporte del motor	184
Figura 4. 39 Esquema de una junta a tope.....	188
Figura 4. 40 Microcontrolador PIC 16F819.....	199
Figura 4. 41 Diagrama de flujo general del sistema de control.....	200
Figura 4. 42 Distribución de los componentes de la tarjeta del microcontrolador..	201
Figura N. 1 Geometría de la estructura con todos sus nodos.....	265
Figura N. 2 Ventana para asignación de la geometría y material del perfil.	267
Figura N. 3 Ventana para la asignación de cargas	268
Figura N. 4 Ventanas de análisis de resultados. Fuerza cortante, momento flector y deformaciones máximas.....	269

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Parámetros para el factor de superficie de Marin.....	48
Tabla 2. 2 Factores de confiabilidad k_c	51
Tabla 2.3 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer.	65
Tabla 2.4 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer.	66
Tabla 2.5 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de ASME-elíptica y de Langer.	67
Tabla 2. 6 Horas de servicio de acuerdo al tipo de máquinas	72
Tabla 2. 7 Factores de seguridad y esfuerzos permisibles	93
Tabla 2. 8 Límite elástico del material de aporte.....	94
Tabla 2. 9 Factores K_f de reducción a la resistencia a la fatiga para elementos roscados.....	98
Tabla 2. 10 Límites de fatiga corregidos totalmente, para pernos y tornillos con rosca laminada.....	101
Tabla 3.1 Especificaciones técnicas para la máquina de ensayos a fatiga.....	106
Tabla 4.1 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para el sistema de carga.....	137
Tabla 4. 2 Evaluación del peso específico del criterio <i>operación y montaje</i>	137

Tabla 4. 3 Evaluación del peso específico del criterio <i>costo</i>	138
Tabla 4. 4 Evaluación del peso específico del criterio <i>transmisión de carga</i>	138
Tabla 4. 5 Evaluación del peso específico del criterio <i>seguridad</i>	138
Tabla 4. 6 Evaluación del peso específico del criterio <i>presentación</i>	138
Tabla 4. 7 Evaluación del peso específico del criterio <i>mantenimiento</i>	139
Tabla 4. 8 Evaluación del peso específico del criterio <i>durabilidad</i>	139
Tabla 4. 9 Conclusiones de la selección del sistema de carga	139
Tabla 4. 10 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para el sistema de control.....	141
Tabla 4. 11 Evaluación del peso específico del criterio <i>confiabilidad</i>	141
Tabla 4. 12 Evaluación del peso específico del criterio <i>costo</i>	142
Tabla 4. 13 Evaluación del peso específico del criterio <i>diseño y construcción</i>	142
Tabla 4. 14 Evaluación del peso específico del criterio <i>operación</i>	142
Tabla 4. 15 Evaluación del peso específico del criterio <i>presentación</i>	142
Tabla 4. 16 Evaluación del peso específico del criterio <i>mantenimiento</i>	143
Tabla 4. 17 Evaluación del peso específico del criterio <i>disponibilidad</i>	143
Tabla 4. 18 Conclusiones de la selección del sistema de control	143
Tabla 4. 19 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para mejorar el aspecto estético de la máquina	145
Tabla 4. 20 Evaluación del peso específico del criterio <i>presentación</i>	145

Tabla 4. 21	Evaluación del peso específico del criterio <i>costo</i>	146
Tabla 4. 22	Evaluación del peso específico del criterio <i>construcción</i>	146
Tabla 4. 23	Evaluación del peso específico del criterio <i>disponibilidad</i>	146
Tabla 4. 24	Evaluación del peso específico del criterio <i>mantenimiento</i>	146
Tabla 4. 25	Conclusiones de la selección de cómo mejorar el aspecto estético.....	147
Tabla 4. 26	Características del rodamiento tipo Y	155
Tabla 4. 27	Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y, marca SKF156	
Tabla 4. 28	Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y, marca DKF.	156
Tabla 4. 29	Características del perfil estructural C50x25x3.....	176
Tabla 4. 30	Elementos a construir para la máquina de fatiga con viga rotatoria....	203
Tabla 4. 31	Máquinas y equipos utilizados en el proceso de fabricación.....	204
Tabla 4. 32	Instrumentación para operaciones de medida, calibración y ajustaje. .	204
Tabla 4. 33	Elementos a fabricar	209
Tabla 4. 34	Detalle del uso del tubo rectangular	210
Tabla 4. 35	Detalle del uso de la plancha de acero laminado en caliente	210
Tabla 4. 36	Detalle del uso del eje de acero de transmisión.....	210
Tabla 4. 37	Detalle del uso de la plancha de acero galvanizado	211
Tabla 4. 38	Detalle del uso del eje de acero ASTM-A36	211
Tabla 4. 39	Costos de Materia Prima.....	212

Tabla 4. 40 Costos del variador de velocidades	213
Tabla 4. 41 Costos por elementos normalizados	214
Tabla 4. 42 Detalle de Máquinas y Equipo	215
Tabla 4. 43 Detalle del Tiempo Utilizado en la Construcción de cada Elemento	216
Tabla 4. 44 Costo del uso de Máquinas y Equipos	217
Tabla 4. 45 Costos de Diseño y Mano de Obra	218
Tabla 4. 46 Detalle de Costos Varios.....	218
Tabla 4. 47 Costo Total de la Máquina	219
Tabla B1.1 Valores teóricos para realizar el ensayo de fatiga con viga rotatoria.....	228
Tabla B1. 2 Valores experimentales obtenidos de ensayos a fatiga con viga rotatoria.	228
Tabla B2.1 Valores calculados teóricamente para la realización de los ensayos a fatiga.....	235
Tabla B2.2 Valores obtenidos experimentalmente durante los ensayos en la máquina de fatiga con viga rotatoria.	235
Tabla C.1 Valores del factor de concentración del esfuerzo de fatiga para una microestructura en particular.....	237
Tabla D. 1 Número de ciclos recomendados para los ensayos.....	241
Tabla D. 2 Valores teóricos para realizar el ensayo de fatiga.....	242
Tabla D. 3 Valores reales obtenidos de los ensayos experimentales de fatiga.	242

Tabla D. 4 Evaluación.....	243
Tabla H1. 1 Tamaños mínimos de soldadura a filete.....	258
Tabla H1. 2 Segundo momento del área unitaria <i>I_u</i>	259
Tabla I1. 1 Diámetros y áreas para pernos.....	260
Tabla I1. 2 Propiedades mecánicas métricas.....	261
Tabla N. 1 Longitudes y Centroides de los elementos.....	266

ÍNDICE DE FOTOGRAFÍAS

Fotografía F. 1 Estructura de la Máquina.....	246
Fotografía F. 2 Placa del motor sobre el bastidor	247
Fotografía F. 3 Montaje de una chumacera sobre la placa principal.....	248
Fotografía F. 4 Manivela de ajuste, barra de carga móvil y barra de carga fija.....	248
Fotografía F. 5 Sujeción mandril- eje	249
Fotografía F. 6 Montaje de el eje motriz, ejes, acople semiflexible	250
Fotografía F. 7 Acoplamiento de todos los elementos mecánicos	250
Fotografía F. 8 Sistema de carga de la máquina de fatiga.....	251
Fotografía F. 9 Montaje de las chapas metálicas y pintura	252
Fotografía F. 10 Sistema de control	252
Fotografía F. 11 Máquina Terminada.....	253

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A1 Hojas de procesos.....	226
ANEXO A2 Planos de construcción.....	227
ANEXO B1 Pruebas realizadas en la máquina de fatiga existente.....	228
ANEXO B2 Pruebas realizadas en la máquina de fatiga rediseñada.....	232
ANEXO C Estimación del límite de resistencia a la fatiga.....	237
ANEXO D Guía de prácticas de laboratorio.....	238
ANEXO E Manual de operación y mantenimiento para la máquina de ensayos de fatiga.....	244
ANEXO F Fotografías del proceso de manufactura de la máquina de fatiga con viga rotatoria.....	246
ANEXO G1 Coeficientes k del acople semiflexible.....	254
ANEXO G2 características de soportes con rodamientos tipo Y.....	257
ANEXO H1 Soldaduras a filete.....	258
ANEXO I1 Uniones empernadas.....	260
ANEXO J Diagramas y ecuaciones de fuerza cortante, momento flector y deformación máxima.....	262
ANEXO M Catálogo Dipac perfiles estructurales a-36.....	263
ANEXO N Diseño de la estructura mediante el paquete informático SAP 2000 v.12.....	264

SIMBOLOGÍA UTILIZADA

K_a	Factor de superficie
K_b	Factor de tamaño
K_c	Factor de confiabilidad
K_d	Factor de temperatura
K_f	Factor de concentración de tensiones
K_e	Factor de efectos diversos
S_e	Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico
S_e'	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
$\sigma_{\text{máx}}$	Esfuerzo máximo
$\sigma_{\text{mín}}$	Esfuerzo mínimo
F_a	Amplitud de la fuerza
F_m	Fuerza media
M_a	Amplitud de momento
M_m	Momento medio
σ_x	Esfuerzo de Flexión
τ_{xy}	Esfuerzo de Torsión
T	Momento Torsor en la sección crítica
d	Diámetro del eje
σ_a	Esfuerzo a flexión alternante
M_a	Momento Flexionante alternante
τ_m	Esfuerzo de Torsión medio
T_m	Momento torsor medio
C	Capacidad de carga dinámica
P_d	Carga radial de diseño
n	<i>Velocidad de giro</i>
H	Potencia del motor
T	Momento de torsión
μ	Coeficiente de rozamiento del rodamiento
F	Carga aplicada sobre el rodamiento

d	Diámetro del agujero interior del rodamiento
W_c	Ancho de la chaveta
H_c	Altura de la chaveta
L_c	Longitud de la chaveta
τ	Esfuerzo cortante admisible
τ_d	Esfuerzo cortante de diseño
A_c	Área de corte
S_y	Esfuerzo de fluencia
FS	Factor de seguridad
σ_c	Esfuerzo de compresión admisible
σ_d	Esfuerzo de compresión de diseño
A_a	Área de Aplastamiento
C	Distancia desde la capa neutra de la sección hasta la superficie
I	Momento axial de inercia de la sección
k	Constante de rigidez del perno
A_t	Área del esfuerzo sometido a tensión
E	Módulo de elasticidad del perno
l_t	Longitud de la parte roscada de agarre
K_m	Constante de rigidez de los elementos
P_b	Porción de carga del perno
P_m	Porción de carga aplicada en la junta
P	Carga aplicada sobre cada perno
F_b	Carga resultante en el perno
F_i	Precarga
F_m	Carga resultante en los elementos
σ_b	Esfuerzo máximo a tracción del perno

RESUMEN

El presente proyecto consta de cinco capítulos, en cada uno de los cuales se presentan los contenidos necesarios para el consecuente desarrollo del diseño y construcción de la máquina para realizar ensayos de fatiga con viga rotatoria.

En el primer capítulo se describen inicialmente el alcance y los objetivos que se buscan conseguir. Se realiza un estudio de las máquinas de fatiga para el análisis experimental de esfuerzos y de las probetas para el ensayo de flexión rotativa. También se describe el funcionamiento de la máquina existente y se realiza un análisis y diagnóstico de la máquina a rediseñar. Finalmente se presentan las posibles mejoras a la máquina de fatiga actual.

En el segundo capítulo se detalla toda la teoría acerca de los fundamentos del fenómeno de fatiga con los temas relacionados al mismo. Se describen las bases teóricas para el diseño de la alternativa y las innovaciones tecnológicas que se darán en la máquina de fatiga a rediseñar.

En el tercer capítulo se encuentra la prefactibilidad del proyecto, la identificación de la necesidad de realizar un nuevo rediseño y se describen las limitaciones y especificaciones técnicas de la máquina.

El cuarto capítulo contiene el planteo de las alternativas, la selección de y el diseño de la alternativa seleccionada, la elaboración de los planos de construcción y el proceso para la construcción y montaje de los elementos que conforman la máquina de fatiga. Además se encuentra el análisis de costos de la máquina.

Finalmente, en el quinto capítulo se describen las conclusiones y recomendaciones referentes al proyecto.

En los anexos se encuentran las pruebas realizadas a la máquina existente y a la máquina rediseñada, el manual de mantenimiento y operación para su correcto funcionamiento, y por último la guía de prácticas de laboratorio para la ejecución del ensayo de fatiga.

PRESENTACIÓN

La fatiga de los metales es sin duda uno de los fenómenos de mayor trascendencia para los ingenieros, ya que como se sabe, las roturas en servicio de los elementos de un mecanismo o estructura no se producen por falta de resistencia estática más que en casos excepcionales, y que son la fragilidad y la fatiga las causantes de tales roturas. En términos económicos el costo que representan los fallos por fatiga es elevado, y es motivo para que en la actualidad este tema siga siendo de mucho interés.

Los laboratorios de materiales de determinadas instituciones educativas, requieren de un equipo para realizar el ensayo de resistencia a la fatiga de metales, con el objeto de que los estudiantes se familiaricen, experimenten y tengan una clara idea de cuán importante es el analizar y considerar el fenómeno de fatiga al realizar trabajos de diseño de elementos estructurales y mecánicos.

En la actualidad la Escuela Politécnica Nacional ya cuenta con un equipo para realizar ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, pero este no cumple con todas las necesidades del cliente y el entorno de fabricación (disponibilidad, ergonomía, estética).

Por este motivo se ve la necesidad de rediseñar y construir un nuevo equipo que cumpla con los nuevos requerimientos y expectativas del cliente. Entendiéndose por cliente no solo al comprador del producto final, sino a todas las personas que se ven inmersas en el desarrollo y uso del producto.

Es decir que con ésta máquina, el estudiante podrá tener una mejor apreciación del comportamiento que tienen los materiales cuando están en servicio, ya que al realizar el ensayo se logra que los conocimientos teóricos tengan una objetiva relación con la práctica.

CAPITULO I

1.1 GENERALIDADES

1.1.1 INTRODUCCIÓN

Para un sustentable progreso, los países tienden a desarrollarse económica y tecnológicamente, por lo que se ven obligados a innovar e investigar nuevas tecnologías. Las mismas que permitan a los usuarios beneficiarse de un adecuado y fácil funcionamiento en las diversas máquinas y estructuras, de cuya planificación, diseño y construcción, se ocupa el ingeniero en su actividad práctica.

Las piezas y elementos mecánicos deben tener, entre otras, las propiedades de resistencia mecánica, que garanticen a las máquinas y estructuras que al ser sometidas a la acción de cargas no fallen.

Cuando los elementos de una máquina o estructura fallan estáticamente, es muy frecuente que los mismos presenten deformaciones, pues fue sobrepasado el límite de elasticidad y entonces al elemento se lo reemplaza antes de que se produzca la rotura. Así pues, la falla estática tiene la ventaja de señalar o “avisar” de su presencia, mientras que las fallas dinámicas no proporcionan evidencia alguna, son repentinas y fatales en muchos casos, por lo que varias empresas buscan que las máquinas posean elementos que ayuden a prevenir y evitar los fallos por fatiga.

Sin embargo el diseño de piezas contra la falla dinámica o bien contra la fatiga es algo de mayor complejidad, actualmente solo es comprendido en forma parcial y los métodos de cálculo que pueden emplearse se deben entender en términos estadísticos. Una visión muy conservadora consiste en no emplear métodos de cálculo por fatiga y multiplicar coeficientes de seguridad muy grandes, lo cual conduce a diseños poco competitivos y como consecuencia conducen a derrotas seguras en el mercado profesional.

En términos económicos el costo que representan los fallos por fatiga es elevado, razón por la cual, en la actualidad este tema sigue siendo de gran interés. A pesar del desarrollo tecnológico que se ha venido dando en los últimos años, aún no se concibe de forma acertada a los factores de seguridad que se deben considerar para realizar el diseño y dimensionamiento de los diversos elementos de máquinas y estructuras.

Por este motivo se ve la necesidad de innovar e investigar nuevas tecnologías, las mismas que permitirán a los ingenieros en su actividad práctica realizar un confiable diseño.

El proyecto a desarrollar tiene la finalidad de permitirle al estudiante tener una mejor apreciación del comportamiento que tienen los materiales cuando están en servicio, puesto que la máquina a rediseñar para la demostración didáctica del fenómeno de fatiga contará con nuevos sistemas, que permitirán obtener resultados cercanos a los esperados, así como un menor margen de error en su determinación.

1.2 ALCANCE

- Se estudiará los principios fundamentales para la realización de un ensayo a fatiga con viga rotatoria.
- Se realizará un análisis y diagnóstico de las posibles mejoras tecnológicas que se pueda dar a la máquina existente de viga rotatoria para ensayos de resistencia a la fatiga.
- Se estudiará las alternativas para el rediseño de la máquina.
- Se seleccionará la mejor alternativa que conformará a la máquina.
- Se planteará componentes que faciliten el manejo y operación de la máquina de viga rotatoria para ensayos de resistencia a la fatiga.
- Se realizarán planos de construcción (conjunto y despiece).
- Se planificará la construcción de la máquina (hojas de proceso).
- Se realizarán pruebas de la máquina
- Se analizará las pruebas y correcciones de las mismas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Rediseñar y construir la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, en su segunda versión.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un prototipo que proporcione una mejora a los sistemas de carga y electrónico.
- Realizar en la máquina un considerable cambio en su aspecto estético.
- Construir la máquina.
- Elaborar una guía de prácticas que permita facilitar la utilización de la máquina al realizar el ensayo de resistencia a la fatiga.

1.4 FALLOS POR FATIGA

1.4.1 INTRODUCCIÓN

La fatiga de los metales es sin duda uno de los fenómenos de mayor trascendencia para los ingenieros, ya que como se sabe, las roturas en servicio de los elementos de un mecanismo o estructura no se producen por falta de resistencia estática más que en casos excepcionales, y que son la fragilidad y la fatiga las causantes de tales roturas.

Es muy característico que cuando actúan cargas alternadas repetidas la destrucción se produce como consecuencia del desarrollo progresivo de grietas, que se denominan grietas de fatiga. El término "FATIGA" debe su procedencia a la suposición errónea de los primeros investigadores de éste fenómeno, de que bajo la acción de las tensiones alternadas cambia la estructura del metal.

Actualmente se ha demostrado que cuando actúan cargas periódicas, la estructura del metal no se altera. La naturaleza de la destrucción por fatiga se debe a las particularidades de la estructura molecular y cristalina de la materia, debido a la

heterogeneidad de la estructura del material, ya que los cristales del metal poseen distinta resistencia en las diferentes direcciones, por ello cuando las tensiones adquieren cierto valor, aparecen deformaciones plásticas en algunos cristales de la estructura, las cuales al ser repetidas un gran número de veces conllevan a la formación de fisuras, y estas desencadenan el fenómeno de fatiga.

En definitiva, cuando es grande el número de repeticiones, la capacidad del material a aumentar su dureza se agota y aparecen grietas microscópicas en los planos de deslizamiento de los cristales. Estas grietas se convierten en un fuerte concentrador de esfuerzos, y teniendo en cuenta el debilitamiento progresivo de la sección, se convierte en un lugar de fallo definitivo.

Por todo esto se ha definido *fatiga* al fenómeno por el cual la falla de los materiales se produce bajo cargas dinámicas cíclicas, las cuales generan una acumulación de transformaciones mecánicas irreversibles en el material.

1.4.2 IMPORTANCIA ECONÓMICA DE LOS FALLOS POR FATIGA

En términos económicos el costo que representan los fallos por fatiga es elevado, motivo por el cual, en la actualidad este tema sigue siendo de mucho interés. Un estudio realizado en el año 1982 con base en datos del informe del gobierno de Estados Unidos establece que:

“El costo anual para la economía de Estados Unidos por fatiga de los materiales en dólares, es de alrededor de 100000 millones, corresponde aproximadamente al 3% de producto nacional bruto (PNB). Estos costos provienen de la ocurrencia o prevención de fallas por fatiga en vehículos terrestres, vehículos sobre rieles, aeronaves de todo tipo, puentes, grúas, equipos de plantas generadoras de energía, estructuras de posos petroleros, submarinos y una amplia variedad de maquinaria y equipo vario, como artefactos domésticos, juguetes y equipo deportivo”¹

¹ NORTON R., (1999), “*Diseño de Máquinas*”, Ed. Prentice Hall, México, pp.347

Mencionado costo muchas veces implica vidas humanas, razón suficiente para prestar atención al diseño de estructuras y elementos mecánicos bajo las teorías de falla por fatiga.

1.4.3 FACTORES QUE AFECTAN LA FATIGA DE LOS METALES

Existen diversos factores que afectan el valor de la resistencia a la fatiga de un elemento mecánico en servicio, como son: el tipo de material, su grado de aleación, método de fabricación, condiciones y atmósfera de trabajo, presencia de entallas, etc.

Todos estos factores se toman en cuenta mediante la utilización de coeficientes de corrección, que se aplican al valor de resistencia a la fatiga obtenido para la probeta ensayada en condiciones de laboratorio.

De los factores mencionados los más importantes son:

- Factor de superficie.- debido a que la pieza no tiene el grado de pulido y acabado de la probeta usada en el laboratorio.
- Factor de tamaño.- influye la forma y tamaño de la pieza.
- Factor de temperatura.- dado que la temperatura de operación puede generar problemas de fragilización del material, o las altas temperaturas afectan cuando el esfuerzo se aproxima al de fluencia.
- Factor de concentración de esfuerzos.- se usa ante la presencia de entallas, agujeros o grietas en el material.
- Factor de confiabilidad.- depende de la probabilidad de supervivencia a un esfuerzo en particular.
- Factor de efectos diversos.- debido a que existen esfuerzos residuales, fenómenos de corrosión, recubrimientos electrolíticos, etc.

1.5 ENSAYO DE FATIGA

1.5.1 INTRODUCCIÓN

Las investigaciones efectuadas sobre fatiga han demostrado desde hace tiempo, que los ensayos ordinarios, de tracción, dureza, impacto, etc. son insuficientes para calificar a los metales exactamente con respecto a las aplicaciones prácticas, ya que los esfuerzos son frecuentemente variables.

Para evitar los posibles desfallecimientos del metal a consecuencia de la fatiga, los ingenieros se han visto obligados a calcular los elementos sometidos a esfuerzos variables, como si no soportasen más que esfuerzos constantes, pero adoptando ciertos coeficientes denominados factores de seguridad.

Estos factores que afectan a la resistencia dada por los ensayos de tracción, son a veces demasiado pequeños, dando como resultado la falla de los elementos mecánicos puestos en servicio, ó en ocasiones demasiado grandes, que conducen a grandes dimensiones y pesos excesivos de los elementos mecánicos.

Por esto, es indispensable efectuar ensayos en condiciones que se aproximen lo máximo posible a las de servicio, sobre las probetas o sobre los mismos elementos mecánicos (Ensayos de Fatiga).

1.5.2 DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO A FATIGA

El dispositivo más empleado para realizar los ensayos de fatiga, es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R. R. Moore. Esta somete a la probeta a esfuerzos de flexión alternada (flexión pura) por medio de pesas.

El procedimiento para realizar el ensayo es sencillo y consiste en someter a una probeta de sección circular a una carga específica (Figura 1.1), y por acción de la carga W la parte central de la probeta queda sometida a un momento flexionante puro. Al hacer girar la probeta mediante el motor M , una fibra que inicialmente estuviera en la parte superior y, por lo tanto comprimida, pasa a la parte inferior y

queda sometida a tensión, de nuevo a compresión y así sucesivamente, de manera que en cada vuelta se produce una inversión completa de esfuerzos.

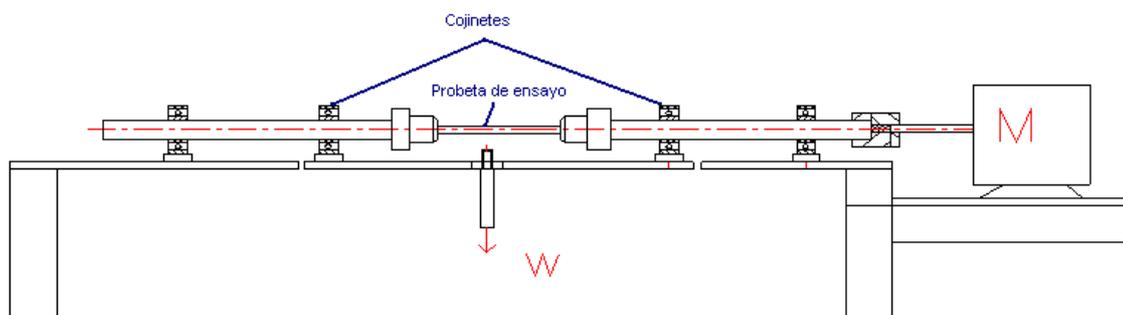


Figura 1. 1 Esquema de la máquina de viga rotatoria de R.R. Moore

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario realizar un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de este fenómeno. En el caso del ensayo con viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y mediante el contador de revoluciones se registra el número de ciclos (inversiones sucesivas) de esfuerzo que se requieren para la falla.

Aunque no existe ninguna relación definida entre el límite de fatiga y el esfuerzo último obtenido en pruebas estáticas, la experiencia indica que en la mayoría de los materiales, este límite suele estar comprendido entre el 40 y 50 % del esfuerzo último de tracción.

1.5.3 CLASIFICACIÓN GENERAL DE LAS SOLICITACIONES EN LOS ENSAYOS DE FATIGA

Las solicitaciones mecánicas de fatiga por lo general son el resultado de esfuerzos combinados, y se las puede clasificar de acuerdo a su naturaleza en:

- a) Solicitaciones por esfuerzos estáticos y esfuerzos variables de la misma naturaleza y de la misma dirección.
- b) Solicitaciones por esfuerzos estáticos y esfuerzos variables de naturaleza diferente.
- c) Solicitaciones por esfuerzos combinados variables de naturaleza diferente.

Además de la naturaleza de los esfuerzos que actúan sobre los materiales (torsión, flexión, tracción), se pueden determinar tres formas de sollicitaciones en función del tiempo.

- Sollicitaciones son alternadas. Se generan cuando los esfuerzos cambian de signo alternativamente, un caso particular es aquel en que sus valores extremos son iguales y de signo contrario: $-f$ y $+f$, siendo el valor medio nulo. En este caso la sollicitación se dice alternada pura o simétrica.
- Sollicitaciones intermitentes. Los esfuerzos tienen siempre el mismo sentido y varían desde cero a un valor determinado, que puede ser positivo o negativo. Los valores extremos son: 0 y $+f$; 0 y $-f$, siendo el valor medio $+\frac{f}{2}$ ó $-\frac{f}{2}$, respectivamente. El esfuerzo es igual que su amplitud
- Las sollicitaciones son pulsatorias. Su variación tiene lugar a una y otra parte de cierto valor medio nulo, bien sea positivo ó negativo; el valor mínimo permanece diferente de cero; el valor medio es igual a $\frac{f_1+f_2}{2}$, donde f_1 y f_2 son los valores mínimo y máximo.

1.5.4 MÁQUINAS DE ENSAYO A FATIGA

Hasta la actualidad se han construido un gran número de dispositivos y máquinas de ensayo. En un principio cada experimentador tenía su tipo de máquina y tipo de probeta, lo que durante mucho tiempo hizo confusos los resultados obtenidos ya que no existía ningún patrón de comparación. Por tal motivo se insistirá en el método de ensayo por flexión rotativa, ya que al constituir una máquina muy sencilla y debido a que sus resultados son relativamente fáciles de determinar, ha permitido reunir la mayor parte de los datos numéricos actuales sobre fatiga.

1.5.5 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE FATIGA

Se puede obtener una clasificación de las máquinas para éste tipo de ensayo, a partir de la naturaleza de los esfuerzos que actúan en el ensayo, sea cualquiera el modo de sollicitación en función del tiempo.

Existen cuatro categorías principales de máquinas de ensayo:

- a. Máquinas de esfuerzos axiales (Tracción-Compresión)
- b. Máquinas de flexión, plana o rotativa
- c. Máquinas de torsión, y
- d. Máquinas de esfuerzos combinados

En estas máquinas las cargas se miden directamente, o bien se calculan después de medir las deformaciones. En aquellas máquinas que no es posible determinar el esfuerzo del metal, no tienen más que un interés restringido desde el punto de vista de los ensayos a fatiga.

Este es el caso de la mayoría de las máquinas de ensayo por choques repetidos, dando resultados empíricos, traducidos por el número de impactos que provocan la rotura de una barra, que se encuentra colocada sobre dos apoyos y que recibe en una zona media el choque de un martillo de peso conocido. Las máquinas de flexión plana o rotativa, dan resultados diferentes de los obtenidos en máquinas de esfuerzos axiales, pero los resultados obtenidos entre unas u otras, guardan una relación con las máquinas de torsión.

En general, las máquinas han permitido obtener numerosos resultados sobre el ensayo a fatiga, pero hasta la actualidad, la de mayor importancia constituye la máquina de ensayo a fatiga por flexión rotativa, por su simplicidad y lo acertado de sus resultados. Por esta razón, focalizaremos nuestra atención a éste tipo de máquinas y al tipo de probetas que se utilizan para el mismo.

1.6 ESTUDIO DE MÁQUINAS DE FATIGA PARA EL ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE ESFUERZOS

1.6.1 MÁQUINAS DE ESFUERZOS AXIALES (TRACCIÓN Y COMPRESIÓN)

1.6.1.1 Máquina universal Trayvou

La máquina universal Trayvou como la que se muestra en la figura 1.2 es utilizada para realizar ensayos estáticos y dinámicos.

Para realizar ensayos de fatiga, a la máquina de ensayos estáticos se le monta un pulsador hidráulico, que permite producir oscilaciones regulares de carga entre dos límites. Estos límites de variación de la carga dada por el pulsador sobre la probeta ensayada pueden regularse a voluntad entre un máximo y un mínimo determinado. La frecuencia de pulsaciones es regulada en función de la velocidad de rotación del distribuidor; y puede alcanzar 600 rpm.

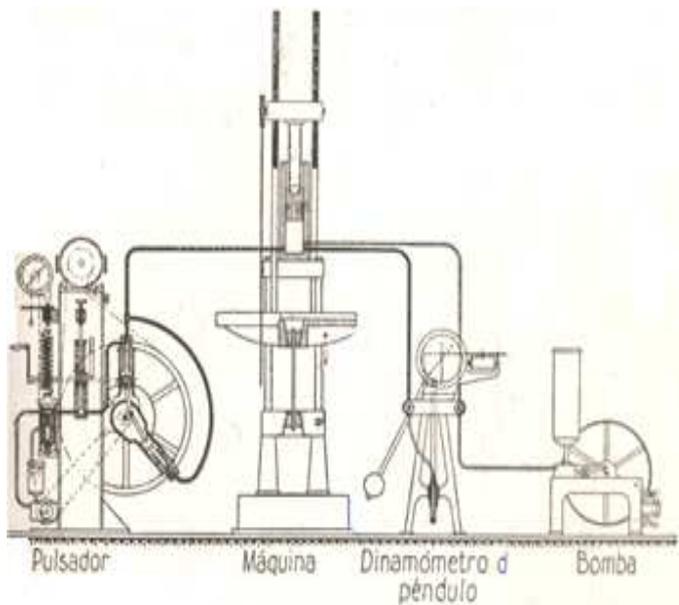


Figura 1. 2 Máquina universal Trayvou con pulsador hidráulico

1.6.1.2 Máquina de fatiga con pulsador Amsler

En la figura 1.3 se muestra la forma de la máquina de fatiga que permite aplicar esfuerzos axiales alternados, intermitentes e igualmente ensayos de flexión.

El pulsador Amsler es movido por aceite a presión, donde se obtienen variaciones de presión entre un límite superior y otro límite inferior (positivos). Los impulsos de carga que se aplican en la máquina varían con el tiempo según una ley sinusoidal, pudiéndose regular la frecuencia de las pulsaciones entre 60 y 600 por minuto.

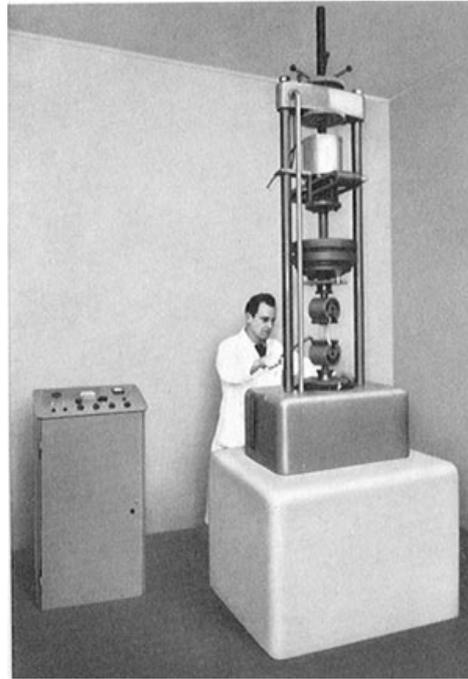


Figura 1. 3 Máquina de fatiga con pulsador Amsler

1.6.2 MÁQUINAS POR FLEXIÓN ROTATIVA

1.6.2.1 Máquina de flexión en ménsula

Wöhler realizó la primera máquina doble de ensayo por flexión rotativa en ménsula, como la que se muestra en la figura 1.4. En ésta máquina doble, el esfuerzo está dado por la tensión de un resorte y la velocidad de rotación es de 80 rpm, el momento de flexión varía linealmente con la distancia considerada desde el eje de aplicación de la carga.

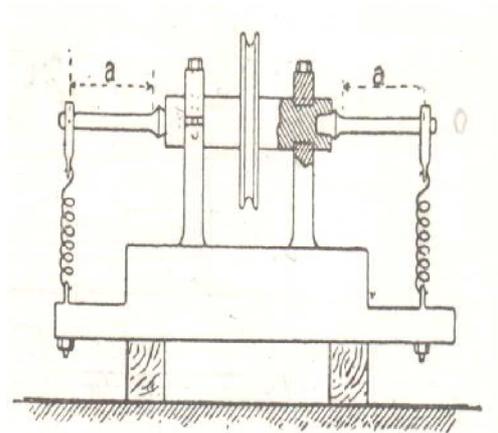


Figura 1. 4 Máquina de Wöhler para ensayos de fatiga en ménsula

1.6.2.2 Máquina Sondericker

Es una modificación de la máquina de Wöhler, donde la probeta es flejada en su parte media, mientras que sus extremos se encuentran reposando sobre dos apoyos. Como se puede observar en la figura 1.5, la carga se aplica simétricamente a una y otra parte de la sección central por medio del estribo.

La ventaja que presenta sobre las máquinas de ménsula, es producir un momento de flexión constante en la sección de la probeta comprendida entre los dos apoyos centrales.

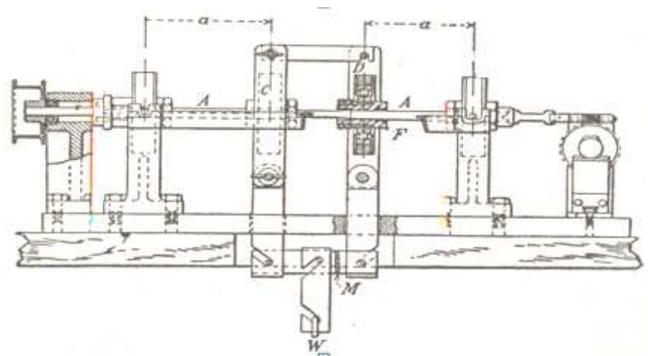


Figura 1. 5 Máquina Sondericker

1.6.2.3 Máquina Schenck

En esta máquina, la carga que se aplica esta dada por un sistema de brazo-balanza, por medio de un peso que puede ser movido al momento de realizar el ensayo. Como se puede observar en la figura 1.6, la probeta es girada mediante un motor eléctrico que se encuentra montado sobre una estructura, y es flejada a través de un dispositivo que tiene la forma de una balanza dinamométrica, que permite medir el par y la potencia absorbida.

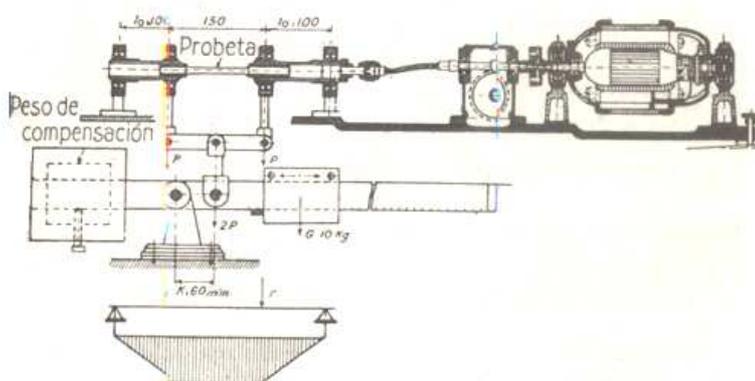


Figura 1.6 Máquina Schenck

1.6.3 MÁQUINAS DE FLEXIONES PLANAS

1.6.3.1 Máquina alemana D.V.L.

En flexión plana todas las fibras situadas a la misma distancia de la fibra neutra están simultáneamente en el mismo estado de tracción o de compresión.

La probeta a ensayarse es montada sobre dos mandíbulas, las cuales son unidas a un árbol de manivelas que permite ejercer flexiones alternadas sobre la probeta por medio de un sistema de placas articuladas. En la figura 1.7 se puede observar la esquematización de éste tipo de máquina.

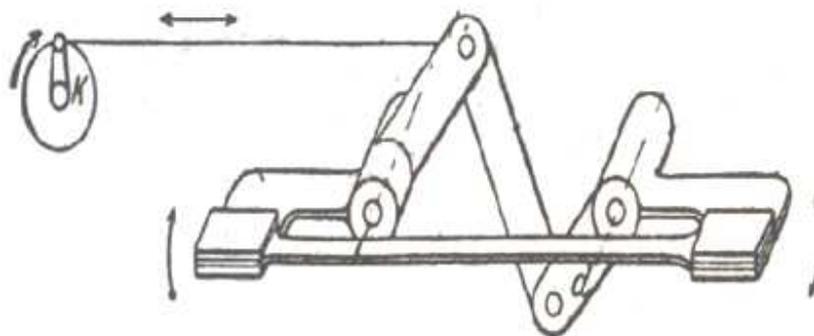


Figura 1.7 Máquina alemana DVL

1.6.3.2 Máquina Schenck-Erlinger

Como se puede ver en el esquema de la figura 1.8, ésta máquina que funciona a 1400 flexiones por minuto, los esfuerzo de flexión están dados por una excéntrica ajustable a una biela en donde una de las cabezas de la probeta gira sobre una palanca de mando, alrededor de un eje de rotación que está situado en el centro de la probeta. El otro extremo de la probeta reposa sobre una palanca de medida que acciona a un resorte helicoidal tarado, en donde se determina el momento de flexión ejercido según el grado de deformación medida por dos comparadores.

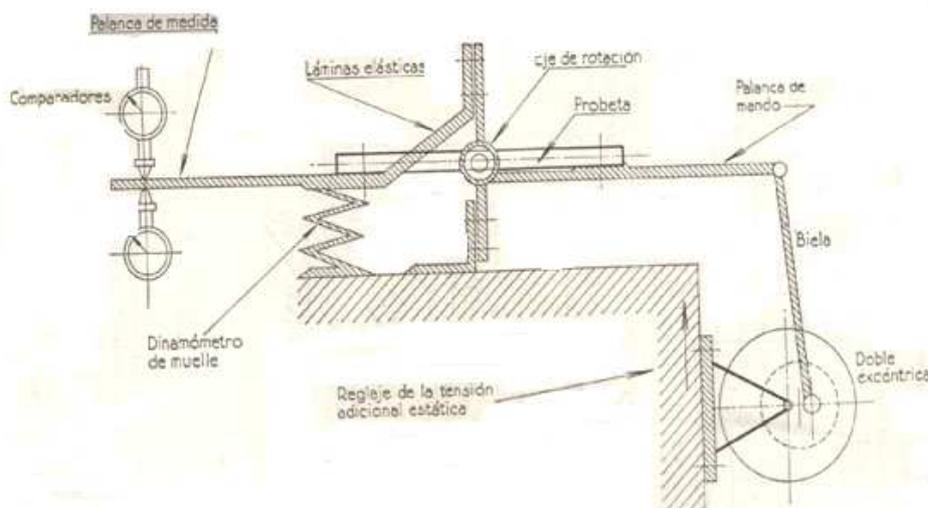


Figura 1.8 Máquina Schenck- Erlinger

1.6.4 MÁQUINA POR CHOQUES REPETIDOS

1.6.4.1 Máquina Maybach

Esta máquina permite determinar los esfuerzos del metal en el momento del choque. Sobre dos puntos separados, la probeta recibe choques por intermedio de rodillos (masa que cae desde una altura constante), que son accionados por el árbol de un motor eléctrico, cada dos pares de choques la probeta gira 90°.

La frecuencia de los choques es de 60 a 80 ciclos por segundo, y así la rotura por fatiga se origina en dos puntos diametralmente opuestos.

1.6.5 MÁQUINA DE ESFUERZOS COMBINADOS

1.6.5.1 Máquina de ensayo Gough y Pollard

Es una máquina construida especialmente para ensayos de fatiga de probetas de aceros y fundiciones sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión alternadas. En este tipo de máquinas la probeta está sometida a torsiones y a flexiones planas alternadas, al mismo tiempo.

La variación de la relación de los esfuerzos, se efectúa modificando el ángulo del eje de la probeta respecto al eje de la máquina.

1.7 PROBETAS PARA EL ENSAYO DE FLEXIÓN ROTATIVA

Las probetas utilizadas por los diferentes experimentadores que han estudiado la flexión rotativa son muy diversas, tanto desde el punto de vista de la forma como el de sus dimensiones. Unos han empleado probetas cilíndricas o cónicas; otros probetas tóricas; algunos han adoptado débiles radios en las uniones de las partes empotradas y de las flejadas, y otros han elegido radios de acuerdo importantes en determinados lugares de la probeta.

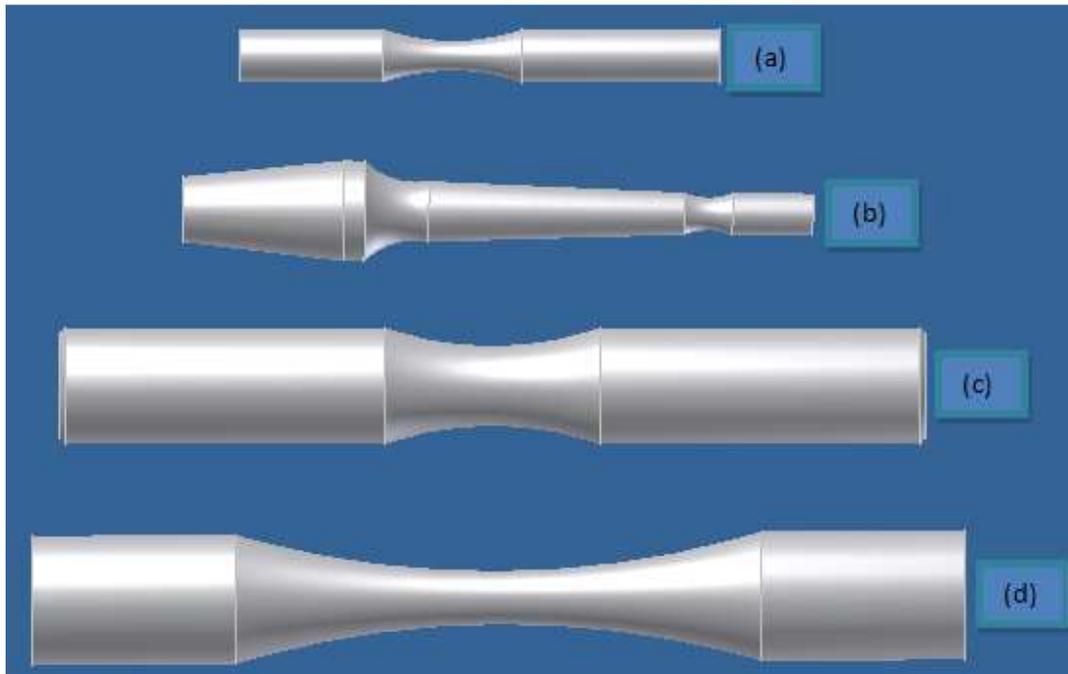


Figura 1. 9 Tipos de probetas para ensayos de fatiga de flexión rotativa: (a) Probeta Caquot, (b) Probeta Fotiadi, (c) Probeta Schenck, (d) Probeta R.R. Moore.

1.8 FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA EXISTENTE

Previo a la realización del ensayo, se debe calcular la carga a aplicarse, determinar el número de ciclos y el tiempo para que se produzca la falla por fatiga.

Luego de esto se deben realizar los siguientes pasos:

- Lubricar los rodamientos
- Marcar la probeta en su parte central
- Realizar el montaje de la probeta desde el eje no motriz, con la ayuda del sistema de carga, subir el conjunto hasta superar el nivel de las guías, girar el mandril hasta que ingrese un extremo de la probeta, volver a la posición original e introducir el otro extremo de la probeta.
- Centrar la probeta con respecto al centro de la varilla
- Ajustar adecuadamente los mandriles
- Alinear el conjunto ejes-probeta, con la ayuda del sistema de carga, verificando una libre rotación de los ejes

- Colocar la carga en el plato portapesas.
- Verificar la distancia de 2mm para la lectura del sensor.
- Encender la máquina mediante el pulsador de marcha.
- Bajar lentamente la carga.
- Una vez suspendida la carga, encender el contador mediante el botón de reseteo y paralelamente iniciar el conteo del tiempo mediante un cronómetro.
- Una vez fracturada la probeta se debe anotar en una tabla de resultados el número de ciclos registrados en el contador, el tiempo de duración del ensayo y la carga aplicada.”

En la máquina a rediseñar se efectuaran varias pruebas del ensayo a fatiga para comparar los resultados obtenidos con los calculados, las tablas con estos datos se encuentran en el anexo B1.

1.9 ANÁLISIS Y DIAGNÓSTICO DE LA MÁQUINA EXISTENTE

1.9.1 ANÁLISIS

La maquina existente en el laboratorio de maquinas-herramientas posee varios elementos mecánicos y eléctricos, que en conjunto permiten realizar el ensayo de resistencia a la fatiga. Algunos de estos elementos conforman los sistemas de carga y de control, siendo estos los de principal interés debido al trabajo e influencia que tienen en el ensayo.

Los elementos y sistemas de los cuales está provista la maquina son los siguientes:

- Sistema de control
- Sistema de carga
- Estructura metálica
- Placa de fuerza y placa soporte
- Chumaceras de piso tipo Y
- Mordazas tipo mandril
- Motor eléctrico

- Ejes de transmisión
- Acople semiflexible

Todos estos juegan un papel muy importante en el funcionamiento de la máquina cuando se realiza el ensayo, ya que de ellos depende el margen de error implícito en los resultados. Es por esto que se enfatizará en el diagnóstico de cada uno de los elementos y sistemas con los que cuenta la máquina actual.

1.9.2 DIAGNÓSTICO

1.9.2.1 Sistema de control

Este sistema es de mucha importancia, puesto que es el encargado de parar automáticamente al contador de ciclos digital cuando la probeta ha llegado al punto de falla, además que brinda seguridad en caso de tener que realizar un paro emergente del motor.

El sistema de control consta de los siguientes elementos: fuente de poder de 9-24[V], relé auxiliar, sensor inductivo, límite switch, contactor e interruptor de arranque y paro del motor.

Los elementos con los que cuenta actualmente este sistema son eléctricos y electrónicos de relativamente grandes dimensiones y de costo elevado, además que su apreciación en la toma de valores y tiempos de respuesta a impulsos eléctricos no es preciso.

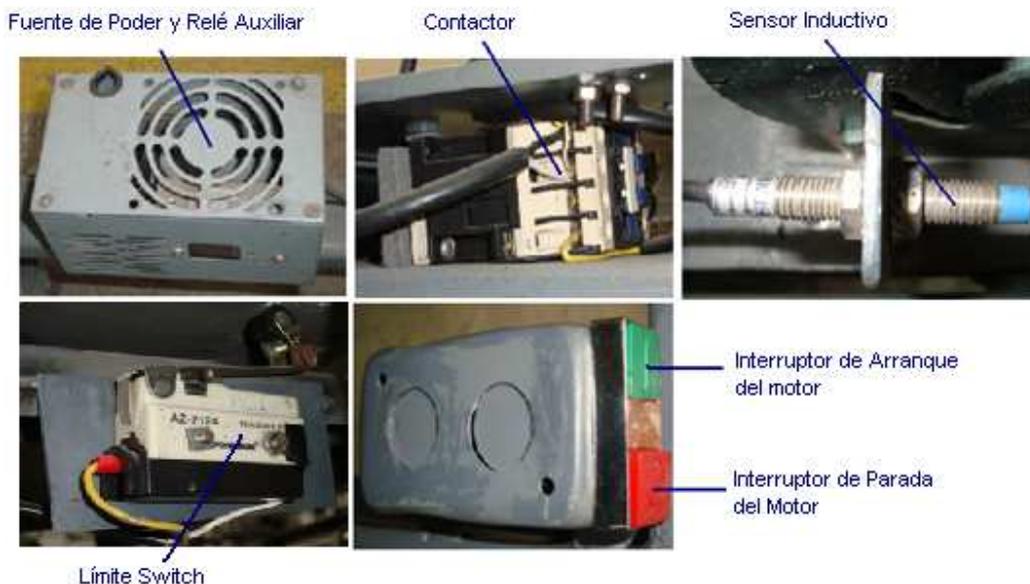


Figura 1. 10 Elementos del sistema de control

Se debe tener cuidado en el momento de montar al sensor inductivo ya que es muy sensible de sufrir daños o dar valores incorrectos al momento de estar cerca de cargas inducidas por cables u otros elementos eléctricos. Además se debe tener muy en cuenta la distancia a la que debe estar ubicado el sensor inductivo con respecto al emisor de señal (hasta 2mm).

Por el tamaño, forma y funcionamiento de cada uno de los elementos, es necesario que éstos se ubiquen en diferentes lugares de la máquina, dificultando así el montaje y sujeción de los mismos.

1.9.2.2 Sistema de carga

Por medio de este sistema se realiza la aplicación de la carga deseada a la probeta. Y consta de los siguientes elementos: placa de fuerza, varilla y placa porta-pesas, gato mecánico con tornillo de potencia vertical y manivela, conjunto de pesas.

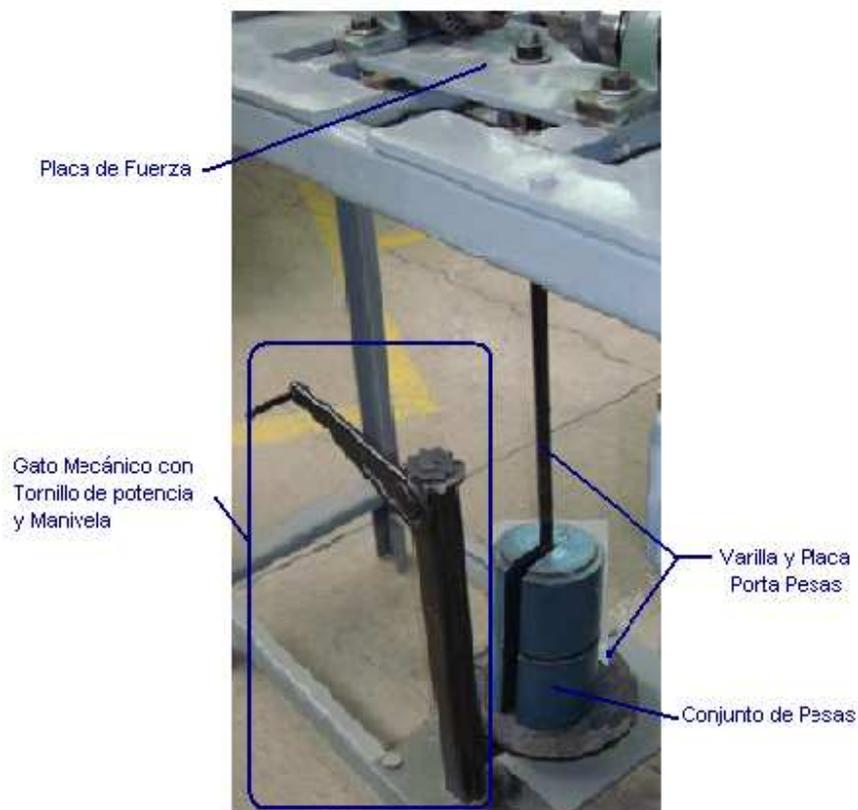


Figura 1. 11 Elementos del sistema de carga

A través de la varilla y la placa porta-pesas se transmite la carga a la placa de fuerza, y por medio de las chumaceras autoalineantes hacia la probeta, para que en esta se produzca la falla.

El gato mecánico con el que cuenta el sistema no es beneficioso para realizar el desfase de los mandriles al momento de colocar la probeta, ya que al realizar un desalineamiento muy grande, el tiempo de vida útil de las chumaceras disminuye así como también afecta su grado de autoalineación.

Otra dificultad que presenta este dispositivo, es que al momento de aplicar toda la carga durante el ensayo, se tiene que recurrir a observar que la placa porta-pesas no esté en contacto con la base del elevador mecánico, por lo cual es necesario que una persona este observando al nivel de la placa porta-pesas, situación que es muy incómoda para la misma.

El conjunto de pesas utilizado para la aplicación de la carga está limitado solo para ciertos valores, ya que el rango de valores entre pesas es grande, por lo que es necesario realizar una aproximación al valor requerido de carga, que genera un margen de error apreciable en la determinación y análisis de resultados del ensayo.

1.9.2.3 Motor

La máquina está provista de un motor que cuenta con datos de placa, que da a conocer las principales especificaciones, sin embargo al saber que es un motor de segunda mano (rebobinado) es necesario realizar pruebas que confirmen dichas especificaciones.

Al ser rebobinado el motor, el tiempo de vida útil se ve reducido, afectando de esta forma a sus elementos internos (bocines, rodamientos) que al estar desgastados producen vibración en el eje motriz.



Figura 1. 12 Motor

1.9.2.4 Acople Semiflexible

Este acople es de tipo quijadas y consta con un elemento elastomérico que sirve para realizar una suave transmisión de movimiento. El estado en que se encuentra el acople es bueno, y no es necesario realizar un cambio.



Figura 1. 13 Acople semiflexible

1.9.2.5 Soportes de piso con rodamientos autoalineables tipo Y

Las chumaceras autoalineables montadas en la máquina se encuentran en mal estado, debido a su inadecuada lubricación y excesivo desalineamiento al momento de montar y desmontar las probetas. Por esto es necesario realizar el cambio de las mismas.



Figura 1. 14 Chumacera autoalineante

1.9.2.6 Mandriles

Los mandriles se utilizan como mecanismo de sujeción, y estos constan de tres puntos de contacto para sujetar a la probeta, lo que hace que no exista una área de contacto suficiente entre la probeta y el mandril, provocando desajustes al momento

de estar realizando el ensayo. Es por esto que se ve en la necesidad de conseguir un mandril que evite esta condición.



Figura 1. 15 Mandril

1.9.2.7 Contador de ciclos digital

Los contadores digitales son sistemas de memoria que “recuerdan” cuantos pulsos han sido amplificados en la entrada. La secuencia en que esta información se almacena depende de las condiciones de la aplicación y del criterio del diseñador. Muchos de los contadores más comunes se encuentran disponibles en paquetes de circuitos integrados, sean del tipo asincrónicos o sincrónicos.

El contador con el que cuenta la máquina no se lo encuentra en el mercado nacional, por lo que es necesario buscar nuevos componentes electrónicos que permitan contabilizar los pulsos con una mejor visualización de los resultados y que sean de menor costo.



Figura 1. 16 Contador de ciclos digital

1.9.2.8 Estructura Metálica

Las dimensiones de la estructura son las más apropiadas para la realización del ensayo, debido a que la altura a la que se encuentran sus principales componentes permite una fácil operación de la máquina.

Los acabados superficiales con los que se encuentra la estructura son malos y deslucidos. En general el aspecto estético no es el apropiado como para poder ser comercializada.



Figura 1. 17 Estructura soporte

1.10 MEJORAS A LA MÁQUINA DE FATIGA ACTUAL

En base al análisis y diagnóstico realizado, y teniendo en cuenta los aspectos más relevantes de la máquina de fatiga, se presentan las mejoras para realizar el rediseño en su segunda versión.

Los aspectos de mayor importancia para mejorar significativamente a la máquina actual son: el costo, la disponibilidad, facilidad constructiva, confiabilidad y presentación.

- Al sistema de control se lo va a mejorar reduciendo el número de elementos eléctricos y electrónicos, además que estos deben tener pequeñas dimensiones y un tiempo de respuesta a impulsos eléctricos muy bajo, una excelente precisión y un costo relativamente bajo.
- Todos los elementos deberán estar disponibles dentro del mercado local y el sistema deberá tener una muy buena presentación.
- Además se eliminará la necesidad de utilizar una fuente de corriente continua para alimentar al sistema de control.
- Todo el sistema de carga será cambiado por completo, ya que el nuevo sistema nos va a permitir regular y transmitir la fuerza necesaria a la probeta por medio de un dinamómetro digital. Así se elimina la necesidad de tener un conjunto de pesas y un elevador mecánico en su parte inferior, reduciendo el tiempo que toma cargar el sistema.
- Se facilitará la operación de la máquina ya que no será necesario realizar una precarga antes de iniciar con el conteo del número de revoluciones.
- Se podrá cargar a la máquina con la fuerza determinada teóricamente, ya que por el rango de carga que presenta el dinamómetro, no será necesario hacer una aproximación de la misma.
- Con el nuevo sistema de carga el grado de desalineación entre el eje motriz y el eje conducido se encuentra dentro de la tolerancia especificada en las chumaceras, conservando el tiempo de vida útil de sus soportes con rodamientos tipo Y.

- La nueva máquina poseerá un motor eléctrico monofásico nuevo, ya que el reutilizar un motor induce vibraciones en el eje motriz, el cual es perjudicial para la correcta realización del ensayo.
- Se seleccionarán nuevos mandriles de sujeción que tengan seis puntos de contacto, para así evitar que la probeta de ensayo se desajuste el momento en que se está realizando el ensayo.
- Se diseñará y construirá un nuevo contador de revoluciones, puesto que el actual no es disponible en el mercado, y en relación a los costos resulta más barato comprar elementos disponibles en el mercado local y construir el contador que adquirirlo en el exterior.
- Los pasos a seguir para realizar el conteo del número de revoluciones serán mostrados en la pantalla del contador, y poseerá una excelente visualización de resultados.
- Se mejorará el aspecto estético de toda la máquina mediante un buen acabado superficial y una correcta ubicación de todos los elementos de la misma. El acabado superficial dependerá de los materiales utilizados para la protección y presentación de la máquina.

CAPÍTULO II

2.1 FUNDAMENTOS DE FATIGA

2.1.1 INTRODUCCIÓN Y RESEÑA HISTÓRICA

Es conocido desde hace ya tiempo, que ciertas piezas de máquinas, sometidas a esfuerzos variables repetidos un gran número de veces, se rompen bruscamente y sin que deformación permanente alguna anuncie su rotura, mientras que las mismas piezas, sometidas a un esfuerzo constante y con frecuencia de mayor magnitud, pero aplicado de manera continua, resisten perfectamente. Así, el simple hecho de que los esfuerzos sean variables significa que su acción es más peligrosa. Se ha denominado *fatiga* a la causa de este desfallecimiento al que no escapa ningún metal, cuando se encuentra sometido a la acción de esfuerzos variables.²



Figura 2. 1 Fallas por fatiga en un fuselaje de avión.

En la figura 2.1 se muestra el fuselaje de un avión, el mismo que se destruyó a causa de una falla por fatiga. El fenómeno de fatiga se observó por primera vez a inicios del siglo XVIII, ya que ciertos elementos mecánicos al estar sometidos a esfuerzos

² CAZAUD R., (1957), “*La Fatiga de los Metales*”, Ed. Aguilar S.A., México, pp.3

variables y repetidos gran número de veces se rompían bruscamente y sin que deformación permanente alguna anuncie su rotura.

En esta época atrajeron la atención las roturas producidas en carriles y ejes de ferrocarriles, por lo que en 1843, Rankine, ingeniero de los ferrocarriles ingleses, fue quién inicio a las investigaciones sobre fatiga, reconoció los caracteres distintivos de las roturas por fatiga y subrayó el peligro de los elementos que poseen ángulos vivos. Rankine postuló que el material del que habían sido fabricados se había cristalizado y hecho frágil, debido a los esfuerzos fluctuantes a los que estaba sometido.

Luego en Alemania, Wöhler, ingeniero de los ferrocarriles Bábaros, emprendió numerosos ensayos con objeto de determinar las causas para la roturas de ejes. Sus experiencias duraron desde 1852 a 1869; creó las primeras máquinas de ensayos repetidos, especialmente de flexión rotativa y formuló las leyes fundamentales de fatiga:

- “El hierro y el acero pueden romperse bajo un esfuerzo unitario inferior, no sólo a la carga de rotura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces.
- La rotura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el mínimo es inferior a cierto valor límite. Éste valor límite corresponde a lo que hasta el día de hoy se conoce y denomina como *Límite de Fatiga*.”

Posterior a estas investigaciones, es hasta el siglo XIX, que aparece un interesante estudio acerca del ensayo de vibraciones de los metales, realizado por Boudonard, quien partió de la siguiente hipótesis:

“Un metal no es perfectamente elástico, y cuando el esfuerzo que ha provocado una deformación desaparece, la pieza vuelve a adquirir sus dimensiones iniciales a causa de una serie de fenómenos sucesivos de elasticidad y viscosidad, existiendo siempre una deformación muy débil, aunque no rigurosamente nula. Estas deformaciones

residuales son de magnitud absolutamente despreciable frente a las deformaciones elásticas, pero con su repetición, al ser sumados sus efectos parásitos, puede llegar a provocar una profunda alteración del metal y hasta su rotura”³

Más tarde en 1919, Frémont presentó una comunicación sobre *Rotura prematura de piezas de acero sometidas a esfuerzos repetidos*, en la cual mencionaba que, una pieza puede resistir un número indefinido de esfuerzos alternativos cuando no se alcanza el límite elástico en ningún punto, y que, en caso contrario, es el trabajo no restituído el que acumulándose, termina por producir la deformación permanente.

En base a ésta teoría que se ha podido disminuir sensiblemente el número de roturas de ciertas piezas, y más no por aumentar su volumen, sino por el contrario, eliminando material en ciertas partes juiciosamente escogidas, de manera que se aumente la elasticidad de las piezas, permitiéndole así amortiguar una mayor cantidad de trabajo dinámico.

Todos estos estudios han contribuido en gran medida para el desarrollo del conocimiento acerca del fenómeno de fatiga y, a que en la actualidad se disponga de nuevos y mejores métodos para el análisis de estructuras y elementos mecánicos, simulando lo máximo posible las condiciones de servicio a las que están expuestos.

2.1.2 FRACTURA DE METALES

La fractura de materiales de ingeniería es casi siempre un hecho indeseable por varias razones, las que incluyen, la seguridad de vidas humanas, pérdidas económicas y la interferencia con la disponibilidad de productos y servicios.

Es responsabilidad del ingeniero anticipar y planificar las posibles fracturas, y en el caso que ocurran, determinar sus causas y tomar medidas preventivas apropiadas para futuros incidentes.

³ CAZAUD R., Ibidem, pp.6

La fractura, es la separación de un cuerpo en dos o más trozos como respuesta a un esfuerzo que puede ser estático (constante o variando lentamente con el tiempo) ó dinámico.

Los esfuerzos aplicados pueden ser de tracción, compresión, corte, torsión o combinados.

Así las típicas clases de fractura son: Fractura Dúctil, Fractura Frágil, Fractura por Fatiga, Fractura por Creep y Fractura debido al Medio Ambiente. En el presente proyecto, el tipo de fractura que interesa analizar es el que se produce por fatiga.

2.1.3 FRACTURAS POR FATIGA

Se estima que la fractura por fatiga comprende aproximadamente un 90% de todas las fracturas metálicas, siendo del tipo catastrófico y ocurriendo inesperadamente.

La fractura de una pieza de acero por fatiga presenta un aspecto característico. Se distingue en ella dos zonas distintas: una de superficie lisa y brillante que constituye la zona de fractura por fatiga propiamente dicha y otra zona de aspecto fibroso o granular (con muchas irregularidades o picos) como resultado del despegue del material.

2.1.4 ZONAS CARACTERÍSTICAS DEL FALLO POR FATIGA

Teniendo en cuenta el aspecto que presenta la sección en donde se produce la rotura por fatiga, se pueden identificar sin dificultad dos zonas características: una de superficie lisa y otra de superficie rugosa.

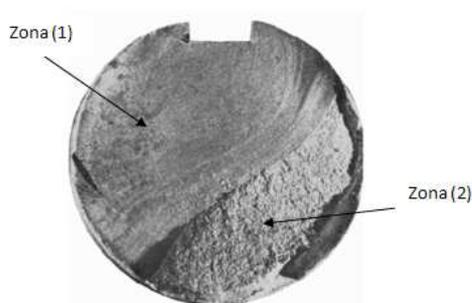


Figura 2. 2 Zonas características del fallo por fatiga

De la sección que se muestra en la figura 2.2, en la zona (1) se puede identificar una superficie lisa ó esmerilada que corresponde al lugar donde se produce el desarrollo paulatino de la grieta, ésta zona constituye la fractura de fatiga propiamente dicha.

Aquí se pueden observar ciertas partes brillantes, que resultan del frotamiento prolongado de los bordes de la fisura uno contra otro. La zona de fractura de fatiga ocupa una fracción considerablemente grande de la sección total y si se examina con atención los bordes de la fractura de fatiga, se puede diferenciar que en ellos se presentan con mucha frecuencia estrías o pequeñas grietas que tienen su nacimiento en los defectos de la sección o de la superficie externa.

Y en la zona (2), llamada zona de despegue, se puede observar que tiene un aspecto fibroso o granular. Se produce de forma inesperada y sin presentar deformación previa, producto de la fractura final instantánea del material.

En general, las fallas por fatiga aparecidas en servicio presentan una gran diversidad de aspectos, pero teniendo siempre los caracteres fundamentales antes indicados, y es debido a la distinción entre la zona de fractura final y la zona de fractura de fatiga propiamente dicha, por lo que se establece con certeza el origen de la fractura.

2.1.5 MECANISMO DE LAS FALLAS POR FATIGA

Un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura bajo una carga constante.

Este deterioro se manifiesta a través de la formación de fisuras en el material, que eventualmente pueden llevar a la rotura. Cabe recalcar que la fatiga ocurre bajo toda clase de cargas y a tensiones tanto altas como bajas; pero este fenómeno solo afecta a las piezas cuando están sometidas a sollicitaciones repetidas de una cierta amplitud.

Su progreso puede explicarse de la siguiente manera: a los pocos ciclos de acción de la carga repetida comienzan a producirse cambios aislados en la estructura

atómica en puntos dispersos del material; estos rápidamente comienzan a desarrollar fisuras sub-microscópicas que crecen a medida que los ciclos continúan, hasta tener proporciones microscópicas y eventualmente llegan a ser visibles; finalmente, cuando la fisura llega a un tamaño tal que debilita la pieza, se produce su rotura.

Si bien no existe un cambio notable en la estructura del metal que falló por fatiga, en general, se puede dividir el proceso de evolución de la falla en tres fases.

La mayoría de las fisuras de fatiga comienzan en discontinuidades que comúnmente son visibles y que actúan como multiplicadores de tensiones.

“Las discontinuidades pueden surgir debido a:

- El diseño de cambios rápidos en la sección transversal, cuñeros, orificios, etc., donde ocurren concentraciones del esfuerzo.
- Elementos que giran y/o se deslizan entre sí (cojinetes, engranes, levas, etc.) bajo presión alta constante, lo que desarrolla esfuerzos de contacto concentrados por debajo de la superficie, los cuales pueden causar picaduras o astilladuras después de muchos ciclos de carga.
- Falta de cuidado en las ubicaciones de estampados, marcas de herramientas, raspaduras y rebabas; diseño defectuoso de juntas; ensamble inapropiado; y otros errores de fabricación.

La propia composición del material después de su proceso de laminado, fundido, forjado, estirado, calentado, etc. Posee discontinuidades sub-microscópicas y microscópicas en la superficie o por debajo de ella, así como inclusiones de material extraño, segregaciones de aleación, huecos, precipitaciones de partículas duras y discontinuidades cristalinas.”⁴

2.1.6 FASES DEL FALLO POR FATIGA

El proceso de falla por fatiga se desarrolla en tres fases, denominadas: nucleación, propagación o crecimiento de la fisura y rotura.

⁴ SHIGLEY J., (2008), “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Ed. Mc Graw-Hill, pp.259

2.1.6.1 Nucleación

Se produce en los metales cuando el nivel de esfuerzo aplicado es menor que el límite elástico. En esta fase aparece una deformación masiva generalizada, hasta que el metal se endurece lo suficiente como para resistir la tensión aplicada (Acritud Total) en un punto determinado denominado Punto de Nucleación, y suele estar situado en la superficie exterior, que es donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas o bien en zonas de concentración de tensiones como: entallas, cantos vivos, rayas superficiales o bien en inclusiones y poros. Dichas fuentes actuarán como concentradores de tensiones y por tanto, como lugares de nucleación de grietas.

En conclusión, el primer efecto de la fatiga en los metales es la formación de bandas de deslizamiento altamente localizadas en cristales individuales durante los primeros ciclos, tal como se puede observar en la figura 2.3. A medida que continúan los ciclos, se forman nuevas bandas de deslizamiento que crecen formando estrías, y el material entre ellas pasa a ser progresivamente más duro a causa de la acumulación del endurecimiento por deformación.

En algún punto del proceso, el material en las estrías llega a ser tan duro que se fisura (en escala sub-microscópica). El momento exacto cuando esto sucede es aún desconocido pues la primera evidencia real de la grieta es la aparición de fisuras microscópicas.

Sin embargo, se sabe que sucede dentro de los primeros ciclos de carga. Las fisuras sub-microscópicas comienzan a formarse en las mismas direcciones que las bandas de deslizamiento. Las grietas individuales crecen, y los grupos de fisuras se unen hasta que el total alcanza un tamaño microscópico.

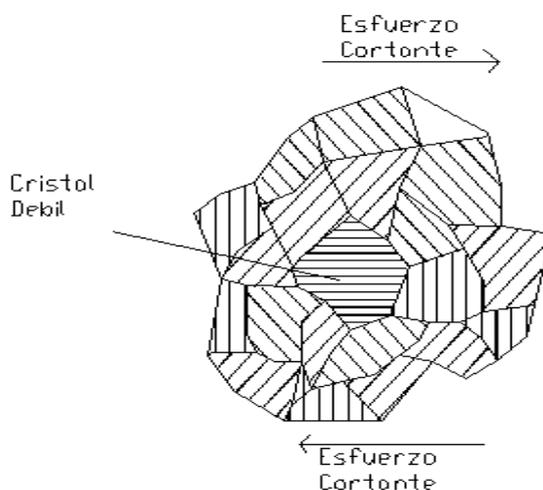


Figura 2. 3 Fase de nucleación de grietas en el cristal más débil

Generalmente los cristales "más débiles" suelen encontrarse próximos a la superficie. Aquí, la fluencia inicial es ocasionada no solo por un cristal desfavorablemente orientado, sino por el aumento local de la tensión provocado por una discontinuidad. Los puntos débiles ahora son las pequeñas regiones afectadas por la concentración de tensiones.

En otro tipo de materiales (metales unicristalinos y sólidos amorfos), los cristales débiles desfavorablemente orientados son reemplazados por otras inclusiones o heterogeneidades que actúan como puntos débiles.

Una vez que las fisuras de fatiga comienzan, la propagación y la fractura son iguales que antes.

Pese a estas pequeñas discrepancias, podemos considerar que en la fase de nucleación, todas las formas de fatiga son básicamente similares; solo en etapas posteriores aparecen diferencias.

2.1.6.2 Propagación

Esta fase se produce en dos etapas:

Etapa I. Una vez nucleada la fisura, ésta se propaga muy lentamente. Generalmente las grietas son finas y de difícil detección, éstas normalmente se extienden en pocos granos en esta fase.

Algunos materiales más resistentes y de mayor dureza se caracterizan por propagar las fisuras más rápido y fácilmente que otros. Mientras que materiales menos resistentes pero más “tenaces” originan fisuras que se propagan lo suficientemente lento, que frecuentemente pueden ser detectadas a tiempo y remediadas antes que lleguen a ser suficientemente grandes como para ocasionar fallas.

Las primeras fisuras microscópicas aparecen en las bandas de deslizamiento, en cristales desfavorablemente orientados, cuya orientación es tal, que las bandas de deslizamiento coinciden con los planos de corte máximos.

A medida que cada fisura crece, es precedida por un proceso de nucleación parecido al que la originó. El deslizamiento localizado tiene lugar a causa de la concentración de tensiones en el borde de la fisura, y las fisuras sub-microscópicas se desarrollan en las bandas de deslizamiento, ocasionando una extensión gradual de la fisura.

Etapa II. La velocidad de propagación de la grieta aumenta de manera vertiginosa y en este punto la grieta empieza a crecer aceleradamente en dirección perpendicular al esfuerzo aplicado. La grieta crece debido al proceso de deslizamiento de los planos cristalográficos que se encuentran afectados por el agudizamiento de los ciclos de tensión.

2.1.6.3 Rotura

En esta fase la pieza continúa deteriorándose por el crecimiento de las fisuras, quedando tan reducida la sección remanente de la pieza, que es incapaz de resistir la carga aplicada, produciéndose así la falla por fatiga de forma inesperada.

2.2 TIPOS DE FALLO POR ESFUERZOS DE FATIGA

2.2.1 FALLOS POR CARGAS AXIALES

Aun en las piezas con sección uniforme los esfuerzos pueden ser considerados como iguales en la sección solicitada, la fisura de fatiga se origina preferentemente en la superficie, a consecuencia de las irregularidades del mecanizado y debido también a que los cristales superficiales tienen mayor libertad de deformación, y están sometidos a la corrosión atmosférica que es un factor no despreciable en la fatiga.

En caso que la rotura se produzca bajo la acción de esfuerzos axiales correspondientes a un esfuerzo variable y otro esfuerzo constante superpuesto, la fractura final presenta estricción. En particular, en el caso de rotura por fatiga en caliente, donde los fenómenos de deslizamiento se superponen a los fenómenos de fatiga simple, la fractura final presenta un cono de fluencia

2.2.2 FALLOS POR FLEXIONES PLANAS

En la flexión unilateral, que corresponde a la sollicitación repetida en un plano definido y siempre en el mismo sentido. La fisura de fatiga se origina a partir de la superficie, sobre la fibra interior más alargada que es donde el esfuerzo es máximo y se desarrolla en forma de arco (cuando la velocidad de fisuración es uniforme en todas las direcciones), que se aplana a medida que la fisura se extiende hasta llegar a convertirse, aproximadamente, en una recta sobre la fibra neutra.

En la flexión bilateral, a la que la sollicitación de esfuerzo se ejerce primero en un sentido y después en otro dentro de un mismo plano, se comprueba la aparición de fisuras a cada lado, de tal forma que la fractura final ocupa una posición central en la sección rota.

2.2.3 FALLOS POR FLEXIÓN ROTATIVA

En flexión rotativa la falla de fatiga se produce igualmente en arco de círculo alrededor de la superficie. De acuerdo con diferentes observadores, la fisura progresa según una serie de arcos elípticos que tiene como punto de partida una

pequeña elipse, cuyo centro es el origen de la fractura. El eje menor de estas elipses se inclina progresivamente a medida que aumenta el arco.

Cuando se trata de una sección entallada circularmente, la zona de fractura de fatiga se inicia sobre toda la circunferencia para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección, si la rotura tiene lugar bajo una fuerte carga, o excéntrica en caso de si la rotura se efectúa bajo una carga débil.

Cuando la pieza se encuentra endurecida superficialmente, bien sea por cementación o nitruración se observa que la fractura de fatiga nace debajo de la capa superficial endurecida.

2.2.4 FALLOS POR TORSIÓN

Las fallas por torsiones alternadas aparecen rectas o a 45 °. En metales dúctiles (acero dulce, acero al carbono), las fracturas se producen en secciones rectas, mientras que en los metales frágiles (fundición, acero templado), las fracturas tiene lugar siguiendo secciones helicoidales a 45°.

En arboles que presentan taladros transversales, la rotura parte del borde del taladro, y con mucha frecuencia se encuentra que los orígenes de la fractura inician en una de las dos direcciones inclinadas 45°, con relación al eje del árbol. De igual forma ocurre cuando la fractura ha sido originada por una figura de corrosión.

Cuando el árbol esta entallado circularmente o presenta un cuello, la fractura es siempre recta, y en unas veces, muestra un núcleo de rotura por fatiga de forma radial, constituidos por caras dentadas; este dentado reciproco de las superficies de fractura, actúa como un acoplamiento que tiene como efecto retrasar la fractura final.

2.2.5 FALLOS POR TORSIONES Y TRACCIONES ALTERNAS COMBINADAS

Cuando arboles lisos soportan esfuerzos alternos combinados sincronizados de tracción y torsión, las características de las fallas varían según los esfuerzos predominantes, sean los esfuerzos de tracción o de torsión. El mismo carácter se observa para sollicitaciones combinadas de flexión plana o rotativa y torsiones alternas.

Si el eje, en lugar de ser liso, presenta un reborde o saliente, la fractura es recta en todos los casos ; pero si el árbol tiene un taladro diametral, la fractura se produce como en el árbol liso, a 45°, si predominan las sol icitaciones de torsión, y a 90° del eje longitudinal, cuando actúan solo las de flexión o tracción. Estas observaciones han sido hechas por Thum y Kirmser, Frith y Puchner.

2.3 ENSAYOS A FATIGA

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material se debe realizar un gran número de pruebas por la naturaleza estadística del fenómeno. En el caso del ensayo con la viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones de la viga que se requiere para la falla.

La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material, la segunda se lleva a cabo con un esfuerzo menor que el utilizado en la primera. Éste proceso se continúa y los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado esfuerzo-número de ciclos, S-N. Esta gráfica puede tratarse en papel semi-logarítmico o log-log.

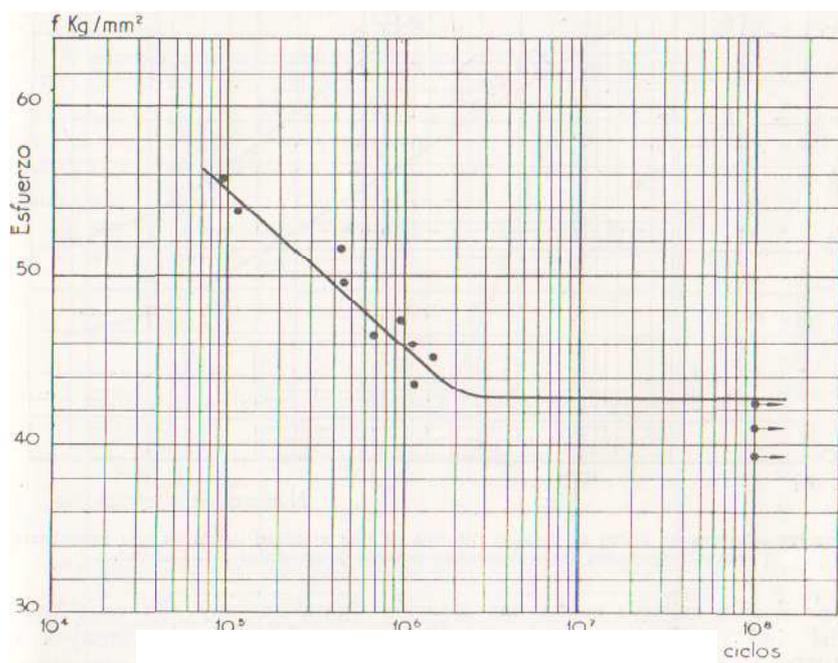
2.4 DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER ⁵

Para llevar a un diagrama las dos variables del ensayo a fatiga, se deben graficar en ordenadas los esfuerzos y en abscisas los números de ciclos.

En la figura 2.4 se muestra como los resultados de los ensayos de fatiga se sitúan sobre una curva que presenta una forma asintótica y que divide el plano del diagrama en dos regiones: una región superior correspondiente a condiciones para las cuales las probetas no hubieran podido resistir sin romperse, y otra región inferior en la que las probetas no fallan. El límite de fatiga corresponde a la asíntota horizontal de la curva.

⁵ CAZAUD R., Ibidem, pp.101, 256

Por facilidad de comprensión en la representación, se llevan los números de ciclos en escala logarítmica.



La curva presenta entonces una parte recta inclinada mientras que no se alcance el límite de fatiga, y otra parte, paralela al eje de las abscisas, cuando se alcanza dicho límite. El punto anguloso, formado por el encuentro de las dos partes de la curva se presenta en general para aceros entre uno y cinco millones de ciclos.

En las aleaciones de aluminio de alta resistencia, el punto anguloso no aparece y la forma de la curva de fatiga es continuamente descendiente y no toma un carácter asintótico ni aún para cien millones de ciclos. Esto se lo puede apreciar claramente en la figura 2.5.

cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de altos ciclos.

El método de deformación-vida es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajos ciclos. Al aplicar éste método, deben realizarse algunas idealizaciones y existirán algunas incertidumbres en los resultados.

Con el método de la mecánica de la fractura se supone que ya existe una grieta y que esta se ha detectado, por lo cual se lo emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad del esfuerzo. Es más práctico cuando se aplica a estructuras grandes junto con códigos de computadora y un programa de inspección periódica.

Por lo descrito, el tema de interés para el desarrollo del presente proyecto concierne al estudio del método esfuerzo-vida.

2.6 MÉTODO DEL ESFUERZO-VIDA

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

El dispositivo de ensayo a la fatiga que se usa con más frecuencia, es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. En esta máquina la muestra se somete a flexión pura mediante pesos.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza con un esfuerzo que es menor que el primero; este proceso continúa y los resultados se grafican como un diagrama *S-N* como se muestra en la figura 2.6.

En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzos durante un cierto número de ciclos

La ordenada del diagrama se llama resistencia a la fatiga S_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N . En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio de dirección en la gráfica se llama límite de resistencia S_e o límite de fatiga.

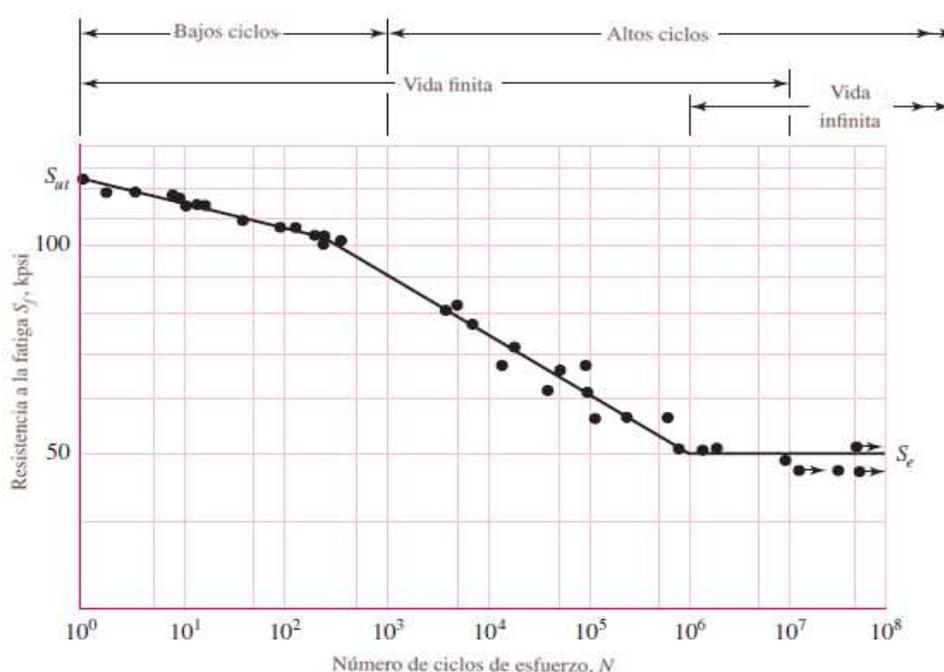


Figura 2. 6 Diagrama S-N obtenido a partir de ensayos a fatiga axial completamente invertidos. Acero UNS G41300.

El conjunto de conocimientos disponible sobre la falla a la fatiga, desde $N = 1$ hasta $N = 1000$ ciclos, por lo general se clasifica como *fatiga de bajos ciclos*, como se indica en la figura 2.6.

Como consecuencia, la *fatiga de altos ciclos* se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzo mayores que 10^3 ciclos.

En la figura 2.6 también se hace una distinción entre *región de vida finita* y *región de vida infinita*. La frontera entre las dos regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros.

Como se describió anteriormente, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayos sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufactura. Esto, de hecho es un requisito, no es una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga.

A pesar de esto, existe una razón importante del por qué el estudio de la falla por fatiga, y es el deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga, de manera que se puedan utilizar los métodos más eficaces para mejorar la resistencia a la fatiga.

De ésta forma, el propósito principal cuando se estudia la fatiga es entender por qué ocurren las fallas. Por ésta razón, los resultados obtenidos de métodos analíticos, como el de esfuerzo-vida no son precisos, y los mismos deben tomarse como una guía, como algo que indica lo que es o no importante cuando se diseña para evitar la falla por fatiga.

2.7 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA⁶

Para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia.

Existe una gran cantidad de datos sobre resultados obtenidos de ensayos con viga rotativa, es así que, si se grafican estos datos como en la figura 2.7, se observará si existe alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados.

La gráfica sugiere que el límite de resistencia varía aproximadamente desde el 40 hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros. En el caso de los aceros, al simplificar la observación de la figura 2.7, se estima el límite de resistencia como:

⁶ SHIGLEY J., Ibidem, pp. 274

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. El símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa.

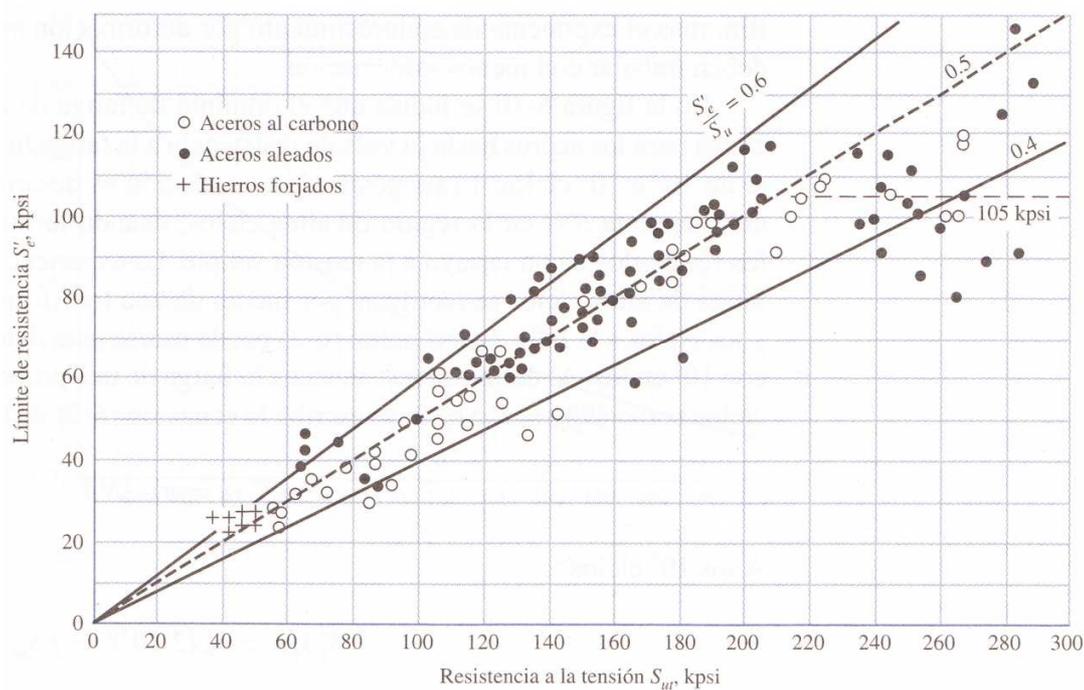


Figura 2.7 Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales.

Cuando los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento térmico para obtener microestructuras específicas, es posible usar una estimación del límite de resistencia con base en datos de ensayos para la microestructura particular; véase en el anexo C.

2.8 RESISTENCIA A LA FATIGA⁷

Como se puede ver en la figura 2.6 del método esfuerzo-vida, una región de fatiga de bajo ciclaje se extiende desde $N = 1$ hasta aproximadamente 10^3 . En esta región la resistencia a la fatiga S_f' solo es un poco menor que la resistencia última a la tensión S_{ut} . En la misma figura se muestra que el dominio de fatiga de alto ciclaje se extiende desde 10^3 (para los aceros) hasta la vida de resistencia a la fatiga N_e , que aproximadamente llega hasta una vida finita de 10^6 a 10^7 ciclos.

En esta sección se desarrolla el método de aproximación del diagrama S-N en la región de altos ciclos, ya que la única información que tendremos es el resultado del ensayo de resistencia última a la tensión.

Los datos de fatiga de alto ciclaje se rectifican por medio de una transformación logarítmica del esfuerzo y el número de ciclos hasta la falla.

En el caso de un componente mecánico real, el límite de resistencia a la fatiga S_e' se reduce a S_e que es menor que $0.5 S_{ut}$, lo mismo ocurre con la resistencia a la fatiga.

La ecuación de la recta $S - N$ para un componente mecánico puede escribirse como

$$\log S_f = b \log N + C \quad \text{Ec. (2. 1)}$$

Donde N son los ciclos hasta la falla y las constantes b y C están definidas por los puntos 10^6 ciclos en S_e' y por el de 10^3 en $0,8 S_{ut}$.

Cuando se sustituye en la ecuación (2.1) las ecuaciones resultantes pueden resolverse para determinar b y C . Y los resultados obtenidos son

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{ut}}{S_e'} \quad \text{Ec. (2. 2)}$$

$$C = \log \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S_e'} \quad \text{Ec. (2. 3)}$$

Se debe considerar que la constante C depende de las unidades que se usan, razón suficiente para usar unidades consistentes ya sean MPa o kpsi.

⁷ SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), “Manual de Diseño Mecánico”, Cuarta Edición, Editorial MacGraw-Hill, México, pp. 275 – 278.

Una vez despejadas las dos ecuaciones, es posible determinar el valor de S_f siempre y cuando se conozca además el valor de N , procediendo a resolver la ecuación:

$$S_f = 10^c N^b \quad \text{para} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Caso contrario, si S_f se encuentra determinada y se desea evaluar el valor de N , entonces la ecuación (2.1) da como resultado

$$N = 10^{-c/b} S_f^{1/b} \quad \text{para} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Alternativamente en caso de no usar una fracción de S_{ut} de 0.8 en los cálculos, se puede usar el valor de f que se encuentra en la figura 2.8

En la figura 2.8 se presenta una gráfica de f para $70 \leq S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$. Para un $S_{ut} < 70 \text{ kpsi}$, se recomienda utilizar el valor de $f = 0.9$.

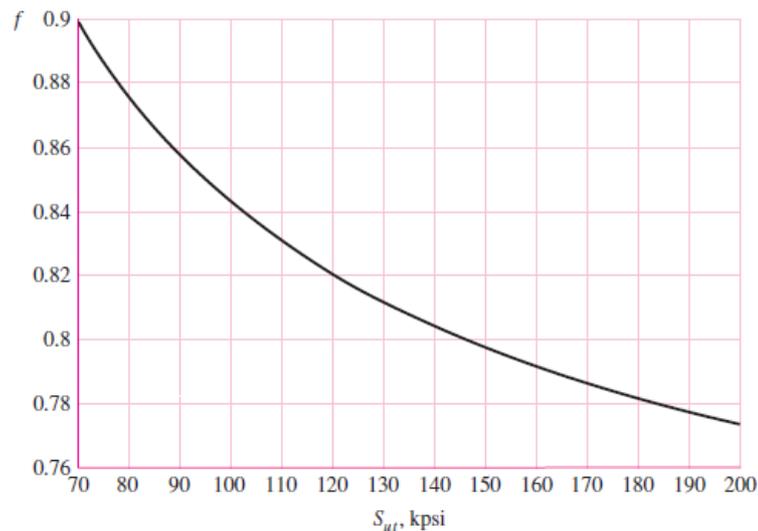


Figura 2.8 Fracción de resistencia a la fatiga f .

2.9 FACTORES MODIFICADORES QUE AFECTAN LA RESISTENCIA A LA FATIGA⁸

Para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico que se encuentra en servicio (S_e), con los resultados de límites de resistencia a la fatiga obtenidos en laboratorio utilizando probetas de ensayo (S_e'), se emplea una serie de factores modificadores, debido a que los resultados esperados en condiciones normales de trabajo no corresponden a los resultados obtenidos en el laboratorio.

Joseph Marín, ha propuesto una clasificación de los más importantes factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, los cuales cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la temperatura, entre otros. El límite de resistencia a la fatiga modificado, se lo obtiene en base a los factores modificadores empleando la siguiente expresión:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_f * k_e * S_e' \quad \text{Ec. (2. 6)}$$

donde: K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_f = Factor de concentración de tensiones

K_e = Factor de efectos diversos

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

⁸ SHIGLEY J. – MITCHELL L., Ibidem, pp. 279 - 286

2.9.1 FACTOR DE SUPERFICIE K_a

La superficie de la probeta de muestra para el ensayo con viga rotatoria tiene una superficie altamente pulida en la dirección axial, para disminuir al máximo las rayaduras radiales del maquinado.

El factor de superficie depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia a la tensión:

$$K_a = a(S_{ut})^b \quad \text{Ec. (2. 7)}$$

Donde: S_{ut} es la resistencia última a la tensión del material y los valores de a y b se encuentran en la tabla 2.1.

Acabado Superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	- 0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	- 0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	- 0.718
Como sale de la forja	39.9	272	- 0.995

Tabla 2. 1 Parámetros para el factor de superficie de Marin

Fuente: SHIGLEY J., “*Diseño en ingeniería mecánica*”, 8^{va} ed., pp. 280

Elaboración: Propia

Es importante observar que los valores de la tabla son una aproximación, puesto que los mismos se encuentran muy dispersos, además que ésta no es una corrección que tenga que tomarse a la ligera.

2.9.2 FACTOR DE TAMAÑO K_b

El factor de tamaño está asociado al diámetro específico de la pieza, si la pieza tiene un gran tamaño, es necesario aplicar un factor para reducir los esfuerzos, debido a que en un mayor volumen existe una mayor probabilidad que estén presentes más defectos en el material.

Los factores de tamaño para esfuerzos de flexión y torsión se obtienen de las siguientes expresiones:

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. (2. 8)}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que el factor de tamaño es:

$$K_b = 1$$

Uno de los problemas que surgen al utilizar las ecuaciones para determinar el factor K_b , es qué hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular.

La ecuación (2.8) es válida para partes cilíndricas, ya que para elementos con otras formas, Kegel sugirió que al igualar el área transversal de la pieza no redonda, esforzada por encima del 95% de su esfuerzo máximo con el área similarmente esforzada de un espécimen de viga rotativa, se obtendría un *diámetro efectivo* d_e para utilizarlo en la ecuación (2.8).

Dado que la fuerza está distribuida linealmente a través del diámetro d de una viga en flexión rotativa, el área $A_{0,95\sigma}$ esforzada por arriba del 95% de la fibra exterior es aquella que ocurre entre $0.95d$ y $1.0d$, según se muestra en la figura 2.9.

$$A_{0,95\sigma} = \pi \left[\frac{d^2 - (0.95d)^2}{4} \right] = 0.0766 d^2 \quad \text{Ec. (2. 9)}$$

El espécimen de diámetro equivalente de viga rotativa para cualquier sección transversal es por tanto:

$$d_{\text{efectivo}} = \sqrt{\frac{A_{0,95\sigma}}{0.0766}} \quad \text{Ec. (2. 10)}$$

donde $A_{0,95\sigma}$ es la porción de sección transversal de una pieza no redonda, que está esforzada entre el 95 y 100% de su esfuerzo máximo. A continuación se muestran en la figura 2.9 varias secciones comunes que han sido estudiadas por Shigley y Mitchell.

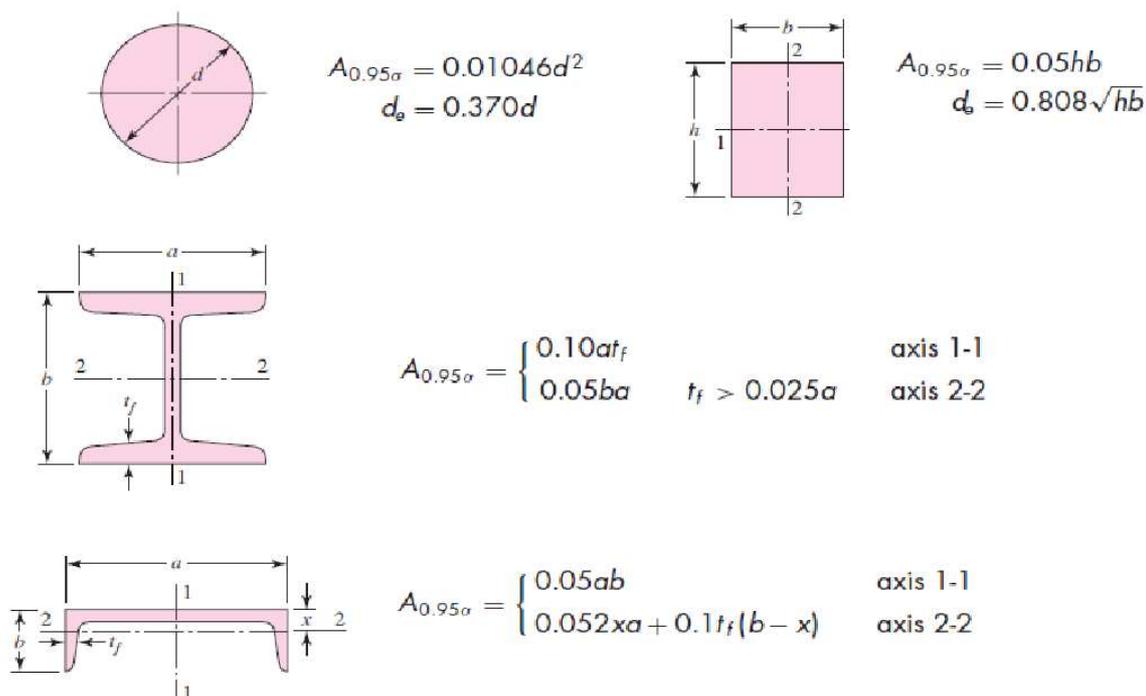


Figura 2. 9 Áreas $A_{0,95\sigma}$ de perfiles estructurales rotativos y no rotativos

2.9.3 FACTOR DE CONFIABILIDAD K_C

El factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular. Los valores de este factor se exponen en la Tabla 2.2, y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar de 8%.

Por lo tanto, el factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como:

$$K_C = 1 - 0.08z_a \quad \text{Ec. (2. 11)}$$

donde el valor de z_a y los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir de la tabla 2.2

Confiabilidad, % R	Variable Estandarizada z_a	Factor de Confiabilidad K_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620

Tabla 2. 2 Factores de confiabilidad k_c

Fuente: SHIGLEY J., *“Diseño en ingeniería mecánica”*, 8a ed., pp.337

Elaboración: Propia

En la tabla 2.2 se muestran los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar ya especificadas.

2.9.4 FACTOR DE TEMPERATURA K_d

El efecto de la temperatura hace que varíe la estructura del material, por lo que las propiedades mecánicas cambian, entonces se ven los diseñadores obligados a considerar los efectos térmicos para realizar el cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

A temperaturas bajas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa, pero a temperaturas altas desaparece el ángulo de la curva límite de resistencia a la fatiga del diagrama S-N, lo que hace que el límite de resistencia a la fatiga decrezca con el número de ciclos N.

Existen varias formulas para considerar la reducción en el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas sugiriendo lo siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Para } T \leq 450^{\circ}\text{C (840}^{\circ}\text{F)} & K_d = 1 \\ \text{Para } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C} & K_d = 1 - 0.0058(T - 450) \\ \text{Para } 840^{\circ}\text{F} < T \leq 1020^{\circ}\text{F} & K_d = 1 - 0.0032(T - 840) \end{array} \right. \quad \text{Ec. (2. 12)}$$

2.9.5 FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES K_f

Debido a que los lugares donde existen concentraciones de tensiones, como agujeros, ranuras, muescas u otra clase de discontinuidad que alteran la distribución de esfuerzos, son los más probables para el inicio de grietas, es necesario contabilizar de alguna forma este efecto, para introducirlo al cálculo del límite de resistencia de resistencia por fatiga.

En el contexto se utiliza el término muesca, para referirse a cualquier contorno geométrico que represente un obstáculo para el flujo de las líneas de fuerza a través de la pieza.

Los factores que crean concentración de tensiones en el material, elevan los esfuerzos localmente e incluso pueden causar fluencia plástica local. En el análisis de la concentración de esfuerzos donde solo se consideran las cargas estáticas, los efectos que producen son motivo de preocupación únicamente en el caso de materiales frágiles, puesto que los materiales dúctiles ceden en la concentración del esfuerzo local, reduciendo los mismos hasta un nivel aceptable.

Para cargas cíclicas la situación es diferente, ya que en las fallas por fatiga los materiales dúctiles se comportan como si fueran frágiles, por este motivo se trata a cada caso de distinta manera.

En el caso donde solo se consideran cargas estáticas, el factor a analizar es el de concentración de esfuerzos geométricos (teóricos) K_t , ya sea para el caso de esfuerzos normales o esfuerzos cortantes. Pero en caso de cargas dinámicas, es

necesario que se modifique el factor de concentración de esfuerzos teórico, con base en la sensibilidad a las muescas del material, con la finalidad de obtener un factor de *concentración de tensiones a la fatiga* K_f , que se aplique a esfuerzos dinámicos nominales. Es así que el factor resultante se define por la ecuación

$$K_f = \frac{\text{limite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{limite de fatiga de probetas con discontinuidades}} \quad \text{Ec. (2. 13)}$$

Posterior a esto se desarrolla el concepto de sensibilidad a las muescas q , que se define de la forma:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec. (2. 14)}$$

Donde, K_f es el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (dinámico) y K_t es el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático). Esta ecuación también se puede escribir en función de:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. (2. 15)}$$

Para el caso de aceros y aleaciones de aluminio 2024, se debe usar la figura 2.9 para encontrar q de la carga de flexión y carga axial, y para carga cortante la figura 2.10

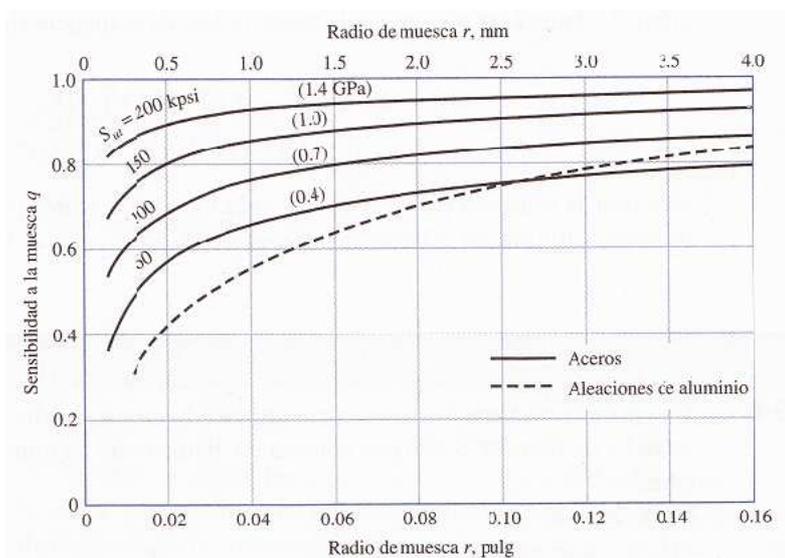


Figura 2. 10 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T Sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

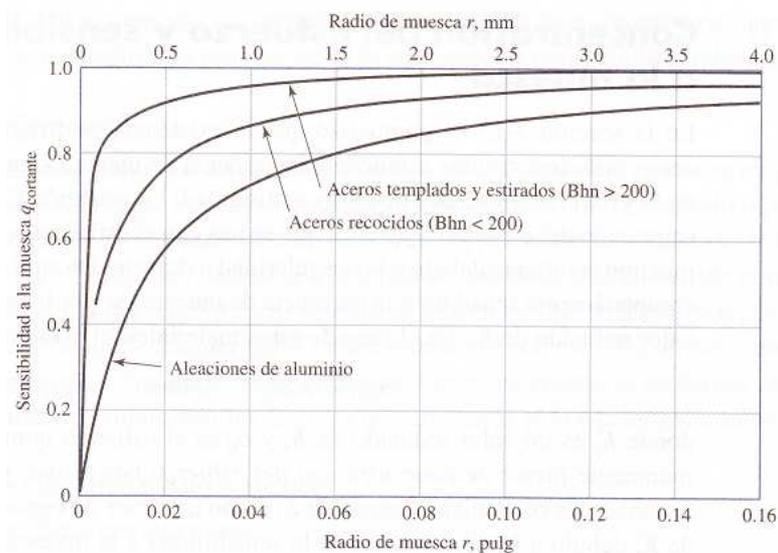


Figura 2. 11 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

Cabe mencionar que la sensibilidad a la muesca de los hierros fundidos es muy baja, por lo que se recomienda usar el valor $q = 0.20$ para todos los grados de hierro fundido.

La figura 2.9 se basa en la ecuación de Neuber, la cual está dada por:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad \text{Ec. (2. 16)}$$

donde \sqrt{a} se define como constante de Neuber que es una constante del material y r es el radio de la muesca.

Para el caso del acero, con S_{ut} en kpsi, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la siguiente forma:

$$\sqrt{a} = 0246 - 0.308(10^{-2})S_{ut} + 0.151(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.267(10^{-7})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (2. 17)}$$

Cuando se trata de aceros de baja aleación, se debe incrementar a la resistencia última con 20kpsi en cada término de la ecuación (2.17).

2.9.6 FACTOR DE EFECTOS DIVERSOS K_e

El tomar en cuenta al factor K_e en el cálculo tiene como finalidad, recordar al diseñador que se deben considerar algunos factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga, como por ejemplo: la corrosión, recubrimientos electrolíticos, metalizado por aspersión, frecuencia, entre otros. Los más importantes efectos que disminuyen el límite de resistencia a la fatiga se describen a continuación.

2.9.6.1 Corrosión

Como es de esperarse los elementos que operan en una atmósfera corrosiva poseen una menor resistencia a la fatiga.

Esto significa que con el paso del tiempo, cualquier elemento fallará cuando se lo someta a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva, por lo que el diseñador debe tratar de minimizar los factores que afectan la vida a fatiga. Como por ejemplo: El esfuerzo medio o estático, esfuerzo alternante, concentración del electrolito, propiedades y composición del material, rapidez del movimiento del fluido alrededor del elemento, hendiduras locales, etc.

2.9.6.2 Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos metálicos reducen sensiblemente el límite de resistencia a la fatiga, en muchos casos hasta en un 50% del mismo. El galvanizado no afecta la resistencia a la fatiga.

2.9.6.3 Metalizado por aspersion

El mecanizado por aspersion provoca imperfecciones superficiales que en muchos casos pueden iniciar grietas. Mediante ensayos se ha probado que la resistencia a la fatiga disminuye hasta en un 14%.

2.9.6.4 Frecuencia cíclica

La frecuencia cíclica resulta importante en casos donde se presenta corrosión, temperaturas elevadas o las dos a la vez, puesto que la misma favorece a la rápida propagación de las grietas. Entre menor sea la frecuencia y mayor la temperatura, mayor será la rapidez de propagación de las grietas y menor será la vida a fatiga en un nivel de esfuerzo dado.

Cabe mencionar que bajo condiciones normales, la falla por fatiga es independiente de la frecuencia.

2.9.6.5 Corrosión por frotamiento

Este fenómeno es el resultado de movimientos microscópicos de partes o estructuras de ajuste a presión. El proceso implica decoloración superficial, picaduras y con el tiempo fatiga. El factor de frotamiento depende de los materiales a unir y varía entre 0.24 y 0.90.

2.10 CARACTERIZACIÓN DE ESFUERZOS FLUCTUANTES

De manera frecuente es necesario determinar la resistencia de elementos mecánicos, correspondiente a un estado de esfuerzos diferentes al caso en el que hay inversión completa sucesiva de cargas, ya que muchas veces los esfuerzos fluctúan sin pasar por cero.

Debido a la naturaleza de algunas máquinas rotativas, los esfuerzos fluctuantes que actúan sobre la maquinaria adoptan la forma de un patrón sinusoidal, aunque en otros casos adoptan patrones de formas muy irregulares. De estos patrones resulta importante conocer los valores máximo y mínimo, ya que la forma de la onda no resulta fundamental. En la figura 2.12 se ilustran algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren.

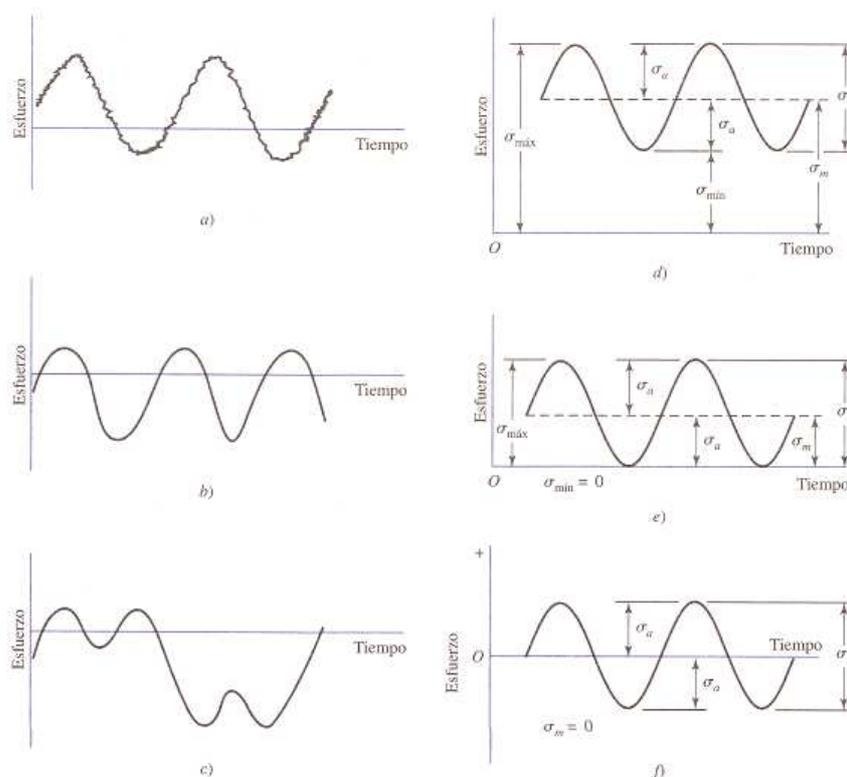


Figura 2. 12 Relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) Esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido.

Las componentes del esfuerzo, algunas de las cuales están en la figura 2.12 son:

$\sigma_{\text{máx}}$ = esfuerzo máximo

$\sigma_{\text{mín}}$ = esfuerzo mínimo

σ_a = componente de la amplitud

σ_m = componente de esfuerzo medio

σ_r = intervalo de esfuerzo

σ_s = esfuerzo estático o constante

El esfuerzo estático puede tener cualquier valor entre $\sigma_{\text{mín}}$ y $\sigma_{\text{máx}}$ y no es igual al esfuerzo medio. El estado constante existe debido a que una carga o precarga fija constante en el tiempo es aplicada a la pieza.

De la figura 2.12 resultan evidentes las siguientes relaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad \text{Ec. (2. 18)}$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \right| \quad \text{Ec. (2. 19)}$$

Además, de estas relaciones se obtiene:

$$R = \frac{\sigma_{\text{mín}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad \text{Ec. (2. 20)}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Ec. (2. 21)}$$

Que corresponden a la *relación de esfuerzo* y a la *razón de amplitud* respectivamente.

Por lo general, en trabajos de diseño pueden determinarse la amplitud de la fuerza y la fuerza media, aunque a veces también se trabaja con momentos flexionantes o torsionantes, con lo cual se puede calcular la amplitud de momento y el momento medio. Estos valores están relacionados con la amplitud de esfuerzo y el esfuerzo medio, mediante la relación de amplitud A .

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{F_a}{F_m} = \frac{M_a}{M_m} \quad \text{Ec. (2. 22)}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} \right| \quad \text{Ec. (2. 23)}$$

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} \quad \text{Ec. (2. 24)}$$

$$M_a = \left| \frac{M_{\text{máx}} - M_{\text{mín}}}{2} \right| \quad \text{Ec. (2. 25)}$$

$$M_m = \frac{M_{\text{máx}} + M_{\text{mín}}}{2} \quad \text{Ec. (2. 26)}$$

Donde: F_a = Amplitud de la fuerza
 F_m = Fuerza media
 M_a = Amplitud de momento
 M_m = Momento medio

En un determinado ciclo, tanto $F_{m\acute{a}x}$ y $F_{m\acute{m}n}$ como $M_{m\acute{a}x}$ y $M_{m\acute{m}n}$ se emplean para caracterizar el patrón de fuerza y el patrón de momento respectivamente.

2.11 CRITERIOS DE FALLA ANTE ESFUERZOS FLUCTUANTES

Una vez entendido la caracterización de esfuerzos fluctuantes, y definido las diversas componentes del esfuerzo relacionadas con el trabajo de un elemento sometido a dichos esfuerzos, conviene variar el esfuerzo medio y su amplitud para aprender acerca de la resistencia a la fatiga de partes sometidas a los esfuerzos fluctuantes.

En la figura 2.13 se muestra la representación gráfica de los cinco principales criterios de falla: de Soderberg, de Goodman modificado, de Gerber, de ASME-elíptica y de Langer (fluencia).

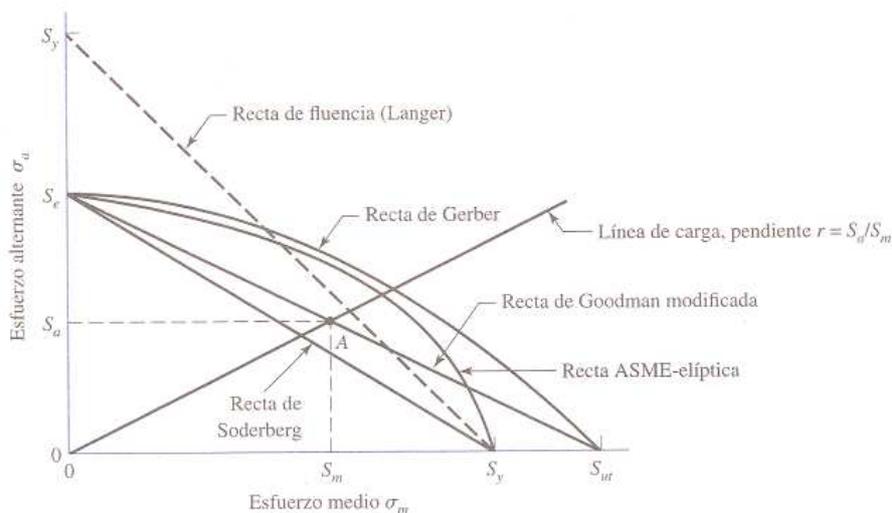


Figura 2. 13 Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.

En la figura 2.13 se prueba que sólo el criterio de Soderberg ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo.

Si se considera la recta de Goodman modificada como un criterio de falla, el punto A representa a un punto límite con una resistencia alternante S_a y una resistencia media S_m . La pendiente de la línea de carga se define como $r = S_a/S_m$.

La ecuación de criterio de la recta de Soderberg es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad \text{Ec. (2. 27)}$$

De forma similar, se encuentra que la relación de Goodman modificada es

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \text{Ec. (2. 28)}$$

Desde el punto de vista estadístico, es evidente que un lugar geométrico de fatiga en lugar de ser una curva, es más bien una zona o banda en donde se podría estimar la probabilidad de falla. De este análisis se ha probado que una parábola y una elipse tienen mejor oportunidad de pasar entre los datos, es así que el criterio de falla de Gerber se escribe como:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec. (2. 29)}$$

y la ASME-elíptica se expresa como

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec. (2. 30)}$$

La ecuación de diseño de la fluencia de primer ciclo de Langer es

$$S_a + S_m = S_y \quad \text{Ec. (2. 31)}$$

Los esfuerzos $n\sigma_a$ y $n\sigma_m$ pueden reemplazar a S_a y S_m , donde n es el factor de seguridad. Entonces la ecuación de la recta de Soderberg, se transforma en

$$\text{Soderberg} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. (2. 32)}$$

La ecuación de la recta de Goodman modificada, se transforma en

$$\text{Goodman modificada} \quad \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. (2. 33)}$$

La ecuación de la parábola de Gerber, se transforma en

$$\text{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. (2. 34)}$$

La ecuación de la recta ASME-elíptica, se transforma en

$$\text{ASME – elíptica} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad \text{Ec. (2. 35)}$$

Y finalmente la ecuación de la recta de Langer, se transforma en

$$\text{Fluencia estática de Langer} \quad \sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2. 36)}$$

Los diseñadores que son conservadores, aún continúan utilizando el criterio del diagrama de Goodman modificado, a pesar de que en la actualidad se trabaja principalmente con: Gerber y ASME-elíptica para criterios de falla y Langer para fluencia al primer ciclo. A continuación se describen cada uno de éstos criterios.

2.11.1 DIAGRAMA DE GOODMAN MODIFICADO

Este diagrama se obtiene graficando los resultados de los ensayos con las respectivas características del material, mismas que son de uso general.

En el Diagrama de Goodman Modificado de la figura 2.14, se muestra el esfuerzo medio graficado a lo largo del eje de las abscisas y todas las demás componentes del esfuerzo en el eje de las ordenadas, con la tensión en la dirección positiva. El límite de resistencia a la fatiga o la resistencia de vida finita, según sea el caso, se grafica en la ordenada arriba o abajo del origen.

La recta del esfuerzo medio es una recta a 45° desde el origen hasta la resistencia a la tensión de la pieza. El diagrama de Goodman modificado consiste en rectas que se trazan desde el punto de intersección del esfuerzo medio y la resistencia a la tensión hasta S_e o S_f arriba y abajo del origen. Hay que tomar en cuenta, que la resistencia a la fluencia también se grafica en ambos ejes, porque la fluencia sería el criterio de falla si $\sigma_{m\acute{a}x}$ sobrepasa a S_y .

Otro diagrama de fatiga que se emplea con frecuencia es el que se ilustra en la figura 2.15, aquí la abscisa representa la relación de la resistencia media S_m a la resistencia última S_{uc} , con la tensión graficada a la derecha y la compresión a la izquierda. La ordenada es la relación entre la resistencia alternante y el límite de resistencia a la fatiga (S_a/S_e). Entonces, la recta BC representa el criterio de falla de Goodman modificado.

Como se puede observar, la existencia del esfuerzo medio en la región de compresión tiene poco efecto en el límite de resistencia a la fatiga.

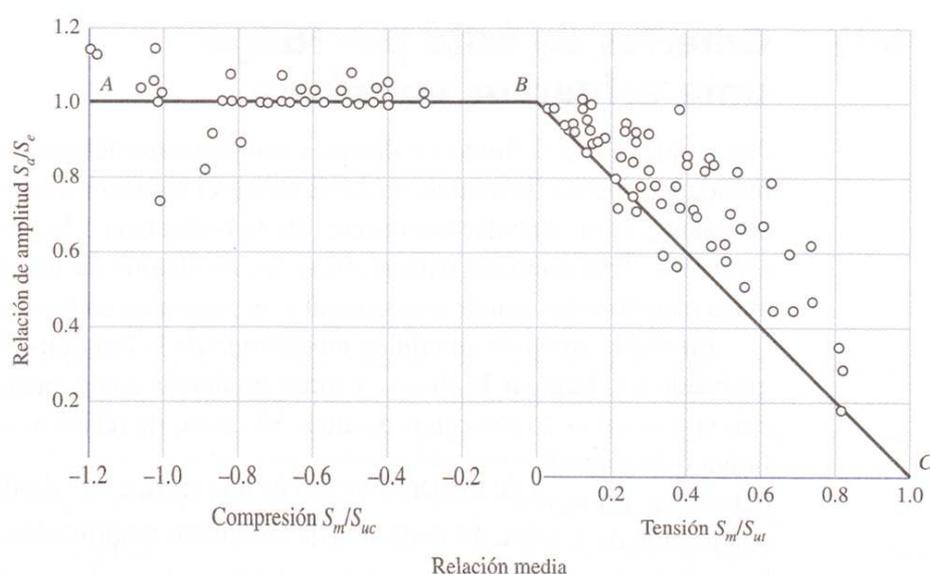


Figura 2. 15 Gráfica de fallas de esfuerzos medios en ambas regiones de tensión y compresión.

Cuando el esfuerzo medio es de compresión, la falla ocurre cuando $\sigma_a = S_e$ o cuando $\sigma_{m\acute{a}x} = S_{yc}$, como se muestra en el lado izquierdo de la figura 2.15 no es necesario realizar un diagrama de fatiga o desarrollar cualquier otro criterio de falla.

El diagrama de fatiga de la figura 2.16 es el que se empleará para fines de diseño y en él las líneas gruesas determinan el criterio de falla. Como explicación, obsérvese que la resistencia de fluencia también se ha marcado en el eje de esfuerzo medio, tanto para la tensión como para la compresión, y también en el eje de amplitud de

esfuerzo. La recta que va de S_y a S_{yc} define la falla por fluencia a compresión, y la trazada de S_y a S_{yt} la falla por fluencia a tensión.

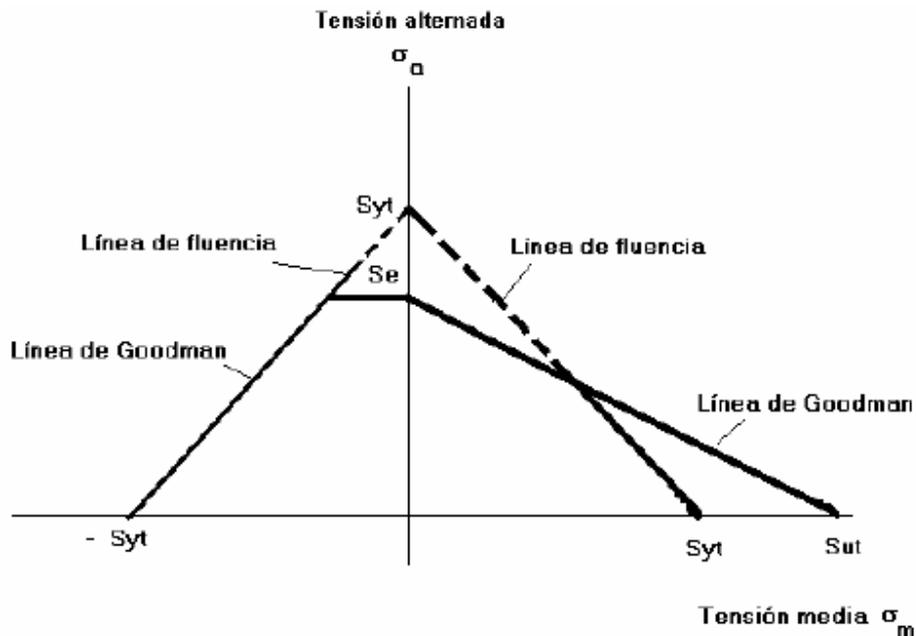


Figura 2. 16 Diagrama de fatiga que indica cómo encontrar los valores de σ_a y σ_m cuando se conoce la razón de los dos esfuerzos.

Se traza la línea de Goodman modificada para esfuerzo medio de tensión y una recta horizontal desde S_e hacia la izquierda para esfuerzo medio a compresión. Las intersecciones de las dos rectas en cada cuadrante son los puntos de transición entre una falla por fatiga y una por fluencia.

2.11.2 GERBER Y ASME-ELÍPTICA PARA CRITERIOS DE FALLA Y LANGER PARA FLUENCIA

Estos criterios de falla, se utilizan en conjunto con una línea de carga,

$$r = S_a/S_m = \sigma_a/\sigma_m \quad \text{Ec. (2. 37)}$$

En este estudio también se continuará incluyendo al criterio de Goodman modificado debido a que muchos diseñadores lo utilizan hasta la actualidad.

En las tablas 2.3 a 2.5 se dan las intersecciones principales.

En el panel inferior de las tablas se proporcionan las expresiones formales del factor de seguridad de fatiga. El primer renglón de cada tabla corresponde al criterio de fatiga, el segundo es el criterio estático de Langer y el tercero corresponde a la intersección de los criterios estáticos y de fatiga.

La primera columna proporcionan las ecuaciones que se intersecan y la segunda da las coordenadas de la intersección.

Intersecciones de Ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ <p>Línea de Langer $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \frac{rS_eS_{ut}}{rS_{ut} + S_e}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ <p>Línea de Langer $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \frac{rS_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{(S_y - S_e)S_{ut}}{S_{ut} - S_e}$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga	
$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$	

Tabla 2. 3 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Goodman modificado y de Langer.

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en ingeniería mecánica”, 8a ed., pp. 299

Elaboración: Propia

Intersecciones de Ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ <p>Línea de Gerber $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ <p>Línea de Gerber $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \frac{rS_y}{1+r}$ $S_m = \frac{S_y}{1+r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_y}{S_e}\right)} \right]$ $S_a = S_y - S_m, r_{crit} = S_a/S_m$
Factor de seguridad de fatiga	
$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m}\right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a}\right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

Tabla 2. 4 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de Gerber y de Langer.

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en ingeniería mecánica”, 8a ed., pp. 299

Elaboración: Propia

Intersecciones de Ecuaciones	Coordenadas de la intersección
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ <p>Línea de Langer $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \sqrt{\frac{r^2 S_e^2 S_y^2}{S_e^2 + r^2 S_y^2}}$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$ <p>Línea de Langer $r = \frac{S_a}{S_m}$</p>	$S_a = \frac{r S_y}{1 + r}$ $S_m = \frac{S_y}{1 + r}$
$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1$	$S_m = 0, \quad \frac{2 S_y S_e^2}{S_e^2 + S_y^2}$ $S_m = S_y - S_m, r_{crít} = S_a/S_m$
<p>Factor de seguridad de fatiga</p> $n_f = \sqrt{\frac{1}{(\sigma_a/S_e)^2 + (\sigma_m/S_y)^2}}$	

Tabla 2. 5 Coordenadas de la amplitud y constante de la resistencia, e intersecciones importantes en el primer cuadrante de los criterios de falla de ASME-elíptica y de Langer.

Fuente: SHIGLEY J., “Diseño en ingeniería mecánica”, 8a ed., pp. 300

Elaboración: Propia

En conclusión, existen dos formas de proceder con un análisis típico. La primera es suponer que la fatiga ocurre primero y usar una de las ecuaciones (2.32) a (2.36) para determinar n o el tamaño, dependiendo de la necesidad, puesto que la fatiga es el modo de falla más común. Después se procede a realizar una verificación estática, y si la falla principal es estática, entonces se repite el análisis pero utilizando la ecuación (2.36).

En forma alternativa se pueden usar las tablas. Utilice la línea de carga y establezca cual criterio interseca primero a la línea de carga y utilice las ecuaciones correspondientes de la tablas 2.3 a 2.5

2.2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS PARA EL DISEÑO DE LA ALTERNATIVA

2.12.1 DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN⁹

Los ejes de transmisión son elementos de sección circular que pueden estar o no en movimiento y se los utiliza generalmente para transmitir potencia o movimiento.

Sobre ellos se pueden encontrar engranajes, rodamientos, poleas, chumaceras, acoples o cualquier tipo de elemento que permita transmitir movimiento o potencia.

Los ejes están sometidos en forma general a esfuerzos de tracción, compresión, torsión, flexión o una determinada combinación en ellos.

Para el presente caso, los ejes motriz y conducido se encuentran sometidos a esfuerzos puros de flexión ya que los esfuerzos de torsión generados son muy pequeños (despreciables).

A continuación se realizará el diseño de los ejes tanto para el estado de carga estático y dinámico.

2.12.1.1 Diseño de ejes para cargas estáticas

Los principales esfuerzos que se generan en la superficie de un eje circular que se encuentra sometido a cargas y momentos de flexión y torsión son:

FLEXIÓN	$\sigma_x = \frac{32 M}{\pi d^3}$	Ec. (2. 38)
---------	-----------------------------------	-------------

TORSIÓN	$\tau_{xy} = \frac{16 T}{\pi d^3}$	Ec. (2. 39)
---------	------------------------------------	-------------

donde:

σ_x = Esfuerzo de Flexión [kpsi]

⁹ SHIGLEY J. – MITCHELL L., Ibidem, pp. 728 - 737

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión [kpsi]

M = Momento flector de la sección crítica [kg.mm]

T = Momento Torsor en la sección crítica [kg.mm]

d = Diámetro del eje [mm]

De la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. (2. 40)}$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad y \quad FS = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$$

donde: S_y = Resistencia al corte

Por tanto reemplazando las ecuaciones (2. 38) y (2. 39) en la ecuación (2. 40) se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2 FS} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Para determinar el diámetro de un eje de transmisión se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = \left[\left(\frac{32 FS}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. (2. 11)}$$

Para el caso de la máquina de fatiga, en vista de que los ejes motriz y conducido giran libremente sobre los rodamientos, el momento torsor (T) se vuelve despreciable por lo que la ecuación anterior queda de la siguiente manera.

$$d = \left(\frac{32 FS * M}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. (2. 42)}$$

2.12.1.2 DISEÑO DE EJES PARA CARGAS DINÁMICAS

Este análisis se lo realiza debido a que los ejes de la máquina van a estar sometidos a esfuerzos variables.

El estado de cargas da lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante y a un esfuerzo torsional invariable en el tiempo.

$$\sigma_a = \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (2. 43)}$$

$$\tau_m = \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (2. 44)}$$

donde:

σ_a = Esfuerzo a flexión alternante [kpsi]

M_a = Momento Flexionante alternante [lb.pulg]

τ_m = Esfuerzo de Torsión medio [kpsi]

T_m = Momento torsor medio [lb.pulg]

Teoría de Siner:¹⁰ “La resistencia a la fatiga por flexión no varía por la existencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que $\tau_m = 0.75 S_y$ ”

Por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{FS} \quad \text{Ec. (2. 45)}$$

y al reemplazar en la ecuación (4.6) se obtiene:

$$FS = \frac{S_e \pi d^3}{32 M_a} \quad \text{Ec. (2. 46)}$$

$$d = \left(\frac{32 M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. (2. 47)}$$

2.12.1.3 PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DE EJES

Para el cálculo y diseño de ejes se debe seguir los siguientes pasos:

1. Realizar el diagrama de cuerpo libre del problema.
2. Determinar las fuerzas aplicadas a los ejes.
3. Calcular las reacciones en los puntos de apoyo.
4. Realizar los diagramas de corte y momento flector.
5. Analizar los momentos máximos para determinar la reacción crítica.
6. Elegir el material a utilizar (propiedades).

¹⁰<http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-maquinas/material-de-estudio/ejes-transparencia.pdf>

7. Realizar los cálculos para el estado de carga estática (Determinar el diámetro mínimo aceptable y el factor de seguridad).
8. Realizar los cálculos para el estado de cargas dinámico.

2.12.2 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA CARGAS RADIALES¹¹

En la selección de un rodamiento se considera la capacidad de carga, duración, límites de velocidad, lubricación, etc.

Para la selección de rodamientos que trabajaran con carga radiales, normalmente se selecciona el rodamiento después de haber avanzado en el diseño del eje, hasta el punto donde se ha determinado su diámetro mínimo.

Los pasos a seguir para la selección de rodamientos son los siguientes:

- 1.- Calcular la carga radial de diseño que va a actuar sobre el rodamiento.
- 2.- Determinar el diámetro aceptable del eje, que limitara el tamaño del diámetro interior en el rodamiento.
- 3.- Especifique la duración de diseño del rodamiento, utilizando la tabla 2.6 en la cual se especifica el tipo de máquina a diseñar.

¹¹ SHIGLEY J., Ibidem, pp. 550 - 555

Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico.	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 1 2000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrífugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos.	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de eje de transatlánticos.	□ 100 000

Tabla 2. 6 Horas de servicio de acuerdo al tipo de máquinas

Fuente: Catálogo General SKF

Elaboración: Propia

La duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) es:

$$L_{10h} = \frac{\text{límite inferior} - \text{límite superior}}{2} \quad \text{Ec. (2. 48)}$$

4.- Calcular la capacidad de carga dinámica básica requerida, C , mediante la ecuación:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad \text{Ec. (2. 49)}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

p = 3 para los rodamientos de bolas

5.- Seleccionar el rodamiento que tenga las dimensiones más adecuadas, considerando la capacidad de carga básica requerida y el tamaño del diámetro interior limitado por el eje.

Además se deberá cumplir que $C_r > C$, donde C_r = Capacidad de carga dinámica obtenido de datos de tablas.

2.12.3 POTENCIA DEL MOTOR¹²

Para calcular la potencia mínima requerida en el motor, es necesario determinar el momento de torsión en cada uno de los rodamientos, puesto que esta será la única fuerza que se oponga al movimiento del eje motriz.

La ecuación para determinar la potencia del motor es:

$$H = \frac{T \cdot n}{63000*} \quad \text{Ec. (2. 50)}$$

¹² RAMON F., (1971), "Maquinas Herramientas Modernas", Ed. Científico-Médica, España, pp. 231

donde: H = potencia del motor, [HP]

T = momento de torsión, [lb.pulg]

n = velocidad de rotación, [rpm]

= rendimiento según la condición de la máquina

Por tanto, primero es necesario determinar el momento de torsión mínimo que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos. Se lo realiza mediante la ecuación:

$$T = \mu * F * d/2 \quad \text{Ec. (2. 51)}$$

donde: μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

F = carga aplicada sobre el rodamiento, [N]

d = diámetro del agujero interior del rodamiento, [m]

2.12.4 DISEÑO DE CHAVETAS¹³

Existe dos modos básicos de falla potencial de las chavetas que transmiten momentos torsionales:

a.- Corte a través de la interface eje-cubo, y

b.- Falla por compresión o aplastamiento, debido a la acción del empuje entre los lados de la chaveta y el material del eje.

Para analizar cada uno de estos modos de falla, es necesario realizar el cálculo de las fuerzas que actúan sobre la cuña. En la figura 2. 17 se idealiza la forma en que actúan las fuerzas sobre la chaveta, ya que no se conoce con exactitud la posición de la fuerza F .

¹³ SHIGLEY J., Ibidem, pp. 378-381

JUTZ Herman, (1984), "Prontuario de Metales", Ed. Reverté, pp. 139

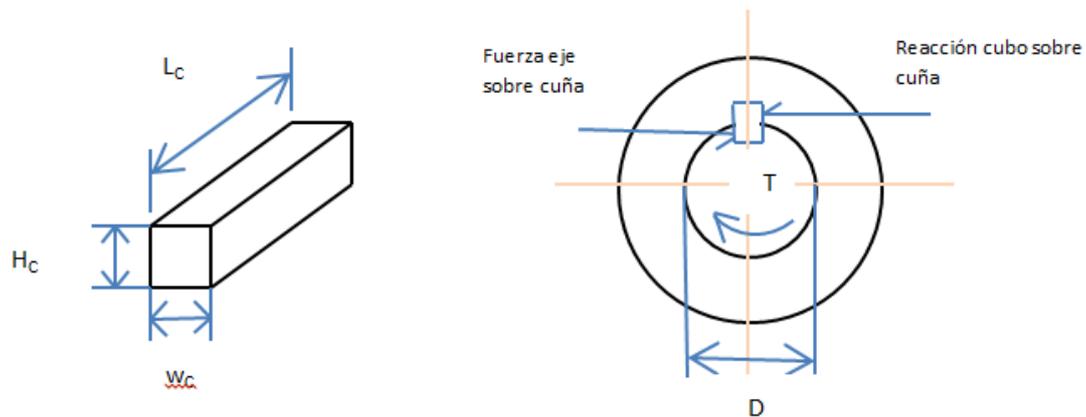


Figura 2.17 Esquema de la chaveta

donde: W_c = Ancho de la chaveta, [pulg]

H_c = Altura de la chaveta, [pulg]

L_c = Longitud de la chaveta, [pulg]

Entonces el par transmitido se lo puede calcular con la ecuación:

$$T = F \frac{D}{2} \quad \text{Ec. (2. 2)}$$

Y el esfuerzo cortante, mediante la ecuación

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{(D/2)(W_c \cdot L_c)}$$

$$\tau = \frac{2T}{D \cdot W_c \cdot L_c} \quad \text{Ec. (2. 53)}$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante admisible y el esfuerzo cortante de diseño, entonces para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo se tiene:

$$\tau_d \geq \frac{0.5 S_y}{FS} = \frac{2T}{D \cdot W_c \cdot L_c} \quad \text{Ec. (2. 54)}$$

Por tanto la longitud necesaria de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2T FS}{0.5 S_y D W_c} \quad \text{Ec. (2. 55)}$$

donde: τ = Esfuerzo cortante admisible, [lb/pulg²]

τ_d = Esfuerzo cortante de diseño, [lb/pulg²]

A_c = Área de corte, [pulg²]

S_y = Esfuerzo de fluencia, [lb/pulg²]

FS = Factor de seguridad

La falla por aplastamiento se relaciona con el esfuerzo de compresión que se produce en el costado de la chaveta, al encontrarse en contacto con el lado del chavetero en el eje, o con el lado del chavetero en el cubo. Por lo que el esfuerzo de compresión admisible es:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_a} = \frac{T}{(D/2)(L_c)(H_c/2)}$$

$$\sigma_c = \frac{4T}{D L_c H_c} \quad \text{Ec. (2. 56)}$$

Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión.

Al igualar el esfuerzo por compresión de diseño con el esfuerzo de compresión admisible, se tiene:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{FS} = \frac{4T}{D L_c H_c} \quad \text{Ec. (2. 57)}$$

Entonces, la longitud de la chaveta para este modo de falla es:

$$L_c = \frac{4 T F S}{D H_c S_y} \quad \text{Ec. (2. 58)}$$

Donde: σ_c = Esfuerzo de compresión admisible, [lb/pulg²]

σ_d = Esfuerzo de compresión de diseño [lb/pulg²]

A_a = Área de Aplastamiento, [pulg²]

Generalmente en aplicaciones industriales típicas, utilizar un factor de seguridad $FS = 3$ es lo recomendable.

2.12.5 SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO SEMIFLEXIBLE

El propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al eje impulsado y compensar el desalineamiento

angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo.

Para las condiciones de servicio de la máquina es necesario seleccionar el tipo de acoples flexibles que admitan cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular, debido a que en la máquina se crean distorsiones provocadas por la vibración y desgaste de los cojinetes. Por esta razón el tipo de acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada (se le conoce también como de estrella). Este tipo de acople es el más sencillo y puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorber la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes.

2.12.5.1 Dimensionamiento del acople¹⁴

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento en los acoplamientos de ejes y en las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n} \quad \text{Ec. (2. 59)}$$

donde: C = Par nominal a transmitir, [Nm]

H = Potencia nominal del motor, [HP]

n = velocidad de rotación, [rpm]

Además para la elección de un acoplamiento con el tamaño correcto, se debe tomar en cuenta el diámetro de los ejes y la severidad del servicio que debe absorber, para lo cual es necesario aplicar un factor de corrección o de servicio (k) y es el producto de tres coeficientes que se encuentran en función de:

- Las irregularidades del par torsor, debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1).

¹⁴ “Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial”
www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf

- Las frecuencias de arranque (k_2).
- El número de horas de funcionamiento por día (k_3).

Estos coeficientes se los obtiene de las tablas que se encuentra en el anexo G1.

El par nominal efectivo del acoplamiento (C_e) se determina mediante la siguiente ecuación:

$$C_e = k * C \quad \text{Ec. (2. 60)}$$

2.12.6 DISEÑO DE PLACAS¹⁵

Para el diseño y cálculo de placas se considera a las mismas como si fuesen vigas de sección constante, y algunas consideraciones que idealizan al problema que se tenga en cuestión.

2.12.6.1 Diseño de la placa de fuerza

Consideraciones para el diseño:

- A la placa se le considera como un continuo, no posee agujeros.
- Para el diagrama de un cuerpo libre y el análisis, se considera como una viga simplemente apoyada.
- La carga aplicada en el centro de la placa corresponde a la de peso propio, las barras de carga y la carga a transmitir.

En la figura 2.18 se esquematiza en 3 dimensiones a la placa de fuerza con sus respectivas reacciones y fuerzas aplicadas.

¹⁵ SHIGLEY J. – MITCHELL L., Ibidem, pp. 53 - 57

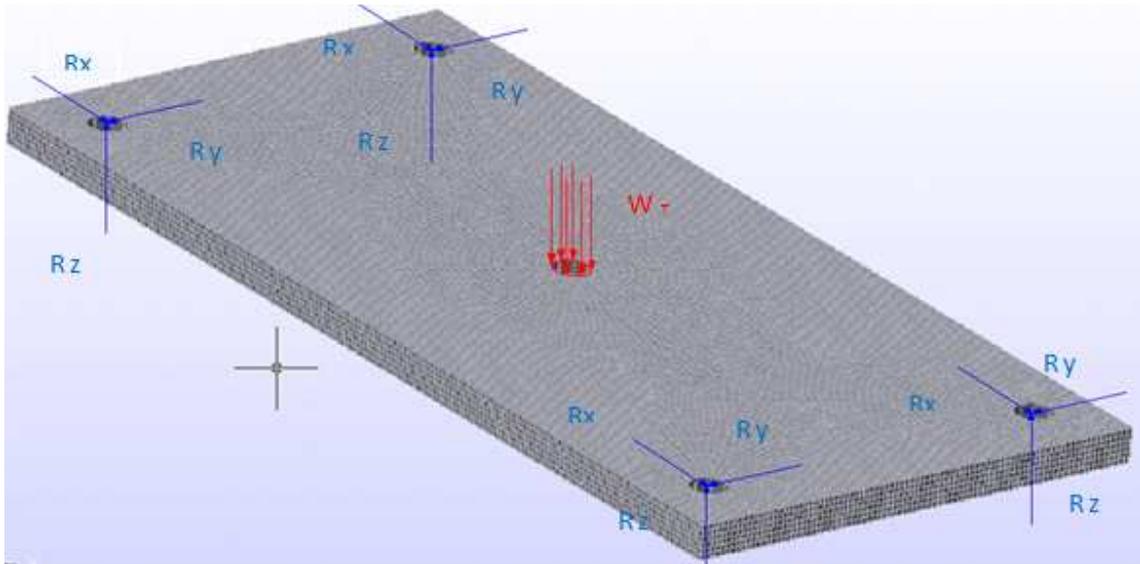


Figura 2. 18 Esquematación en 3D de la placa de fuerza con sus respectivas reacciones y fuerzas aplicadas.

Para continuar con el diseño, primero es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza, tal como se muestra en la siguiente figura.

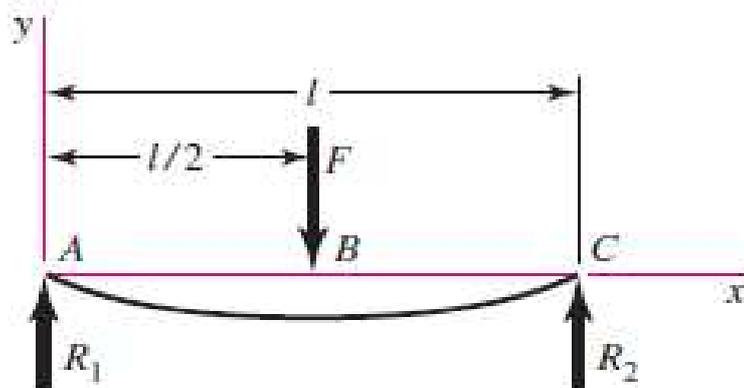


Figura 2. 19 Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza

Luego se realiza un análisis de reacciones y momentos flectores. Para este caso en particular se tiene que las ecuaciones que describen el comportamiento de la fuerza cortante y el momento flector son:

$$R_1 = R_2 = \frac{W_T}{2} \quad \text{Ec. (2. 61)}$$

$$V_{AB} = R_1 ; \quad V_{BC} = -R_2 \quad \text{Ec. (2. 62)}$$

$$M_{AB} = \frac{W_T * x}{2} \quad M_{BC} = \frac{W_T}{2} (l - x) \quad \text{Ec. (2. 63)}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{F * l^3}{48 EI} \quad \text{Ec. (2. 64)}$$

Con estas ecuaciones se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector, estos diagramas se encuentran en la siguiente figura.

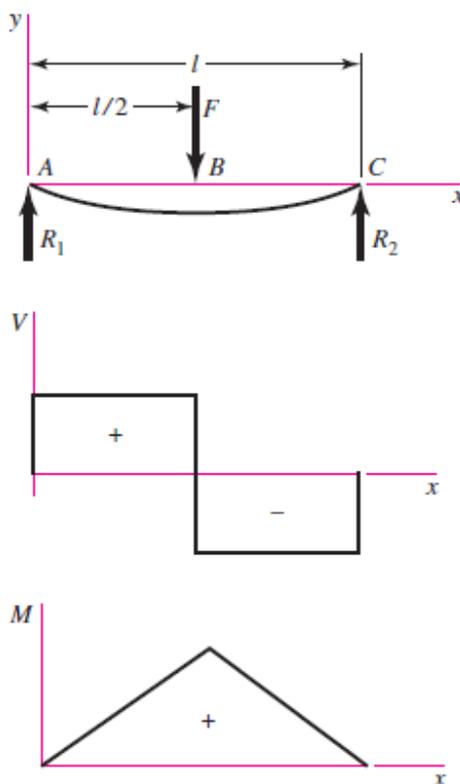


Figura 2. 20 Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.

Para determinar el espesor de la placa, es necesario establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo que será necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M_{m\acute{a}x} * C}{I} \quad \text{Ec. (2. 65)}$$

donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo aplicado en la sección crítica de la placa.

C = Distancia desde la capa neutra de la sección hasta la superficie.

I = Momento axial de inercia de la sección

$$C = \frac{e}{2} \quad \text{Ec. (2. 66)}$$

Las propiedades de la sección se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$I_x = \frac{b * e^3}{12} \quad \text{Ec. (2. 67)}$$

$$I_y = \frac{b * e^3}{12} \quad \text{Ec. (2. 68)}$$

$$I_{xy} = 0 \quad \text{Ec. (2. 69)}$$

donde b es el espesor de la placa.

Reemplazando las ecuaciones (2. 65 y 2. 66) en la ecuación (2. 64) se tiene que:

$$\sigma = \frac{M_{m\acute{a}x} * \frac{e}{2}}{\frac{b * e^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{6 M_{m\acute{a}x}}{b * e^2} \quad \text{Ec. (2. 70)}$$

El esfuerzo admisible tiene que cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{mat}] = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. (2. 71)}$$

Si se reemplaza la ecuación (2. 69) en la ecuación (2. 70) se obtiene que el espesor e es:

$$\frac{6 M_{m\acute{a}x}}{b * e^2} \leq \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. (2. 72)}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 FS M_{m\acute{a}x}}{b * S_y}}$$

Considerando un factor de seguridad $FS = 2$ se tiene que el espesor de la placa es:

$$e = \sqrt{\frac{12 M_{\text{máx}}}{b \cdot S_y}} \quad \text{Ec. (2. 73)}$$

2.12.6.2 Diseño de la placa soporte principal

Consideraciones para el diseño:

- Para determinar las propiedades de la sección se toma en cuenta la menor sección y se resta la proporción de área que se encuentra en el agujero central.
- Para el DCL y el análisis del mismo, se considera que sobre la placa se tiene una carga distribuida, que se encuentra aplicada uniformemente a la misma. En el centro se está aplicando adicionalmente una carga puntual.
- La carga distribuida corresponde al peso de los ejes, chumaceras, mandriles, placas de fuerza, barras de carga y peso propio aproximado.
- La carga puntual corresponde a la carga que se desea transmitir a la probeta de ensayo (máx 50Kg).

Al igual que para el diseño de la placa de fuerza es necesario realizar un esquema que muestre los puntos de apoyo donde estarán ubicadas las reacciones. En la figura 2. 21 se puede observar los lugares donde estarán las reacciones de la placa soporte principal.

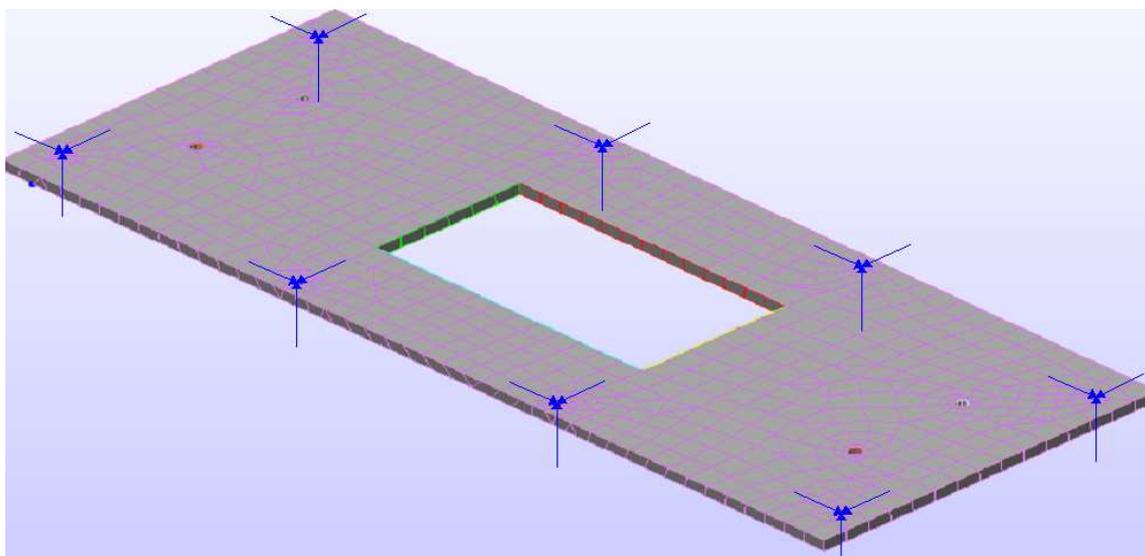


Figura 2. 21 Esquematación en 3D de la placa soporte principal con sus respectivas reacciones.

Para el cálculo de la placa soporte principal se realizan los mismos pasos que en el caso anterior, teniendo en cuenta que se trata de un caso particular de cargas aplicadas sobre la placa soporte.

2.12.7 DISEÑO DE ESTRUCTURAS¹⁶

Toda estructura debe tener las características adecuadas para asegurar su estabilidad bajo cargas verticales. Además debe proporcionar resistencia y rigidez suficiente para resistir los efectos de las cargas sean independientes o combinadas que actúen en cualquier dirección.

2.12.7.1 Marcos rígidos o estructuras continuas

Se caracteriza por que los miembros que lo componen están unidos entre sí por medio de conexiones rígidas, capaces de reducir a un mínimo las rotaciones relativas entre los extremos de las barras que concurren en cada nudo.

De manera que el análisis puede basarse en la suposición de que los ángulos originales entre esos extremos se conservan sin cambios al deformarse la estructura.

¹⁶ <http://www.jjcoopsa.com.mx/reglamweb/dmetalnortecom.d33.html>

2.12.7.2 Miembros en flexión

Los elementos como vigas laminadas, canales, barras de sección transversal maciza circular, cuadrada o rectangular trabajan principalmente a flexión, producidas por cargas transversales o por momentos aplicados a sus extremos; la flexión se presenta casi siempre acompañada por fuerzas cortantes.

Si se aplican pares a los extremos de la viga y no actúan en ella ninguna fuerza, la flexión se llama *flexión pura*. La flexión producida por fuerzas que no forman pares se llama *flexión ordinaria*.

Una viga sometida a flexión pura solo tiene tensiones normales y tensiones cortantes, mientras que en una viga sometida a flexión ordinaria actúan tensiones normales y cortantes en su interior.

Por ejemplo en la viga de la figura (2.22), la parte entre las dos cargas está sometida a flexión pura.

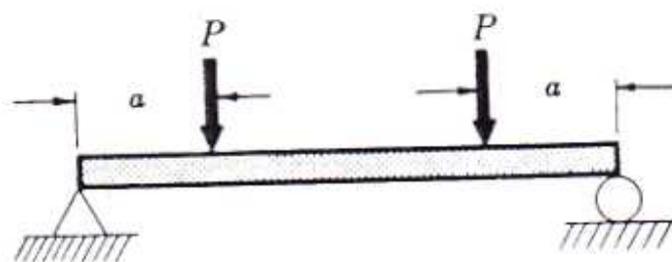


Figura 2. 22 Viga sometida a flexión pura

2.12.7.3 Diseño estructural de marcos rígidos¹⁷

Aquí se especifican todos los requisitos de carácter general para asegurar la estabilidad de la estructura en conjunto y la esbeltez de cada uno de los elementos.

En la figura 2.23 se puede observar la configuración de los elementos de un marco rígido. Mientras que en la figura 2.24 se muestra la esquematización de una parte del marco rígido, y es una columna que se encuentra sometida a cargas de compresión.

¹⁷ AISC, (1973), "Manual of Steel Construcción", Ed. AISC Inc, Estados Unidos, 7^{ma} Edición, pp 5-124 a 5-127

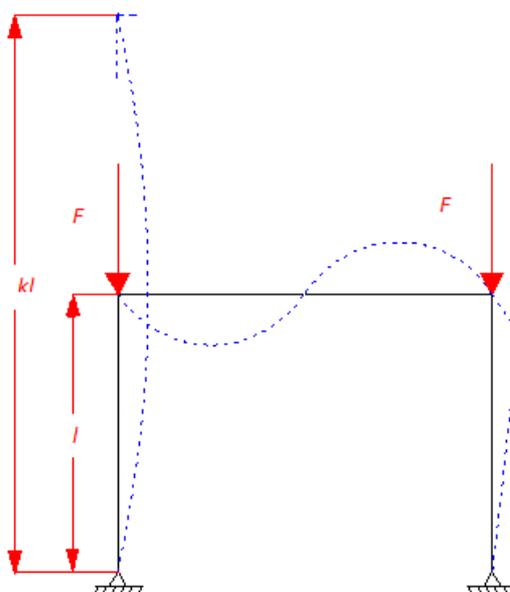


Figura 2. 23 Marco rígido o estructura continua.

2.12.7.4 Relación de esbeltez

La relación de esbeltez de los miembros comprimidos axialmente se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{Kl}{r_{\min}} \quad \text{Ec. (2. 74)}$$

donde:

λ = Relación de esbeltez

K = Factor de longitud efectiva o factor de apoyo

l = Longitud libre de la columna

r_{\min} = Radio de giro mínimo

Kl = Longitud efectiva de la columna

Para la determinación del factor de apoyo K , se deben considerar las características generales de la estructura de la que forma parte el miembro que se está diseñando y además se debe tomar en cuenta las condiciones de sujeción o apoyo en sus extremos.

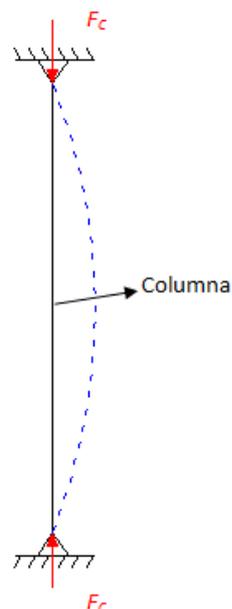


Figura 2. 24 Columna sometida a cargas de compresión.

En la figura (2. 25) tomada del manual de la AISC se puede determinar el factor de apoyo por medio de la intersección de los coeficientes de apoyo G para cada uno de los extremos del miembro estructural analizado.

$$G = \frac{\sum \left(\frac{I_c}{L_c} \right)}{\sum \left(\frac{I_g}{L_g} \right)} \quad \text{Ec. (2. 75)}$$

donde:

G = Coeficiente de apoyo.

I_c = Momento de inercia en la columna.

L_c = Longitud libre de la columna.

I_g = Momento de inercia en la viga.

L_g = Longitud libre de la viga.

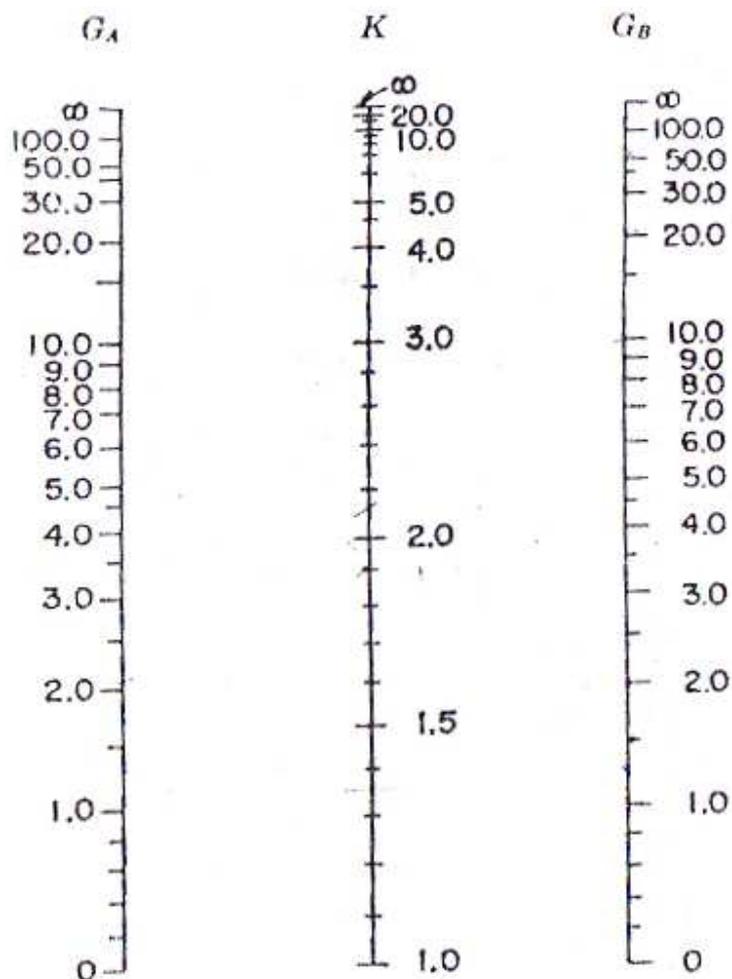


Figura 2. 25 Factor de apoyo en estructuras continuas.

El radio mínimo de giro se lo puede determinar a partir de la ecuación:

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad \text{Ec. (2. 76)}$$

donde:

I = Momento de inercia mínimo de la sección del perfil

A = Área de sección transversal del perfil.

2.12.7.5 Relaciones de esbeltez máximas

La relación de esbeltez máxima en miembros sometidos a compresión no debe exceder de 200:

$$\lambda = \frac{Kl}{r_{\min}} \leq 200 \quad \text{Ec. (2. 77)}$$

Mientras que la relación de esbeltez en miembros en tensión pueden tener cualquier valor, pero se recomienda que se cumpla la siguiente relación:

$$\frac{l}{r} < 240 \text{ en miembros principales}$$

$$\frac{l}{r} < 300 \text{ en arriostramientos o miembros secundarios}$$

Especialmente cuando estos elementos van a estar sometidos a cargas que puedan ocasionar vibraciones.

Otra condición que se debe cumplir para seleccionar el perfil más adecuado es que:

$$\sigma_{cm} \leq \sigma_{c \text{ admisible}} \quad \text{Ec. (2. 38)}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F_c}{A} \quad \text{Ec. (2. 79)}$$

donde:

σ_{cm} = Esfuerzo de compresión de la columna

$\sigma_{c \text{ admisible}}$ = Esfuerzo admisible de compresión

F_c = Fuerza de compresión

A = Área de la sección transversal del perfil.

Los esfuerzos admisibles de compresión para el acero estructural ASTM A-26 se encuentran tabulados en la tabla 3-36 del manual de la AISC.

Por último se debe asegurar que el índice de trabajo I_a del miembro estructural analizado sea menor o igual que uno.

$$I_a \leq 1 \quad \text{Ec. (2. 80)}$$

$$I_a = \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{c \text{ admisible}}} \quad \text{Ec. (2. 81)}$$

2.12.7.6 Condiciones de resistencia por tensiones normales¹⁸

Para garantizar la resistencia de una viga, es necesario que durante la flexión, las tensiones máximas de tracción y compresión en la sección peligrosa, es decir, en la sección donde el momento flector tiene el valor máximo M_{max} , no superasen las correspondientes tensiones admisibles.

En la figura 2.26 se indica un ejemplo de un elemento en el cual las fibras se encuentran a diferentes distancias del eje neutro. Se designa por c_t a la distancia de la fibra traccionada más alejada del eje neutro y por c_c a la distancia de la fibra más comprimida respecto al mismo eje.

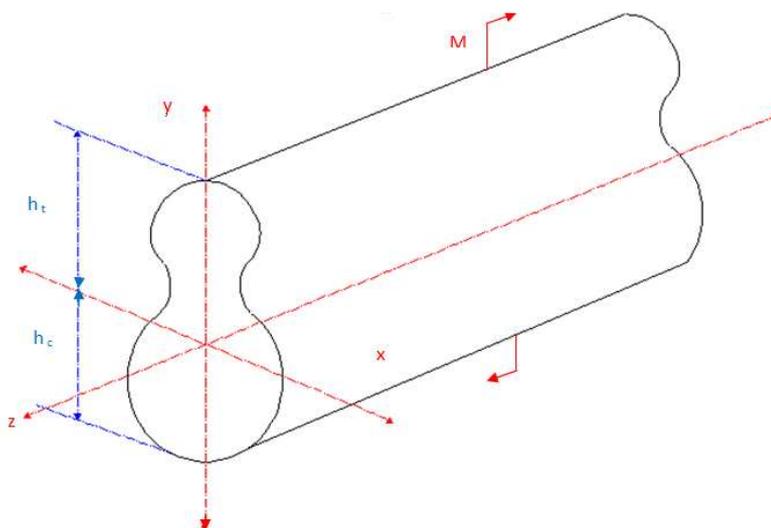


Figura 2. 26 Distancia de las fibras exteriores a la línea del eje neutro.

Entonces, el esfuerzo máximo de tracción en flexión será:

$$\sigma_t = \frac{M_{max} \cdot c_t}{I} \quad \text{Ec. (2. 82)}$$

y el esfuerzo máximo (en valor absoluto) de compresión:

$$\sigma_c = \frac{M_{max} \cdot c_c}{I} \quad \text{Ec. (2. 83)}$$

Donde: I = Inercia de la sección

¹⁸ STIOPIN P., (1985), “Resistencia de materiales”, Editorial Mir Moscú, URSS, Cuarta edición, pp. 160-163

Anotando $W = \frac{I}{c}$, obtenemos, para iguales esfuerzos admisibles en la tracción y la compresión $[\sigma]$, la condición de resistencia es la siguiente:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{Ec. (2. 84)}$$

La magnitud W se denomina momento axial de resistencia o módulo de resistencia en la flexión.

Para los perfiles laminados, los valores de W están dados en las tablas del surtido de perfiles. Para determinar la sección de una viga, de la ecuación (2. 84) se obtiene la siguiente relación:

$$W \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]} \quad \text{Ec. (2. 85)}$$

y el momento flector admisible se calcula por la fórmula:

$$M_{max} \leq W [\sigma] \quad \text{Ec. (2. 86)}$$

Con el propósito de tomar ciertas precauciones para evitar fallos estructurales, los esfuerzos que garanticen un trabajo sin fallas (de los elementos estructurales) de una máquina o cualquier estructura deberán ser inferiores a los esfuerzos límites que pueden conducir al fallo o al surgimiento de deformaciones plásticas. Así pues se admite que:

$$[\sigma] = \frac{S_y}{[FS]} \quad \text{Ec. (2. 87)}$$

donde:

$[\sigma]$ = Esfuerzo admisible del material

$[FS]$ = Coeficiente normativo de seguridad o factor de seguridad

S_y = Esfuerzo de fluencia del material.

Entonces al reemplazar la ecuación (2. 87) en la ecuación (2. 84) se obtiene:

$$\frac{M_{max}}{W} \leq \frac{S_y}{[FS]} \quad \text{Ec. (2. 88)}$$

Con lo cual se puede obtener un determinado factor de seguridad para el miembro estructural que se esté estudiando por medio de la siguiente.

$$FS = S_y \frac{W}{M_{max}} \quad \text{Ec. (2. 89)}$$

2.12.8 Diseño de conexiones soldadas¹⁹

Es la aplicación de un proceso por el cual las partes estructurales a unir son fundidas agregando un metal de aportación a la junta a utilizarse.

Los tipos de soldaduras utilizados con más frecuencia son: la soldadura tipo filete y la soldadura tipo ranura. La primera se localiza en la esquina conformada por las partes en contacto, mientras que la segunda es depositada en una abertura entre las partes conectadas.

2.12.8.1 Juntas a Filete

Es la unión de un elemento en voladizo a un soporte las cuales se encuentran unidas en la parte superior e inferior por juntas de filete o cordón.

En la figura 2.27 se muestran los diferentes tipos de soldadura a filete.

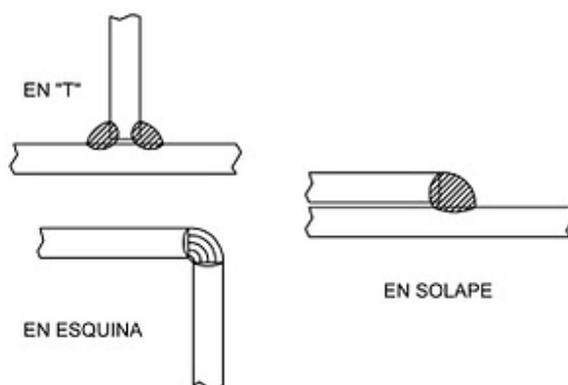


Figura 2. 27 Tipos de soldadura a filete

Este tipo de soldadura es el más común y su aspecto recuerda a un triángulo que resulta de unir dos superficies en ángulo, como los casos de las soldaduras en “T”,

¹⁹ SHIGLEY J. – MITCHELL L., Ibidem, pp. 549

en solapa y en esquina. La soldadura en filete posiblemente represente el 80% de todas las uniones soldadas por arco eléctrico.

2.12.8.2 Diseño de soldaduras para cargas estáticas por flexión

Al presentarse un voladizo (el cual soporta una carga o fuerza) unido a un soporte mediante una junta con filete o cordón en la parte superior e inferior de la cara del elemento en contacto con el soporte (figura 2.28), se producirá un momento, el cual producirá un esfuerzo normal por flexión

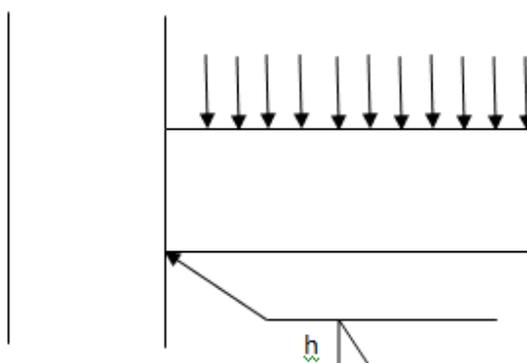


Figura 2. 28 Esquema de un voladizo unido por soldaduras a un soporte vertical.

Si se considera como líneas a las dos soldaduras por filete, se tiene que el segundo momento del área unitaria I_u será expresada según la ecuación (2.90), que se selecciona del anexo H1.

$$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d) \quad \text{Ec. (2. 90)}$$

donde :

b= ancho de la sección del perfil

d= altura de la sección del perfil

El segundo momento del área I , con base al área de la garganta de la soldadura será:

$$I = 0.707 h I_u \quad \text{Ec. (2. 91)}$$

para determinar el esfuerzo nominal se utilizara la expresión:

$$\sigma = \frac{M_{max} * c}{I}$$

$$c = \frac{d}{2} \quad \text{Ec. (2. 392)}$$

por lo que para calcular el esfuerzo normal sometido a flexión, se remplazan las ecuaciones (2. 91 y 2. 92) en la ecuación de esfuerzo y se tiene que:

$$\tau = \sigma = \frac{1.414 M_{max} * c}{h I_u} \quad \text{Ec. (2. 93)}$$

2.12.8.3 Juntas a Tope

Es la unión de dos elementos sin la necesidad de realizar una ranura a través de un cordón de soldadura. Se considera que las cargas externas soportan fuerzas cortantes en el área de la garganta de la soldadura, al no tomar en cuenta el esfuerzo normal en la garganta entonces los esfuerzos cortantes se incrementan lo suficiente.

El diseño de la soldadura se lo realiza con la ecuación (2. 94).

$$\tau = \frac{1.414 F}{l} \quad \text{Ec. (2. 94)}$$

2.12.8.4 Diseño de soldaduras para cargas estáticas

Los esfuerzos permisibles en la actualidad se basan en el límite elástico del material, en lugar de la resistencia última, por lo que el diseñador puede elegir factores de seguridad o esfuerzos permisibles de trabajo mediante el código AISC, expresado en la tabla 2.7.

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	n*
Tensión	A Tope	0.60 S _y	1.67
Aplastamiento	A Tope	0.90 S _y	1.11
Flexión	A Tope	0.60 – 0.66 S _y	1.52 - 1.67
Compresión Simple	A Tope	0.60 S _y	1.67
Cortante	A Tope o Filete	0.30 S _{ut}	

Tabla 2. 7 Factores de seguridad y esfuerzos permisibles

Fuente: SHIGLEY J., Diseño en ingeniería mecánica, 8a ed., pp. 472

Elaboración: Propia

Por lo que para calcular el esfuerzo permisible se utilizará la ecuación $\sigma \leq [\sigma_{ad}]$, mientras que para el límite elástico del material de aporte E60XX se tomará de la tabla 2.8.

NÚMERO DE ELECTRODO AWS	RESISTENCIA ÚLTIMA kpsi (MPa)	RESISTENCIA FLUENCIA kpsi (MPa)	ELONGACIÓN (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17 – 25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14 – 17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13 – 16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Tabla 2. 8 Límite elástico del material de aporte

Fuente: SHIGLEY J., “*Diseño en ingeniería mecánica*”, 8va ed., pp. 472

Elaboración: Propia

2.12.8.5 Diseño de soldaduras para cargas dinámicas

Para el diseño de conexiones soldadas sometidas a cargas dinámicas es necesario determinar los factores de seguridad contra la falla por fatiga, así se determinará la resistencia a la fatiga S_e en el metal de aporte.

Para determinar el factor de seguridad de fatiga FS se utilizará la teoría de falla de Goodman, el cual se calculará con la siguiente ecuación:

$$FS = \frac{1}{\frac{\tau_a + \tau_m}{S_e + S_{ut}}} \quad \text{Ec. (2. 95)}$$

2.12.9 UNIONES EMPERNADAS²⁰

Uno de los objetivos más importantes del diseño actual de la Manufactura, es reducir al mínimo el número de sujetadores. Sin embargo siempre habrá necesidad de ellos para facilitar el desmontaje con fines diversos. En la figura 2.29 se muestra a los elementos que intervienen en una conexión empernada.

²⁰ SHIGLEY J., Ibidem, pp. 410 - 488

Para el presente proyecto se utiliza juntas empernadas para la sujeción de la placa soporte principal, placa soporte del motor y chumaceras.

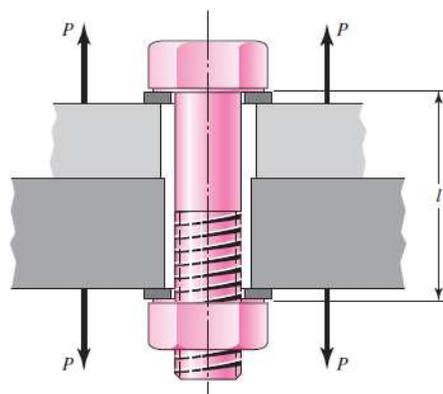


Figura 2. 29 Conexión empernada. Cargas a tensión P.

2.12.9.1 Cargas estáticas en elementos roscados (uniones empernadas)

Para realizar el diseño es necesario primero seleccionar los pernos que se va utilizar de acuerdo a la necesidad.

Luego se procede a calcular la constante de rigidez del perno de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$k = \frac{A_t E}{l_t} \quad \text{Ec. (2. 96)}$$

Donde:

k = constante de rigidez del perno.

A_t = Área del esfuerzo sometido a tensión.

E = Módulo de elasticidad del perno.

l_t = Longitud de la parte roscada de agarre.

La longitud de la parte roscada de agarre se la determina por la suma de los espesores de la placa, arandelas y altura del soporte al que se desee unir.

Luego determinamos la constante de rigidez de los miembros que se van a sujetar por medio de pernos mediante la ecuación:

$$K_m = \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \ln\left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d}\right)} \quad \text{Ec. (2. 97)}$$

Con los valores K_{m1} , K_{m2} y con la siguiente ecuación se determina la constante de rigidez de la junta.

$$K_m = \frac{K_{m1} \cdot K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}} \quad \text{Ec. (2. 98)}$$

donde:

K_m = constante de rigidez de los elementos.

La constante de rigidez de la junta y del perno se determina con la siguiente ecuación:

$$c = \frac{k}{k + k_m} \quad \text{Ec. (2. 99)}$$

donde c = constante de rigidez de la junta

Para calcular las porciones de carga que se aplican en los pernos y en la unión se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$P_b = cP \quad \text{Ec. (2. 100)}$$

$$P_m = P - P_b \quad \text{Ec. (2. 101)}$$

Donde:

P_b = Porción de carga del perno.

P_m = Porción de carga aplicada en la junta.

P = Carga aplicada sobre cada perno.

Con la siguiente ecuación se determina la carga resultante que actúa sobre el perno:

$$F_b = P_b + F_i ; \quad F_m < 0 \quad \text{Ec. (2. 102)}$$

$$F_m = P_m - F_i \quad \text{Ec. (2. 103)}$$

donde:

F_b = Carga resultante en el perno

F_i = Precarga

F_m = Carga resultante en los elementos.

La precarga recomendable tanto para cargas estáticas como de fatiga se determina por la siguiente relación:

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizables} \\ 0.90 F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

donde F_p es la carga de la probeta y se la obtiene de la siguiente relación:

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec. (2. 104)}$$

Con el F_b se procede a calcular el esfuerzo máximo a tracción al que estará expuesto el perno mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} \quad \text{Ec. (2. 105)}$$

donde:

σ_b =Esfuerzo máximo a tracción del perno.

Con el esfuerzo máximo a la tracción y conociendo la resistencia a la fluencia del perno se calcula el factor de seguridad del perno con la siguiente ecuación:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b} \quad \text{Ec. (2. 106)}$$

Cualquier valor de $FS > 1$ en la ecuación (2. 106) asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia límite.

2.12.9.2 Cargas de fatiga en elementos roscados

Peterson, señala que la distribución de las fallas comunes de pernos es, aproximadamente 15 % bajo la cabeza, 20 % en el extremo libre de la rosca, y 65 % en los hilos de la rosca en la cara de la tuerca.

La siguiente tabla contiene valores medios de factores de reducción de resistencia a la fatiga, correspondiente al entalle (a filete) bajo la cabeza del perno, y al principio de la rosca en la espiga del mismo.

GRADO SAE	GRADO MÉTRICO	ROSCA POR LAMINADO	ROSCA CORTADA	ENTALLE
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Tabla 2. 9 Factores K_f de reducción a la resistencia a la fatiga para elementos roscados.

Fuente: SHIGLEY J., “*Diseño en ingeniería mecánica*”, 8va ed., pp. 429

Elaboración: Propia

Al utilizar la tabla 2.9, por lo general es seguro suponer que los sujetadores tienen roscas hechas por laminado, a menos que se disponga de información específica.

La mayor parte de las veces, el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de juntas con pernos, es uno en el cual la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y un valor de fuerza máximo P .

Entonces $F_{max} = F_b$ y $F_{min} = F_i$, por consiguiente, la componente alternante del esfuerzo del perno es:

$$\sigma_a = \frac{F_b - F_i}{2 A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{P}{2 A_t} = \frac{CP}{2 A_t} \quad \text{Ec. (2. 107)}$$

Como el esfuerzo medio es igual al componente alternante más el esfuerzo mínimo, se tiene que:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{CP}{2 A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. (2. 108)}$$

El análisis de la ecuación (2. 108) muestra que se compone de un término constante $\frac{F_i}{A_t}$ y el esfuerzo alternante σ_a . Por lo tanto la línea de carga es una recta pendiente unitaria que comienza en $\frac{F_i}{A_t}$ en el eje σ_m , como se indica en la figura 2.29.

En esta figura, la distancia AC representa la falla, y la distancia AB, seguridad. Por consiguiente AC dividida para AB es el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman. En consecuencia:

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ec. (2. 109)}$$

Observando que la distancia AD es igual a S_a , se tiene que:

$$S_a = S_m - \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. (2. 110)}$$

La ecuación para la línea de Goodman modificada puede escribirse:

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right) \quad \text{Ec. (2. 111)}$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (2. 110) y (2. 111) se obtiene:

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \quad \text{Ec. (2. 112)}$$

Al usar estas ecuaciones se debe asegurar de usar K_f como un factor de reducción de resistencia a la fatiga, de otro modo, la pendiente de la línea de carga no permanecerá igual 1:1.

En la figura 2.30 se tiene el diagrama de Goodman, en el que se muestran la falla y la seguridad en conexiones emperradas.

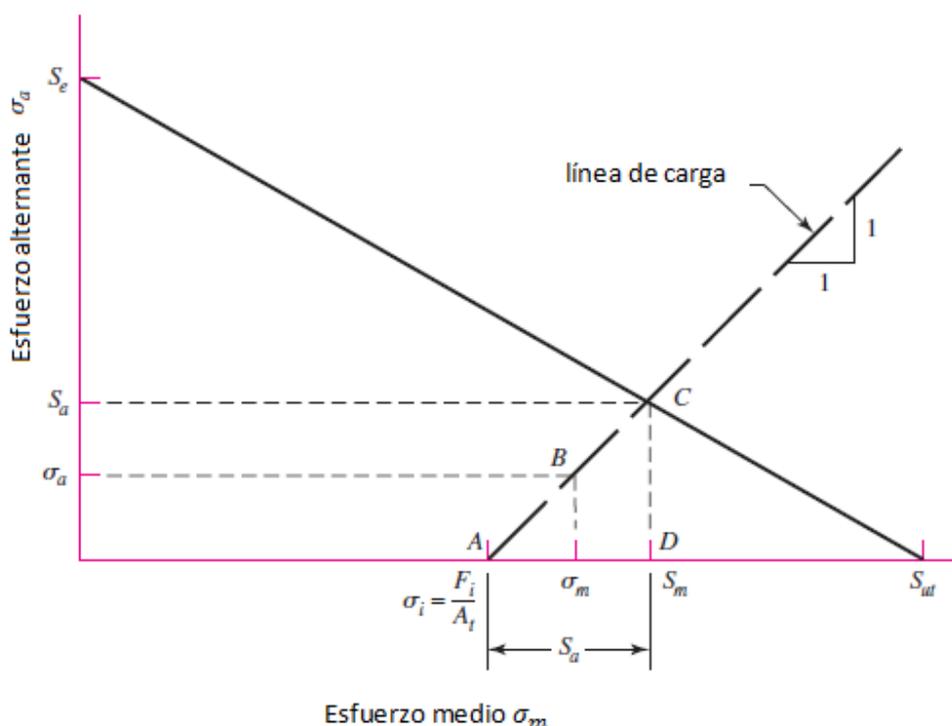


Figura 2. 30 Diagrama de fatiga según Goodman que muestra como la línea de carga se utiliza para definir la falla y la seguridad en juntas con pernos cargadas a la fatiga. El punto B representa seguridad y el punto C falla.

De acuerdo con el diagrama de Goodman modificada se establece que el factor de seguridad para el análisis de pernos es:

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{Ec. (2. 113)}$$

Luego de resolver la ecuación (2. 109) para evaluar el factor de seguridad que previene contra una falla por fatiga, se debe comprobar también la posibilidad de fluencia. Para esto se debe aplicar la relación:

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{m\lambda x}} = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \text{Ec. (2. 114)}$$

Es fácil obtener límites de fatiga corregidos totalmente, utilizando la ecuación de Marin. Esto se ha efectuado para los pernos SAE e ISO más útiles para la resistencia a la fatiga; los resultados se muestran en la siguiente tabla. En los valores indicados está incluido el efecto de K_f sobre la resistencia.

Grado o Clase	Intervalo de tamaños	Límite de Fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4} - 1in$	18,6 kpsi
	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{2}in$	16,3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}in$	20,6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}in$	23,2 kpsi
ISO 8.8	M16 – M36	129MPa
ISO 9.8	M1.6 – M16	140MPa
ISO 10.9	M5 – M36	162MPa
ISO 12.9	M1.6 – M36	190MPa

Tabla 2. 10 Límites de fatiga corregidos totalmente, para pernos y tornillos con rosca laminada.

Fuente: SHIGLEY J., “*Diseño en ingeniería mecánica*”, 8va ed., pp. 430

Elaboración: Propia

2.13 INNOVACIONES TECNOLÓGICAS A LA MÁQUINA EXISTENTE

La máquina de flexión rotativa existente en el laboratorio de máquinas herramientas está constituida de varios elementos mecánicos y electrónicos para la realización del ensayo de fatiga. Sin embargo es necesario buscar nuevos elementos que faciliten su operación y permitan que los valores obtenidos se acerquen a los esperados al término del ensayo.

La máquina está compuesta de un sistema electrónico y mecánico, de control y de carga respectivamente, que son de gran importancia para la realización del ensayo, por lo que se buscará innovar tecnológicamente buscando nuevos elementos que formen parte de los sistemas antes mencionados.

El sistema de carga de la máquina, está conformado por una varilla de carga y una placa portapesas. La aplicación de la carga está limitada solo para ciertos valores de peso, por lo que resulta una limitante al realizar el ensayo de fatiga.

Para evitar estos inconvenientes, a los elementos del sistema de carga se los puede reemplazar con un dinamómetro digital, como el que se presenta en la figura 2.31, el cual es un instrumento utilizado para medir y transmitir cargas.

Normalmente, un dinamómetro basa su funcionamiento en un resorte que sigue la Ley de Hooke, siendo las deformaciones del resorte proporcionales a la fuerza aplicada. Este elemento permite obtener valores con mayor precisión debido a que se pueden colocar los valores de carga calculados teóricamente sin ninguna restricción.



Figura 2. 31 Dinamómetro digital

El sistema de control de la máquina actual está conformado de varios elementos eléctricos y electrónicos, que toman los valores durante el ensayo y además son los encargados de apagar a la máquina cuando se rompe la probeta o cuando se desea realizar un paro emergente. Estos elementos son menos precisos en obtener datos, ya que los tiempos de respuesta a impulsos eléctricos son relativamente grandes y esto los hace menos confiables y efectivos al momento de realizar el ensayo.

Por esto es necesario reducir y sustituir estos elementos con componentes de mejor calidad, que tengan menores tiempos de respuesta a impulsos eléctricos, sean de menor costo y menor tamaño. Así el elemento principal a diseñar será un circuito de control que permita realizar el control analógico o digital utilizando elementos eléctricos o electrónicos. Este circuito es el elemento más importante del sistema de control por que realiza al mismo tiempo la ejecución de una instrucción y la búsqueda del código de la siguiente.

Otro elemento que va a ser sustituido en el sistema de control, es el sensor inductivo, ya que este dispositivo tiene la desventaja que cuando se induce alguna carga eléctrica cercana a él, este la toma como una señal para realizar el conteo. Por ello es necesario encontrar un dispositivo electrónico de mayor confiabilidad que se encargue de receptar la señal y enviar los datos al circuito de control para obtener los valores del número de revoluciones de la probeta ensayada.

Otra innovación que se puede realizar, es mejorar la parte estética de la máquina, lo cual es de gran importancia para que pueda ser fácilmente comercializada en el mercado. Se puede dar mayor seguridad al operador al colocar elementos de protección, o ya sea colocando elementos que cubran a los componentes eléctricos y electrónicos (microcontroladores, optoacoplador, dinamómetro digital) para que a la vez se evite que sufran daños cuando la máquina este o no en funcionamiento, prolongando así la vida útil de los mismos.

CAPÍTULO III

3.1 PREFACTIBILIDAD

3.1.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD

Determinadas instituciones educativas enfocadas principalmente en el desarrollo tecnológico, poseen laboratorios de análisis de materiales en los cuales es necesario implementar equipos para realizar el análisis experimental de esfuerzos.

De las empresas metalmecánicas con las que cuenta el Ecuador, ninguna de ellas se encuentra trabajando en el desarrollo de equipos de laboratorio, así como ninguna desea realizar el diseño de los mismos por el elevado costo y tiempo que conlleva realizarlo. Es así, que para obtener un equipo de esta naturaleza se tiene que recurrir a comprar en empresas extranjeras, a elevados precios y con un extenso tiempo de espera para la entrega.

Por este motivo, lo que se podría hacer en el país es incentivar a las PYMEs a que inviertan en el desarrollo de equipos, ya que de esta forma pueden beneficiarse enormemente de las innovaciones tecnológicas, mejorando su competitividad y el valor agregado de sus productos.

Con esto se lograría que los estudiantes de nivel superior, cumplan con el propósito de ofrecer apoyo integral al sector empresarial en la modalidad de asistencia técnica, orientados hacia la innovación y transferencia tecnológica en el diseño de productos, para ser competitivos dentro y fuera del mercado nacional.

3.1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Los laboratorios de materiales de determinadas instituciones educativas, requieren de un equipo para realizar el ensayo de resistencia a la fatiga de metales, con la finalidad que los estudiantes se familiaricen, experimenten y tengan una clara idea de cuán importante es el analizar y considerar el fenómeno de fatiga, al realizar trabajos de diseño de elementos estructurales y mecánicos.

En la actualidad la Escuela Politécnica Nacional ya cuenta con el diseño de un equipo para realizar ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, pero este no cumple con todas las necesidades del cliente y el entorno de fabricación (disponibilidad, ergonomía, estética).

Por este motivo se ve la necesidad de diseñar y construir un nuevo equipo que cuente con determinados elementos relevantes de la máquina actual y además cumpla con los nuevos requerimientos y expectativas del cliente. Entendiéndose por cliente no solo al comprador del producto final, sino a todas las personas que se ven inmersas en el desarrollo y uso del producto.

3.1.3 LIMITACIONES

Dentro de las limitaciones para la construcción de la máquina, se encuentran principalmente, la disponibilidad de los elementos electrónicos y materia prima, que se puedan conseguir dentro del mercado nacional, así como también que su precio no sea mayor a 4500 dólares, que es el precio promedio al que se puede conseguir un equipo con similares características en el mercado extranjero.

Otra limitación del equipo a construir, es que los valores obtenidos del mismo podrán ser utilizados con fines pedagógicos y mas no para realizar una estimación exacta del límite de resistencia a la fatiga.

La carga máxima a la que se puede someter a la probeta será de 40 kg, ya que el medidor de fuerza (dinamómetro) a utilizar está diseñado para censar y transmitir 40 kg como carga máxima.

3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA MÁQUINA

La decisión de desarrollar el presente proyecto se origina de la necesidad del cliente, quién realizó una petición explícita del diseño y construcción de la máquina. A partir de esta manifestación es que se procede a establecer la definición del producto, para su posterior desarrollo mediante las siguientes especificaciones técnicas.

Empresa: E.P.N.		Producto: Máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria.		Fecha Inicial: 2010-02-08 Ultima revisión:2010-02-24
				Página 1/2
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	09-04-08	C+D	R	Realizar pruebas de resistencia a la fatiga por flexión con probetas de ensayo normalizadas.
	09-04-08	C+D	MR	Contabilizar los ciclos hasta que tenga lugar la falla de la probeta.
	09-04-08	D	MR	Variación de la carga aplicada mediante un dinamómetro digital.
	09-04-08	D	R	Sujeción de probetas normalizadas mediante mandriles.
Dimensiones	09-04-10	D	R	Alto 1.1, ancho 0.35, largo 1.25 [m]
Movimientos	09-04-12	D	MR	Velocidad de giro del eje motriz y eje conducido: 1750 [rpm]
	09-04-12	D	R	Movimiento vertical (ascendente y descendente) del sistema de sujeción de las probetas 5 [cm]
Fuerzas	09-04-12	C+D	R	Fuerza aplicada a la probeta por medio de la placa de fuerza (en sentido de la gravedad) 50 [kg]
Energía	09-04-12	D	R	Transmisión de potencia al eje motriz: acople semiflexible
	09-04-12	D	R	Potencia requerida: 1/4 hp
Materiales	09-04-13	D	R	Material de eje motriz y eje conducido
	09-04-13	D	R	Estructura y placas de acero A-36
Señales y Control	09-04-13	D	R	Sensor receptor de señal: optoacoplador
	09-04-13	D	R	Contador de ciclos digital: PICs
Vida útil y Mantenimiento	09-04-14	D	R	Vida útil de estructura y motor, aproximadamente: 10 años
	09-04-14	D	R	Acople semi-flexible y rodamientos: 4 años
	09-04-15	C+D	MR	Sistema de control: 8años
Costos y Plazos	09-04-15	C+D	R	Costo de diseño y fabricación: presupuesto \$2500
	09-04-15	C	D	Plazo de entrega: 3meses
Seguridad y Ergonomía	09-04-15	C+D	NR	Diseño estético del equipo
	09-04-16	D	R	Seguridad en el sistema de sujeción de las probetas
	09-04-16	D	R	Fácil operación y cambio de probetas

Tabla 3. 1 Especificaciones técnicas para la máquina de ensayos a fatiga.

Propone: D = diseño, C = Cliente

R/D: R = requerimiento, D = deseo, MR = modificación requerimiento, NR = nuevo requerimiento

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

CAPÍTULO IV

FACTIBILIDAD

4.1. PLANTEO DE ALTERNATIVAS

A continuación se describen cada una de las tres alternativas para el desarrollo del presente proyecto. En cada una de ellas se consideran los principales aspectos a tomar en cuenta para el mejoramiento del diseño de la máquina.

El planteamiento de las alternativas de diseño para la máquina de ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria, se lo realiza considerando los principales sistemas y el aspecto estético, los cuales serán evaluados de forma separada para escoger la mejor solución y con ello determinar las características que debe tener la máquina a rediseñar.

Es así que los principales sistemas que se toman en cuenta para el rediseño de la máquina de fatiga son los siguientes: sistema de carga y sistema de control; además se consideran los diferentes aspectos para el mejoramiento estético de la máquina.

4.1.1 SISTEMA DE CARGA

Para el sistema de carga se toman en consideración tres diferentes tipos de solución, que lograrán cumplir con las necesidades expresadas por el cliente.

Lo que se busca principalmente es que el mecanismo para la transmisión de la carga de fácil operación, y se lo pueda construir y montar sin dificultad.

En base a estos criterios, las posibles soluciones para el sistema de carga son las siguientes:

Solución A: Tornillo de potencia y dinamómetro con célula dinamométrica.

Solución B: Barras de carga y dinamómetro digital de bandas extensométricas.

Solución C: Mecanismo de tracción con trinquete y dinamómetro digital de muelle.

4.1.1.1 Solución A: Tornillo de potencia y dinamómetro con célula dinamométrica

4.1.1.1.1 Descripción

Los tornillos de potencia, son dispositivos que permiten cambiar el movimiento angular por lineal y, además transmitir fuerzas como en el caso de prensas, otra ventaja que se consigue con el tornillo es obtener un posicionamiento preciso de un movimiento axial.

El dinamómetro es un medidor digital utilizado para medir fuerzas de tracción y de compresión (hasta 100kg/981N) mediante una célula dinamométrica externa e interfaz RS-232 para la transmisión de datos. Este dinamómetro está controlado por un microprocesador que permite leer con rapidez y precisión tanto la tracción como la compresión. Los principales elementos a utilizar se observan en la figura 4.1.

La célula dinamométrica se puede colgar o enganchar con diferentes elementos, los que pueden ser desatornillados y extraídos de ambos lados de la célula dinamométrica, de manera que la célula puede también ser atornillada en otras sujeciones, instalaciones de ensayo y puestos de prueba.

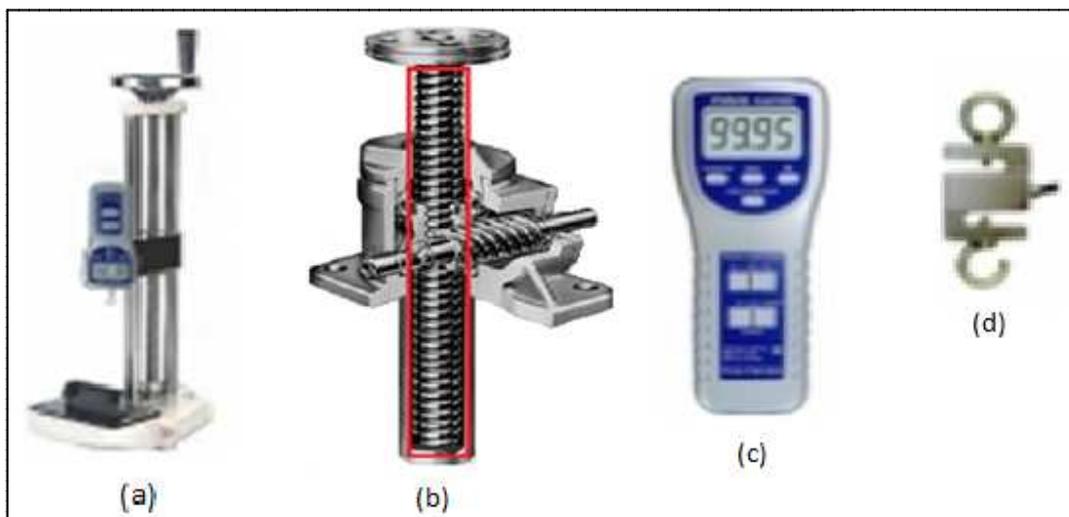


Figura 4.1: Solución A: (a) Forma de
tornillo de potencia; (c)

Por todas éstas características es que se desea utilizar un tornillo de potencia y un dinamómetro digital con su respectiva célula dinamométrica para el sistema de carga. Todos los componentes estarían ubicados en la parte superior de la máquina con la finalidad de transmitir la carga de flexión pura a la probeta de ensayo.

4.1.1.1.2 Elementos del sistema de carga

Tornillo de potencia

Guías

Manivela

Cabezal fijo

Dinamómetro digital

Célula dinamométrica y cable de datos

Placa tipo C

4.1.1.1.3 Funcionamiento

En la figura 4.2 se esquematiza el sistema de carga mediante tornillo de potencia, y su funcionamiento consiste en transmitir una determinada fuerza a través de un tornillo de potencia hacia la placa de fuerza de la máquina, y por medio de ésta a la probeta de ensayo.

Para transmitir la fuerza hasta la probeta, el tornillo de potencia va atornillado en su extremo inferior a una célula dinamométrica que se encarga de evaluar la fuerza ejercida por el mismo, para luego transmitirla por medio de un cable hasta el dinamómetro digital que se encarga de mostrar el valor de fuerza aplicado.

La célula dinamométrica es la encargada de transmitir la fuerza del tornillo hasta la placa de fuerza de la máquina por medio de una placa tipo C, con lo que se logra finalmente transmitir la fuerza aplicada hasta la probeta de ensayo.

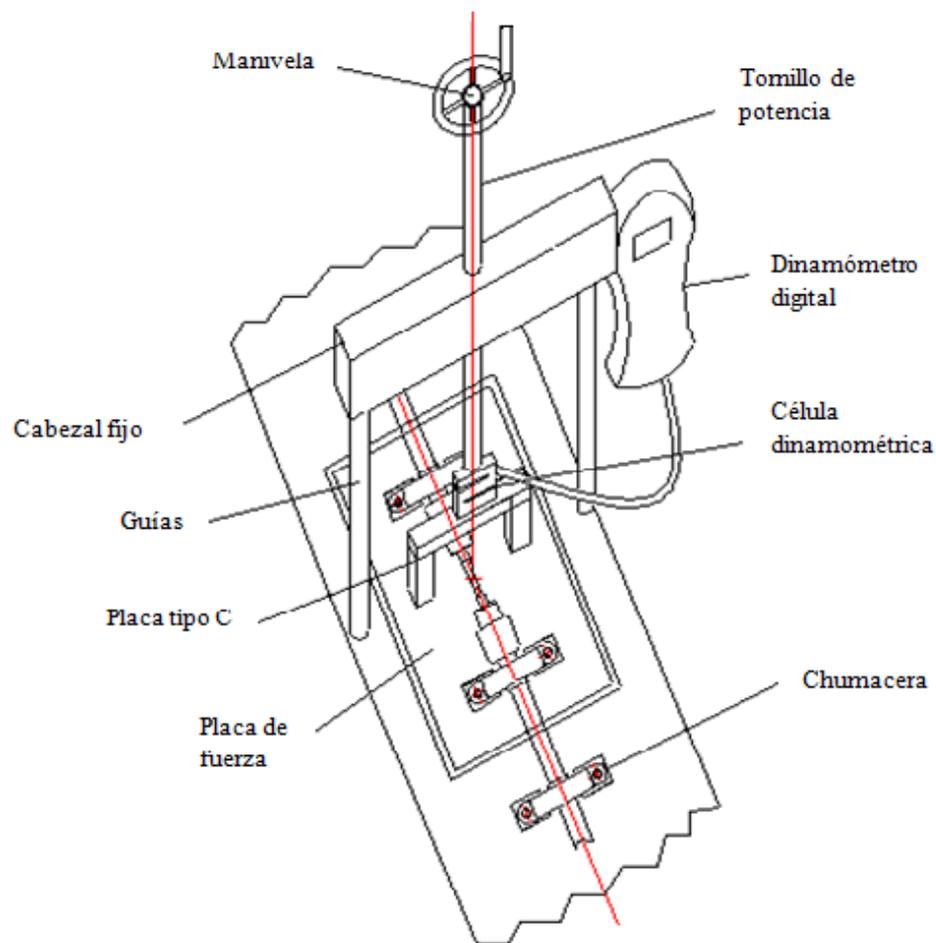


Figura 4. 2 Esquema de la solución A

4.1.1.1.4 *Ventajas*

- Con el tornillo de potencia es posible obtener un posicionamiento preciso del movimiento vertical.
- Con la célula dinamométrica y el dinamómetro digital es posible determinar de forma exacta la fuerza que se desea transmitir a la probeta.
- El dinamómetro digital posee un software de calibración automático.
- Por medio del tornillo de potencia se puede obtener la carga deseada.
- Fácil mantenimiento.
- Fácil de operar.

4.1.1.1.5 Desventajas

- Costo demasiado alto.
- Dificulta el montaje de la probeta.
- Incremento del peso total a la máquina.
- Relativa dificultad en la construcción y montaje del sistema.
- Dificultad en adquirir los elementos electrónicos.

4.1.1.2 Solución B: Barras de carga y dinamómetro de bandas extensométricas

4.1.1.2.1 Descripción

Las barras de carga son elementos sólidos en forma de cilindros o prismas, además dependiendo de la aplicación poseen o no corrugado en la superficie externa.

Las barras tienen amplios usos en la industria, ya sea para la fabricación de autopartes y piezas para la agroindustria, carrocerías, ornamentación, etc. Dependiendo de la aplicación éstas poseen determinadas características de resistencia mecánica y, generalmente trabajan con la gran mayoría de esfuerzos transmitiendo las fuerzas y momentos que se generan en las mismas.

El dinamómetro digital es un tipo de balanza, cuya función principal es determinar y registrar una determinada carga, en su interior cuenta con bandas extensométricas resistentes al desgaste, que permiten obtener valores precisos de un muy alto rango de medición y con una muy buena resolución, además cuenta con una función que permite fijar valores (data hold).

Esta balanza para colgar puede utilizarse tanto en el sector industrial, en la oficina, en el hogar, o en lugares donde se desee determinar cargas específicas.

Una peculiaridad del dinamómetro es que cada vez que se lo enciende, éste realiza una puesta a cero automática, la cual garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medición.

Los principales elementos a utilizar pueden ser observados en la figura 4.3.

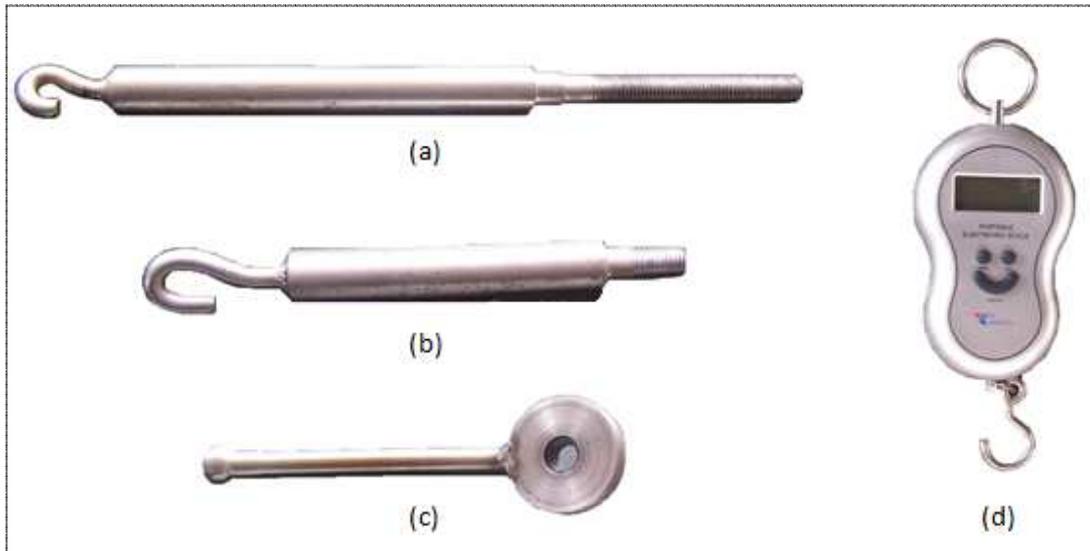


Figura 4. 3 Componentes del sistema de carga para la solución B: (a) Barra de carga móvil; (b) Barra de carga fija; (c) Manivela de ajuste; (d) Dinamómetro digital.

4.1.1.2.2 *Elementos del sistema de carga*

Barras de carga fija y móvil.

Manivela de ajuste

Dinamómetro digital de bandas extensométricas.

Placa guía

4.1.1.2.3 *Funcionamiento*

En la figura 4.4 se muestra la forma en que se montan los elementos del sistema de carga en la máquina, y su funcionamiento consiste en transmitir una determinada carga a la placa de fuerza por medio de las barras de carga y el dinamómetro digital, la carga es generada por el movimiento de la manivela en la barra de carga móvil, que se encuentra roscada en su parte inferior.

La carga que se aplica a la placa de fuerza se transmite a la probeta por medio de las chumaceras autoalineantes que se encuentran unidas a los ejes motriz y conducido. El medidor de carga digital es el encargado de transmitir y evaluar la fuerza aplicada entre las barras fuerza.

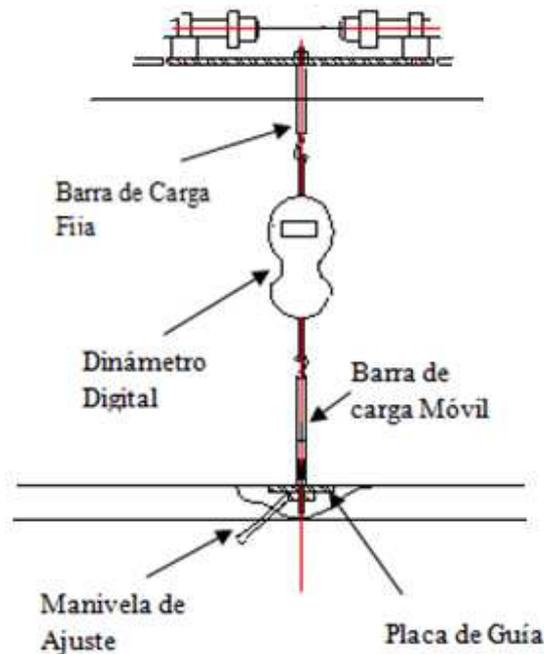


Figura 4. 4 Esquema de la solución B

4.1.1.2.4 *Ventajas*

- Con las barras de carga y la placa guía es posible obtener un posicionamiento preciso del movimiento vertical.
- Con el dinamómetro digital es posible determinar casi de forma exacta la fuerza que se desea transmitir a la probeta.
- Cada vez que se enciende el medidor digital, éste realiza una puesta a cero automática lo cual garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medida.
- Facilidad en la construcción y montaje del sistema.
- Fácil obtención del medidor digital.
- Fácil mantenimiento.
- Fácil de operar
- Bajo costo

4.1.1.2.5 Desventajas

- La vibración que se genera al momento de poner en marcha al motor, dificulta la aplicación de la carga requerida.
- El dinamómetro requiere de una cuidadosa manipulación para que funcione correctamente.
- Relativa dificultad en la estabilización de valores al momento de aplicar la carga, cuando se encuentra en funcionamiento la máquina.
- Requiere de una precarga antes de poner en funcionamiento a la máquina.
- En caso de dañarse el medidor, es indispensable reemplazarlo por uno nuevo.

4.1.1.3 Solución C: Mecanismo de tracción con trinquete y dinamómetro de muelle.

4.1.1.3.1 Descripción

El mecanismo de tracción se fabrica en aluminio, lo que le proporciona un peso ligero y gran resistencia a la corrosión, su sistema de trinquete de doble retención garantiza un funcionamiento seguro, y la carga se eleva mediante un cable antigiratorio y galvanizado fabricado de acero especial. Además el mecanismo está provisto de ganchos de carga y suspensión resistentes a la rotura.

El mecanismo cuenta con una rueda dentada con dientes en forma de sierra que se enganchan con un sierre denominado trinquete, este se encuentra sujeto a un pivote y se mueve hacia arriba y hacia abajo para trabar la rueda. La forma de los dientes permite la rotación hacia un solo sentido. El trinquete impide la rotación de la rueda dentada en el sentido de las manecillas del reloj y solo puede hacerlo levantando el trinquete.

El dinamómetro de muelle es un tipo de balanza para colgar y posee un rango de pesado de hasta un máximo de 150 kg y una alta resolución. Esta balanza para colgar por su principio de funcionamiento (el muelle de acero) puede utilizarse tanto en el sector industrial, en laboratorios, etc. Al encender la balanza, ésta realiza una puesta a cero automática que garantiza una precisión permanente. Adicionalmente el

medidor posee un indicador de error para cuando se supera la carga máxima admitida, y una función Data Hold para la fijación de los valores.

Los principales elementos a utilizar en esta alternativa se pueden observar en la figura 4.5.

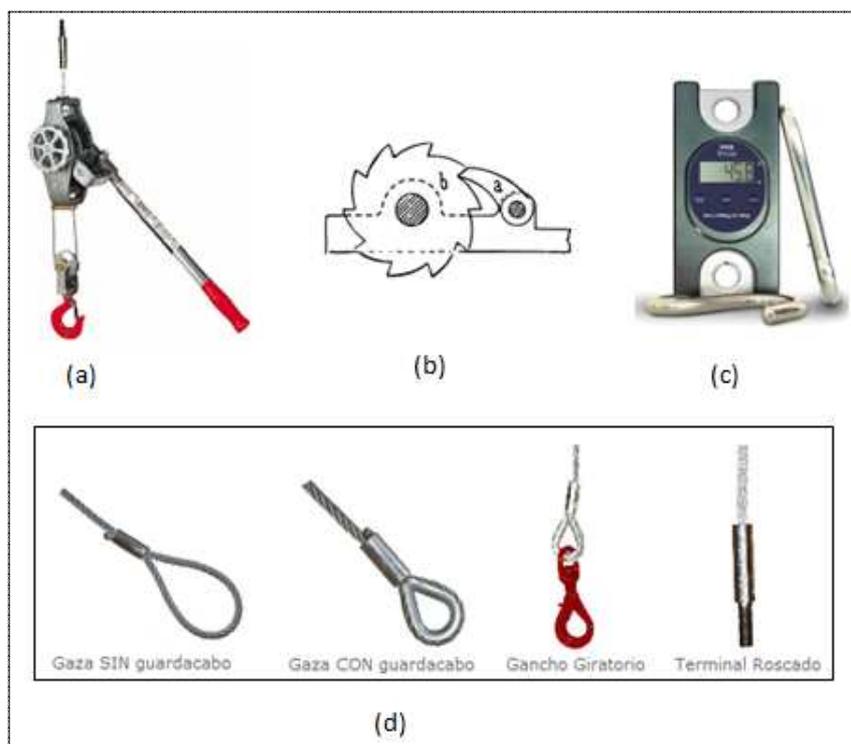


Figura 4. 5 Componentes del sistema de carga para la solución C: (a) Mecanismo de tracción por rueda dentada y trinquete; (b) Rueda dentada y trinquete; (c) Dinamómetro digital de muelle; (d) Tipos de cables y terminales de acero.

4.1.1.3.2 Elementos del sistema de carga

Mecanismo de tracción por rueda dentada y trinquete

Palanca de fuerza

Cables y terminales de acero

Dinamómetro digital de muelle

4.1.1.3.3 *Funcionamiento*

En la figura 4.6 se muestra la forma del sistema de carga y la ubicación de cada uno de sus componentes.

El funcionamiento del sistema de carga consiste en que mediante el mecanismo de tracción por rueda dentada y trinquete se origine la fuerza requerida para el ensayo, la fuerza es evaluada y transmitida por el dinámómetro digital de muelle que se encuentra unido al mecanismo de tracción por los cables y terminales de acero.

La fuerza que se desea transmitir a la probeta se produce por el movimiento ascendente y descendente de la palanca de fuerza, la cual hace girar a la rueda dentada en el interior del mecanismo de carga.

Obtenida la fuerza necesaria en el medidor digital, esta se transmite a la probeta de ensayo por medio de las chumaceras autoalineantes que se encuentran unidas tanto a la placa de fuerza como a los ejes motriz y conducido.

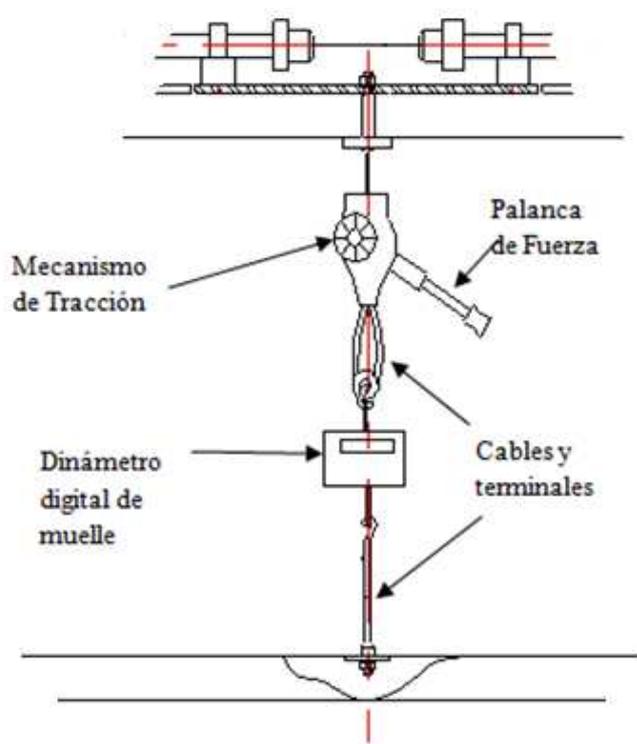


Figura 4. 6 Esquema de la solución A

4.1.1.3.4 Ventajas

- Con el dinamómetro digital es posible determinar casi de forma exacta la fuerza que se desea transmitir a la probeta ya que posee alta resolución.
- Cada vez que se enciende el medidor digital, éste realiza una puesta a cero automática, lo cual garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medida.
- Con la palanca de fuerza es fácil obtener la carga requerida.
- Facilidad en el montaje del sistema.
- Fácil de operar.

4.1.1.3.5 Desventajas

- La vibración que se genera al momento de poner en marcha al motor, dificulta la aplicación de la carga requerida.
- Dificultad en la estabilización de valores al momento de aplicar la carga en el dinamómetro de muelle.
- Requiere de una precarga antes de poner en funcionamiento a la máquina.
- En caso de dañarse el medidor, es indispensable reemplazarlo por uno nuevo.
- Dificultad en adquirir algunos de sus componentes.
- Costo relativamente alto.

4.1.2 SISTEMA DE CONTROL

Para el sistema de control se presentan tres diferentes tipos de solución, que lograrán cumplir con las necesidades expresadas por el cliente.

Lo que se busca principalmente es que el sistema de control se encargue de registrar el número de revoluciones hasta que se produzca la falla en la probeta, a la vez que, cuando se rompa la probeta o se desee dar un paro repentino, automáticamente que se detenga el motor y se fije el valor en el contador de revoluciones.

Los elementos eléctricos y electrónicos deben ser fáciles de conseguir en el mercado nacional y sus precios ser asequibles, ya que se debe diseñar y construir a un bajo costo. Su forma de operar debe ser fácil y legible.

Además todos sus componentes deben ser pequeños, de fácil operación, precisos y confiables.

En base a estos criterios las posibles soluciones para el sistema de control son las siguientes:

Solución A: Medidor de revoluciones óptico con interfaz

Solución B: Circuito microcontrolador programable

Solución C: Circuito contador (Temporizador y compuertas lógicas)

Para cualquiera de las tres soluciones presentadas, se debe tener un dispositivo electrónico que se encargue de receptar cualquier tipo de señal que venga de la máquina de fatiga, para que a su vez con ésta señal el circuito de control nos permita realizar el conteo del número de revoluciones que gira probeta durante el ensayo.

4.1.2.1 Solución A: Medidor de revoluciones óptico con interfaz

4.1.2.1.1 Descripción

El principal elemento del sistema de control y medición de revoluciones es el medidor de revoluciones óptico con interfaz RS-232, ya tiene un software que sirve para la transmisión de valores de medición y una función de contador. Se puede añadir también un adaptador para realizar una medición con contacto. Gracias a la posibilidad de transmisión de los valores, se puede usar en experimentos y en pruebas para determinar el número de revoluciones en el ámbito de investigación y desarrollo.

También es posible realizar un cómputo preciso de las piezas o productos en cintas transportadoras ya que posee un orificio en su parte posterior por el que se lo puede atornillar a un trípode o a otro tipo de sujeción.

El medidor posee las siguientes características y especificaciones técnicas:

- Medición sin contacto con banda reflectante
- Medición de contacto con adaptador adicional
- Pantalla LCD de 5 posiciones y 10 mm
- Muestra los valores: Valor último, mínimo, máximo y promedio (rpm) y número de revoluciones registradas al final de su utilización.
- Rangos de medida.

10 ... 99.999 r.p.m. (med. óptica)
0 ... 99.999 (contador óptico)
10... 29.999 r.p.m. (con adaptador)
- Precisión ± 0,04 % del valor; ±1 dígito
- Distancia de medición máxima. 300 mm

El circuito posee elementos electrónicos que le permiten manejar corrientes y voltajes de acuerdo al requerimiento de cada uno, puesto que la corriente utilizada para el arranque del motor no es la misma que requieren los elementos del circuito de control de arranque y parada.

4.1.2.1.2 Elementos

Los principales elementos para el sistema de control se muestran en la figura 4.7.

A continuación se enlistan todos los elementos:

Medidor óptico de revoluciones con interfaz

Circuito de control de arranque y paro del motor

Banda reflectante

Adaptador de contacto

Relés

Transistores

Resistencias

Enchufes y cableado

Diodos

Rectificadores de corriente

Fusibles

Pulsadores



Figura 4. 7 Medidor óptico de revoluciones con interfaz y adaptador.

En la figura 4.8 se esquematiza la forma de medición a utilizar con esta solución.



Figura 4. 8 Forma de medición: a) Óptica y b) Con contacto.

4.1.2.1.3 *Funcionamiento*

El funcionamiento del sistema de control consiste en que el medidor de revoluciones realiza el conteo a medida que recibe la señal de la banda reflectante, que debe estar ubicada ya sea sobre el eje motriz o sobre el eje conducido, puesto que estos giran a las mismas revoluciones que la probeta de ensayo. En caso que se desee se puede también instalar el adaptador de contacto para que realice la misma función que la banda reflectante.

En la pantalla LCD que posee el medidor se puede apreciar de forma clara el valor registrado de acuerdo al número de revoluciones dado por uno de los ejes.

Además en el sistema de control es necesario realizar un circuito para el arranque y paro del motor, el mismo que tiene que estar conectado a la interfase del medidor para que de esta manera trabajen todos los elementos conjuntamente.

El circuito de control de arranque y paro del motor es el encargado de emitir y recibir la señal del medidor de revoluciones a través de la interfaz, para que en un instante dado el medidor deje de contar y registre el valor en su pantalla o el contador emita la señal al circuito para que este detenga el funcionamiento del motor. En el circuito también debe existir un pulsador que permita dar un paro emergente al funcionamiento de la máquina, ya que se podría dar el caso que se necesite detener todo el funcionamiento de la máquina manualmente.

4.1.2.1.4 Ventajas

- El conteo del número de revoluciones se lo puede realizar con o sin contacto del medidor.
- La forma de operar el sistema es sencillo.
- No se requiere de un extenso conocimiento sobre electrónica para poder diseñar y construir al sistema.
- Posee elevada precisión al momento de realizar el conteo del número de revoluciones.
- La distancia a la que debe ser ubicado el medidor nos brinda ventaja al momento de instalar el mismo sobre la máquina.
- Los datos registrados por el medidor de revoluciones se podrían llevar fácilmente a un ordenador puesto que su interfase permite hacerlo.
- La visualización del número de revoluciones registrado es clara y precisa.

4.1.2.1.5 Desventajas

- Su costo es demasiado elevado.
- El número de caracteres que se puede mostrar en la pantalla es limitado solo para dígitos, y su máximo valor es de 5 dígitos.
- Además del medidor es necesario comprar la banda reflectante y el adaptador de contacto.
- En caso de que el medidor presente alguna falla o en él se induzcan errores a causa de una descalibración del mismo, es necesario comprar el certificado de calibración ISO para darle un adecuado mantenimiento.

- Para poder acceder a este equipo de medición es necesario realizar un pedido con cuatro semanas de anticipación.
- La banda reflectante se puede dañar fácilmente debido a que estará expuesta al contacto con polvo, el cual deteriora rápidamente a la superficie reflectante.
- En caso de dañarse el medidor de revoluciones, el cambio del mismo representaría un costo demasiado grande, puesto que dicho elemento es el más costoso en el sistema de control.

4.1.2.2 Solución B: Circuito microcontrolador programable

4.1.2.2.1 Descripción

Los microcontroladores están conquistando el mundo ya que están presentes en nuestro trabajo, en nuestra casa y en nuestra vida, en general. En sí, son circuitos integrados de alta escala de integración que incorporan la mayor parte de los elementos que configuran un controlador.

Realmente consisten en un sencillo pero completo computador contenido en el corazón de un circuito integrado (chip). Este normalmente dispone de los siguientes componentes:

- Memoria RAM para Contener los datos.
- Memoria para el programa tipo ROM/PROM/EPROM.
- Líneas de E/S para comunicarse con el exterior.
- Diversos módulos para el control de periféricos (temporizadores, puertos serie y paralelo, conversores Analógico/Digital, Conversores Digital/Analógico, etc).
- Generador de impulsos de reloj que sincronizan el funcionamiento de todo el sistema.

Para realizar el control y conteo del número de revoluciones se utilizará un microcontrolador PIC (Circuito Integrado Programable), el cual en su arquitectura el procesador sigue el modelo Harvard. En esta arquitectura, la CPU se conecta de forma independiente y con buses distintos con la memoria de instrucciones y con la de datos.

La arquitectura Harvard permite a la CPU acceder simultáneamente a las dos memorias. Además, propicia numerosas ventajas al funcionamiento del sistema.

4.1.2.2 Elementos del circuito

Microcontrolador PIC	Pulsadores
Transformador	Puente rectificador de corriente
Sensor optoacoplador	Display LCD de dos líneas 8 dígitos
Resistencias	Fusibles
Transistores	Fin de carrera (Sensor de paro del motor)
Capacitores	Enchufes y cableado
Diodos	Baquelita

4.1.2.3 Funcionamiento

El principal elemento de esta alternativa constituye el microcontrolador PIC, puesto que este es el que se encargará de recibir la señal de aviso emitida por el sensor optoacoplador para realizar el conteo del número de revoluciones, y también tiene que estar preparado para detener el funcionamiento total de la máquina. Ya sea de forma automática cuando se termine de realizar el ensayo de fatiga y la probeta se fracture (mediante fin de carrera), o cuando se desee dar un paro emergente a la máquina.

En los microcontroladores PIC la memoria del programa es interna puesto que se encuentra integrada en el propio chip. Se aplica la técnica de segmentación (“pipeline”) en la ejecución de las instrucciones. La segmentación permite al procesador realizar al mismo tiempo la ejecución de una instrucción y la búsqueda del código de la siguiente. De esta forma se puede ejecutar cada instrucción en un ciclo.

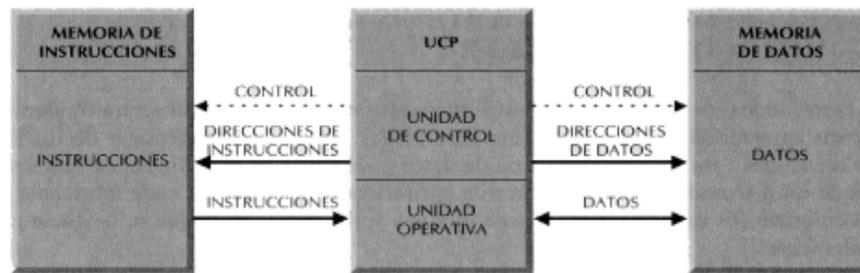


Figura 4. 9 La arquitectura Harvard dispone de dos memorias independientes para datos y para instrucciones, permitiendo accesos simultáneos.

El conteo del número de revoluciones se queda registrado en la pantalla de cristal líquido (LCD), y mediante los pulsadores, ya sea de reseteo del contador o el pulsador de apagado del motor se puede borrar el valor registrado en la pantalla lcd. El microcontrolador que nos permite realizar las funciones requeridas en el circuito de control es el PIC 16F819, que se muestra en la figura 4.10.

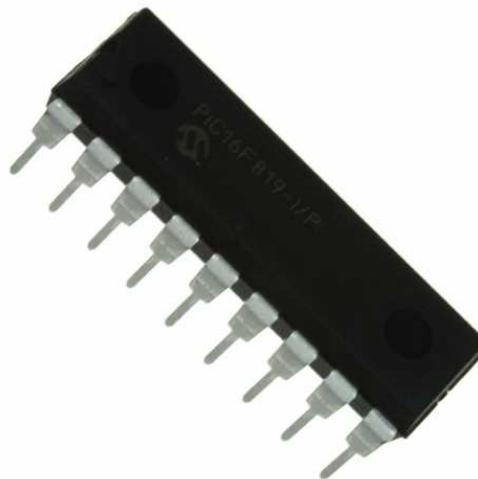


Figura 4. 10 Microcontrolador PIC 16F819

4.1.2.2.4 *Ventajas*

- El utilizar un microcontrolador pic en el sistema de control facilita y elimina la complejidad que conlleva realizar el control analógico sin utilizar algún tipo de ayuda electrónica como son los temporizadores y las interrupciones.

- El microcontrolador pic 16F819 posee en un número suficiente los módulos necesarios para dar solución a los objetivos planeados.
- El circuito en general tiene diversos módulos para el control de periféricos (temporizadores, puertos serie y paralelo, conversores Analógico/Digital, Conversores Digital/Analógico, etc), integrados en un solo elemento (chip).
- Todos los elementos que forman parte del circuito son fáciles de conseguir dentro del mercado local y a un bajo costo.
- Su diseño, construcción y operación es fácil de realizar.
- Todos los elementos a utilizar caben en un solo lugar, por lo que nos ahorraría espacio y su aspecto sería muy bueno.
- En caso que se requiera, se puede reemplazar cualquiera de los elementos utilizados.
- La programación del pic es fácil de realizar.
- La lectura del número de revoluciones es clara ya posee dos filas de 8 caracteres cada una.

4.1.2.2.5 Desventajas

- El sistema de control necesita de periféricos de salida para poder controlar corrientes elevadas y elementos de estado sólido para poder controlar motores.
- Los microcontroladores contienen un código de programación que no puede ser leído, por tanto es necesario mantener dicho código para realizar mantenimientos o modificación de operaciones en el futuro.
- Para trabajar con los elementos electrónicos mencionados es necesario tener voltajes y corrientes bajas ya que un incremento inesperado de estas variables puede quemar los dispositivos.
- Se debe tener cierto grado de conocimiento en electrónica para poder diseñar, construir y programar al sistema de control.

4.1.2.3 Solución C: Circuito contador (Temporizador y compuertas lógicas)

4.1.2.3.1 Descripción

El problema consiste en concebir una forma de control para el funcionamiento de la máquina de fatiga, en el cual se desea que se tenga un dispositivo encargado de realizar el conteo del número de revoluciones que da la probeta de ensayo y en caso de que esta se fracture se finalice el funcionamiento del sistema de control (paro del motor), a la vez quede registrado en un dispositivo de visualización el número de revoluciones hasta el momento de la falla de probeta.

Adicionalmente se debe tener la facilidad de parar manualmente en cualquier instante el funcionamiento de la máquina, como también resetear el conteo del número de revoluciones.

Un sistema que resuelve este problema está constituido por: sensores optoelectrónicos en la parte donde se registre el número de revoluciones y un límite switch en la parte donde se detecte que la probeta se ha fracturado, contadores ascendentes con su circuitería asociada y un circuito de interfaz que utilice la señal del contador para encender o apagar la máquina de fatiga.

Para este fin se utilizará principalmente contadores y temporizadores. Los contadores binarios representan una de las herramientas de las aplicaciones más comunes de los flip-flops. De igual manera, a los contadores se los utiliza en casi todos los dispositivos basados en sistemas digitales.

Los contadores son circuitos digitales lógicos secuenciales de salida binaria o cuenta binaria, con características de temporización y de memoria, por lo cual están constituidos a base de flip-flops y se los utilizan principalmente para contar eventos.

El circuito integrado temporizador 555, es el mejor ejemplo de que a pesar del desarrollo constante de nuevos dispositivos más sofisticados, existen sin embargo, algunos circuitos integrados que continúan siendo irremplazables, a pesar del paso del tiempo, para la realización de algunos montajes como temporizadores.

4.1.2.3.2 Elementos del sistema de control

Temporizadores

Compuertas lógicas

Contadores binarios

Multiplexores

Decodificadores

Displays de 7 segmentos

Diodos

Resistencias

Capacitores

4.1.2.3.3 Funcionamiento

Cuando el eje motriz o conducido gira una revolución conjuntamente con la probeta de ensayo, este interrumpe la trayectoria de un haz de luz activando un sensor optoacoplador que a la vez produce un impulso electrónico.

Este impulso activa un temporizador para que de inicio al funcionamiento de todo el sistema de control, este impulso pasa a través de una compuerta lógica y aplica la señal al contador para que este transmita la señal a los displays que se encargarán de registrar el número de revoluciones. Cada vez que sucede la interrupción de luz se incrementa el conteo de revoluciones secuencialmente.

Cuando la probeta se fracture se activará mecánicamente el límite switch para que este a su vez envíe la señal de aviso a la interfaz encargada de activar o desactivar el funcionamiento de la máquina para que apague el motor y quede registrado el número de revoluciones hasta la fractura en los displays.

La interfaz mediante periféricos nos brinda la posibilidad de resetear el conteo del número de revoluciones o detener emergentemente el funcionamiento de toda la máquina (manualmente).

En la siguiente figura se muestra como ejemplo un circuito que permite realizar el conteo del número de revoluciones de 0 a 9.

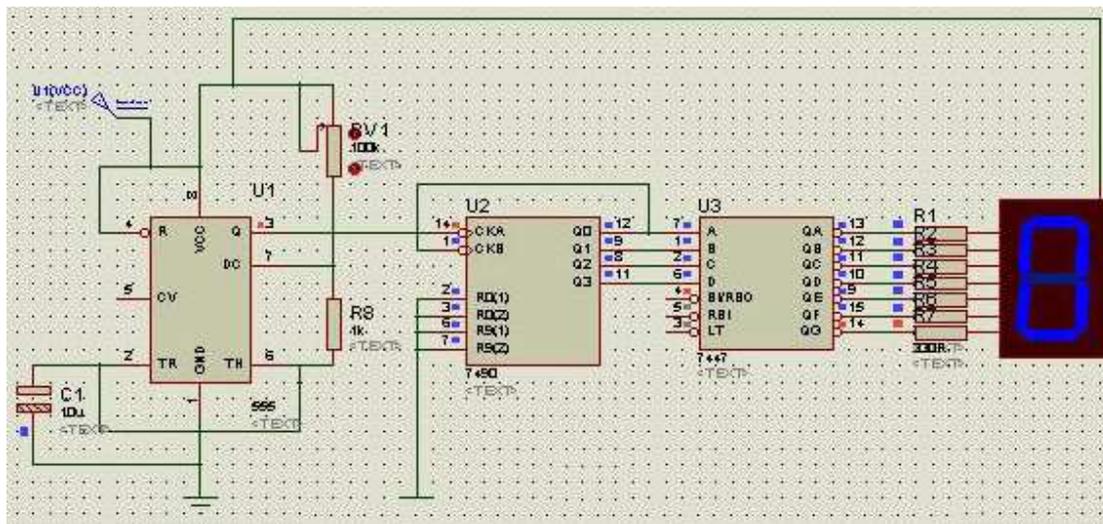


Figura 4. 11 Contador digital secuencial de 0 a 9 dígitos

4.1.2.3.4 *Ventajas*

- Se puede conseguir una amplia gama de modelos de contadores con diferentes características.
- Es la forma más barata de construir el circuito de control.
- Todos los elementos que forman parte del circuito son fáciles de conseguir dentro del mercado local y a bajo costo.
- En caso que se requiera, se puede reemplazar cualquiera de los elementos utilizados.
- La forma de operación es sencilla.

4.1.2.3.5 *Desventajas*

- Sería necesario utilizar una gran cantidad de elementos electrónicos ya que en el circuito que se muestra como ejemplo solo se puede contar hasta 9 y el circuito requerido debería contar hasta cantidades de 8 dígitos.
- Al momento de realizar el diseño y construcción del circuito se pueden inducir varios errores por la gran cantidad de elementos que se debe utilizar.
- La lectura del número de revoluciones no es muy clara, y el tener ocho displays dispuestos en forma lineal ocupa mucho espacio.

- Para trabajar con estos elementos electrónicos es necesario tener voltajes y corrientes bajas ya que un incremento inesperado de estas variables puede quemar los dispositivos.
- El realizar el diseño y construcción del circuito conlleva mucho tiempo y es necesario poseer extensos conocimientos de electrónica.

4.1.3 ASPECTO ESTÉTICO

Para mejorar sustancialmente la apariencia de la máquina, se presentan tres diferentes tipos de solución, que lograrán cumplir con las necesidades expresadas por el cliente.

En general se busca proporcionar una adecuada apariencia estética a toda la máquina, con la finalidad de incrementar su valor agregado y así brindarle competitividad frente al mercado, ya que el aspecto estético es un factor predominante al momento de ofertar el producto. Es así que las posibles soluciones para mejorar el aspecto estético de la máquina son:

Solución A: Chapa metálica

Solución B: Planchas de policarbonato

Solución C: Planchas de aglomerado

4.1.3.1 Solución A: Chapa metálica

4.1.3.1.1 Descripción

Se denomina chapa a una lámina delgada de metal que se utiliza para las construcciones mecánicas tales como carrocerías de automóviles, cisternas de camiones, estructuras metálicas, etc.

La chapa puede llegar a tener espesores que van desde menos de 1 milímetro a 12mm, siendo esto totalmente dependiente de su uso y del tipo de conformado que tenga. Su mecanizado se realiza en prensas de estampado y de troquelaje mediante punzones y matrices, o bien mediante cortadoras y dobladoras manuales.

Actualmente las chapas han pasado a ser un elemento muy utilizado en el sector de la construcción, sobre todo porque se ha conseguido situarlo mediante su uso como elemento decorativo y de diseño arquitectónico. La durabilidad y otras características, para un mismo espesor, varían en función del tipo de laminado, siendo los casos más habituales el laminado en caliente y en frío.

Los elementos que se fabrican de chapa suelen llevar tratamientos superficiales contra la oxidación y corrosión, tales como cromados, pinturas, galvanizados, etc. Por su relativa dificultad al momento de recubrir la superficie de la chapa metálica es necesario que se cuente con métodos adecuados para la aplicación de la pintura.

En las figuras 4.12 y 4.13 se presentan algunos de los métodos que se podrían utilizar para brindarle a la máquina el aspecto estético deseado.

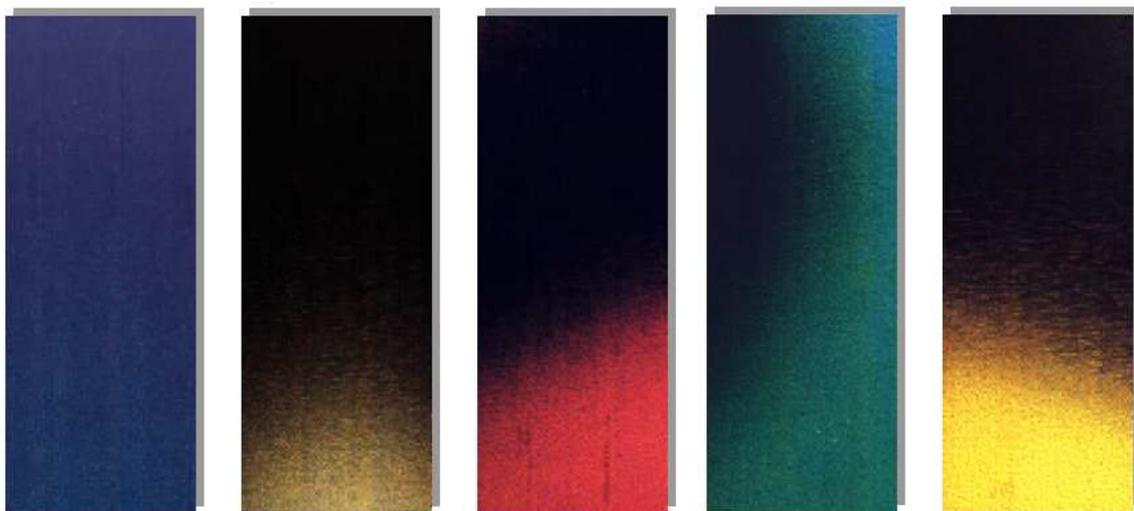


Figura 4. 12 Efectos de color que se pueden obtener por medios electrolíticos.

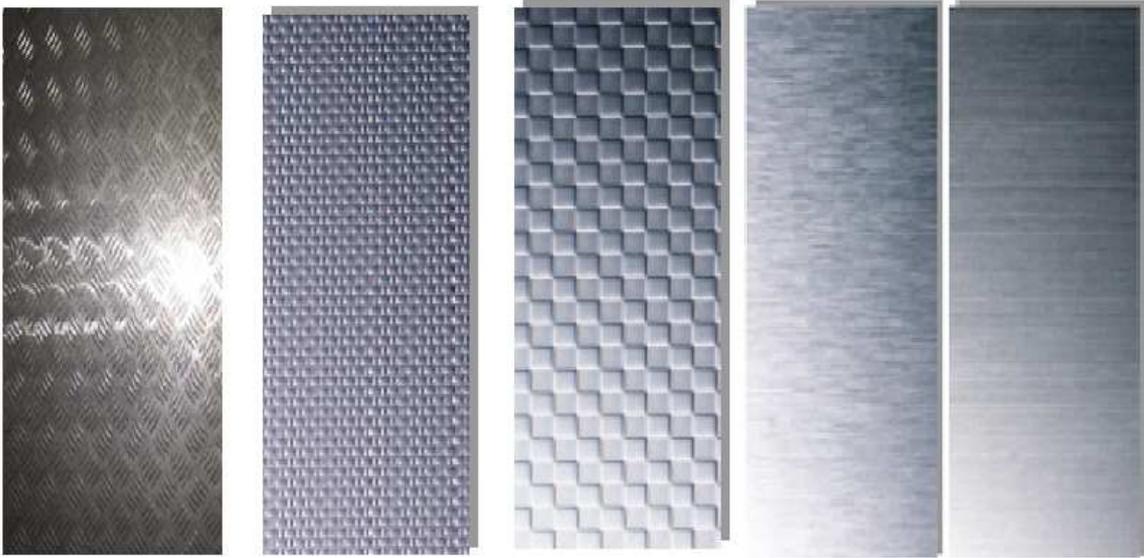


Figura 4. 13 Efecto superficial que se puede conseguir mediante estampado o con cintas y cepillos de pulido.

4.1.3.1.2 *Ventajas*

- Elevada durabilidad
- Fácil de conformar
- Mejor apariencia
- Fácil montaje
- Mejor protección
- Reducción de elementos de sujeción
- Menor tiempo en la fabricación y montaje de las partes
- Se puede aplicar gran variedad de métodos de protección
- No es estrictamente necesaria la aplicación de pintura

4.1.3.1.3 *Desventajas*

- Relativa dificultad en la aplicación de recubrimientos
- Aumento del peso total de la máquina
- No es un buen aislante acústico
- Desperdicio de material

4.1.3.2 Solución B: Planchas de policarbonato

4.1.3.2.1 Descripción

Se trata de un plástico duro, resistente, liviano, durable, fácilmente moldeable y susceptible de ser teñido en cientos de colores. Se usa comúnmente cuando se requiere un material a través del cual se pueda mirar, pero suficientemente resistente a los malos tratos.

Existen diferentes tipos de policarbonatos, el compacto liso, acanalado y celular, todos ellos con excelentes propiedades de acuerdo a su tipología.

Este tipo de material se lo utiliza frecuentemente en industrias, ya sea para techar pasos cubiertos, claraboyas, invernaderos, como revestimiento de muros y cubiertas, electrodomésticos. Las placas de policarbonato tienen ambas caras recubiertas por una película de polietileno que las protege de suciedad, raspaduras, etc. En la figura 4.14 se pueden observar algunos tipos de planchas de policarbonato.



Figura 4. 14 Tipos de planchas de policarbonato

4.1.3.2.2 Ventajas

- Alta resistencia al impacto
- Livianas
- Buen aislante térmico
- No tóxico
- Excelente presentación
- Gran durabilidad y estabilidad en el tiempo
- Facilidad en la obtención de diferentes tonalidades

4.1.3.2.3 Desventajas

- Se debe tener cuidado al momento de realizar la instalación
- Precio relativamente alto
- Mayor cantidad de elementos para su sujeción
- Dificultad al momento de conformar al material
- Se debe tener cuidado al momento de flejar las planchas
- Predisposición a rayaduras y hendiduras

4.1.3.3 Solución C: Planchas de aglomerado

4.1.3.3.1 Descripción

Los aglomerados son materiales estables y de consistencia uniforme, poseen superficies totalmente lisas y resultan aptos como bases para enchapados. Se las obtiene a partir de pequeñas virutas o serrín, encoladas a presión en una proporción de 50% viruta y 50% pegamento. Se fabrican de diferentes tipos en función del tamaño de sus partículas, de su distribución por todo el tablero, así como el adhesivo empleado para su fabricación.

Por lo general se emplean maderas blandas más que duras por la facilidad de trabajar con ellas.

Estos elementos deben necesariamente contar con un recubrimiento superficial que impida que todas sus superficies se ensucien o absorban humedad, ya que esta puede ir separando la capa de acabado de la chapa que la soporta.

Dependiendo de sus características físico-mecánicas, de sus dimensiones y espesores, tiene diversos y variados usos. Entre las principales aplicaciones se tiene: fabricación de puertas, muebles y mamparas, división de interiores, fondos de armarios y mobiliario en general. En la figura 4.15 se muestran algunos tipos de planchas de aglomerado.



Figura 4. 15 Tipos de aglomerados de acuerdo a su textura y recubrimiento

4.1.3.3.2 *Ventajas*

- Bajo costo
- Menor peso
- Menor desperdicio de material
- Buen aislante acústico
- Facilidad de conformado
- Facilidad en la aplicación de recubrimientos

4.1.3.3.3 *Desventajas*

- Son muy frágiles
- Menor durabilidad
- Menor protección
- Relativa dificultad en el montaje de las partes
- Son afectados por el exceso de humedad
- Se necesita de muchos elementos para su sujeción
- Es susceptible a sufrir agrietamientos en el enchapado de las caras

4.1.4 ESTUDIO Y ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

El planteamiento de las alternativas de diseño para la máquina de ensayos de resistencia a la fatiga por flexión, se lo ha realizado considerando los principales sistemas y el aspecto estético de la máquina, y serán evaluados de forma separada para escoger la mejor solución al problema en cuestión. Los principales sistemas que se han tomado en cuenta para el rediseño de la máquina de fatiga son los siguientes: sistema de carga y sistema de control; además se consideran los diferentes aspectos para el mejoramiento estético de la máquina.

Es así que los principales criterios que se han tomado en cuenta en cada una de las alternativas son: disponibilidad de materiales, eficiencia, costos, capacidad de carga, control del contador de ciclos, métodos de variación de la carga a aplicar, movimientos del sistema de sujeción de probetas, ergonomía y facilidad en la operación y cambio de elementos mecánicos.

Cada uno de estos criterios será tomado en cuenta de acuerdo al tipo de sistema que se vaya a tratar, con la finalidad de determinar en forma efectiva la mejor alternativa para el rediseño de la máquina.

4.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Para la selección de la mejor alternativa de acuerdo a cada uno de los sistemas y aspecto estético, se toman en cuenta los principales criterios de valoración y se los evalúa mediante el uso de matrices de ponderación objetiva.

Los criterios de valoración de mayor importancia para el sistema de carga son:

- *Bajo costo.*- puesto que en las limitaciones a tomarse en cuenta, se considera al costo como un factor muy relevante para la fabricación del equipo.
- *Fácil mantenimiento.*- debido a que los elementos de la máquina deben ser de fácil acceso y el reemplazo de alguno de ellos no debe presentar dificultad.

- *Confiable transmisión de la carga.*- La carga a aplicar debe ser lo más aproximada posible a la carga teórica, y su variación se puede realizar manualmente.
- *Fácil operación y montaje.*- ya que no debe presentar dificultad al momento de colocar la carga, y sus componentes puedan ser removidos fácilmente.
- *Alta durabilidad.*- ya que se espera que la máquina pueda trabajar un largo periodo de tiempo hasta ser reemplazada por otra.
- *Seguridad.*- porque las personas que operan este tipo de máquinas deben tener confianza del correcto funcionamiento de la misma.
- *Excelente presentación.*- debido a que todos los sistemas y elementos que componen el equipo deben brindarle un adecuado aspecto estético a la máquina.

De estos criterios se realizan matrices de ponderación objetiva para realizar la comparación y evaluación de las alternativas, y con esto determinar la solución más adecuada

4.2.1 MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL SISTEMA DE CARGA

Evaluación del peso específico de cada criterio

Operación y montaje = Costo = Transmisión de carga > Seguridad = Presentación > Mantenimiento = Durabilidad									
CRITERIO	Operación y montaje	Costo	Transmisión de carga	Seguridad	Presentación	Mantenimiento	Durabilidad	$\Sigma+1$	Ponderacion
Operación y montaje		0,5	0,5	1	1	1	1	6,0	0,214
Costo	0,5		0,5	1	1	1	1	6,0	0,214
Transmisión de carga	0,5	0,5		1	1	1	1	6,0	0,214
Seguridad	0	0	0		0,5	1	1	3,5	0,125
Presentación	0	0	0	0,5		1	1	3,5	0,125
Mantenimiento	0	0	0	0	0		0,5	1,5	0,054
Durabilidad	0	0	0	0	0	0,5		1,5	0,054
							Suma	28,0	1

Tabla 4. 1 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para el sistema de carga

Solución B > Solución C = Solución A

OPERACIÓN Y MONTAJE	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0,5	1,5	0,27
Solución B	1		1	3	0,55
Solución C	0,5	0		1	0,18
			Suma	5,5	1

Tabla 4. 2 Evaluación del peso específico del criterio *operación y montaje*

Solución B > Solución C > Solución A

COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1

Tabla 4. 3 Evaluación del peso específico del criterio **costo**

Solución A > Solución B = Solución C

TRANSMISIÓN DE CARGA	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0,5	1,5	0,25
Solución C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1

Tabla 4. 4 Evaluación del peso específico del criterio **transmisión de carga**

Solución A = Solución B > Solución C

SEGURIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,42
Solución B	0,5		1	2,5	0,42
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 5 Evaluación del peso específico del criterio **seguridad**

Solución B > Solución C > Solución A

PRESENTACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	1	0		2	0,33
			Suma	6	1

Tabla 4. 6 Evaluación del peso específico del criterio **presentación**

Solución B > Solución C = Solución A

MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,18
Solución B	1		1	3	0,55
Solución C	0,5	0		1,5	0,27
			Suma	5,5	1

Tabla 4. 7 Evaluación del peso específico del criterio *mantenimiento*

Solución A > Solución B > Solución C

DURABILIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 8 Evaluación del peso específico del criterio *durabilidad*

4.2.1.1 Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Op. y M.	Costo	Carga	Seguridad	Presentación	Mtto	Durabilidad	Σ	Prioridad
Solución A	0,058	0,036	0,107	0,052	0,021	0,010	0,027	0,311	2
Solución B	0,117	0,107	0,054	0,052	0,063	0,029	0,018	0,439	1
Solución C	0,039	0,071	0,054	0,021	0,042	0,015	0,009	0,250	3

Tabla 4. 9 Conclusiones de la selección del sistema de carga

La mejor alternativa para el sistema de carga constituye la solución B, puesto que esta presenta un valor ponderado mucho más alto que el de las otras soluciones.

Por tanto para el diseño y construcción del sistema de carga se utilizarán barras de carga y un dinamómetro digital de bandas extensométricas.

Los criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el sistema de control son:

- *Bajo costo.*- Debido a que los elementos a utilizar en el sistema de control deben ser de bajo costo.
- *Fácil mantenimiento.*- Puesto que los circuitos electrónicos pueden sufrir daños por variaciones de corriente o recalentamiento y es necesario que los elementos puedan ser fácilmente sustituidos.
- *Fácil diseño y construcción.*- No se necesita de profundos conocimientos sobre electrónica para realizar el diseño y construcción del sistema de control.
- *Fácil operación.*- El operador debe comprender fácilmente el funcionamiento del sistema.
- *Excelente presentación.*- Es necesario que el sistema sea lo más pequeño posible y ocupe el menor espacio.
- *Disponibilidad.*- todos los elementos que constituyen el sistema de control deben conseguirse fácilmente en el mercado local.
- *Confiable.*- porque los valores que se obtengan de este sistema deben ser precisos y el tiempo de respuesta de los elementos electrónicos debe ser el mínimo posible.

Igualmente el proceso de valoración de estos criterios se lo realiza mediante matrices de ponderación objetiva.

4.2.2 MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL SISTEMA DE CONTROL

Evaluación del peso específico de cada criterio

Confiabilidad = Costo > Diseño y construcción = Operación > Presentación > Mantenimiento = Disponibilidad

CRITERIO	Confiabilidad	Costo	Diseño y Cons.	Operación	Presentación	Mantenimiento	Disponibilidad	$\Sigma+1$	Ponderacion
Confiabilidad		0,5	1	1	1	1	1	6,5	0,232
Costo	0,5		1	1	1	1	1	6,5	0,232
Diseño y construcción	0	0		0,5	1	1	1	4,5	0,160
Operación	0	0	0,5		1	1	1	4,5	0,160
Presentación	0	0	0	0		1	1	3,0	0,107
Mantenimiento	0	0	0	0	0		0,5	1,5	0,054
Disponibilidad	0	0	0	0	0	0,5		1,5	0,054
							Suma	28,0	1

Tabla 4. 10 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para el sistema de control

Solución A = Solución B > Solución C

CONFIABILIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,42
Solución B	0,5		1	2,5	0,42
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 11 Evaluación del peso específico del criterio *confiabilidad*

Solución B = Solución C > Solución A

COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0,5	2,5	0,42
Solución C	1	0,5		2,5	0,42
			Suma	6	1

Tabla 4. 12 Evaluación del peso específico del criterio **costo**

Solución A > Solución B > Solución C

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 13 Evaluación del peso específico del criterio **diseño y construcción**

Solución B > Solución A > Solución C

OPERACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 14 Evaluación del peso específico del criterio **operación**

Solución B > Solución A > Solución C

PRESENTACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 15 Evaluación del peso específico del criterio **presentación**

Solución B = Solución A > Solución C

MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0,5	1	2,5	0,42
Solución B	0,5		1	2,5	0,42
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 16 Evaluación del peso específico del criterio *mantenimiento*

Solución C > Solución B > Solución A

DISPONIBILIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	0	1	0,17
Solución B	1		0	2	0,33
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

Tabla 4. 17 Evaluación del peso específico del criterio *disponibilidad*

4.2.2.1 Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Conf.	Costo	Diseño y Construc.	Operación	Presentación	Mtto	Disponibilidad	Σ	Prioridad
Solución A	0,097	0,039	0,080	0,052	0,035	0,022	0,009	0,334	2
Solución B	0,097	0,097	0,052	0,080	0,053	0,022	0,017	0,412	1
Solución C	0,039	0,097	0,027	0,027	0,018	0,009	0,027	0,244	3

Tabla 4. 18 Conclusiones de la selección del sistema de control

De los resultados obtenidos podemos ver que la mejor alternativa para el sistema de control constituye la solución B, puesto que esta presenta un valor ponderado más alto que el de las otras soluciones.

Por tanto para el diseño y construcción del sistema de control se utilizará un circuito microcontrolador programable (PIC) y sensores del tipo optoacoplador y fin de carrera.

Los criterios de valoración de mayor importancia para la selección de la alternativa en el aspecto estético son:

- *Disponibilidad.*- todos los materiales a utilizar deben conseguirse fácilmente en el mercado local.
- *Fácil mantenimiento.*- Puesto que la máquina estará expuesta a contaminantes como polvos y aceites, y estos deben ser fácilmente removidos
- *Fácil construcción.*- El conformado de los materiales a utilizar debe ser fácil de realizar y las herramientas para el montaje deben disponerse en cualquier taller.
- *Bajo costo.*- los materiales a utilizar para mejorar el aspecto estético deben estar dentro de un porcentaje relativo al precio final de la máquina.
- *Excelente presentación.*- Es necesario que la máquina tenga una excelente apariencia ya que de esta depende su comercialización.

Igualmente para el proceso de valoración de estos criterios, se realizan matrices de ponderación objetiva.

4.2.3 MATRICES DE PONDERACIÓN OBJETIVA PARA EL ASPECTO ESTÉTICO DE LA MÁQUINA

Evaluación del peso específico de cada criterio

Presentación = Costo > Construcción = Disponibilidad > Mantenimiento

CRITERIO	Presentación	Costo	Construcción	Disponibilidad	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Presentación		0,5	1	1	1	4,5	0,3
Costo	0,5		1	1	1	4,5	0,3
Construcción	0	0		0,5	1	2,5	0,17
Disponibilidad	0	0	0,5		1	2,5	0,17
Mantenimiento	0	0	0	0		1	0,06
					Suma	15	1

Tabla 4. 19 Evaluación del peso específico de los criterios de selección para mejorar el aspecto estético de la máquina

Solución B > Solución A > Solución C

PRESENTACIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		0	1	2	0,33
Solución B	1		1	3	0,50
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 20 Evaluación del peso específico del criterio *presentación*

Solución C > Solución A > Solución B

COSTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0,33
Solución B	0		0	1	0,17
Solución C	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

Tabla 4. 21 Evaluación del peso específico del criterio **costo**

Solución A > Solución B = Solución C

CONSTRUCCIÓN	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		0,5	1,5	0,25
Solución C	0	0,5		1,5	0,25
			Suma	6	1

Tabla 4. 22 Evaluación del peso específico del criterio **construcción**

Solución A = Solución C > Solución B

DISPONIBILIDAD	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	0,5	2,5	0,415
Solución B	0		0	1	0,170
Solución C	0,5	1		2,5	0,415
			Suma	6	1

Tabla 4. 23 Evaluación del peso específico del criterio **disponibilidad**

Solución A > Solución B > Solución C

MANTENIMIENTO	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A		1	1	3	0,50
Solución B	0		1	2	0,33
Solución C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Tabla 4. 24 Evaluación del peso específico del criterio **mantenimiento**

4.2.3.1 Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	Presentación	Costo	Construcción	Disponibilidad	Mtto	Σ	Prioridad
Solución A	0,108	0,108	0,085	0,07	0,030	0,401	1
Solución B	0,165	0,056	0,042	0,028	0,019	0,310	3
Solución C	0,056	0,165	0,042	0,07	0,010	0,343	2

Tabla 4. 25 Conclusiones de la selección de cómo mejorar el aspecto estético

De los resultados obtenidos en las matrices de ponderación podemos observar que la mejor alternativa para mejorar el aspecto estético de la máquina de fatiga constituye la solución A, puesto que esta presenta un valor ponderado más alto.

Entonces para mejorar el aspecto estético de la máquina se utilizará chapas metálicas.

Por tanto de las tablas de conclusiones se determina que las mejores soluciones a utilizar para el rediseño y construcción de los sistemas de la máquina de fatiga son:

- Sistema de carga: Barras de carga y un dinamómetro digital de bandas extensométricas
- Sistema de control: Un circuito microcontrolador programable (PIC) y sensores del tipo optoacoplador y fin de carrera.
- Aspecto estético: Chapas metálicas

Con estos resultados se procederá a realizar el rediseño de la máquina, ya que se ajusta a todos los principales requerimientos mencionados por el cliente y a las especificaciones técnicas mostradas con anterioridad.

NOTA: Todas las tablas desde la 4.1 hasta la 4.25 donde se realizan las matrices de ponderación objetiva son de fuente y elaboración propia.

4.3 DISEÑO DE LA ALTERNATIVA

En la siguiente figura se muestra el esquema de la alternativa seleccionada para realizar el diseño y construcción de la máquina de fatiga.

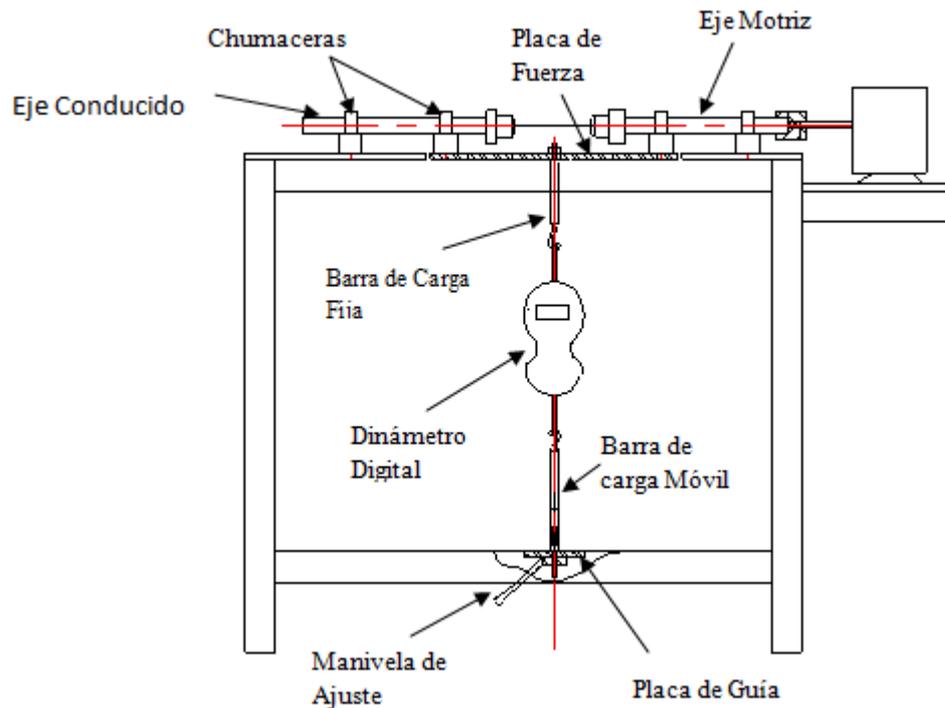


Figura 4. 16 Esquema de la máquina de fatiga a diseñar.

4.3.1 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS PARA LA MÁQUINA DE FATIGA

En este capítulo se procede a realizar cálculos para el diseño y la selección de los diferentes elementos mecánicos que forman parte de la máquina de fatiga.

4.3.2 CÁLCULO DE LOS EJES MOTRIZ Y CONDUcido

Como los ejes son simétricos y sus apoyos están ubicados a las mismas distancias se realizara el cálculo para cualquiera de ellos para luego generalizar para el otro.

Para realizar el cálculo de los ejes motriz y conducido se procede con los pasos expuestos anteriormente.

4.3.2.1 Cálculo de ejes para cargas estáticas

Primero se realiza el diagrama del cuerpo libre.

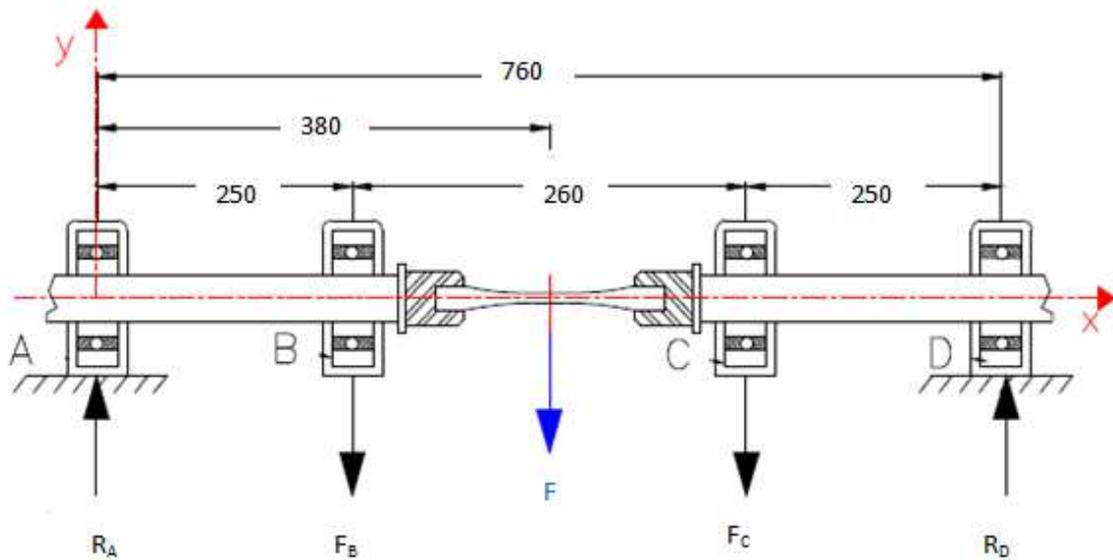


Figura 4. 17 Diagrama de cuerpo libre de los ejes motriz y conducido

Por simetría en la aplicación de cargas: $F_B + F_C = F = 40$ [kg]

$$F_B = F_C$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_D - F_B - F_C = 0$$

$$R_A + R_D = F_B + F_C$$

$$R_A + R_D = 40 \text{ [kg]}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$760 * R_D - 250 * F_B - 510 * F_C = 0$$

$$760 * R_D - 20 * 510 - 20 * 250 = 0$$

$$R_D = 20 \text{ [kg]}$$

$$\Rightarrow R_A = 20 \text{ [kg]}$$

De la tabla que se encuentra en el anexo J se obtienen las ecuaciones necesarias para determinar la fuerza cortante, el momento flector y la deformación en cualquier punto.

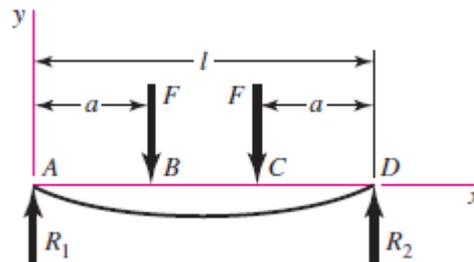


Figura 4. 18 Cargas y reacciones que actúan sobre una viga simétrica

Las ecuaciones que se muestran a continuación, son las necesarias para determinar la fuerza cortante, el momento flector y la deformación máxima para una viga simétrica simplemente apoyada como la que se muestra en la figura 4.18.

$$R_1 = R_2 = F/2$$

$$V_{AB} = F/2 \quad V_{BC} = 0 \quad V_{CD} = -F/2$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} x \quad M_{BC} = \frac{F}{2} a \quad M_{CD} = \frac{F}{2} (l-x)$$

$$y_{max} = \frac{a * \frac{F}{2}}{24 E * l} (4a^2 - 3l^2)$$

Entonces reemplazando los valores en las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector se tiene:

$$V_{AB} = 20[\text{kg}]$$

$$V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -20 [\text{kg}]$$

$$M_{AB} = \frac{F}{2} x \rightarrow \begin{cases} M_A = 0 \\ M_B = 5000 [\text{kg} - \text{mm}] \end{cases}$$

$$M_{BC} = \frac{F}{2} a \rightarrow \begin{cases} M_B = 5000 [\text{kg} - \text{mm}] \\ M_C = 5000 [\text{kg} - \text{mm}] \end{cases}$$

$$M_{CD} = \frac{F}{2} (l-x) \rightarrow \begin{cases} M_C = 5000 [\text{kg} - \text{mm}] \\ M_D = 0 \end{cases}$$

Con esto se procede a graficar los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

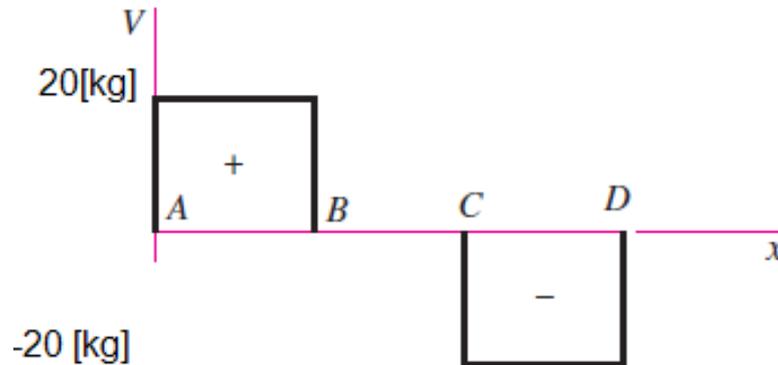


Figura 4. 19 Diagrama de fuerza cortante

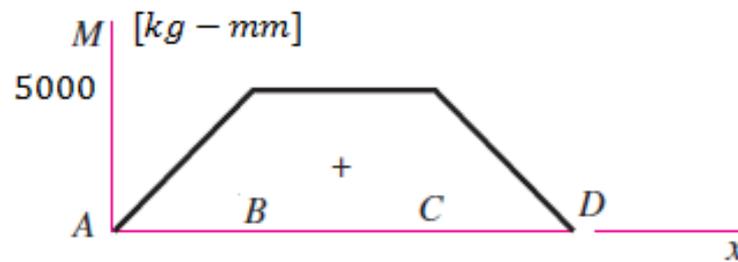


Figura 4. 20 Diagrama de momento flector

De este diagrama se puede observar la sección crítica, BC, por tanto el momento máximo es:

$$M_{max} = 5000 \text{ [kg - mm]} = 433.07 \text{ [lb]}$$

Con este valor se procede a realizar los cálculos para determinar el diámetro del eje para el estado de cargas estático con la ecuación (2. 70).

$$d = \left(\frac{32 M * FS}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

El material del que construirán los ejes, es un acero de bajo contenido de carbono, el AISI 1018 que posee las siguientes características.

$$S_{ut} = 86.74 \text{ [kpsi]}$$

$$S_y = 32 \text{ [kpsi]}$$

Para un factor de seguridad $FS = 2$ el diámetro del eje será:

$$d = \left(\frac{32 * 433.07 * 2}{\pi * 32000} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.651[\text{pulg}] = 16.53[\text{mm}]$$

Entonces el diámetro resultante para cargas estáticas es aproximadamente 5/8 [pulg] considerando el mínimo factor de seguridad, al recalculer con el nuevo diámetro del eje se tiene que.

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * (5/8)^3 * 32000}{32 * 433.07}$$

$$FS = 1.77$$

Para una mayor confiabilidad en el diseño, el diámetro del eje será de 1 [pulg], con lo que el factor de seguridad se incrementará a:

$$FS = \frac{\pi * 1^3 * 32000}{32 * 433.07}$$

$$FS = 7.25$$

4.3.2.2 Cálculo de ejes para cargas dinámicas

Los cálculos para determinar el diámetro de un eje para un estado de cargas dinámico, se lo realiza mediante la ecuación (2. 47)

$$d = \left(\frac{32 M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Es necesario considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga, para calcular el valor de resistencia a la fatiga S_e

De la ecuación (2.6) se tiene que:

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

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 86.74$$

$$S_e = 43.37 \text{ [kpsi]}$$

De la ecuación (2.7 - 2.17) se determina que los factores modificadores de la resistencia a la fatiga son:

- *Factor de superficie:* $ka = a * S_{ut}^b$; $a = 2.7$ y $b = -0.265$

$$ka = 2.7 * (86.74)^{-0.265}$$

$$ka = 0.82$$

- *Factor de tamaño:* $kb = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.0107}$

$$kb = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0.0107}$$

$$kb = 0.879$$

- *Factor de confiabilidad:* $kc = 1 - 0.08Z_a$

$$Z_a = 3.719$$

$$kc = 1 - 0.08(3.719)$$

$$kc = 0.702$$

- *Factor de temperatura:* $kd = 1$; $T \leq 450^\circ\text{C}$

- *Factor de concentración de tensiones:* $kf = 0.8$

Por la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la fig. 2.10

- *Factor de efectos diversos:* $Ke = 1$

Entonces la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 0.82 * 0.879 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 17.556 \text{ [kpsi]} = 17556 \text{ [psi]}$$

El momento alternante M_a se calcula a partir de la ecuación (2.25).

$$M_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right|$$

$$M_a = \left| \frac{5000 - (-5000)}{2} \right|$$

$$M_a = 5000 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$M_a = 433.07 \text{ [psi]}$$

Por tanto el diámetro del eje para cargas dinámicas es:

$$d = \left(\frac{32 * 433.07 * 2}{\pi * 17556} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.795 \text{ [pulg]} = 20.19 \text{ [mm]}$$

Recalculando el factor de tamaño para el diámetro calculado se tiene:

$$kb = \left(\frac{0.795}{0.3} \right)^{-0.0107}$$

$$kb = 0.9$$

Por lo que el valor recalculado para la resistencia a la fatiga será:

$$S_e = 0.82 * 0.9 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 17.975 \text{ [kpsi]}$$

y el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{32 * 433.07 * 2}{\pi * 17975} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.788 \text{ [kpsi]} = 20.03 \text{ [mm]}$$

El diámetro seleccionado para el diseño de los ejes es de 1 [pulg]. Con esto el factor de seguridad para el estado de cargas alternantes es:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 1^3 * 17556}{32 * 433.07}$$

$$FS = 3.97 \approx 4$$

4.3.3 SELECCIÓN DE LOS SOPORTES CON RODAMIENTOS TIPO Y (CHUMACERAS)

Es necesario determinar la carga radial que va actuar sobre el rodamiento.

Del diagrama del cuerpo libre para el diseño de los ejes motriz y conducido se determina que la carga a soportar en cada uno de los rodamientos es:

$$P_d = 20 \text{ kg} \approx 196 \text{ [N]}$$

De los cálculos en el diseño de los ejes, se determinó que el diámetro aceptable del eje es: $D = 1 \text{ pulg (25.4 mm)}$.

De acuerdo con la tabla (2. 6) y la ecuación (2. 48), se tiene que la duración de diseño o la duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) es:

$$L_{10h} = \frac{8000 + 12000}{2}$$

$$L_{10h} = 10000h$$

Se determinó la duración nominal realizando un promedio entre los valores de 8000 a 12000 que corresponden al tipo de máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos de tiempo o intermitentemente.

Entonces, reemplazando los valores correspondientes en la ecuación (2. 49) se tiene que la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 196 \left(\frac{10000 \times 60 \times 1750}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1992 \text{ [N]}$$

Entonces del catálogo general SKF, se selecciona un rodamiento tipo Y con prisioneros de fijación, cuyas características son las siguientes, (ver anexo G2):

Dimensiones [mm]					Capacidad de carga dinámica, [N]	Designación
d	d ₁	D	B	C	C _r	Sin espaciadores
25.4	33.7	52	34.1	15	10800	YAR 205 -100

Tabla 4. 26 Características del rodamiento tipo Y

Fuente: Catálogo general SKF

Elaboración: Propia

Debido a que la capacidad de desalineamiento es una consideración importante, es necesario utilizar rodamientos montados ya que estos poseen las condiciones necesarias para esta aplicación. Además proporciona un medio de sujetar la unidad del rodamiento al armazón de la máquina.

Es así que del mismo catálogo de rodamientos se obtienen las siguientes características para la unidad completa.

Dimensiones [mm]												
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J _{min}	J _{máx}	L	N	N ₁	G	S ₁
25.4	36	21	70	36.5	16	94	110	130	19.5	11.5	10	19.8

Tabla 4. 27 Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y, marca SKF

Fuente: Catálogo general SKF

Elaboración: Propia

Estas características corresponden a la unidad completa del soporte de pie con rodamiento tipo Y, de designación: SY 1.TF, cuya capacidad de carga dinámica en es:

$$C_r = 10800[\text{N}]$$

Al comparar la relación $C_r > C$, se determina que la unidad completa (chumacera) de designación SY 1.TF es la correcta para nuestro diseño.

Por el costo y disponibilidad en el mercado se decidió comprar las chumaceras de la marca DKF de designación UCP205, cuyas características son similares a las requeridas.

Dimensiones [mm]												
d	D	A	H	H ₁	H ₂	J	N	N ₁	L	L ₁	B	S
25.4	52	38	36.5	15	71	105	13	16	140	42	34	14.3

Tabla 4. 28 Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y, marca DKF.

Fuente: Catálogo de rodamientos DKF

Elaboración: Propia

4.3.4 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Reemplazando los datos en la ecuación (2. 51) se tiene:

$$\mu = 0.0015 \text{ para el caso de rodamientos de bolas}$$

$$T = \frac{0.0015 * 196 * 0.254}{2}$$

$$T = 0.037 [N.m] = 0.327 [lb.pulg]$$

En el presente caso, al tratarse de vencer la fuerza de rozamiento en los cuatro rodamientos se debe multiplicar al momento de torsión por 4, por lo que se obtiene

$$T = 1.31 [lb.pulg]$$

El rendimiento según las especificaciones del motor es: = 0.98

Reemplazando los valores calculados en la ecuación (2. 50) se tiene que la potencia requerida es:

$$H = \frac{1.31 * 1750}{63000 * 0.98}$$

$$H = 0.036 [HP]$$

Por tanto al utilizar un motor de ¼ Hp se obtiene la potencia necesaria para vencer la fuerza de rozamiento en los cuatro rodamientos, y así transmitir el movimiento de giro al eje motriz y eje conducido.

4.3.5 CÁLCULO DE LA CHAVETA PARA LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL MOTOR AL EJE MOTRIZ

La chaveta a diseñar será la encargada de transmitir la potencia generada por el motor, desde el acople semiflexible hacia el eje motriz.

Para el presente caso, la chaveta será diseñada de acuerdo a la dimensión del diámetro nominal del eje motriz, $D = 25.4\text{mm}$, calculado con anterioridad.

Con los datos de diseño se procede a calcular la longitud de la chaveta por los dos modos de falla.

Para esto inicialmente se selecciona del Prontuario de Metales una chaveta de sección rectangular para el diámetro del eje establecido, con las siguientes dimensiones:

$$W_c = 8\text{mm} = 0.315 \text{ pulg}$$

$$H_c = 7\text{mm} = 0.276 \text{ pulg}$$

Utilizando como material un Acero St 60, el diseño se basara en una resistencia de fluencia $S_y = 48500 \text{ lb/pulg}^2$. El momento torsor T se lo obtiene de la ecuación (2. 50), utilizando la potencia del motor seleccionado ($H = 0.25 \text{ HP}$).

$$T = \frac{63000 H}{n}$$

$$T = \frac{63000 * 0.25}{1750} = 9 \text{ [lb.pulg]}$$

Parte 1.- Usando el modo de falla por corte máximo, mediante la ecuación (2.55) se determina que la longitud de la chaveta es:

$$L_c = \frac{2 * 9 * 3}{0.5 * 48500 * 1 * 0.315}$$

$$L_c = 0.007 \text{ [pulg]} = 0.18 \text{ [mm]}$$

Parte 2.- Usando el modo de falla por compresión, mediante la ecuación (2. 58) se determina que la longitud de la chaveta es:

$$L_c = \frac{4 * 9 * 3}{1 * 0.276 * 48500}$$

$$L_c = 0.008 \text{ [pulg]} = 0.2 \text{ [mm]}$$

Como los valores calculados de la longitud de la chaveta (L_c) son muy bajos, se considera la longitud del cubo del acople semiflexible como criterio de diseño para estimar el largo de la chaveta. Es así que la longitud de la chaveta deberá ser:

$$L_c = 18 \text{ [mm]}$$

4.3.6 DIMENSIONAMIENTO DEL ACOPLE SEMIFLEXIBLE

A continuación se determina el par nominal que deberá transmitir el acople seleccionado, mediante la ecuación (2. 59).

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 0.25}{1750}$$

$$C = 1.02 [Nm]$$

Los coeficientes para el factor de corrección obtenidos del anexo G1 son:

$$k_1 = 1; \text{ máquina motriz y receptora}$$

$$k_2 = 1.2; \text{ frecuencia de arranque}$$

$$k_3 = 1; \text{ horas de funcionamiento diario}$$

Con esto se determina el factor de corrección o de servicio multiplicando los tres factores de corrección:

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1.2 * 1$$

$$k = 1.2$$

Con el valor del factor de corrección obtenido y la ecuación (2. 60) se calcula el par nominal efectivo del acoplamiento.

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 1.2 * 1.02$$

$$C_e = 1.22 [Nm] = 10.8 [lb * pulg]$$

Con el valor obtenido para el par nominal efectivo y el diámetro de los ejes, del catálogo de Lovejoy se selecciona el tipo de acople L-090. Que tiene la capacidad de transmitir una potencia de hasta 4 [HP], una par nominal efectivo de 144 [lb*pulg], absorber desalineamiento angular en 1° y puede alojar ejes de diámetro que van desde ¼ hasta 1 [pulg].

4.3.7 CÁLCULO DE LA PLACA DE FUERZA

La placa de fuerza de la que va a estar provista la máquina de fatiga posee las siguientes dimensiones generales.

$$l = 300 \text{ [mm]}$$

$$b = 141 \text{ [mm]}$$

$$e = 10 \text{ [mm]}$$

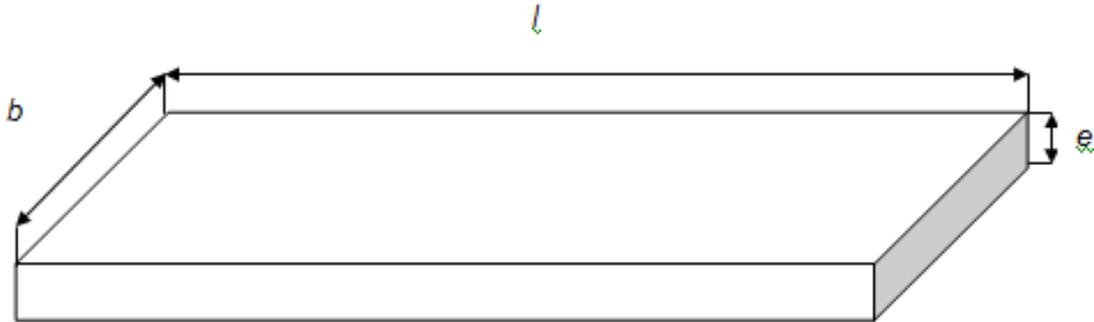


Figura 4. 21 Esquema de la placa de fuerza.

Las consideraciones que se toman en cuenta se especifican en el capítulo II en el tema referente al diseño de la placa de fuerza.

Para determinar la carga total aplicada será necesario tomar la siguiente consideración:

$$W_T = \text{peso propio} + \text{peso barras de carga} + \text{carga aplicada}$$

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * e * b * l$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7.85 \times 10^{-6} * 10 * 141 * 300 = 3.32 \text{ [kg]}$$

$$W_{\text{barras de carga}} = \rho * \pi * r^2 * (l_1 + l_2)$$

donde, l_1 y l_2 son las longitudes de las barras de carga.

$$W_{\text{barras de carga}} = 7.85 \times 10^{-6} * \pi * 8^2 * (202 + 125) = 0.51 \text{ [kg]}$$

$$W_{\text{carga aplicada}} = 40 * 1.25 = 50 \text{ [kg]}$$

por lo que W_T será:

$$W_T = 3.32 + 0.51 + 50 = 53.83 \text{ [kg]}$$

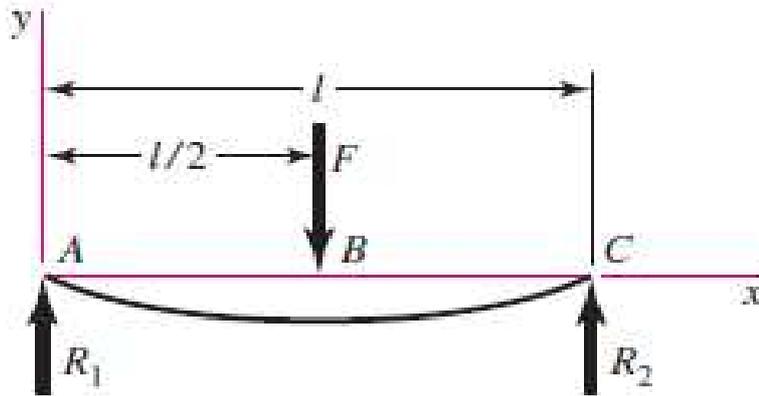


Figura 4. 22 Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza

Del diagrama de cuerpo libre, y de los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se tienen en la figura 2. 20, se obtienen las ecuaciones e información importante para realizar los cálculos.

En base a las ecuaciones (2. 61 – 2. 63), se tiene que las reacciones, fuerza cortante y momento flector que actúan en la placa son:

Si W_T es 53.83 [kg]

$$R_1 = R_2 = \frac{53.83}{2} = 26.92 \text{ [kg]}$$

$$V_{AB} = 26.92 \text{ [kg]}; \quad V_{CB} = -26.92 \text{ [kg]}$$

$$M_{AB} = \frac{W_T * x}{2} \rightarrow \begin{cases} x = 0 & \text{entonces} & M_{AB} = 0 \\ x = \frac{l}{2} & \text{entonces} & M_{AB} = 4037.25 \text{ [kg]} \end{cases}$$

$$M_{AB} = \frac{W_T}{2}(l - x) \rightarrow \begin{cases} x = \frac{l}{2} & \text{entonces} & M_{BC} = 4037.25 \text{ [kg]} \\ x = 0, & \text{entonces} & M_{BC} = 0 \end{cases}$$

De los diagramas de la figura 2. 20, se observa que el momento máximo se encuentra en el centro de las placas y se tiene que:

$$M_{\text{máx}} = \frac{W_T * l}{4} = 4037.25 \text{ [kg]}$$

Entonces el espesor e es posible determinarlo con la ecuación (2. 73) de la siguiente manera:

$$e = \sqrt{\frac{12 M_{m\acute{a}x}}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{12 * 4037.25}{141 * 25.3}}$$

$$e = 3.68 [mm]$$

Por facilidad de construcción y disponibilidad de material se escoge una placa con 10 [mm] de espesor, entonces de la ecuación (2.72) se tiene que el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{m\acute{a}x}}$$

$$FS = \frac{25.3 * 141 * 10^2}{6 * 4037.25}$$

$$FS = 14.72$$

Este factor de seguridad es admisible por los aspectos de facilidad constructiva, disponibilidad y economía, ya que el aumentar el factor de seguridad no afecta notablemente en los costos de placas.

Luego se procede a calcular la deflexión máxima $Y_{m\acute{a}x}$ con la ecuación (2. 64):

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W_T * l^3}{48 E * I}$$

donde I es :

$$I = \frac{b * e^3}{12} = \frac{141 * 10^3}{12} = 11750 [mm^4]$$

$$E = 2 \times 10^6 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 20000 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{53.83 * 300^3}{48 * 20000 * 11750}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.128 [mm]$$

Por lo tanto la deflexión que se produce en la placa de fuerza no afecta en lo más mínimo al ensayo de fatiga.

4.3.8 CÁLCULO DE LA PLACA SOPORTE PRINCIPAL

La placa soporte principal, sobre la cual estarán montadas las chumaceras y soportarán toda la carga posee las siguientes dimensiones:

$$l = 950 \text{ [mm]}$$

$$b = 340 \text{ [mm]}$$

$$e = 10 \text{ [mm]}$$

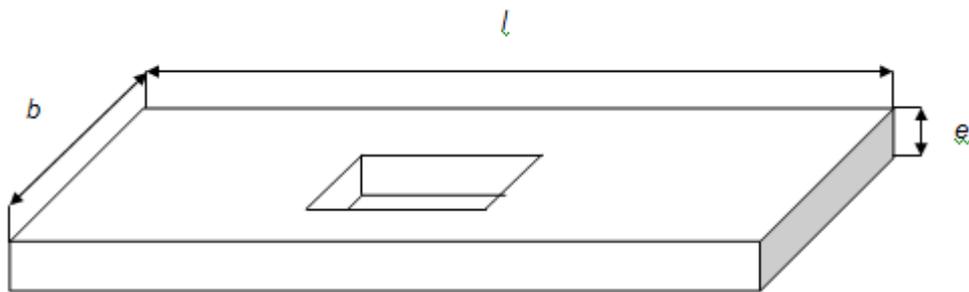


Figura 4. 23 Esquema de la placa soporte principal

Una vez obtenidas las dimensiones generales de la placa se procede a determinar la carga distribuida que estará sobre toda la placa de la siguiente forma:

Determinación de la carga distribuida (W_d).

Será necesario calcular la carga que interviene en la placa W_D , así:

$$W_D = W_{ejes} + W_{Chumaceras} + W_{Mandriles} + W_{Placa\ de\ Fuerza} + W_{Barras\ de\ Carga} + W_{Peso\ propio\ aprox}$$

$$W_{ejes} = \rho * \pi * r^2 * (l_1 + l_2)$$

$$W_{ejes} = 7.85 * 10^{-6} * \pi * (12.7)^2 * (379 + 362) = 2.95 \text{ [Kg]}$$

$$W_{Chumaceras} = 4 * 0.8 = 3.2 \text{ [kg]}$$

$$W_{Mandriles} = 2 * 1.5 = 3 \text{ [kg]}$$

$$W_{Barras\ de\ Carga} = 0.51 \text{ [Kg]}$$

$$W_{Peso\ propio\ aprox} = \rho * e * b * l$$

$$W_{Peso\ propio\ aprox} = 7.85 * 10^{-6} * 10 * 340 * 950 = 25.5 [Kg]$$

$$W_D = 2.95 + 3.2 + 3 + 0.51 + 25.5 = 35.16 [kg]$$

Por lo tanto la carga distribuida a lo largo de la placa soporte es:

$$W_d = \frac{W_D}{l}$$

$$W_d = \frac{35.16}{950}$$

$$W_d = 0.037 [kg/mm]$$

La carga puntual ubicada en el centro de la placa es $W_p = 50 [kg]$

Con los valores obtenidos se procede a realizar el diagrama del cuerpo libre, el cálculo de las reacciones, fuerzas cortantes y momentos flectores.

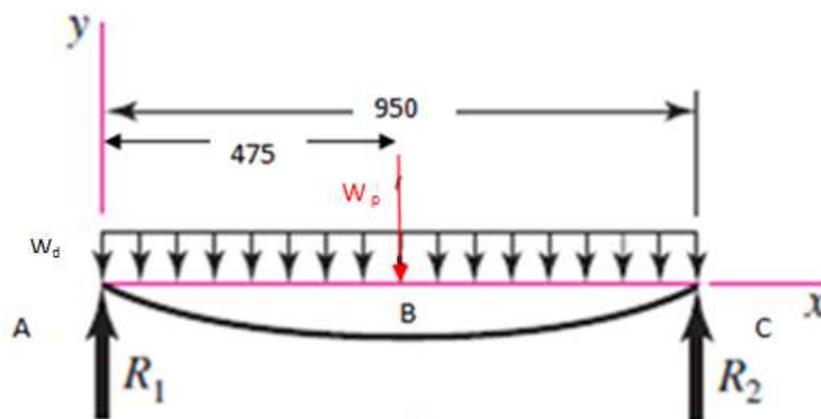


Figura 4. 24 Diagrama de cuerpo libre para la placa soporte principal

Cálculo de las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = W_p + W_d * l$$

$$R_1 + R_2 = 50 + (0.037 * 950)$$

$$R_1 + R_2 = 85.15 [kg]$$

Se tiene que las reacciones de los apoyos son:

$$R_1 = R_2 = 42.57 [kg]$$

4.3.8.1 Análisis de la Fuerza Cortante y Momento Flector

Tramo AB

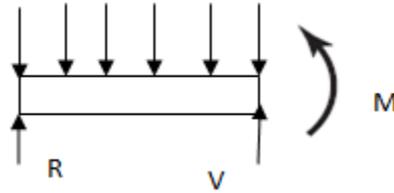


Figura 4. 25 Diagrama de cuerpo libre del tramo AB

$$0 \leq x < 475$$

$$\int_{42.57}^V dv = \int_0^x p dx$$

$$V = -0.037x + 42.57$$

$$\int_0^M dM = - \int_0^x V dx$$

$$M = 0.037 \frac{x^2}{2} - 42.57x$$

Al reemplazar los valores de x se tiene:

$$x = 0 \quad V = 42.57$$

$$M = 0$$

$$x = 475 \quad V = 25$$

$$M = -16046.7$$

Tramo BC

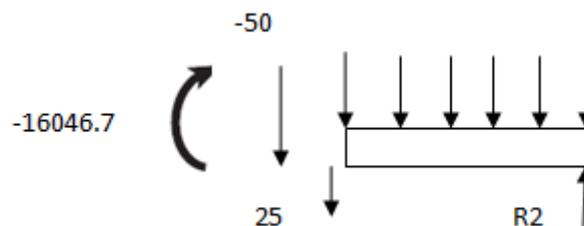


Figura 4. 26 Diagrama de cuerpo libre del tramo BC

$$0 \leq x < 475$$

$$\int_{-25}^V dv = \int_0^x p dx$$

$$V = -0.037x - 25$$

$$\int_{-16046.7}^M dM = - \int_0^x V dx$$

$$M = 0.037 \frac{x^2}{2} + 25x - 16046.7$$

Al reemplazar los valores de x se tiene:

$$\begin{aligned} x = 0h & & V = -25 \\ & & M = -16046.7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 475 & & V = -42.75 \\ & & M = 0 \end{aligned}$$

Entonces el Momento máximo aplicado en la placa es:

$$M_{max} = 16046.7 [kg - mm]$$

Para determinar el espesor de la placa, es necesario establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo será necesario utilizar la ecuación (2.73), y las propiedades de la sección se lo calcula con las ecuaciones (2. 67 a 2. 69).

Si consideramos un $FS=2$, se tiene que el espesor de la placa es:

$$e = \sqrt{\frac{12 M_{max}}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{12 * 16046.7}{195 * 25.3}}$$

$$e = 6.24 [mm]$$

Por facilidades constructivas se escoge una placa de 10 [mm] de espesor y el factor de seguridad se incrementa a:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{m\acute{a}x}}$$

$$FS = \frac{25.3 * 193 * 10^2}{6 * 16046.7}$$

$$FS = 5.12$$

Cuyo valor es el adecuado para garantizar que la placa cumpla con la funci3n requerida en la máquina de fatiga.

Para determinar la deflexi3n máxima en la placa, se considera que la placa actúa como una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro.

La carga idealizada corresponde a la sumatoria de la carga que se desea transmitir a la probeta de ensayo con la carga distribuida W_d a lo largo de toda la placa soporte.

$$W_{PF} = W_p + W_d * l$$

Donde: W_{PF} = Carga puntual final.

Entonces se tiene que:

$$W_{PF} = 50 + 0.037 * 950$$

$$W_{PF} = 85.15 [kg]$$

Entonces la deformaci3n máxima en la placa se determina con la ecuaci3n (2.64), de la siguiente forma:

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W_T * l^3}{48 E * I}$$

$$I = \frac{b * e^3}{12} = \frac{195 * 10^3}{12} = 16250 [mm^4]$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{85.15 * 950^3}{48 * 20000 * 16250}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.004 [mm]$$

Al igual que en el caso anterior, la deflexi3n que se produce en la placa de fuerza no afecta al ensayo de fatiga.

4.3.9 CÁLCULO DE LAS BARRAS DE FUERZA FIJA Y MÓVIL

Las condiciones para el diseño de barras que se tomaron en cuenta son:

- Únicamente se analizará la barra de mayor longitud.
- El elemento mecánico trabajara solo a esfuerzos de tracción.
- Se considera que la carga máxima a aplicar es 50 [kg].

La suposición que se establece es que:

- Se considera que la barra posee una sección constante.

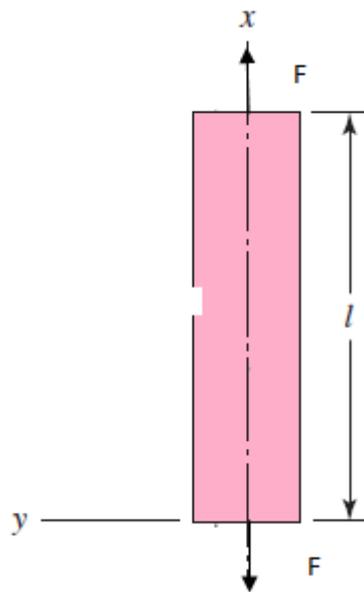


Figura 4. 27 Diagrama de cuerpo libre de la barra de fuerza

Del diagrama de cuerpo libre y con las ecuaciones de esfuerzos a tracción se procede a determinar el factor de seguridad que garantice que las barras de fuerza no fallarán.

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

$$A = \frac{50 [kg]}{2530 [\frac{kg}{cm^2}]}$$

$$A = 0.019 [cm^2]$$

$$A = \pi * r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.019}{\pi}}$$

$$r = 0.077 [cm] = 0.77 [mm]$$

Entonces se considera que

$$\sigma \leq [\sigma_{mat}]$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_y}{FS}$$

$$FS = \frac{S_y * A}{F}$$

$$FS = \frac{2530 * 0.019}{50}$$

$$FS = 0.96$$

Debido a que el área es demasiado pequeña se asume un factor de seguridad más alto, con la finalidad que garantice que la barra de fuerza no fallará por resistencia mecánica y también para facilitar la construcción de las mismas.

$$\text{Si } FS = 2 \rightarrow A = 0.039 [cm^2] \quad \rightarrow r = 0.112 [cm] = 11.2 [mm]$$

$$\text{Si } FS = 3 \rightarrow A = 0.059 [cm^2] \quad \rightarrow r = 0.137 [cm] = 13.7 [mm]$$

$$\text{Si } FS = 4 \rightarrow A = 0.079 [cm^2] \quad \rightarrow r = 0.1586 [cm] = 15.86 [mm]$$

$$\text{Relación de Esbeltez} = \frac{L}{r}$$

Longitud de la varilla: $L = 202 [mm]$

$$\frac{L}{r} = \frac{202}{15.86} = 12.73$$

Es un valor que garantiza que la barra es lo suficientemente esbelta como para no fallar cuando se encuentre bajo cargas de servicio.

Además al incrementar su área el factor de seguridad de la barra más crítica se incrementa a:

$$FS = \frac{2530 * 0.079}{50}$$

$$FS = 4$$

4.3.10 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA LA MÁQUINA DE FATIGA

Para el diseño del bastidor de la máquina de fatiga se realiza el cálculo y análisis de cada uno de los elementos que componen la estructura soporte.

Las dimensiones generales de los marcos rígidos, vigas, voladizos y rigidizadores se muestran en la figura (4.9)

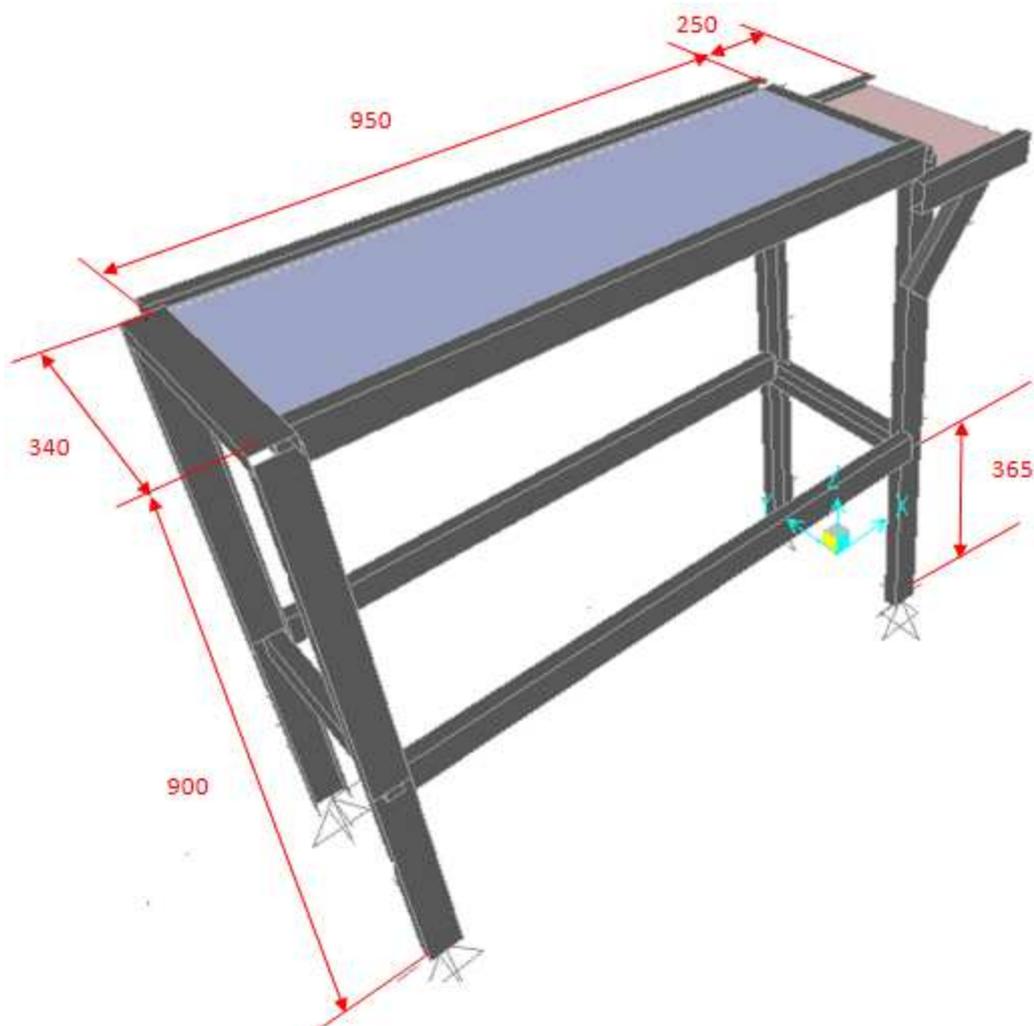


Figura 4. 28 Esquema de la estructura con las principales dimensiones.

De la figura anterior se puede observar que las dimensiones principales son:

Longitud de las vigas= 950 [mm]

Alto de las columnas= 900 [mm]

Luz de los marco= 340 [mm]

Longitud del voladizo= 250 [mm]

Altura de los rigidizadores= 365 [mm]

Por la facilidad constructiva, bajo costo y disponibilidad en el mercado, se utilizara un perfil estructural de canal tipo C para todos los elementos que componen la estructura de la máquina. Estos estarán unidos por conexiones rígidas mediante soldaduras a tope y de filete.

4.3.10.1 Cálculo y dimensionamiento de marcos rígidos

Los cálculos que deberán soportar los marcos rígidos están determinados por el peso de todos los elementos que componen la máquina y por la carga máxima a aplicarse durante el ensayo.

El peso total de los elementos que componen la máquina mas la carga máxima a aplicarse se determina en la parte de diseño de placas y es:

$$W_T = 92.52 \text{ [kg]}$$

Por seguridad se aumenta el 10 % del peso total aplicado y el peso de las protecciones a la máquina.

Entonces se tiene que la carga total a aplicarse en los marcos rígidos es de:

$$C_T = 95.52 + 9.55 + 10$$

$$C_T = 115.07 \text{ [kg]}$$

A esta carga se la debe dividir entre dos, porque son dos marcos rígidos los que soporta la carga.

$$C_f = \frac{C_T}{2} = \frac{115.07}{2}$$

$$C_f = 57.53 \text{ [kg]}$$

donde C_f es la carga final a aplicarse en cada uno de los marcos. Los tipos de apoyos en la parte inferior de la columna son de rotación libre, puesto que estarán empotradas al piso.

La carga final estará distribuida a lo largo de la viga transversal por lo que es necesario determinar su valor.

$$q_f = \frac{57.53}{340}$$

$$q_f = 0.169 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

Con esto se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre del marco rígido.

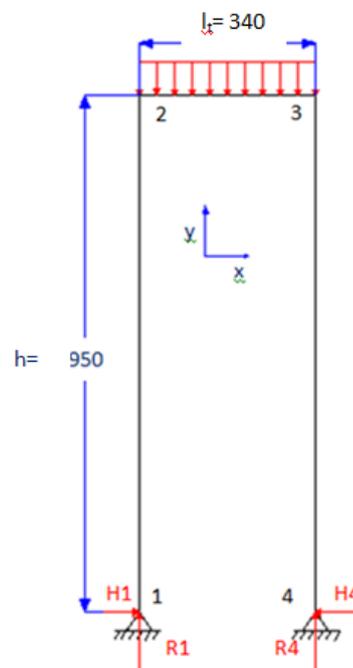


Figura 4. 29 Diagrama del cuerpo libre del marco rígido

Con este diagrama y las ecuaciones de fuerzas y momento flector se determinan las reacciones producidas en las columnas.

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 - H_4 = 0$$

$H_1 = H_4 = 0$; puesto que no existen cargas en ese sentido.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_4 = q \cdot l$$

$$R_1 + R_4 = 0.169 \text{ [kg/mm]} \cdot 300 \text{ [mm]}$$

$$R_1 + R_4 = 57.46 \text{ [kg]}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$R_4 \cdot l - q \cdot l \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$R_4 = q \cdot \frac{l}{2} = 0.169 \text{ [kg/mm]} \cdot \frac{300}{2}$$

$$R_4 = 28.73 \text{ [kg]}$$

$$\text{Entonces: } R_1 = 57.46 - R_4$$

$$R_1 = 57.46 - 28.73$$

$$R_1 = 28.73 \text{ [Kg]}$$

Una vez obtenidas las reacciones en los apoyos se procede a determinar la fuerza normal, fuerza cortante y momento flector en cada uno de los miembros para así analizar la sección más crítica.

Para fines de cálculo y análisis se divide al marco rígido en tres tramos:

Tramo 1-2

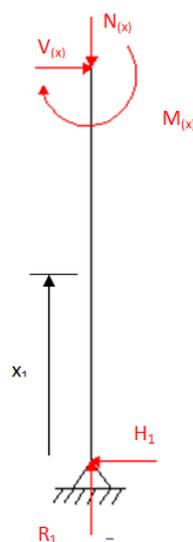


Figura 4. 30 Representación de cargas en el primer tramo (1-2)

Resolviendo las respectivas ecuaciones de fuerza de normal, fuerza de corte y momento flector se tiene:

$$\sum F_N = 0$$

$$R_1 = N_{(x)}$$

$$N_{(x)} = 28.73 \text{ [kg]}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$-H_1 + V_{(x)} = 0$$

$$H_1 = V_{(x)} = 0$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_{(x)} = 0$$

Tramo 2-3

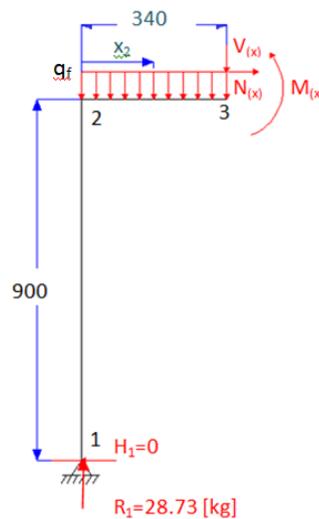


Figura 4. 31 Representación de cargas en el segundo tramo (2-3)

Al igual con el tramo 1-2 se procederá a determinar la fuerza normal, cortante y momento flector.

$$\sum F_N = 0$$

$$H_1 = N_{(x)}$$

$$\sum F_V = 0$$

$$V_{(x)} = R_1 - q \cdot x_2$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \rightarrow V_{(x)} = R_1 = 28.73 \\ x_2 = \frac{l_t}{2} \rightarrow V_{(x)} = 28.73 - 0.0169 \cdot 170 = 0 \\ x_2 = l_t \rightarrow V_{(x)} = 28.73 - 0.0169 \cdot 340 = -28.73 \text{ [kg]} \end{cases}$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$M_{(x)} = q \frac{x_2^2}{2} - R_1 x_2$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \rightarrow M_{(x)} = 0 \\ x_2 = \frac{l_t}{2} \rightarrow M_{(x)} = 0.169 \cdot \frac{170^2}{2} - 28.73 \cdot 170 = -2442.05 \text{ [kg-mm]} \\ x_2 = l_t \rightarrow M_{(x)} = 0.169 \cdot \frac{340^2}{2} - 28.73 \cdot 340 = 0 \end{cases}$$

En el tercer tramo 3-4 las fuerzas que actúan sobre la columna son iguales a las del primer tramo, por lo que no es necesario determinar nuevamente la fuerza normal, cortante y momento flector.

Seguido a esto, es necesario realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector para identificar las zonas críticas.

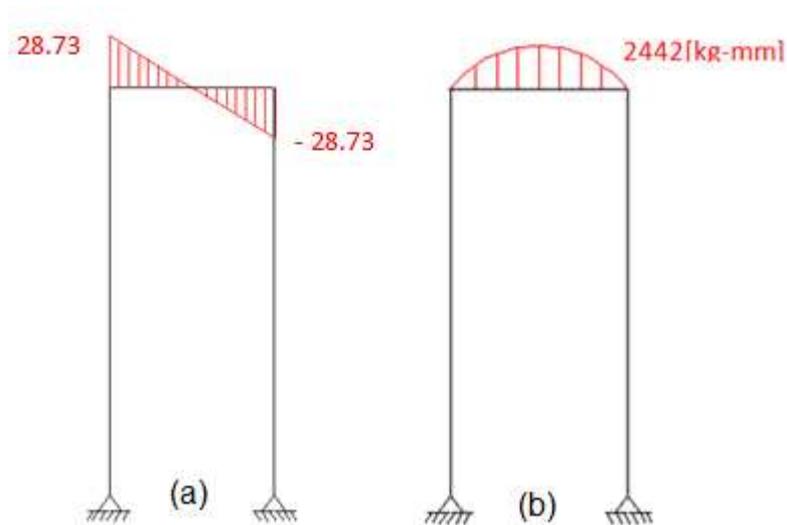


Figura 4. 32 Diagrama de la fuerza cortante y momento flector

4.3.10.2 Cálculo de Columnas

Para el diseño de columnas es necesario determinar el esfuerzo de compresión al que están sometidas y para esto es necesario conocer el área transversal del perfil a utilizar y la fuerza de compresión.

Entonces, primero se debe seleccionar un perfil para las columnas. Por fines de facilidad constructiva, costos, y disponibilidad en el mercado, se selecciona el perfil tipo canal C 50x25x3 del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC (ver anexo M1) el mismo que posee las siguientes características.

W[kg/m]	A[cm ²]	I _{xx} [cm ⁴]	I _{yy} [cm ⁴]	W _{xx} [cm ³]	W _{yy} [cm ³]
2.12	2.70	9.7	1.57	3.88	0.91

Tabla 4. 29 Características del perfil estructural C50x25x3.

Fuente: Catálogo de perfiles estructurales DIPAC

Elaboración: Propia

La fuerza de compresión que actúa axialmente sobre la columna es:

La fuerza de compresión que actúa axialmente sobre la columna es:

$$R_1 = V = 28.73 \text{ [kg]} = 63.21 \text{ [lb]} = F_c$$

Entonces con la ec (2.79) se procede a determinar el esfuerzo a compresión en la columna:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_c}{A} = \frac{63.21}{0.42}$$

$$\sigma_{cm} = 151 \left[\frac{\text{lb}}{\text{pul}^2} \right]$$

$$\sigma_{cm} = 0.151 \text{ kpsi}$$

Luego mediante la ecuación (2.75) se determinan los coeficientes de apoyo, para con la figura (2.25) determinar el factor de apoyo k de la columna.

Para apoyos simples $G = 10$, según el manual de la AISC, por tanto:

$$G_1 = 10$$

Luego G_2 se determina con la ecuación (2.75)

$$G_2 = \frac{\sum \left(I_{12} / L_{12} \right)}{\sum \left(I_{23} / L_{23} \right)}$$

Como se utiliza el mismo perfil tanto para la columna como para la viga, se tiene que $I_{12} = I_{23}$

$$G_2 = \frac{L_{23}}{L_{12}} = \frac{340}{900}$$

$$G_2 = 0.3$$

Con estos valores y con la figura (2.25) se determina que el factor de apoyo es:

$$K_{12} = 1.65$$

Para verificar que la relación de esbeltez máxima se cumpla, primero es necesario determinar el radio mínimo de giro según la ecuación (2. 76).

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_{min} = \sqrt{\frac{1.57}{2.7}}$$

$$r_{min} = 0.76 [cm] = 0.3 [pulg]$$

La longitud efectiva de la columna depende de las restricciones en cada uno de los extremos, y cuando se tiene un extremo libre y otro fijo se tiene que la longitud efectiva es:

$$L = 900 [mm] = 35.43 [pulg]$$

Con estos valores y con la ecuación (2. 77) se tiene que la relación de esbeltez es:

$$\lambda = \frac{KL}{r_{min}} < 200$$

$$\lambda = \frac{1.65 * 35.43}{0.3}$$

$$\lambda = 194.86 < 200$$

Por tanto la esbeltez de la columna esta dentro del límite de la relación.

Para determinar si una columna va a trabajar correctamente se tiene también que cumplir con la relación de la ecuación (2. 78):

$$\sigma_{cm} < \sigma_{admisible}$$

del manual de la AISC, en la tabla 3-36 se encuentra que:

$$\sigma_{admisible} = 3.19 \text{ kpsi}$$

Entonces con el valor de σ_{cm} se tiene que:

$$0.151 < 3.19$$

Por tanto si se cumple con la relación de esfuerzos.

Finalmente se debe determinar el índice de trabajo con la ecuación (2. 81):

$$I_a = \frac{\sigma_{cm}}{\sigma_{admisible}} = \frac{0.151}{3.19}$$

$$I_a = 0.047$$

Con este valor se puede verificar que se cumple con la relación de la ecuación (2.80).

$$I_a \leq 1$$

Terminando el proceso del cálculo se asegura que la columna trabajará correctamente a compresión.

4.3.10.3 Cálculo de Vigas

Las vigas se diseñan principalmente para resistir cargas a flexión.

4.3.10.3.1 Cálculos para el diseño de la viga transversal

Cálculos para seleccionar adecuadamente al perfil que se va a utilizar como viga transversal en los marcos rígidos.

El momento máximo se lo determina de la figura 4. 13 y es:

$$M_{max} = 2442.05 \text{ [kg} - \text{mm]}$$

$$M_{max} = 211.51 \text{ [lb} - \text{pulg]}$$

Con la ecuación (2.87) se determina el esfuerzo admisible para el acero estructural A-36 con un factor de seguridad $FS=4$

$$[\sigma] = \frac{S_y}{[FS]} = \frac{36000}{4}$$

$$[\sigma] = 9000 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right]$$

Con este valor y la ecuación (2.85) se determina el modulo de resistencia a la flexión.

$$W \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]}$$

$$W = \frac{211.51}{9000}$$

$$W = 0.0235 [pulg^3] = 0.38 cm^3$$

Como se mencionó anteriormente, el tipo de perfil a utilizar es el tipo canal C 50x25x3, cuyo modulo de resistencia a la flexión mínima es:

$$W_{xx} = 0.91 [cm^3] = 0.055 [pulg^3]$$

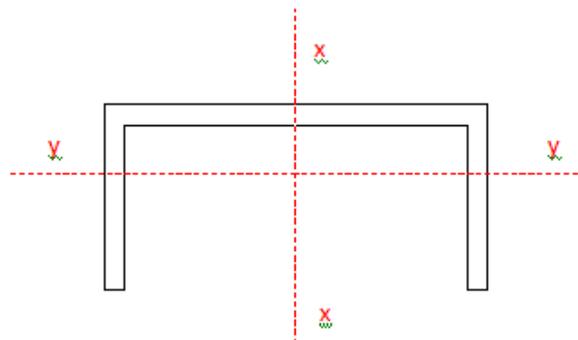


Figura 4. 33 Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal

4.3.10.3.2 Cálculos para el diseño de la viga longitudinal

De inicio es necesario realizar el diagrama del cuerpo libre en el que se muestren las cargas que actúan en la viga y las principales dimensiones de la misma.

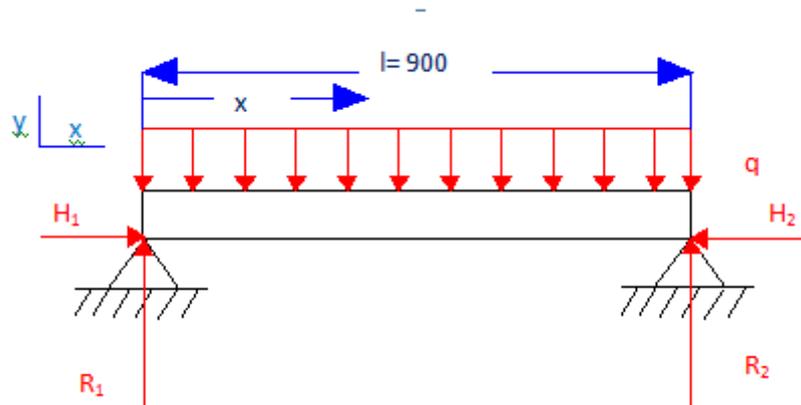


Figura 4. 34 Diagrama de cuerpo libre para la viga longitudinal

La carga que actúa sobre toda la viga es la misma que soportan los marcos rígidos, por lo que la fuerza distribuida en ella es:

$$q = \frac{57.53}{950} = 0.061 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

Como la viga es simétrica las reacciones son iguales, por lo que se determina su valor de la siguiente forma:

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 - H_2 = 0$$

$$H_1 = H_2 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = q \cdot l$$

$$R_1 + R_2 = 0.061 \text{ [kg/mm]} \cdot 950 \text{ [mm]}$$

$$R_1 + R_2 = 57.53 \text{ [kg]}$$

$$R_1 = R_2 = 28.76 \text{ [kg]}$$

Luego se determina la fuerza cortante y el momento flector que se produce en la viga, así:

Las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector en una viga simplemente apoyada con una carga distribuida a lo largo de ella son:

$$V_{(x)} = R_1 - q \cdot x$$

$$\begin{cases} x = 0 \rightarrow V_{(x)} = R_1 = 28.76 \text{ [kg]} \\ x_2 = \frac{l}{2} \rightarrow V_{(x)} = 28.76 - 0.061 \cdot 475 = 0 \\ x_2 = l \rightarrow V_{(x)} = 28.76 - 0.061 \cdot 950 = -28.76 \text{ [kg]} \end{cases}$$

$$M_{(x)} = R_1 x - q \frac{x^2}{2}$$

$$\begin{cases} x_2 = 0 \rightarrow M_{(x)} = 0 \\ x_2 = \frac{l}{2} \rightarrow M_{(x)} = 28.76 \cdot 475 - 0.061 \cdot \frac{475^2}{2} \\ M_{(x)} = 6779.44 \text{ [kg} \cdot \text{mm]} = 587.2 \text{ [lb} \cdot \text{pulg]} \\ x_2 = l \rightarrow M_{(x)} = 28.76 \cdot 950 - 0.061 \cdot \frac{950^2}{2} = 0 \end{cases}$$

Con estos valores se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector para la viga.

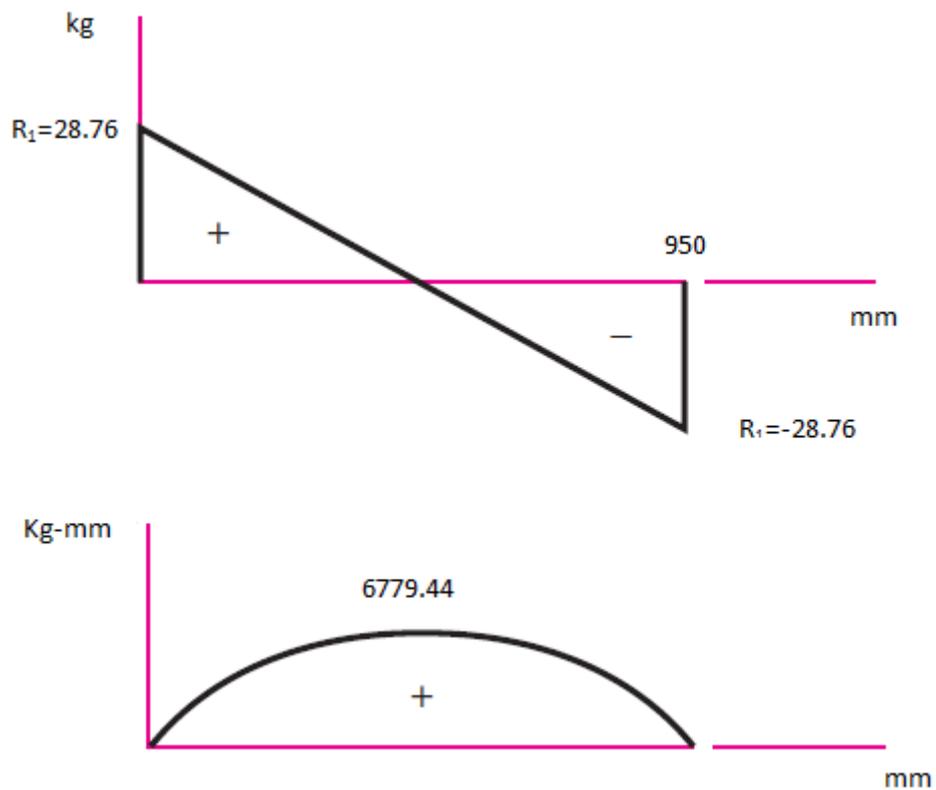


Figura 4. 35 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de la viga longitudinal

Se puede observar que el momento flector máximo se produce en la parte central de la viga longitudinal.

$$M_{max} = 6779.44 [kg - mm] = 587.2 [lb - pulg]$$

El esfuerzo admisible para el acero estructural A-36 que se utilizará es el mismo que el anteriormente calculado para la viga transversal, puesto que se utiliza el mismo factor de seguridad para el diseño.

Con la ecuación (2.85) se calcula el módulo de resistencia a la flexión:

$$W \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]}$$

$$W = \frac{587.2}{9000}$$

$$W = 0.065 [pulg^3] = 1.06 [cm^3]$$

En la viga longitudinal el perfil estará ubicado como se muestra en la siguiente figura:

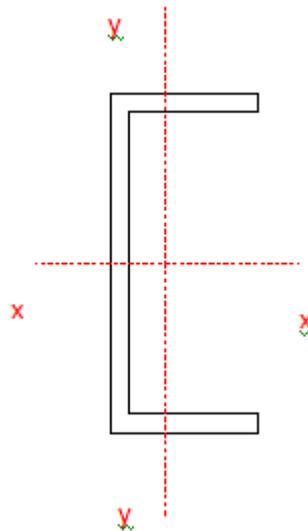


Figura 4. 36 Dirección de aplicación del perfil en la viga longitudinal.

El módulo de resistencia a la flexión con el que trabaja es W_{xx}

$$W_{xx} = 3.88 [cm^3] = 0.24 [pulg^3]$$

Entonces se cumple la relación $W_{xx} \geq W$, por lo que el perfil seleccionado es el correcto.

Seguido a esto se procede a determinar el factor de seguridad con el cual trabajará la viga, con la ecuación (2. 89).

$$FS = S_y \frac{W}{M_{max}}$$

$$FS = 36000 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right] \frac{0.24pulg^3}{587.2 [lb - pulg]}$$

$$FS = 14.46$$

Por lo tanto el factor de seguridad de la estructura para la máquina de fatiga es $FS \approx 9$, el mismo que se justifica por la facilidad constructiva que representa el utilizar un perfil en C y debido a que el costo no se incrementa en un valor considerable.

Nota: En el anexo N1, se tienen los cálculos realizados con el paquete informático SAP 2000 V12.

4.3.11 CÁLCULO DE SOLDADURAS

4.3.11.1 Cálculo para cargas estáticas a filete

En el cálculo para la unión del soporte del motor y su estructura será necesario determinar el momento flector que se produce en la junta.

El diagrama del cuerpo libre para el perfil en C empotrado será el siguiente:

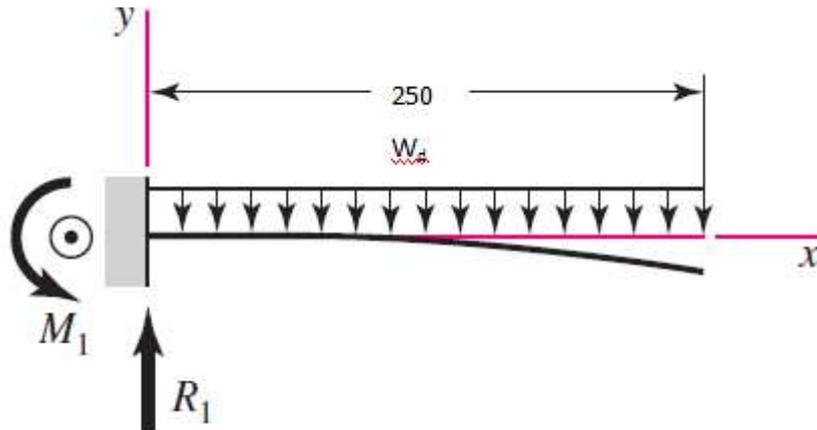


Figura 4. 37 Diagrama de cuerpo libre del voladizo soporte del motor

De la tabla A-9 del libro de Shigley se obtienen las ecuaciones para determinar las reacciones, fuerzas de corte y momento flector. Además se obtienen los diagramas necesarios para determinar el momento máximo producido.

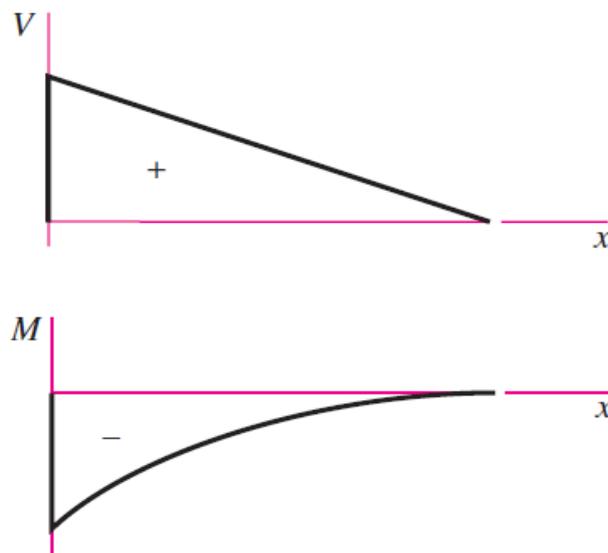


Figura 4. 38 Diagramas de Fuerza cortante y momento flector del voladizo soporte del motor

$$R_1 = R_2 = W_d \cdot l$$

$$M_1 = -\frac{W_d \cdot l^2}{2}$$

Para determinar la carga total aplicada será necesario tomar la siguiente consideración:

$$W_T = \text{peso propio} + \text{peso del motor}$$

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * e * b * l$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7.85 \times 10^{-6} * 10 * 338.5 * 265 = 7.041 \text{ [kg]}$$

$$W_{\text{motor}} = 10 \text{ [kg]}$$

$$W_T = 17.041 \text{ [kg]}$$

Por lo que la carga distribuida a lo largo de la placa será:

$$W_d = \frac{W_T}{l} = \frac{17.041}{250} = 0.068 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}} \right]$$

Entonces el momento máximo que se produce en la junta soldada es:

$$M_1 = - \frac{0.068 * 250^2}{2}$$

$$M_1 = - 2125 \text{ [kg - mm]} = 184.05 \text{ [lb-pulg]}$$

El segundo momento del área unitaria se lo calculará de la ecuación (2. 90) así:

$$I_u = \frac{50^2}{12} (6 * 25 + 50)$$

$$I_u = 41666.7 \text{ [mm}^3] = 2.54 \text{ [pulg}^3]$$

Entonces el segundo momento del área I con base a la garganta de la soldadura se calcula con la ecuación (2. 91), donde el tamaño mínimo de soldadura del filete es $h=1/8$ [pulg].

$$I = 0.707 * \frac{1}{8} * 2.54$$

$$I = 0.224 \text{ [pulg}^4] = 93235.83 \text{ [mm}^4]$$

Por lo que el esfuerzo normal se calcula con la ecuación (2. 93):

$$\tau = \frac{184.05 * 0.984}{0.224}$$

$$\tau = 808.5 \left[\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \right] = 0.569 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Los esfuerzos permisibles de trabajo se lo pueden determinar mediante la tabla 2. 7 del código AISI para un Electrodo E60XX:

$$[\sigma_{adm}] = 0.66 * S_y$$

$$[\sigma_{adm}] = 0.66 * 50000$$

$$[\sigma_{adm}] = 33000 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right] = 23.25 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Por lo que el esfuerzo normal debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{adm}]$$

$$0.569 \left[\frac{kg}{mm^2} \right] \leq 23.25 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Se determina que el esfuerzo normal es menor que el esfuerzo permisible, entonces se concluye que la soldadura cumple su funcionamiento con un factor de seguridad $FS = 1.67$.

4.3.11.2 Cálculo para cargas dinámicas a filete

Para realizar el cálculo para cargas dinámicas se determina el límite de resistencia a la fatiga con la siguiente condición:

$$S_e = 0.5S_{ut} ; \quad S_{ut} \leq 200[kpsi]$$

La resistencia última de tracción para el perfil C 50x25x3 [mm] de un acero AISI-A36 es:

$$S_{ut} = 58 [kpsi]$$

Y el límite de resistencia es:

$$S_e = 0.5 * 58 = 29 [kpsi]$$

De la ecuación (2.7 - 2.17) se determina que los factores modificadores de la resistencia a la fatiga son:

- *Factor de superficie:* $ka = a * S_{ut}^b$; $a = 1.34$ y $b = -0.085$

$$ka = 1.34 * (29)^{-0.265}$$

$$ka = 0.948$$

- *Factor de tamaño:* $kb = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107}$

Para determinar el factor de tamaño (tamaño equivalente), se ocupa la siguiente ecuación:

$$d = 0.808(0.707hb)^{1/2}$$

$$d = 0.808(0.707 * \frac{1}{8} * 0.98)^{1/2}$$

$$d = 0.237[\text{pulg}]$$

$$kb = \left(\frac{0.237}{0.3}\right)^{-0.0107}$$

$$kb = 1.025$$

Para el caso de flexión los siguientes factores son:

- *Factor de confiabilidad:* $k_c = 1$
- *Factor de temperatura:* $k_d = 1$; $T \leq 450^\circ\text{C}$
- *Factor de concentración de tensiones:*

$$K_f = 1 + 0.5(2.5 - 1) = 1.75$$

- *Factor de efectos diversos:*

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1.75} = 0.55$$

De la ecuación (2.6) se tiene que:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e$$

$$S_e = 0.948 * 1.025 * 0.55 * 29 = 15.498[\text{kpsi}]$$

Para determinar el factor de seguridad de fatiga se utilizará la teoría de falla de Goodman, entonces:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}}}$$

donde los esfuerzos de corte en la junta son análogos y se determinan de la siguiente manera:

$$\tau_a = 808.5[\text{psi}] \quad \text{y} \quad \tau_m = \frac{808.5}{2} = 404.25[\text{psi}]$$

por lo que el factor de seguridad será:

$$FS = \frac{1}{\frac{808.5}{15490} + \frac{404.25}{58000}} = 16.9$$

Se concluye que la soldadura cumple su función para las cargas dinámicas con un factor de seguridad $FS = 16.9$

4.3.11.3 Cálculo de soldaduras para cargas estáticas a tope

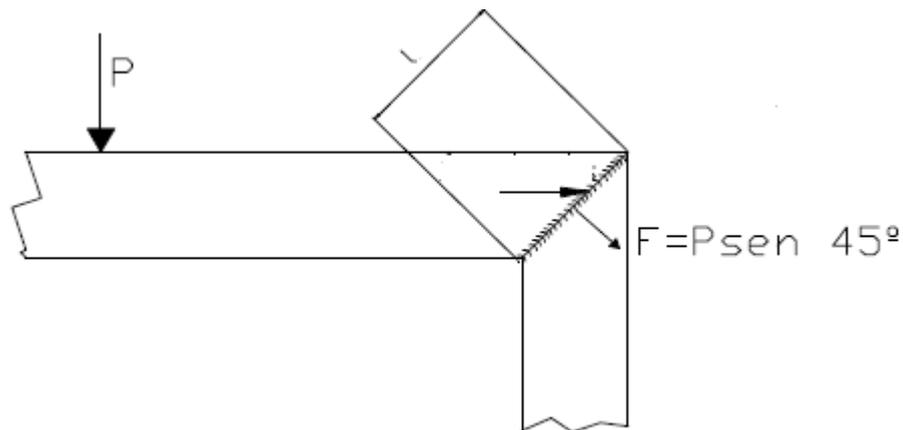
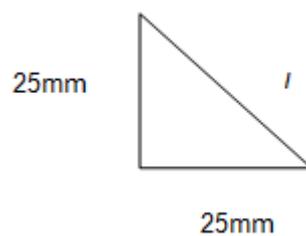


Figura 4. 39 Esquema de una junta a tope

Para calcular la longitud de la junta se realiza un cálculo geométrico, como se muestra:



$$l = \sqrt{25^2 + 25^2}$$

$$l = 35.35[mm] = 1.39[pulg]$$

El esfuerzo cortante se calcula con la ecuación (2. 94):

$$\tau = \frac{1.414 F}{hl}$$

donde $F = P \text{ sen } 45^\circ = 187.33 * \text{sen } 45^\circ = 132.462[lb] = 60.21[kg]$

$$\tau = \frac{1.414 * 132.462}{\frac{1}{8} * 1.39}$$

$$\tau = 1077.992 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right] = 0.759 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

A los esfuerzos permisibles de trabajo se los pueden determinar mediante la tabla 2.7 del código AISI:

$$[\sigma_{adm}] = 0.6 * S_y$$

$$[\sigma_{adm}] = 0.6 * 50000$$

$$[\sigma_{adm}] = 30000 \left[\frac{lb}{pulg^2} \right] = 21.13 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Entonces el esfuerzo normal debe cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{adm}]$$

$$0.759 \left[\frac{kg}{mm^2} \right] \leq 21.13 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

Por tanto se determina que el esfuerzo normal es menor que el esfuerzo permisible por lo que la soldadura cumple su funcionamiento con una factor de seguridad $FS = 1.67$.

4.3.11.4 Cálculo de soldaduras para cargas dinámicas a tope

Para realizar el cálculo con cargas dinámicas se determina el límite de resistencia a la fatiga mediante la siguiente condición:

$$S'_e = 0.5S_{ut} ; \quad S_{ut} \leq 200[kpsi]$$

La resistencia última de tracción para el perfil C 50x25x3 [mm] de un acero AISI-A36 es:

$$S_{ut} = 58 [kpsi],$$

por lo que el límite de resistencia es:

$$S'_e = 0.5 * 58 = 29 [kpsi]$$

De la ecuación (2.7 - 2.17) se determina que los factores modificadores de la resistencia a la fatiga son:

- *Factor de superficie:* $ka = a * S_{ut}^b$; $a = 1.34$ y $b = -0.085$

$$ka = 1.34 * (29)^{-0.265}$$

$$ka = 0.948$$

- *Factor de tamaño:* $kb = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$

para determinar el factor de tamaño (tamaño equivalente), se ocupa la siguiente ecuación:

$$d = 0.808(hb)^{1/2}$$

$$d = 0.808\left(\frac{1}{8} * 0.98\right)^{1/2}$$

$$d = 0.282[\text{pulg}]$$

$$kb = \left(\frac{0.282}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$kb = 1.006$$

Para el caso de flexión los siguientes factores son:

- *Factor de confiabilidad:* $kc = 1$
- *Factor de temperatura:* $kd = 1$; $T \leq 450^\circ\text{C}$
- *Factor de concentración de tensiones:*

$$K_f = 1 + 0.6(2.7 - 1) = 2.02$$

- *Factor de efectos diversos:*

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2.02} = 0.495$$

De la ecuación (2. 6) se tiene que:

$$S_e = ka * kb * kc * kd * ke * S'_e$$

$$S_e = 0.948 * 1.006 * 0.495 * 29 = 13.690[\text{kpsi}]$$

Para determinar el factor de seguridad de fatiga se utilizará la teoría de falla de Goodman:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}}}$$

donde los esfuerzos de corte en la junta son análogos:

$$\tau_a = 1077.992[\text{psi}] \quad \text{y} \quad \tau_m = \frac{1077.992}{2} = 538.996[\text{psi}]$$

por lo que el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{1}{\frac{1077.992}{13690} + \frac{404.25}{58000}} = 11.36$$

Se concluye que la soldadura cumple su función para soportar las cargas dinámicas con un factor de seguridad $FS = 11.36$.

4.3.12 CALCULO DE JUNTAS EMPERNADAS

Para el cálculo de pernos, la unión de las chumaceras a las placas son las partes que tienen mayor importancia, debido a que deben soportar o resistir las cargas debidas a los momentos y esfuerzos generados durante el ensayo.

A continuación se procede a seleccionar los pernos más adecuados para las uniones requeridas, y a calcular los esfuerzos máximos a los que estarán sometidos, de esta manera se garantiza su funcionamiento.

4.3.12.1 Selección de Pernos

Para la selección de pernos se deben considerar los siguientes aspectos:

- El número de pernos dispuestos para la sujeción de cada una de las chumaceras
- El espesor de la junta de unión esta dado por la suma de los espesores de la placa, arandelas y altura de soporte de la chumacera.
- Los materiales a unir son acero A- 36 y fundición gris.

4.3.12.2 Cálculo de pernos para cargas estáticas

Los pernos a utilizar se los selecciona de la tabla que se encuentra en el anexo I1, se seleccionan de acuerdo al diámetro, el área y el paso de rosca requerido.

Es así que el perno más adecuado para el agujero que representa la chumacera es el M10x1.25 y posee las siguientes características:

Diámetro mayor nominal	$d = 10$ [mm]
Paso	$p = 1.25$ [mm]

Área del esfuerzo de Tensión	$A_t = 61.2 [mm^2]$
Área del diámetro menor	$A_r = 56.3 [mm^2]$

De la tabla que se encuentra en el I1 se obtienen los valores de las principales propiedades mecánicas de los pernos de acuerdo al grado métrico.

Grado métrico	8.8
Resistencia de prueba mínima	$S_p = 600 [MPa] = 87.08 [Kpsi]$
Resistencia última a la tracción	$S_{ut} = 830 [MPa] = 120.46 [Kpsi]$
Resistencia mínima a la fluencia	$S_y = 660 [MPa] = 95.79 [Kpsi]$
Módulo de elasticidad	$E = 207 [GPa] = 30 [Mpsi]$

Con esto procedemos a calcular la constante de rigidez del perno.

La longitud de la parte roscada de agarre se la determina por la suma de los espesores de la placa, arandelas y altura del soporte de la chumacera.

$$l_t = l_{placa} + l_{arandela} + l_{chumacera}$$

$$l_t = 10 + (2 * 2.8) + 15$$

$$l_t = 30.6 [mm]$$

Entonces reemplazando los valores en la ecuación (2. 96) se tiene:

$$k = \frac{61.2 \times 10^{-4} * 207 \times 10^9}{30.6 \times 10^{-3}}$$

$$k = 41.4 \times 10^9 [Pa]$$

Luego determinamos la constante de rigidez de los miembros que se van a sujetar por medio de pernos mediante la ecuación (2. 97).

$$K_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

Para el caso de la placa soporte cuyo modulo de elasticidad es el mismo del perno se tiene:

$$K_{m1} = \frac{0.5774 * \pi * 207x10^7 * 10x10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 * 30.6x10^{-3} + 0.5 * 10x10^{-3}}{0.5774 * 30.6x10^{-3} + 2.5 * 10x10^{-3}} \right)}$$

$$K_m = 1.92x10^9 [Pa]$$

Para el caso de las chumaceras de fundición gris y cuyo módulo de elasticidad es $E = 100[GPa]$, se tiene que la constante de rigidez es:

$$K_{m2} = \frac{0.5774 * \pi * 100x10^9 * 10x10^{-3}}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 * 30.6x10^{-3} + 0.5 * 10x10^{-3}}{0.5774 * 30.6x10^{-3} + 2.5 * 10x10^{-3}} \right)}$$

$$K_{m2} = 0.928x10^9 [Pa]$$

Con los valores K_{m1} , K_{m2} y con la ecuación (2. 98) se determina la constante de rigidez de la junta.

$$K_m = \frac{K_{m1} * K_{m2}}{K_{m1} + K_{m2}}$$

Reemplazando los valores se tiene que:

$$K_m = \frac{1.92x10^9 * 0.928 * 10^9}{1.92x10^9 + 0.928 * 10^9}$$

$$K_m = 0.626x10^9 [Pa]$$

La constante de rigidez de la junta y del perno se determina con la ecuación (2.99):

$$c = \frac{k}{k + k_m}$$

$$c = \frac{41.4x10^9}{41.4x10^9 + 0626x10^9}$$

$$c = 0.985$$

Para calcular las porciones de carga que se aplican en los pernos y en la unión se utilizan las ecuaciones (2. 100) y (2. 101) respectivamente:

$$P_b = cP$$

$$P_m = P - P_b$$

La carga aplicada sobre cada perno se determina a partir de la carga total aplicada sobre las 4 chumaceras, obteniendo:

$$P = \frac{W_p}{4}$$

$$P = \frac{490}{4} = 122.5 [N]$$

Entonces reemplazando los valores de carga en las ecuaciones (2. 100) y (2.101) se tiene:

$$P_b = 0.985 * 122.5$$

$$P_b = 120.66 [N]$$

$$P_m = 122.5 - 120.66$$

$$P_m = 1.84 [N]$$

Con la ecuación (2. 102) se determina la carga resultante que actúa sobre el perno:

$$F_b = P_b + F_i ; \quad F_m < 0$$

$$F_m = P_m - F_i$$

La precarga recomendable tanto para cargas estáticas como de fatiga se determina por la siguiente relación:

$$F_i = \begin{cases} 0.75 F_p & \text{para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizables} \\ 0.90 F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases}$$

donde F_p es la carga de la probeta y se la obtiene de la siguiente relación:

$$F_p = A_t * S_p$$

Entonces la precarga a aplicar es:

$$F_i = 0.75 A_t * S_p$$

$$F_i = 0.75 * 61.2 \times 10^{-4} [m^2] * 600 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$F_i = 2.754 [MN]$$

Con lo que la carga resultante en el perno y en los elementos es:

$$F_b = P_b + F_i$$

$$F_b = 120.66 + 2.75 \times 10^6 [N]$$

$$F_b = 2.754 [MN]$$

$$F_m = P_m - F_i$$

$$F_m = 1.84 - 2.754 \times 10^6 [N]$$

$$F_m = -2.753 [MN] \text{ (compresión)}$$

Con la carga resultante que actúa sobre el perno se procede a calcular el esfuerzo máximo a tracción al que estará expuesto el perno mediante la ecuación (2. 105):

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$$\sigma_b = \frac{2.754 \times 10^6}{61.2 \times 10^{-4}}$$

$$\sigma_b = 450 [MPa]$$

Con el esfuerzo máximo a la tracción y conociendo la resistencia a la fluencia del perno se calcula el factor de seguridad del perno con la ecuación (2. 106):

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_b}$$

$$FS = \frac{660}{450}$$

$$FS = 1.5$$

4.3.12.3 Cálculo de pernos para cargas de fatiga

Inicialmente es necesario determinar el valor de la componente alternante σ_a del esfuerzo del perno con la ecuación (2. 107):

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0,398 * 122,5[N]}{2 * (61,2 * 10^{-6})[m^2]}$$

$$\sigma_a = 3983250[Pa] = 3,98[MPa]$$

Luego con la ecuación (2. 108) determinamos la componente media σ_m del esfuerzo del perno.

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t}$$

$$\sigma_m = 3983250[Pa] + \frac{27540[N]}{(61,2 * 10^{-6})[m^2]}$$

$$\sigma_m = 4,5 * 10^8 [Pa]$$

Para poder determinar el factor de seguridad a fatiga, es necesario obtener el valor de S_a utilizando la ecuación (2. 112).

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}}$$

El límite de fatiga incluido el efecto K_f para el perno utilizado (grado 8.8) se lo toma de la tabla 2.10.

$$S_e = 129[MPa]$$

Entonces se tiene que:

$$S_a = \frac{830 * 10^6 - \frac{27540}{61,2 * 10^{-6}}}{1 + \frac{430 * 10^6}{129 * 10^6}}$$

$$S_a = 5,11 * 10^7 [Pa]$$

Por tanto el factor de seguridad para asegurar el funcionamiento a fatiga se lo obtiene con la ecuación (2. 113)

$$FS = \frac{S_a}{\sigma_a}$$

$$FS = \frac{5,117 * 10^7 [Pa]}{3983250 [Pa]}$$

$$FS = 12,83$$

Valor que nos asegura que los pernos no fallarán por cargas alternantes.

Este valor de factor de seguridad es justificable porque con el grado métrico seleccionado no se incrementa en mucho el costo, en relación a si se hubiese seleccionado un grado métrico menor.

Finalmente se debe comprobar que no existirá un posible fallo por fluencia y se lo determina con la ecuación (2. 114).

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a}$$

$$FS = \frac{660 * 10^6 [Pa]}{4,5 * 10^8 [Pa] + 0,39 * 10^8 [Pa]}$$

$$FS = 1,35$$

Por lo tanto en los pernos seleccionados no existe la posibilidad de que fallen por fluencia.

4.3.13 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

Al analizar el sistema de control y después de haberlo estudiado, se utilizó como control un microcontrolador de la familia de la gama media 16F819 que consta de 18 pines, el cual se encargará de controlar todo el sistema de control de la máquina.

4.3.13.1 Microcontroladores PIC

La arquitectura del procesador sigue el modelo Harvard. En esta arquitectura, la CPU se conecta de forma independiente y con buses distintos con la memoria de instrucciones y con la base de datos.

En los microcontroladores PIC la memoria de programa es interna puesto que se halla en forma de EEPROM o FLASH integrada en el propio chip. Se aplica la técnica de segmentación ("pipe-line") en la ejecución de las instrucciones. La segmentación permite al procesador realizar al mismo tiempo la ejecución de una instrucción y la búsqueda del código de la siguiente. De esta forma se puede

ejecutar cada instrucción en un ciclo (un ciclo de instrucción equivale a cuatro ciclos de reloj). Las instrucciones de salto ocupan dos ciclos al no conocer la dirección de la siguiente instrucción hasta que no se haya completado la de bifurcación.

Poseen un procesador e arquitectura RISC (Computador de Juego de Instrucciones Reducido), el cual dispone de un repertorio de 33 instrucciones para gama baja, 35 los de la gama media y casi 60 los de la alta. Todas las instrucciones son ortogonales, es decir, cualquier instrucción puede manejar cualquier elemento de la arquitectura como fuente o como destino. Además, su arquitectura está basada en un “banco de registros”, esto significa que todos los objetos del sistema (puertas de E/S, temporizadores, posiciones de memoria, etc.) están implementados físicamente como registros.

Para el desarrollo del sistema de control se utiliza un microcontrolador PIC 16F819, el mismo que posee las características específicas enunciadas seguidamente:

- Procesador de arquitectura RISC avanzada
- Juego de 35 instrucciones con 14 bits de longitud. Todas ellas se ejecutan en un ciclo de instrucción, menos las de salto que tardan dos.
- Frecuencia de 20 MHz.
- 8 K palabras de 14 bits para la Memoria de Código, tipo FLASH.
- 368 bytes de Memoria de Datos RAM.
- 256 bytes de memoria de Datos EEPROM.
- Catorce fuentes de interrupción internas y externas.
- Modos de direccionamiento directo, indirecto y relativo.
- Perro Guardián (WDT).
- Modo SLEEP de bajo consumo.
- Tres temporizadores
- Dos módulos de captura-comparación PWM.
- Conversor A/D de 10 bits.
- Puerto Serie Síncrono (SSP) con SPI e I² C.
- USART.
- Puerta Paralela Esclava (PSP)

4.3.13.2 Descripción de la tarjeta del microcontrolador pic

El motivo de usar el microcontrolador pic es por la complejidad que lleva realizar el control analógico sin utilizar algún tipo de ayuda electrónica como son los temporizadores y las interrupciones. Otra razón es que aún disponiendo de algún recurso del tipo anterior, no cualquier microcontrolador los tiene en un número suficiente, es por eso que se optó por escoger el microcontrolador PIC 16F819 que posee lo necesario para los objetivos planteados.

En la figura 4. 40 se muestra el encapsulado con la distribución de pines del microcontrolador PIC 16F819.

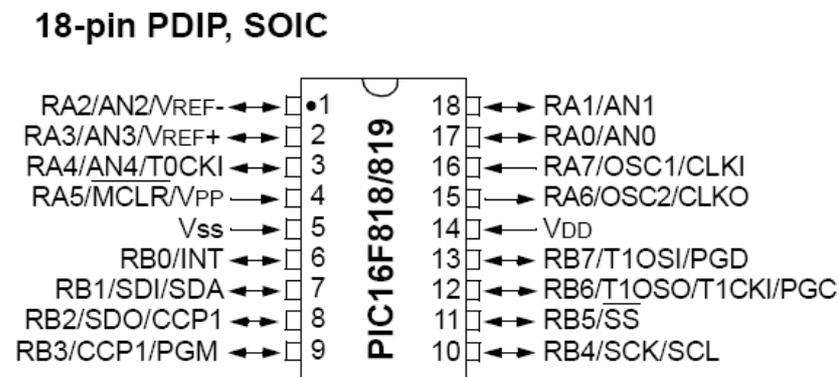


Figura 4. 40 Microcontrolador PIC 16F819

Para el control del sistema el PIC tiene como función controlar sus entradas y salidas, las cuales se van a identificar a continuación.

Entradas

Botón de encendido del motor
 Botón de RESET del contador
 Sensor STOP del motor
 Sensor contador de vueltas.

Salidas

Puesta en marcha del motor
 Control de la pantalla LCD
 Apagado del motor.

Luego es necesario identificar las entradas y salidas del sistema que se desea controlar, para mediante un diagrama de flujo como el que se muestra a continuación solucionar el problema en cuestión.

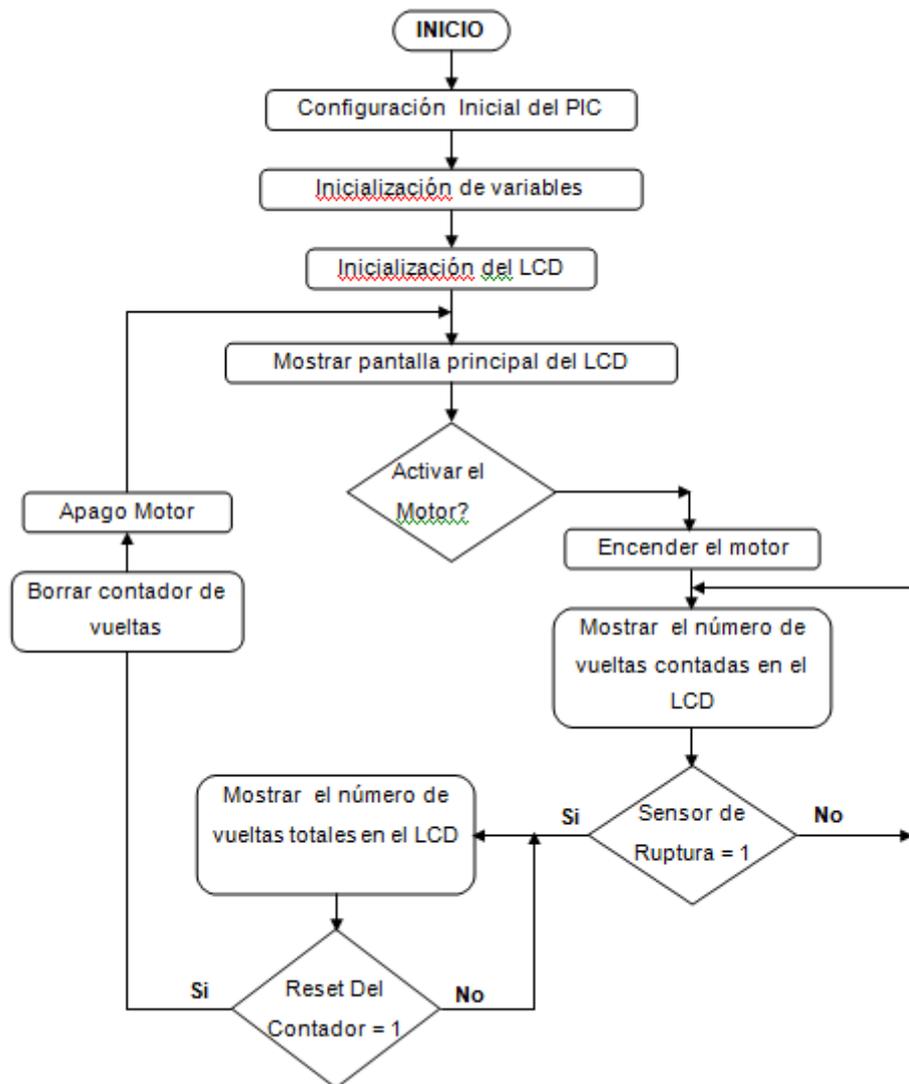


Figura 4. 41 Diagrama de flujo general del sistema de control

Con este diagrama se proceden a seleccionar todos y cada uno de los elementos de control que intervendrán en el circuito de control.

La distribución de todos y cada uno de los elementos que conforman el sistema de control se lo realizó utilizando el paquete informático de simulación PROTEUS, el mismo que nos permite visualizar y simular de forma correcta el funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema de control.

En la siguiente figura se puede apreciar la distribución de los componentes del circuito.

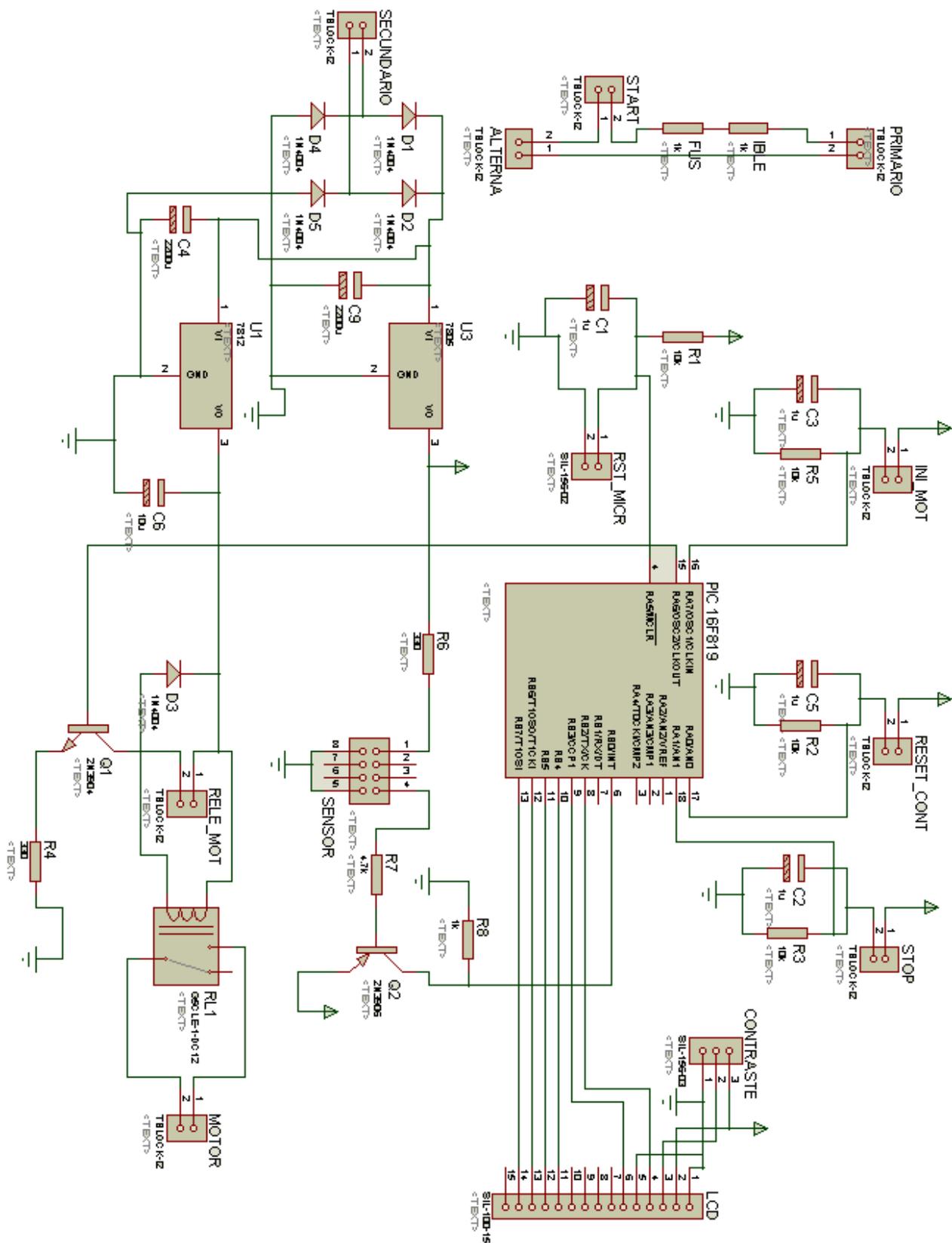


Figura 4. 42 Distribución de los componentes de la tarjeta del microcontrolador

4.3.13.3 Ubicación física de los principales sensores utilizados

A continuación se detalla la ubicación física de cada uno de los principales sensores utilizados en el sistema de control. Ya que los demás componentes electrónicos que intervienen en el sistema se encuentran ubicados en un solo encapsulado.

4.3.13.4 Ubicación del sensor de contacto

Se encuentra ubicado en la parte inferior de la placa de fuerza, montado a un costado de los perfiles travesaños centrales. Se lo ubicó en esta parte de la máquina puesto que ahí es donde la placa de fuerza se desplaza verticalmente hacia abajo en el momento en que la probeta se rompe, de esta forma el sensor se activa en ese momento por el contacto entre la placa y el rodillo del sensor y envía la señal de aviso al microcontrolador para que realice automáticamente el apagado o paro del motor.

4.3.13.5 Ubicación del sensor contador de revoluciones

Este sensor optoacoplador se encuentra ubicado sobre la placa soporte principal, debajo del disco que corta o deja pasar la señal emitida por el sensor. El sensor posee un emisor que todo el tiempo emite una señal hacia el receptor, esta señal es cortada por el disco ubicado sobre el eje conducido en cada revolución hasta el momento en que deja pasar la señal a través de un orificio que posee el disco, la cual hace que el sensor cambie de estado (voltaje) y a la vez transmita la señal de aviso al microcontrolador y este cuente la vuelta en forma ascendente.

4.4 ELABORACIÓN DE PLANOS (VER ANEXO A2)

La elaboración de los planos para la construcción de la máquina de fatiga con viga rotatoria se realizó de acuerdo con el Código de Dibujo Técnico Mecánico del Instituto Ecuatoriano de Normalización, y en ellos también se describen notas, que nos ayudan a entender el proceso de fabricación y montaje de los diferentes elementos constitutivos de la máquina.

Los planos elaborados que se encuentran en el anexo A2, son el plano de conjunto y planos de taller. En los mismos que se detallan todas las

características geométricas, dimensionales y de acabado superficial de todos los elementos que conforman la máquina.

4.5 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA (VER ANEXO A1)

Para la construcción de la máquina primero se procede a realizar un listado de todos los elementos constitutivos de la máquina, así como también de los equipos o máquinas para el mecanizado, de los instrumentos de medida y calibración y demás elementos utilizados en el proceso de fabricación.

Cabe mencionar que además existen componentes de la máquina que son normalizados y sólo en el caso de ser necesario se los modifica en alguna parte de sus parámetros, con el fin de obtener las dimensiones correctas.

En las siguientes tablas se muestran los materiales, equipos e instrumentos utilizados en el proceso de construcción.

ELEMENTOS A CONSTRUIR			
Cantidad	Elemento de la Máquina	Material	Designación
1	Estructura	Acero ASTM A-36	1
1	Placa guía	Acero ASTM A-36	2
1	Placa principal	Acero ASTM A-36	3
1	Placa de fuerza	Acero ASTM A-36	4
1	Placa soporte del motor	Acero ASTM A-36	5
2	Eje Motriz y eje conducido	Acero AISI 1018	6
1	Barra de carga fija	Acero ASTM A-36	7
1	Barra de carga móvil	Acero ASTM A-36	8
1	Manivela de ajuste	Acero ASTM A-36	9
1	Acople semi-flexible	Fundición Gris	10
1	Chaveta	Acero St-60	11
1	Disco de señal	Acero ASTM A-36	12
7	Chapas metálicas	Acero galvanizado	13

Tabla 4. 30 Elementos a construir para la máquina de fatiga con viga rotatoria

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

MÁQUINAS Y EQUIPOS UTILIZADOS
Dobladora de chapa metálica
Suelda eléctrica SMAW
Soldadura por Plasma
Taladro de pedestal
Taladro de mano
Sierra Eléctrica
Fresadora
Guillotina
Esmeril
Amoladora
Grata
Torno

Tabla 4. 31 Máquinas y equipos utilizados en el proceso de fabricación

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

INSTRUMENTACIÓN DE CALIBRACIÓN, MEDIDA Y UTILLAJE	
Código de útiles de calibración y medida	Instrumentos
Cal.	Calibrador
Fl.	Flexómetro
E.	Escuadras
R.	Rayador
M.	Martillo
P.	Punto granete
Br.	Brocas
Mch.	Machuelos
EI.	Electrodos
T.	Tubo
B.c.	Broca de centros
C.	Cuchilla para torneear

Tabla 4. 32 Instrumentación para operaciones de medida, calibración y ajustaje.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Una vez conocidos todos los procesos de manufactura y elementos a construir, se debe realizar la compra de toda la materia prima y los elementos normalizados de la máquina.

Todos los pasos para la fabricación y el mecanizado de los elementos que conformarán a la máquina de fatiga, se describen detalladamente en las hojas de procesos que se encuentran en el anexo A1, también se puede observar el tiempo que llevará la fabricación de cada uno de los componentes.

Una vez terminado el proceso de construcción, se debe necesariamente realizar la verificación de todas las dimensiones de paralelismo, perpendicularidad y alineación en la máquina para que en el momento de realizar el montaje no existan dificultades.

4.6 MONTAJE DE LA MÁQUINA DE FATIGA

Una vez obtenidos todos los componentes de la máquina de fatiga, se procede a realizar el montaje de los mismos en una secuencia que permita la fácil operación y mantenimiento de la misma.

4.6.1 MONTAJE DE LA PLACA SOPORTE PRINCIPAL SOBRE LA ESTRUCTURA METÁLICA

Una vez que se ha realizado todas las operaciones de ajustaje sobre la placa soporte principal de acuerdo a los planos de taller, se procede a colocar la misma sobre la estructura metálica. Y con la ayuda de playos de presión se la sujeta, para luego realizar los agujeros en los perfiles de la estructura con la finalidad de obtener puntos de coincidencia en los agujeros de la placa con la estructura. Luego se procede a sujetar la placa contra la estructura mediante la utilización de pernos M10 con sus respectivas tuercas y arandelas de presión.

4.6.2 MONTAJE DE LOS MANDRILES PARA SUJECCIÓN DE LA PROBETA EN LOS EJES

Los mandriles de sujeción para ser montados en los extremos de los ejes, poseen una determinada conicidad en su agujero, que va de acuerdo con su tamaño.

Para nuestro caso el ángulo del cono es de 1.2° , por lo que al eje se lo maquina hasta que tenga las dimensiones correctas y entre en el cono del mandril con el ajuste seleccionado.

Para el montaje se coloca al eje en el torno, una vez introducido el mandril con un pequeño golpe se procede a probar su alineación con el movimiento rotacional.

Una vez que se ha verificado su alineación, se presiona al mandril con la ayuda de una prensa hidráulica hasta el punto en que el eje quede completamente inmovilizado dentro del agujero del mandril.

La misma operación de montaje se realiza tanto para el eje motriz como para el eje conducido.

4.6.3 MONTAJE DE LOS SOPORTES DE PIE CON RODAMIENTOS TIPO Y SOBRE LAS PLACAS SOPORTES PRINCIPAL Y DE FUERZA

Esta operación se la realiza introduciendo a cada uno de los ejes en los respectivos agujeros de las chumaceras. Tomando en cuenta las distancias a las que se deben encontrar las chumaceras de acuerdo al plano de taller, se sujetan las dos chumaceras exteriores a la placa soporte principal con pernos M10 tuercas, arandelas planas y de presión.

Luego sujetando una probeta en los mandriles conseguimos que los dos ejes se encuentren alineados, para luego poder realizar la sujeción de las chumaceras centrales con la placa de fuerza mediante pernos M10, tuercas y arandelas planas y de presión.

Una vez realizadas las operaciones de montaje de las chumaceras en las placas, se procede a ajustar los prisioneros de las cuatro chumaceras para que permanezcan sujetas a los ejes motriz y conducido, con esto los ejes quedarían totalmente fijos y alineados.

4.6.4 MONTAJE DE LA CHAVETA SOBRE EL EJE MOTRIZ Y EL CUBO DEL ACOPLA SEMIFLEXIBLE

La chaveta es la encargada de transmitir el par torsional desde el acople semiflexible hasta el eje motriz, y se la monta primero sobre el chavetero que se encuentra en el eje motriz con la ayuda de un martillo de goma. Una vez montada

la chaveta en el eje, se monta la manzana del acople semiflexible con la tolerancia y dimensiones especificadas en el plano de taller.

4.6.5 MONTAJE DEL ACOPLER SEMIFLEXIBLE CON EL EJE DEL MOTOR

La flecha que sale del motor posee un cambio de sección en su parte extrema, que permite que el prisionero del acople semiflexible se fije en la superficie plana de la punta del eje, logrando así que el par torsional producido por el motor se transmita hasta el acople semiflexible.

Las distancias y tolerancias a las que deben regirse se encuentran especificadas en los planos del anexo A2.

4.6.6 MONTAJE DEL MOTOR SOBRE LA PLACA SOPORTE DEL MOTOR

El montaje del motor sobre su placa soporte se lo debe realizar mediante la sujeción de la base del motor a la placa soporte, con pernos M8, tuercas y arandelas planas y de presión.

Previamente se debe hacer coincidir con precisión a las partes del acople semiflexible que se encuentran montadas sobre el eje motriz y el eje del motor. En esta parte se debe tener mucho cuidado al momento de alinear los ejes, ya que se deben tomar en cuenta las tolerancias especificadas en los planos de taller.

4.6.7 MONTAJE DE LA BARRA DE CARGA FIJA CON LA PLACA DE FUERZA

A la barra de fuerza se la debe montar de tal forma que permanezca en dirección perpendicular a la superficie de la placa de fuerza, ya que de esta forma se transmite toda la carga aplicada en el momento de realizar el ensayo. Para sujetar la barra de carga fija a la placa de fuerza se utiliza una tuerca M10 con arandela de plana.

4.6.8 MONTAJE DE LA BARRA DE CARGA MÓVIL SOBRE LA PLACA GUÍA

La función de la barra de carga móvil en el sistema es generar la tensión necesaria en el dinamómetro para obtener la carga deseada, mediante el movimiento de una manivela en el extremo inferior de la barra.

Para la sujeción de la barra es necesario utilizar una tuerca M12 y la manivela de carga, las cuales evitarán que la barra se desplace libremente en el agujero de la placa guía.

4.6.9 MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL EN LA MÁQUINA DE FATIGA

El sistema de control consiste de tres partes principales, la caja de control donde se encuentran todos los componentes electrónicos que permiten el correcto funcionamiento de la máquina y contabilizan el número de revoluciones, el límite switch que se encarga de enviar la señal para el paro de la máquina y el optoacoplador que es quien censa el número de revoluciones que da el eje conducido.

Para el montaje de los componentes del sistema de control es necesario utilizar tornillos, masilla epóxica, y cinta adhesiva doble faz.

Hay que tomar en cuenta que la caja de control debe ubicarse en un lugar visible y que esté al alcance del operador, por este motivo estará ubicada en la parte superior derecha de la estructura metálica.

Al límite switch se lo debe ubicar por debajo de la placa de fuerza para que en el momento en que se produce la falla del material esta caiga y lo active.

Mientras que al optoacoplador se lo debe ubicar en la parte posterior del eje conducido, de tal forma que la separación entre el disco de señal y el optoacoplador permita el funcionamiento del mismo.

4.7 ANÁLISIS DE COSTOS

Para obtener el costo total del diseño y construcción del presente equipo utilizado para realizar ensayos de fatiga con viga rotatoria, es necesario desglosar todos los costos que se encuentran involucrados en el desarrollo del proyecto. Se analizará los costos generados por el diseño de la máquina, la materia prima utilizada, la mano de obra empleada, los tiempos de maquinado en las diferentes máquinas herramientas, los elementos normalizados seleccionados y costos varios.

El sistema y los elementos a construir, se designan bajo la siguiente numeración.

ELEMENTOS A CONSTRUIR O MAQUINAR	
Designación	Elemento de la Máquina
1	Estructura
2	Placa guía
3	Placa principal
4	Placa de fuerza
5	Placa soporte del motor
6	Eje motriz y eje conducido
7	Barra de carga fija
8	Barra de carga móvil
9	Manivela de ajuste
10	Acople semi-flexible
11	Chaveta
12	Disco de señal
13	Chapas metálicas
14	Sistema de control

Tabla 4. 33 Elementos a fabricar

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

En las siguientes tablas se detallan cada uno de los costos generados por el diseño y construcción de la máquina.

4.7.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA

A continuación se muestran en detalle cada uno de los usos que se dará a la materia prima a utilizar.

Tubo Rectangular 50x25x3 (m)		
Cantidad	Descripción	Total (m)
4	Columnas (0.9 m)	3.6
4	Vigas (0.85 m)	3.4
4	Correas (0.34 m)	1.36
2	Travesaños (0.33 m)	0.66
2	Soportes para la placa del motor (0.250 m)	0.5
2	Soportes transversales del motor (0.290 m)	0.58
Total		10.1

Tabla 4. 34 Detalle del uso del tubo rectangular

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Plancha de acero laminado en caliente (e = 0.01 m)		
Cantidad	Descripción	Total (m ²)
1	Placa soporte principal (0.95x0.342 m)	0.325
1	Placa soporte del motor (0.264x0.338 m)	0.831
1	Placa de fuerza (0.141x0.3 m)	0.042
1	Placa guía (0.1x0.3 m; e = 0.08 m)	0.03
Total		1.228

Tabla 4. 35 Detalle del uso de la plancha de acero laminado en caliente

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Eje de acero de transmisión SAE 1018 Ø = 25.4 mm		
Cantidad	Descripción	Total (m)
1	Eje motriz (0.38 m)	0.38
1	Eje conducido (0.362 m)	0.363
Total		0.741

Tabla 4. 36 Detalle del uso del eje de acero de transmisión

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Plancha de acero galvanizada (e = 0.9 mm)		
Cantidad	Descripción	Total (m ²)
2	Puertas (0.555x0.64 m)	0.355
1	Plancha lateral izquierda (0.34x0.885 m)	0.3
1	Plancha lateral derecha (0.34x0.585 m)	0.198
1	Plancha posterior (0.95x0.855 m)	0.812
2	Plancha frontal (0.23x0.265 m)	0.06
Total		1.725

Tabla 4. 37 Detalle del uso de la plancha de acero galvanizado

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Eje de acero ASTM A-36 Ø = 16 mm		
Cantidad	Descripción	Subtotal (m)
1	Barra de carga fija (0.175 m)	0.175
1	Barra de carga móvil (0.24 m)	0.24
1	Manivela de ajuste (0.1 m)	0.1
Total		0.515

Tabla 4. 38 Detalle del uso del eje de acero ASTM-A36

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

MATERIA PRIMA								
No	Descripción	Cant. a Comprar	Cant. a Utilizar	% Utilizado	Proveedor	Referencia	Costo Unitario (m, m²)	Costo Total (USD)
2	Tubo rectangular 50x25x3 mm	12 m	10.1 m	84.17	Import Com	Columnas, vigas, correas, soportes y travesaños	13.50	27
4	Placa de acero laminado en caliente ASTM A-36 e = 10 mm	1.25 m ²	1.228 m ²	98.24	Dipac	Placas principal, base motor, de fuerza y guía	89.58	111.97
1	Plancha de acero galvanizado e = 0.9 mm	1.92 m ²	1.725 m ²	89.84	Dipac	Chapas metálicas	28.39	28.39
1	Eje de acero de transmisión SAE 1018 Ø = 25.4 mm	0.80 m	0.76 m	95	Import Com	Eje motriz y eje conducido	6.47	5.18
1	Eje de acero de transmisión ASTM A-36	0,60 m	0.515m	85.83	Import Com	Barras de carga fija, móvil y manivela	2.56	1.54
1	Barra rectangular de acero St 60 8x7	0,020	0.018m	90	Import Com	Chaveta	4.91	0.15
Subtotal 1								174.23

Tabla 4. 39 Costos de Materia Prima

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Nota: En los precios indicados en la tabla no está incluido el costo por los cortes, ni por el doblado de las planchas de acero galvanizado, por lo que los mismos se cargarán a gastos varios.

4.7.2 COSTOS DEL CIRCUITO PARA EL SISTEMA DE CONTROL

A continuación se detallan los costos que representan los elementos necesarios para que funcione correctamente el circuito de control.

Elementos para el sistema de control				
No.	Descripción	Proveedor	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)
1	Motor de ¼ HP	Eléctrica Industrial	78.40	78.40
1	Transformador	Ingelcom	99.96	99.96
1	Optoacoplador	Ingelcom	1.55	4.65
1	Circuito integrado programable PIC	Ingelcom	1.25	2.50
8	Resistencias	Ingelcom	1.77	3.54
	Elementos electrónicos varios	Omega		90.95
Subtotal 2				280

Tabla 4. 40 Costos del variador de velocidades

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.7.3 COSTOS DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS

En la siguiente tabla se muestran los costos de los diferentes elementos normalizados que se utilizaron en la máquina.

Elementos Normalizados				
Cantidad	Descripción	Proveedor	Costo Unitario (USD)	Costo Total (USD)
4	Soportes con rodamiento tipoY, DKF UCP-205	La Casa del Rulimán	9	36
1	Acople Semiflexible Lovejoy L-090	La Casa del Rulimán	28	28
2	Mandriles	Castillo Hermanos	54.88	109.76
8	Pernos M10x40x1.5mm	Castillo Hermanos	0.77	6.16
16	Pernos M8x30x1.25mm	Castillo Hermanos	0.40	6.40
8	Arandelas de presión 10mm	Castillo Hermanos	0.05	0.40
16	Arandelas planas 8mm	Castillo Hermanos	0.02	0.32
8	Tuercas M10x1.5mm	Castillo Hermanos	0.17	1.36
16	Tuercas de 8x1.25mm	Castillo Hermanos	0.06	0.96
110	Remaches	Castillo Hermanos	0.016	1.80
4	Topes magnéticos	Ferretería Gutiérrez	1.20	4.80
2	Perillas	Ferretería Gutiérrez	0.75	1.5
4	Bisagras	Ferretería Gutiérrez	0.35	1.40
			SubTotal	198.86
			12% I.V.A	23.86
			Subtotal	222.72
			3	

Tabla 4. 41 Costos por elementos normalizados

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Designación de las máquinas y equipos utilizados para el mecanizado de los diferentes elementos constitutivos de la máquina.

MÁQUINAS Y EQUIPOS	
Designación	Máquina y/o Equipo
M1	Torno
M2	Grata
M3	Amoladora
M4	Esmeril
M5	Guillotina
M6	Fresadora
M7	Sierra Eléctrica
M8	Taladro de mano
M9	Taladro de pedestal
M10	Cortadora de Plasma
M11	Suelda eléctrica SMAW
M12	Dobladora de chapa metálica

Tabla 4. 42 Detalle de Máquinas y Equipo

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

TIEMPO DE UTILIZACIÓN DE MÁQUINAS Y EQUIPOS														
Designación	Cantidad	Tiempo (minutos)												Tiempo de Fabricación
		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	M11	M12	
1	1	0	30	150	0	0	0	240	180	0	0	180	0	780
2	1	0	5	10	0	0	0	10	0	5	0	6	0	36
3	1	0	0	90	0	0	0	0	0	60	20	0	0	170
4	1	0	0	40	0	0	0	0	15	0	0	0	0	55
5	1	0	0	20	0	0	0	0	0	30	0	0	0	50
6	2	125	0	0	0	0	20	10	0	0	0	0	0	310
7	1	75	0	0	0	0	0	6	0	0	0	10	0	91
8	1	60	0	0	0	0	0	5	0	0	0	10	0	75
9	1	30	0	0	30	0	0	0	0	0	0	25	0	85
10	1	45	0	0	0	0	0	0	0	15	0	0	0	60
11	1	0	0	0	10	0	0	0	0	0	0	0	0	10
12	1	0	0	0	0	15	0	0	0	0	0	0	0	15
13	1	0	0	45	0	90	0	0	60	0	0	0	60	255
Tiempo total por máquina (minutos)		460	35	355	40	105	40	281	255	110	20	231	60	1992
Tiempo total por máquina (horas)		7.67	0.58	5.58	0.67	1.75	0.67	4.68	4.25	1.83	0.33	3.85	1	33.2

Tabla 4. 43 Detalle del Tiempo Utilizado en la Construcción de cada Elemento

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.7.4 COSTOS DE UTILIZACIÓN DE MÁQUINAS Y/O EQUIPOS

En la siguiente tabla se muestran los costos relacionados con la fabricación de los diferentes elementos en base al precio Hombre-Máquina impuesto por las industrias metalmeccánicas.

COSTO DEL USO DE MÁQUINAS Y EQUIPOS					
Designación	Máquina y/o Equipo	Taller Sugerido	Tiempo de Uso (h)	Costo hora H-M (USD/h)	Subtotal (USD)
M1	Torno	INDUMEI	7.67	10	76.70
M2	Grata		0.58	2	1.16
M3	Amoladora		5.58	3	16.74
M4	Esmeril		0.67	3	2.01
M5	Guillotina		1.75	4	7.00
M6	Fresadora		0.67	15	10.05
M7	Sierra Eléctrica		4.68	4	18.72
M8	Taladro de mano		4.25	4	17.00
M9	Taladro de pedestal		1.83	6	10.98
M10	Cortadora de Plasma		0.33	25	8.25
M11	Suelda eléctrica SMAW		3.85	8	30.80
M12	Dobladora de chapa metálica		1	4	4.00
				Subtotal 4	199.41

Tabla 4. 44 Costo del uso de Máquinas y Equipos

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.7.5 COSTOS DE DISEÑO Y MANO DE OBRA

En estos costos se toma en cuenta el tiempo que llevó a cabo realizar el planteamiento, estudio y solución del diseño de la máquina.

COSTOS DE DISEÑO Y MANO DE OBRA		
Descripción	Costo USD/h	Costo Total (USD)
Diseño (176 horas)	5.00	880
Mano de Obra (40 horas)	1.50	60
Subtotal 5		940

Tabla 4. 45 Costos de Diseño y Mano de Obra

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.7.6 COSTOS VARIOS

A continuación se detallan los más importantes gastos que se dan en el proceso de fabricación, debido a imprevistos en el diseño y construcción de la máquina.

OTROS GASTOS	
Descripción	Costo (USD)
Pintura	45.00
Lijas y Cinta adhesiva	5.25
Guaípe	3.50
Transporte	80.00
Impresiones	15.00
Ploteados	20.00
Gastos Varios	50.00
Subtotal 6	218.75

Tabla 4. 46 Detalle de Costos Varios

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

4.1 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

En la siguiente tabla se muestran todos los costos parciales obtenidos de los anteriores cálculos.

COSTOS TOTALES DE FABRICACIÓN	
Descripción	Costos (USD)
Materias Primas	174.23
Costos del circuito para el Sistema de Control	280.00
Elementos Normalizados	222.72
Uso de Máquinas y Equipos	199.41
Diseño y Mano de Obra	940.00
Gastos Varios	218.75
COSTO TOTAL	2035.11

Tabla 4. 47 Costo Total de la Máquina

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

De acuerdo a esta tabla, se puede observar que el costo total por el diseño y construcción de máquina se encuentra dentro del presupuesto estimado al inicio del proyecto, por lo que el precio se vuelve competitivo en el mercado. A la vez que se generaría fuentes de trabajo, contribuyendo al desarrollo tecnológico nacional.

CAPITULO V

5.1 CONCLUSIONES

Al finalizar con el rediseño y la construcción de la máquina para ensayos de fatiga con viga rotatoria en su segunda versión se ha llegado a establecer las siguientes conclusiones:

- Al realizar el rediseño y construcción de una máquina su objetivo se justifica cuando éste aporta cambios que logran satisfacer los nuevos requerimientos del cliente, puesto que la calidad de un producto se alcanza mediante un excelente diseño.
- Para iniciar con el diseño y posteriormente continuar con la fabricación de una máquina, es indispensable identificar la necesidad y definir el problema en cuestión para luego de realizar una síntesis, análisis y evaluación del problema, presentar un diseño que logre cumplir con todas las especificaciones requeridas.
- Para el desarrollo eficiente del proyecto fue necesario considerar aspectos muy importantes como: La disponibilidad, ergonomía, seguridad, ciclo de vida entre otros, con el fin de encontrar el sistema que cumpla con las funciones de calidad pero a la vez sea el más sencillo y económico.
- En la máquina se realizó un considerable cambio en su aspecto estético, ya que para poder comercializarla el cliente exigía una excelente presentación.
- Al cambiar el sistema de carga se logró facilitar la operación de la máquina y se redujo el tiempo en colocar la misma antes de realizar el ensayo.
- Con el nuevo sistema de carga se eliminó la necesidad de colocar una precarga en la máquina antes de iniciar el conteo del número de revoluciones.
- En la máquina se puede cargar con valores muy cercanos a los determinados teóricamente, con esto se obtiene resultados más precisos y ya no es necesario recalcular el número de revoluciones de acuerdo a la carga

aplicada. Es decir que la aplicación de la carga ya no es una limitante para la realización del ensayo.

- Con el nuevo sistema de control se consiguió obtener valores del número de revoluciones más confiables, ya que el sensor utilizado elimina la posibilidad de que se induzcan errores al momento del ensayo.
- La cantidad de elementos eléctricos y electrónicos utilizados para el sistema de control se redujo al mínimo, ayudando a mejorar el aspecto externo de la máquina.
- El funcionamiento del conjunto de sistemas que conforman la máquina de fatiga satisface las características con las que debe contar una máquina de viga rotatoria.
- Los resultados obtenidos de múltiples ensayos de fatiga se acercan mucho a los calculados teóricamente, por lo que el porcentaje de error es aceptable para los fines por los cuales se desarrollo el proyecto.
- El manual de operación y mantenimiento de la máquina permite que el desarrollo del ensayo se realice de forma adecuada ayudando así a que los elementos y sistemas que conforman la máquina duren el ciclo de vida esperado.
- En definitiva con el rediseño y construcción de la máquina de fatiga se logró superar con las expectativas expresadas del cliente, puesto que su comercialización no presentó ningún inconveniente.
- El desarrollo tecnológico se basa en una serie de modificaciones de acuerdo a las nuevas necesidades que presenta la sociedad.

5.2 RECOMENDACIONES

- Para la correcta operación y mantenimiento de la máquina se recomienda leer minuciosamente el manual de operación y el manual de mantenimiento.
- Para evitar dañar el dinamómetro digital se debe evitar sobrecargar a la máquina.
- Se debe ajustar adecuadamente a las probetas de ensayo, ya que por la vibración estas podrían aflojarse y producir errores en la ejecución del ensayo.
- Utilizar elementos de protección y seguridad al momento de realizar el ensayo.
- Para no dañar prematuramente a las chumaceras se debe evitar desalinear o desfasar mucho a los ejes.
- Se debe cuidar que la máquina se encuentre sobre una superficie plana y no deslice por la vibración.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AISC, (1993), *“Manual de Construcción de Estructuras Metálicas”*, Editorial AISC Inc., Segunda Edición, Estados Unidos.
- CAZAUD R, (1957), *“La Fatiga de los Metales”*, Editorial Aguilar, Madrid.
- DIPAC, *“Catálogo de perfiles Estructurales”*.
- ESTIOPIN P., (1985), *“Resistencia de materiales”*, Editorial Mir Moscú, Cuarta edición, URSS.
- GTZ, (1984), *“Tablas para la Industria Metalúrgica”*, Editorial Reverté, Tercera edición, Barcelona.
- KUO B., (1986), *“Sistemas Automáticos de Control”*, Editorial MacGraw-Hill, México.
- MOTT R., (1999), *“Diseño de Elementos de Máquinas”*, Editorial Prentice Hall, Segunda edición, España.
- NORTON R., (1999), *“Diseño de Máquinas”*, Editorial Prentice Hall, Primera edición, México.
- RIVA Carles., (2002), *“Diseño Concurrente”*, España.
- SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), *“Manual de Diseño Mecánico”*, Editorial MacGraw-Hill, Cuarta Edición, México.
- SHIGLEY Joseph, (2008), *“Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”*, Editorial MacGraw-Hill, Octava edición, México.
- SKF, *“Catálogo General de Productos”*.

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

- http://www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf
- <http://www.scribd.com/doc/3952570/Diseno-de-elementos-de-maquinas-Tornillos-y-union-es-atornilladas>
- <http://www.monografias.com/trabajos12/rosytor/rosytor.shtml>
- http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disen-o-de-maquinas/material-de-estudio/ejes_transparencias.pdf

- <http://www.etp.uda.cl/areas/electromecanica/apuntes/ahumada/pdfs/Rodamientos%20af.pdf>
- <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/roda/roda6.html>
- <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema11.pdf>
- http://www.construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura

ANEXOS

ANEXO A1

HOJAS DE PROCESOS

ANEXO A2

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN

ANEXO B1

PRUEBAS REALIZADAS EN LA MÁQUINA DE FATIGA EXISTENTE

La finalidad de realizar estas pruebas es la de determinar el porcentaje de error al realizar los ensayos de resistencia a la fatiga, comparando los valores teóricos con los experimentales, para un mismo material. De esta manera se puede comprobar el funcionamiento de la máquina y su precisión.

Con éste fin se tomaron los datos en los ensayos realizados por los estudiantes para su análisis.

Resultados teóricos y prácticos obtenidos de dos probetas de ensayo.

Ensayo	S _y [kPa]	S _{ut} [kPa]	N _t	Q _t [Kg]	S _f [kPa]
1	440960	657030.4	1000	10.68	525677.29
2	440960	657030.4	2000	14.24	501474.87

Tabla B1. 1 Valores teóricos para realizar el ensayo de fatiga con viga rotatoria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

# de Pruebas	N _r	Q _r [kg]	t _r [min]	Sf' _r [kPa]	% Error
1	14869	10	8.36	437521.9	16.76
2	11123	10	6.26	446247.84	11.02

Tabla B1. 2 Valores experimentales obtenidos de ensayos a fatiga con viga rotatoria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Por tanto el % de Error promedio es igual a:

$$\% \epsilon_{promedio} = \frac{\sum \% \epsilon_{error}}{\# \text{ de ensayos}}$$

$$\% \epsilon_{promedio} = \frac{27.78}{2}$$

$$\% \epsilon_{promedio} = 13.89$$

Con los datos obtenidos del ensayo en la máquina existente, se concluye que el estado de funcionamiento de la maquina no es adecuado ya que el porcentaje de error obtenido es grande.

Sin embargo como la finalidad de la máquina es que los estudiantes tengan un claro ejemplo de cómo ocurre una falla por fatiga (fines didácticos), ésta aún cumple con los objetivos planteados en la práctica.

Lo recomendable es que se realice un adecuado mantenimiento y cambios en determinados elementos que ya no se encuentran en buenas condiciones.

EJEMPLO DE CÁLCULO PARA REALIZAR EL ENSAYO A FATIGA EN LA MÁQUINA EXISTENTE

Las probetas a ensayar cuyas propiedades de resistencia mecánica obtenidas al realizar el ensayo de tracción son:

$$S_Y = 64[\text{kpsi}] = 440.960 [\text{MPa}]$$

$$S_{ut} = 95.36[\text{kpsi}] = 657.030 [\text{MPa}]$$

Luego se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga para materiales dúctiles mediante la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad ; \quad S_{ut} = 200[\text{kpsi}]$$

$$S'_e = 0.5 * 95.36$$

$$S'_e = 47.68[kpsi] = 328.515 [MPa]$$

Con este valor se calcula la resistencia a la fatiga teórica con la ecuación (2. 4).

$$S'_{ft} = 10^C * N^b$$

$$C = \lg \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S'_e}$$

$$C = \lg \frac{(0.8 * 95.36)^2}{47.68}$$

$$C = 2.0865$$

$$b = -\frac{1}{3} \lg \frac{0.8 S_{ut}}{S'_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \lg \frac{0.8 * 95.36}{47.68}$$

$$b = -0.068$$

Entonces la resistencia a la fatiga teórica para número de ciclos $N= 1000$ es:

$$S'_{ft} = 10^{2.0865} * 1000^{-0.068}$$

$$S'_{ft} = 76.295 [kpsi] = 525677.29[kPa]$$

La carga teórica que se deberá aplicar a la probeta para que falle a ese número de ciclos es:

$$\sigma_{max} = \frac{16 Q x}{\pi d^3}$$

$$S'_{ft} = 10^C * N^b$$

Condición necesaria $\sigma_{max} = S'_{ft}$

$$\frac{16 Q x}{\pi d^3} = 10^C * N^b$$

$$Q = \frac{10^c * N^b * \pi * d^3}{16 * x} \quad ; \quad \begin{array}{l} x = 250 [mm] \\ d = 7.6 [mm] \end{array}$$

$$Q = \frac{76295 * \pi * 0.299^3}{16 * 9.84}$$

$$Q = 41.104 [lb] = 18.68[kg]$$

Debido a los elementos que intervienen y afectan al realizar el ensayo, se tiene que restar su peso, entonces:

$$Q_t = 18.02 - 8$$

$$Q_t = 10.68[kpsi]$$

Con este valor de carga, se obtuvo del ensayo experimental los siguientes datos:

$$Q_r = 10 [kg]$$

$$N_r = 14869$$

$$t_r = 8.36 [min]$$

Con el número de ciclos real se procede a determinar la resistencia a la fatiga real, para con ese valor calcular el error porcentual.

$$S'_{fr} = 10^c * N^b$$

$$S'_{fr} = 10^{2.0865} * 14869^{-0.068}$$

$$S'_{fr} = 63.501 [kpsi] = 437521.9[KPa]$$

$$\% \epsilon_{rror} = \left| \frac{S'_{ft} - S'_{fr}}{S'_{ft}} \right| * 100$$

$$\% \epsilon_{rror} = \left| \frac{76.295 - 63.501}{76.295} \right| * 100$$

$$\% \epsilon_{rror} = 16.76$$

ANEXO B2

PRUEBAS REALIZADAS EN LA MÁQUINA DE FATIGA REDISEÑADA

EJEMPLO DE CÁLCULO PARA REALIZAR EL ENSAYO A FATIGA.

Los pasos a seguir para realizar el ensayo a fatiga son:

- 1.- Determinar el esfuerzo último a la tracción del material a ensayar en la máquina universal de esfuerzos.
- 2.- Calcular el límite de resistencia a la fatiga.
- 3.- Calcular la resistencia a la fatiga teórica.
- 4.- Calcular la carga teórica que se debe aplicar en la probeta.
- 5.- Con el número de revoluciones obtenido en el ensayo, calcular la resistencia a la fatiga real del material.
- 6.- Calcular el % de error para el análisis de resultados.

Por lo que primero se procede a determinar el S_{ut} .

Las probetas a ensayar fueron conformadas a partir del acero estructural A36 cuyas propiedades de resistencia mecánica obtenidas al realizar el ensayo de tracción son:

$$S_Y = 65 \text{ [kpsi]} = 447.85 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 110 \text{ [kpsi]} = 754.12 \text{ [MPa]}$$

Porcentaje de elongacion = 21% (Ver anexo B3)

Luego se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga para materiales dúctiles mediante la siguiente ecuación.

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad ; \quad S_{ut} = 200 \text{ [kpsi]}$$

$$S'_e = 0.5 * 110$$

$$S'_e = 55 \text{ [kpsi]}$$

Con este valor se calcula la resistencia a la fatiga (teórica) con la ecuación (2. 4).

$$S'_{ft} = 10^C * N^b$$

$$C = \lg \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S'_e}$$

$$C = \lg \frac{(0.8 * 110)^2}{55}$$

$$C = 2.1486$$

$$b = -\frac{1}{3} \lg \frac{0.8 S_{ut}}{S'_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \lg \frac{0.8 * 110}{55}$$

$$b = -0.068$$

Entonces la resistencia a la fatiga teórica para N= 12000 es:

$$S'_{ft} = 10^{2.1486} * 12000^{-0.068}$$

$$S'_{ft} = 74.338 \text{ [kpsi]} = 74338 \text{ [psi]}$$

Por tanto la carga teórica que se debería aplicar a la probeta para que falle a ese número de ciclos es:

$$\sigma_{max} = \frac{16 Q x}{\pi d^3}$$

$$S'_{ft} = 10^C * N^b$$

Condición necesaria $\sigma_{max} = S'_{ft}$

$$\frac{16 Q x}{\pi d^3} = 10^C * N^b$$

$$Q = \frac{10^c * N^b * \pi * d^3}{16 * x} \quad ; \quad \begin{array}{l} x = 250 [mm] = 9.84 [pulg] \\ d = 7.6 [mm] = 0.299 [pulg] \end{array}$$

$$Q = \frac{74338 * \pi * 0.299^3}{16 * 9.84}$$

$$Q = 39.65 [lb] = 18.02[kg]$$

Debido a los elementos que intervienen y afectan al realizar el ensayo, se tiene que restar su peso, entonces:

$$Q_t = 18.02 - 8.12$$

$$Q_t = 9.9 [kpsi]$$

Con este valor de carga se obtuvieron del ensayo experimental a fatiga los siguientes datos:

$$Q_r = 10 [kg]$$

$$N_r = 13820$$

$$t_r = 7.92 [min]$$

Con el número de ciclos real se procede a determinar la resistencia a la fatiga real, para con ese valor calcular el error porcentual.

$$S'_{fr} = 10^c * N^b$$

$$S'_{fr} = 10^{2.1486} * 13820^{-0.068}$$

$$S'_{fr} = 73.628 = 507.296 [MPa]$$

$$\% \epsilon_{rror} = \left| \frac{S'_{ft} - S'_{fr}}{S'_{ft}} \right| * 100$$

$$\% \epsilon_{rror} = \left| \frac{512.188 - 507.296}{512.188} \right| * 100$$

$$\% \epsilon_{rror} = 0.95$$

Pruebas realizadas en la máquina rediseñada

Para poder realizar una gráfica adecuada del límite de resistencia a la fatiga con respecto al número de ciclos hasta la falla (en Vida Finita), se realizaron cinco pruebas, cuyos valores teóricos y experimentales se registran en las siguientes tablas.

Valores teóricos para realizar el ensayo de fatiga

# de Pruebas	N_t	$t_t(\text{min})$	$Q_t[\text{kg}]$	$Sf'_t [\text{MPa}]$	$d_{\text{probeta}} [\text{mm}]$
1	4000	2.28	11.3	551.923	7.6
2	6000	3.42	10.77	536.910	7.6
3	8000	4.57	10.40	526.506	7.6
4	10000	5.71	10.12	518.582	7.6
5	12000	6.85	9.9	512.188	7.6

Tabla B2. 1 Valores calculados teóricamente para la realización de los ensayos a fatiga.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Valores reales obtenidos luego de realizar el ensayo de fatiga

# de Pruebas	$Q_r[\text{kg}]$	N_r	$t_r[\text{min}]$	$Sf''_r[\text{MPa}]$	% Error
1	11.35	6864	3.93	531.976	3.61
2	10.80	7900	4.53	526.960	1.85
3	10.43	9756	5.58	519.450	1.35
4	10.2	11743	6.72	512.946	1.09
5	10	13820	7.9	507.296	0.95

Tabla B2. 2 Valores obtenidos experimentalmente durante los ensayos en la máquina de fatiga con viga rotatoria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Por tanto el % de Error promedio es igual a:

$$\% \epsilon_{promedio} = \frac{\sum \% \epsilon_{rror}}{\# \text{ de ensayos}}$$

$$\% \epsilon_{promedio} = \frac{8.85}{5}$$

$$\% \epsilon_{promedio} = 1.77$$

El margen de error determinado muestra que la máquina rediseñada proporciona valores de carga confiables.

Es decir que la máquina rediseñada cumple con los objetivos planteados al inicio del proyecto.

Se puede concluir diciendo que, la máquina de fatiga para viga rotatoria rediseñada en su versión II satisface a cabalidad todas las expectativas dadas por el cliente, y brinda a los estudiantes una clara idea del fenómeno de fatiga (vida finita) en metales.

ANEXO C

ESTIMACION DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

ASTM Number	Tensile Strength	Compressive Strength	Shear Modulus of Rupture	Modulus of Elasticity, Mpsi		Endurance Limit*	Brinell Hardness	Fatigue Stress-Concentration Factor
	S_{UT} kpsi	S_{UC} kpsi	S_{UR} kpsi	Tension†	Torsion	S_e kpsi	H_B	K_f
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

Tabla C. 1 Valores del factor de concentración del esfuerzo de fatiga para una microestructura en particular

Fuente: SHIGLEY J., Diseño en ingeniería mecánica, 8^{va} ed., pp.1026

Elaboración: Propia

ANEXO D

GUÍA DE PRÁCTICAS DE LABORATORIO

	ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL	
	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA LABORATORIO DE MÁQUINAS-HERRAMIENTAS	

Instructivo para la ejecución del ensayo de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria

1. Tema: Ensayo de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria.
2. Objetivos:
 - General
 - Específicos
3. Fundamentos teóricos
 - Bases teóricas de fatiga de metales
 - Ensayo a fatiga
 - Principio de funcionamiento de la máquina de fatiga con viga rotatoria
4. Consultar acerca de la influencia del acabado superficial y discontinuidades de los metales en el ensayo de fatiga.
5. Realizar el ensayo de tracción en un espécimen del mismo material que se utilizará para los ensayos de fatiga, para determinar el esfuerzo último a la tracción S_{ut} .
6. Realizar el diagrama de cuerpo libre de la máquina de fatiga.

7. Determinar la carga teórica necesaria para realizar el ensayo de fatiga para vida finita, de acuerdo con el número de ciclos al que se espera que falle la probeta (Ver ejemplo de cálculo en el anexo B2).
8. Tabular los resultados obtenidos por todos los grupos.
9. Realizar la gráfica Esfuerzo vs Número de ciclos en papel log-log, con los valores obtenidos de todos los ensayos.
10. Analizar los resultados obtenidos experimentalmente con los obtenidos teóricamente.
11. Conclusiones y recomendaciones.

Consideraciones previas a la realización de la práctica

1. Todas las probetas para realizar los ensayos de fatiga y ensayo de tracción deben realizarse del mismo material.
2. Las dimensiones mínimas para la elaboración de la probeta de tracción son: Φ 20x150 [mm], y para la probeta de fatiga: Φ 14x120[mm]. (Ver planos LMH 002 y LMH 001 respectivamente).
3. El acabado superficial de la probeta debe ser lo más liso posible, y se lo puede obtener con lijas N°180 y N°240, realizando movimientos en el sentido longitudinal, para de esta forma evitar que se produzcan rayaduras radiales que puedan influir en el fallo por fatiga.

Procedimiento para realizar el ensayo de fatiga

- Verificar que las chumaceras se encuentren lubricadas correctamente.
- Conectar a una fuente de corriente alterna de 110 [V] los cables de alimentación del motor y del sistema de control.
- Ubicar una señal en el centro de la probeta.
- Colocar la probeta en los mandriles de sujeción. Para esto es necesario realizar manualmente el apropiado desface del eje conducido con respecto al eje motriz. Finalmente ajustar adecuadamente los mandriles con la ayuda de la llave de cono y una palanca de fuerza.
- Verificar que el conjunto ejes-probeta se encuentre alineado correctamente.
- Verificar que el dinamómetro digital se encuentre encendido.
- Colocar la carga determinada con anterioridad, girando la manivela de ajuste en sentido antihorario.
- Pulsar el contactor de encendido del sistema de control.
- Pulsar el botón de encendido del motor, para que a su vez inicie el conteo del número de ciclos efectuados por la probeta.

Al mismo tiempo que se enciende el motor se debe poner a correr un cronómetro digital.

- Al momento que se produce el fallo de la probeta se deben registrar en tablas los valores de: número de ciclos registrado en el contador y tiempo de duración del ensayo.
- Desmontar la probeta fracturada.
- Finalmente quitar la carga aplicada al dinamómetro digital y apagar el sistema de control.

Tablas sugeridas para el registro de datos

Para realizar los diferentes ensayos experimentales de fatiga, es recomendable utilizar los ciclos de la tabla B2. 1.

Prueba N°	Número de ciclos, N
1	4000
2	6000
3	8000
4	10000
5	12000

Tabla D. 1 Número de ciclos recomendados para los ensayos.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

A continuación se muestran las tablas en las cuales se pueden tabular los valores obtenidos teóricamente y los valores obtenidos experimentalmente.

N°de Pruebas	$N_{\text{teórico}}$	$t_{\text{teórico}}$ [min]	$Q_{\text{teórico}}$ [kg]	$S'_{f t}$ [MPa]	d_{probeta} [mm]
1	4000				
2	6000				
3	8000				
4	10000				
5	12000				

Tabla D. 2 Valores teóricos para realizar el ensayo de fatiga.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

N°de Pruebas	N_{real}	t_{real} [min]	Q_{real} [kg]	$S'_{f r}$ [MPa]	% de Error
1					
2					
3					
4					
5					

Tabla D. 3 Valores reales obtenidos de los ensayos experimentales de fatiga.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

Forma de evaluación

Informe técnico del ensayo de fatiga	7 ptos.
Coloquio	2.5 ptos.
Puntualidad	0.5 ptos.
Nota final /10	10

Tabla D. 4 Evaluación**Fuente:** Propia**Elaboración:** Propia**Recomendaciones generales**

- Cada grupo de trabajo deberá tener: flexómetro, calibrador, cronómetro y guaípe.
- Cada alumno deberá estar provisto de overol o ropa de trabajo.
- Al momento de desmontar la probeta se debe tener cuidado de no quemarse, puesto que la probeta se encuentra a elevada temperatura.
- No sobrepasar la carga máxima en el dinamómetro digital.
- Lubricar periódicamente a las chumaceras.

ANEXO E

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO PARA LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA

Es importante que el usuario de la máquina tenga un conocimiento general de la operación y mantenimiento de la misma.

MANUAL DE OPERACIÓN

1. Encender y verificar el correcto funcionamiento del dinámometro digital, para lo cual es necesario dejar en equilibrio a las barras de carga fija y móvil.
2. Revisar las conexiones eléctricas de la máquina, así se evitará tomar valores incorrectos por el sensor optoacoplador y que el funcionamiento del sistema de control este en perfectas condiciones para el funcionamiento.
3. Inspeccionar el estado de los elementos mecánicos (chumaceras, acople semiflexible, mandriles, ejes de transmisión motriz y conducido).
4. Poner la probeta de ensayo en los mandriles, estos nos permitirán sujetar correctamente a la probeta en el momento de realizar la práctica.
5. Colocar la carga calculada, tomando en cuenta el valor 8.12 [kg], que corresponde al peso de la placa de fuerza, barras de carga fija y móvil. Este valor será restado de la carga calculada teóricamente para lo cual se utilizará el dinámometro digital que nos proporciona valores más precisos.
6. Encender la máquina a través del sistema de control con el botón de arranque.
7. Al momento de encender la máquina registrar los valores de tiempo de duración del ensayo.
8. Tomar los valores de número de ciclos reales y el tiempo de duración real del ensayo de fatiga cuando se fractura la pieza.
9. Retirar la carga colocada en el dinámometro digital
10. En caso de ser necesario un paro de emergencia pulsar el botón reset.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

El objetivo principal cuando se realiza un mantenimiento a la máquina es lograr que la misma no presente fallas, ni paros que produzcan valores equivocados al momento de realizar el ensayo.

El tipo de mantenimiento a utilizar en la máquina de fatiga es del tipo preventivo, donde las inspecciones de los componentes serán periódicos.

Los pasos a seguir para realizar un adecuado mantenimiento a la máquina son los siguientes:

1. Lubricar periódicamente a los rodamientos en las chumaceras, el lubricante debe ser de alta viscosidad.
2. Inspeccionar que los pernos tengan un buen ajuste en los elementos mecánicos (chumaceras, placas).
3. Verificar que el acople semiflexible transmita el movimiento del motor al eje motriz a través de su chaveta y prisioneros (correctamente ajustados).
4. Revisar que el dinamómetro digital este en perfecto funcionamiento para la toma de valores.
5. Verificar las conexiones eléctricas de los circuitos electrónicos.
6. Realizar la limpieza de la máquina cada vez que se termine de realizar la práctica.

ANEXO F

FOTOGRAFÍAS DEL PROCESO DE MANUFACTURA DE LA MÁQUINA DE FATIGA CON VIGA ROTATORIA

En las fotografías se puede observar el proceso de construcción y montaje de la máquina de fatiga con viga rotatoria.

- Para los marcos rígidos, las vigas longitudinales y los rigidizadores que componen al bastidor o estructura soporte, se utilizó el perfil tipo canal en C de 50x25x3 cuyas características brindan facilidad constructiva y cumplen con las propiedades mecánicas requeridas.

Para su unión se utilizó un proceso de soldadura manual (SMAW), el cual ofrece todas las ventajas para realizar soldaduras en aceros al carbono de baja aleación.



Fotografía F. 1 Estructura de la Máquina

- Luego se realiza el montaje de las placas soporte principal y soporte del motor sobre el bastidor utilizando la tornillería seleccionada en el proceso de diseño, para luego señalar los puntos y líneas guías donde estarán ubicados los elementos que van a estar sobre ellas según el diseño y planos de construcción.



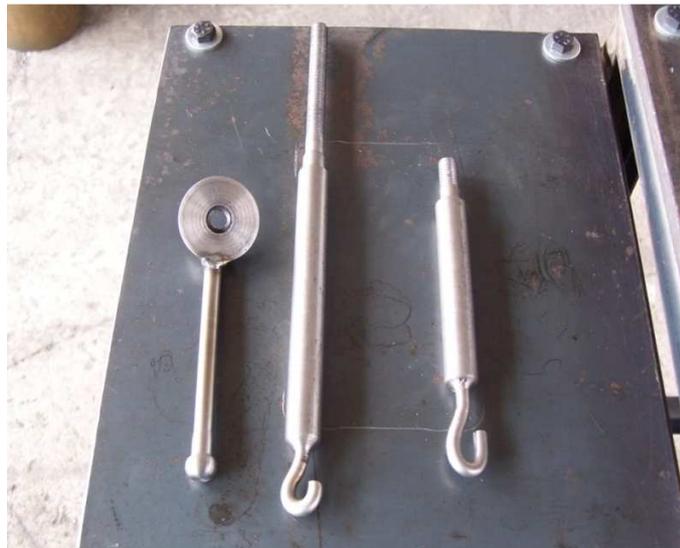
Fotografía F. 2 Placa del motor sobre el bastidor

- Luego se montan las chumaceras en la placa soporte principal mediante pernos, arandelas y tuercas, para seguido a esto realizar la alineación de los ejes.



Fotografía F. 3 Montaje de una chumacera sobre la placa principal

- En la siguiente fotografía se pueden ver los elementos que forman parte del sistema de carga de la máquina (manivela de ajuste, barra de carga móvil y barra de carga fija).



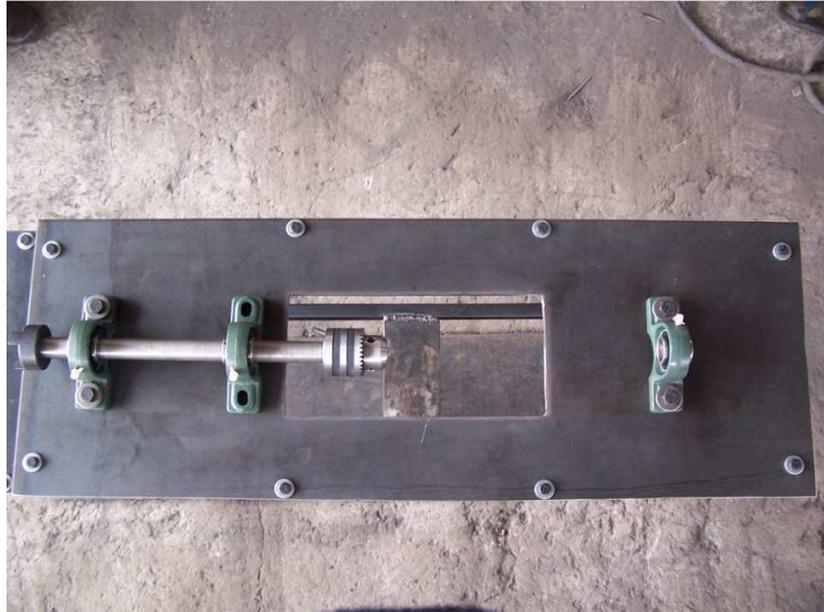
Fotografía F. 4 Manivela de ajuste, barra de carga móvil y barra de carga fija.

- En la siguiente fotografía se puede observar la forma de cómo se realizó el montaje de los mandriles de sujeción sobre los ejes. Se lo realizó con la ayuda de una prensa hidráulica conjuntamente con la ayuda de un torno, ya que se requiere que los dos elementos permanezcan perfectamente alineados y sujetos el uno al otro.



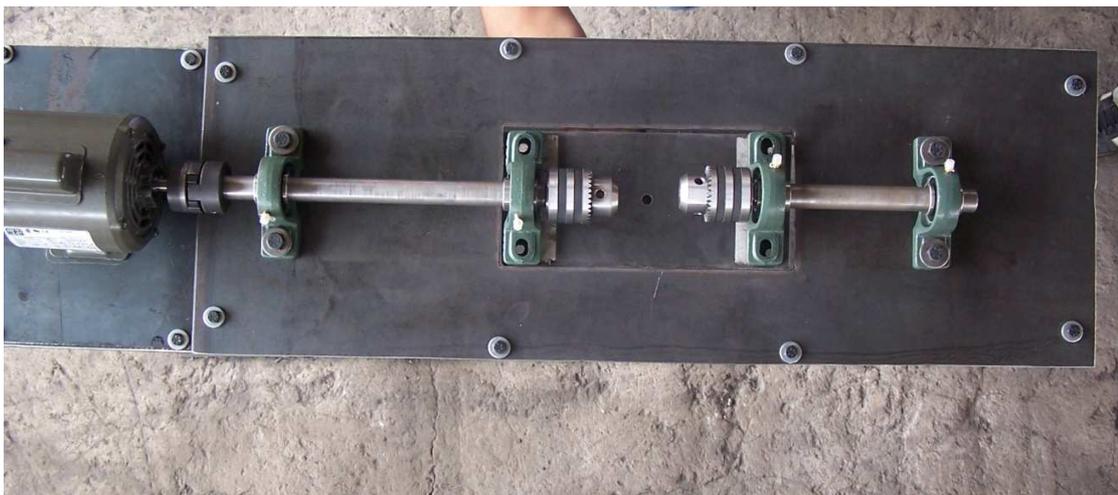
Fotografía F. 5 Sujeción mandril- eje

- Luego de guiar al eje en las dos chumaceras se monta el acople semiflexible. Para luego sujetar a cada una de las chumaceras sobre su respectiva placa soporte.



Fotografía F. 6 Montaje de el eje motriz, ejes, acople semiflexible

- Luego se acoplan todos los elementos que van a interactuar para la realización del ensayo de fatiga. Como son: motor, acople semiflexible, placa de fuerza, placa guía, barras de carga fija y móvil, dinamómetro digital.



Fotografía F. 7 Acoplamiento de todos los elementos mecánicos

- El sistema de carga se encuentra al interior de la máquina de fatiga y está formado de los elementos mencionados con anterioridad.



Fotografía F. 8 Sistema de carga de la máquina de fatiga

- Una vez montados todos los elementos mecánicos se procede a montar recubrir la máquina con chapas metálicas, que luego son pintadas para brindarle mejor protección a la máquina y mejorar sustancialmente el aspecto estético de toda la misma.



Fotografía F. 9 Montaje de las chapas metálicas y pintura

- Finalmente se instalan los elementos electrónicos como son: el sensor optoacoplador, límite switch (fin de carrera), circuito integrado programable PIC, LCD, y el circuito de control que se encuentra en un solo encapsulado.



Fotografía F. 10 Sistema de control

- En la fotografía F. 11 se muestra a la máquina de fatiga con viga rotatoria una vez terminada, con los nuevos sistemas de control, de carga y mejorada en su aspecto estético.



Fotografía F. 11 Máquina Terminada

ANEXO G1

COEFICIENTES K DEL ACOPLE SEMIFLEXIBLE

Maquina Motriz K₁

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston			
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrifugas •Ventilador centrifugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agltdador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agltdador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrifuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mam-postería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Frecuencia de Arranque K₂

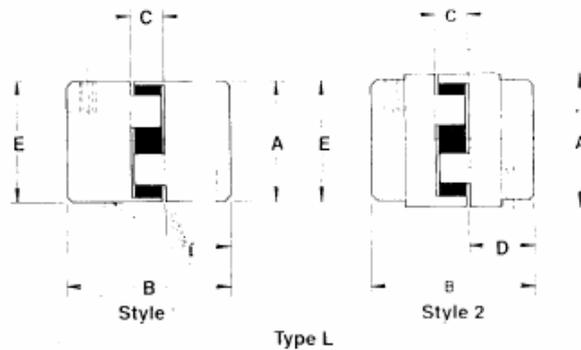
Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro K ₁					
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Horas de Funcionamiento Diario K₃

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coefficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

Dimensional Data L Type

The Lovejoy elastomeric jaw type flexible couplings do not require lubrication and are the industry standard. They offer ease of assembly or disassembly; permit visual inspection of wear members (cushion types are easily inspected and can be removed quickly without disturbing the driving or driven units), and there is no wear on the metal jaws since the load is transmitted through the cushion (spider). These Lovejoy couplings are designed to perform even if the elastomeric member should fail!



Technical Selection Data: Misalignment at 1750 RPM

Model	Torque Range (In.-Lb.)	Misalignment Capability		Standard Materials	Fiber
		Max. Angular Offset Degrees	Max. Parallel Offset Inches		
L	Up to 4,600	1°	.016	Sintered Iron and Cast Iron	Nylon
C	Up to 18,900	1°	.015	Cast Iron and Ductile Iron	Rubber
H	Up to 119,700	1°	.016	Ductile Iron	Rubber

Note: Maximum recommended angular and parallel misalignment is dependent on speed and non-torque wearing. For applications with greater misalignment requirements we suggest you contact Lovejoy for recommendations. See page 8 for optional materials data.



L Type Technical Selection Chart

Coupling No.	Rated Torque In-Lbs		HP/100 RPM		Horsepower Capacity @ Varying Speed (RPM) with Rubber Spider				Max. Speed x 1000 RPM	Coupling Number	
	Rubber	Hytrel	Rubber	Hytrel	300	1200	1800	3600			
L-035	3.5	NA	.0056	NA	.016	.066	.10	.20	3/8	31.0	L-035
L-050	26.3	50	.041	.08	.125	.50	.75	1.5	5/8	18.0	L-050
L-070	43.2	114	.07	.18	.21	.84	1.2	2.4	3/4	14.0	L-070
L-075	96	227	.14	.36	.42	1.68	2.5	5.0	7/8	11.0	L-075
L-090	144	401	.23	.62	.66	2.76	4.0	8.0	1	9.0	L-090
L-095	194	561	.30	.9	.9	3.6	5.4	10.8	1 1/8	9.0	L-095
L-099	318	792	.50	1.25	1.5	6.0	9.0	18	1 1/16	7.0	L-099
L-100	417	1134	.66	1.80	2.0	8.0	11.9	23.8	1 1/8	7.0	L-100
L-110	792	2268	1.25	3.60	3.7	15	22	44	1 1/2	5.0	L-110
L-150	1240	3708	2.0	5.88	6.0	24	36	72	1 7/8	5.0	L-150
L-190	1728	4680	2.7	7.43	8	32	48	96	2 1/8	5.0	L-190
L-225	2340	6228	3.7	10.0	11	44	67	134	2 1/4	4.2	L-225
L-276	4716	NA	7.5	NA	22.5	90	135	270	2 3/4	4.2	L-276

NOTE: All ratings in the Technical Selection Charts are based on a service factor of 1.0. If a higher factor is needed, please refer to Page 20, Step 2 of Coupling section, or see chart on page 128 for service factors.

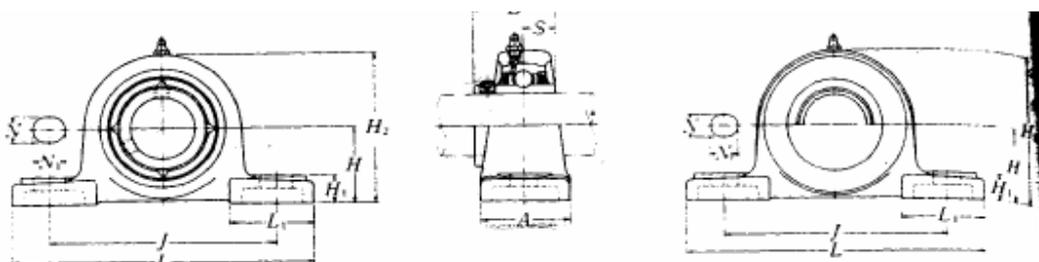


L Type Flexible Couplings Dimensional Data

Coupling Number	Style No.	Bore		Dimensions in Inches					Approx. W Pounds		Moment of Inertia WR ² Lb-in ² (Solid)
		Min.	Max.	Outside Diameter A	Overall Length B	Distance Between Flanges C	Length Thru Bore D	Hub Diameter E	Solid	Max. E	
L-035	1	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{5}{32}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{8}$.1	.1	.003
L-050	1	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{13}{32}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{3}{8}$	$1\frac{13}{64}$.3	.2	.054
L-070	1	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{23}{64}$	2	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{23}{64}$.6	.4	.115
L-075	1	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	1.0	.8	.388
L-090	1	$\frac{1}{4}$	1	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{4}$	1.5	1.2	.772
L-095	1	$\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	1	$2\frac{1}{4}$	1.8	1.3	.890
L-099	1	$\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{17}{32}$	$2\frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$2\frac{17}{32}$	2.5	2.0	2.048
L-100	1	$\frac{7}{16}$	$1\frac{3}{8}$	$2\frac{17}{32}$	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$2\frac{17}{32}$	3.5	2.5	2.783
L-110	1	$\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$3\frac{1}{8}$	$4\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{8}$	6.6	5.0	8.993
L-150	1	$\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	$1\frac{3}{4}$	$3\frac{3}{4}$	9.1	7.0	11.477
L-190	2	$\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{8}$	1	$1\frac{13}{16}$	4	17.0	13.0	39.256
L-225	2	$\frac{3}{4}$	$2\frac{5}{8}$	5	$5\frac{5}{8}$	1	$2\frac{3}{8}$	$4\frac{1}{4}$	23.0	18.0	65.003
L-276	2	$\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{2}$	$6\frac{3}{16}$	$7\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{8}$	5	47.0	36.0	188.000

ANEXO G2

CARACTERÍSTICAS DE SOPORTES CON RODAMIENTOS TIPO Y



Tipo, con guardapolvo acero prensado.
Extremo abierto: S-UCP...D1
Extremo cerrado: SM-UCP...D1

Diámetro del eje mm pulg.	Número de la chumacera ^{1) 2)}	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		mm												
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 ½	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 ⅞	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC201D1 UC201-008D1
15 ⅝ ⅜	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 ⅞	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 ⅞	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 ⅞	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	62 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC203D1 UC203-011D1
20 ¾	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 ⅞	127 5	95 3 ¾	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	14 ⅞	65 2 ⅞	42 1 ⅞	31 1.2205	12.7 0.500	M10 ⅜	UC204D1 UC204-012D1
25 ⅞ ⅝ ⅞ 1 1	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1 UCP205-100D1	36.5 1 ⅞	140 5 ½	105 4 ⅞	38 1 ½	13 ½	16 ⅝	15 ⅞	71 2 ⅞	42 1 ⅞	34 1.3386	14.3 0.563	M10 ⅜	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1 ⅞ 1 ½ 1 ⅞ 1 ¼	UCP206D1 UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	42.9 1 ⅞	165 6 ½	121 4 ¾	48 1 ⅞	17 ⅞	20 ⅞	17 ⅞	83 3 ⅞	54 2 ⅞	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 ½	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 ¼ 1 ⅞ 1 ⅞ 1 ⅞	UCP207D1 UCP207-104D1 UCP207-105D1 UCP207-106D1 UCP207-107D1	47.6 1 ⅞	167 6 ⅞	127 5	48 1 ⅞	17 ⅞	20 ⅞	18 ⅞	93 3 ⅞	54 2 ⅞	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 ½	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 1 ½ 1 ⅞	UCP208D1 UCP208-108D1 UCP208-109D1	49.2 1 ⅞	184 7 ¼	137 5 ⅞	54 2 ⅞	17 ⅞	20 ⅞	18 ⅞	98 3 ⅞	52 2 ⅞	49.2 1.9370	19 0.748	M14 ½	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
45 1 ⅞ 1 ⅞ 1 ¼	UCP209D1 UCP209-110D1 UCP209-111D1 UCP209-112D1	54 2 ⅞	190 7 ⅞	146 5 ¾	54 2 ⅞	17 ⅞	20 ⅞	20 ⅞	106 4 ⅞	60 2 ⅞	49.2 1.9370	19 0.748	M14 ½	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1

1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA: Por favor, referirse a la página 23 para el tamaño de la grasa.

ANEXO H1

SOLDADURAS A FILETE

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete								Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h		
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)										
	60*	70*	80	90*	100	110*	120			
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial										
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0			
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal										
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h			
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal									
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45			
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27			
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09			
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91			
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73			
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14			
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54			
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95			
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36			
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77			
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18			
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59			
								Espeor del material de la parte unida más gruesa, pulg	Tamaño de la soldadura, pulg	
								*Hasta 1/4 inclusive	1/8	
								Mayor que 1/4	A 1/2	3/16
								Mayor que 1/2	A 3/4	1/4
								† Mayor que 3/4	A 1 1/2	5/16
								Mayor que 1 1/2	A 2 1/4	3/8
								Mayor que 2 1/4	A 6	1/2
								Mayor que 6		5/8
No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.										
† Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.										
* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.										

* Las soldaduras de filete en realidad se ensayaron por el AISC-WWS Task Committee.

$^{\dagger} f = 0.707h \tau_{perm}$

Tabla H1. 1 Tamaños mínimos de soldadura a filete

PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURA

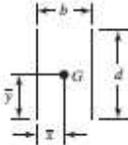
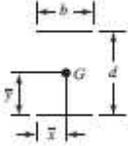
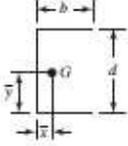
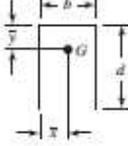
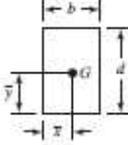
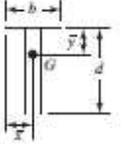
Weld	Throat Area	Location of G	Unit Second Moment of Area
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Tabla H1. 2 Segundo momento del área unitaria I_u

ANEXO I1

UNIONES EMPERNADAS

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²	Pitch p mm	Tensile- Stress Area A_t mm ²	Minor- Diameter Area A_r mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* The equations and data used to develop this table have been obtained from ANSI B1.1-1974 and B18.3.1-1978. The minor diameter was found from the equation $d_r = d - 1.226869p$, and the pitch diameter from $d_p = d - 0.649519p$. The mean of the pitch diameter and the minor diameter was used to compute the tensile-stress area.

Tabla I1. 1 Diámetros y áreas para pernos

Metric Mechanical Property Classes for Steel Bolts, Screws, and Studs*

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, [†] MPa	Minimum Tensile Strength, [†] MPa	Minimum Yield Strength, [†] MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M1.6–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

*The thread length for bolts and cap screws is

$$l_f = \begin{cases} 2d + 6 & l \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < l \leq 200 \\ 2d + 25 & l > 200 \end{cases}$$

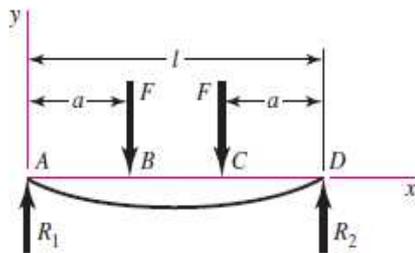
where l is the bolt length. The thread length for structural bolts is slightly shorter than given above.

[†] Minimum strengths are strength exceeded by 99 percent of fasteners.

Tabla I1. 2 Propiedades mecánicas métricas

ANEXO J

DIAGRAMAS Y ECUACIONES DE FUERZA CORTANTE, MOMENTO FLECTOR Y DEFORMACIÓN MÁXIMA



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

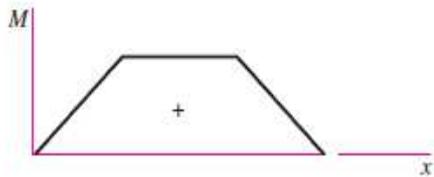
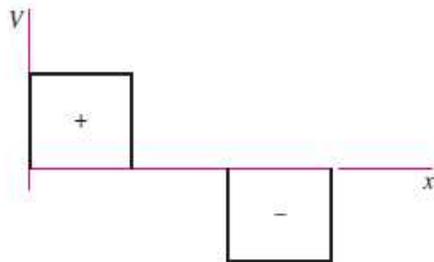
$$V_{CD} = -F$$

$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$



Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector

ANEXO M

CATÁLOGO DIPAC

PERFILES ESTRUCTURALES A-36

ESPECIFICACIONES GENERALES

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa Consulta
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Espesores	Desde 1.5 mm hasta 12 mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa Consulta



DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.66	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.60	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23
80	40	6	40.44	6.74	8.42	74.18	18.54	2.96	12.10	4.44	1.19	1.28
100	50	2	18.24	3.04	3.87	61.50	12.30	3.99	9.72	2.66	1.58	1.34
100	50	3	26.88	4.48	5.70	88.50	17.70	3.94	14.10	3.89	1.57	1.39
100	50	4	35.22	5.87	7.47	113.00	22.60	3.89	18.10	5.07	1.56	1.44
100	50	5	43.20	7.20	9.18	135.00	27.10	3.84	21.80	6.19	1.53	1.48
100	50	6	51.96	8.66	10.82	155.26	31.05	3.79	25.14	7.24	1.52	1.53
100	60	4	38.28	6.38	8.13	128.00	25.60	3.97	29.70	7.17	1.91	1.86
100	60	5	46.86	7.81	9.95	152.00	30.50	3.91	35.70	8.76	1.90	1.92
100	60	6	57.72	9.62	12.02	181.80	36.36	3.89	42.25	10.38	1.87	1.93
100	60	8	74.40	12.40	15.50	22.60	44.52	3.78	52.47	13.32	1.83	2.06

ANEXO N

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE EL PAQUETE INFORMÁTICO SAP

2000 V.12

Para el diseño de la estructura de la máquina para ensayos de fatiga se utilizará el paquete informático SAP 2000 v12, el cual facilita el diseño y análisis de los elementos mecánicos estructurales. Este es un paquete informático amigable debido a que se puede empezar con un modelo preliminar, el cual puede ser ajustado al modelo original requerido para el análisis.

Con el programa SAP 2000 v12 se realiza el análisis y el diseño de estructuras mediante modelos idealizados a través de elementos finitos y la interfase gráfica realizada por el usuario, en el modelo se pueden incluir las características o consideraciones del sistema estructural, por ejemplo algunas de estas son:

- Propiedades de los materiales
- Elementos estructurales: vigas, columnas.
- Conexiones entre elementos (nodos)
- Cargas sobre los elementos estructurales: que incluyen el peso propio, cargas sísmicas, cargas vivas, cargas de viento, etc.

Al terminar de realizar el análisis mediante SAP 2000 v12 se obtiene resultados como desplazamientos, esfuerzos, reacciones producidas por las cargas, deformaciones, etc.

Consideraciones del modelo

- El sistema es considerado elástico lineal.
- El modelo se encuentra sometido principalmente a esfuerzos de flexión debido a las cargas generadas por el peso de los elementos que se

encuentran sobre la estructura y la tensión que se ejerce al momento de realizar el ensayo.

- Las cargas se distribuyen uniformemente a lo largo de las vigas y travesaños.

Geometría de la estructura

Para realizar el modelo estructural de la máquina, cuyas dimensiones son (950x338x900 mm), es necesaria la configuración de los nodos y elementos en el paquete informático SAP 2000 v12, los cuales además serán necesarios para el análisis.

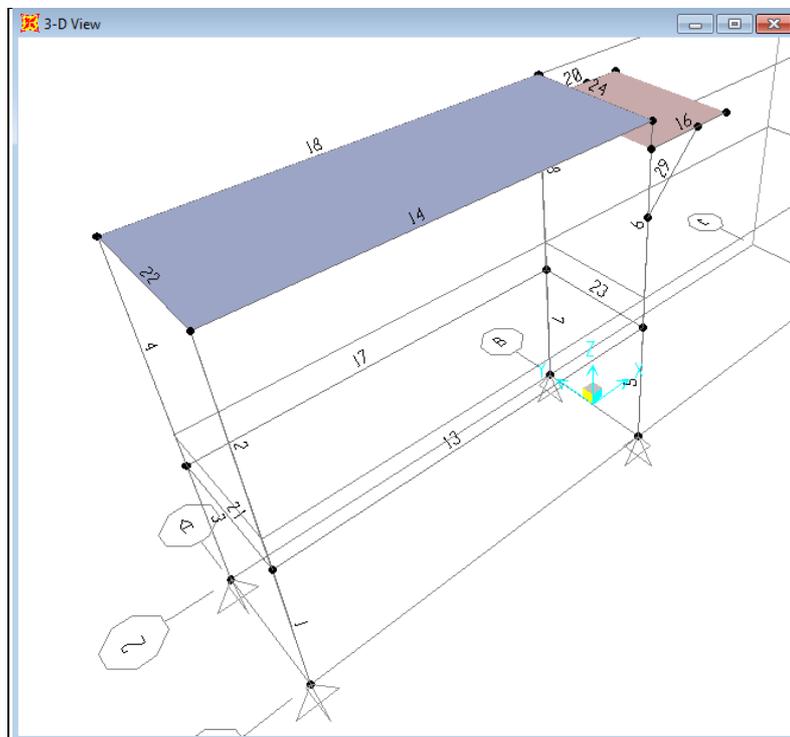


Figura N. 1 Geometría de la estructura con todos sus nodos

Por lo que los elementos de la estructura con sus dimensiones y centroides se representan en la siguiente tabla tomada del programa SAP 2000 v12.

Elementos	Juntas I	Juntas J	Longitud mm	Centro idX mm	Centro idY mm	Centro idZ mm
1	1	23	365.00	-950.00	-169.00	182.50
2	23	3	535.00	-950.00	-169.00	632.50
3	4	5	365.00	-950.00	169.00	182.50
4	5	6	535.00	-950.00	169.00	632.50
5	7	24	365.00	0.00	-169.00	182.50
6	24	9	535.00	0.00	-169.00	632.50
7	10	11	365.00	0.00	169.00	182.50
8	11	12	535.00	0.00	169.00	632.50
13	23	24	950.00	-475.00	-169.00	365.00
14	3	9	950.00	-475.00	-169.00	900.00
16	21	22	250.00	125.00	-169.00	835.00
17	5	11	950.00	-475.00	169.00	365.00
18	6	12	950.00	-475.00	169.00	900.00
20	19	20	250.00	125.00	169.00	835.00
21	23	5	338.00	-950.00	0.00	365.00
22	3	6	338.00	-950.00	0.00	900.00
23	24	11	338.00	0.00	0.00	365.00
24	9	12	338.00	0.00	0.00	900.00
28	34	36	222.99	75.00	169.00	752.50
29	39	37	222.99	75.00	-169.00	752.50

Tabla N. 1 Longitudes y Centroides de los elementos

Fuente: Sap 2000 v.12

Elaboración: Propia

Las áreas colocadas sobre la estructura de la máquina, representan la placa principal y soporte del motor donde se aplicarán las cargas distribuidas para el análisis de la estructura.

Posteriormente para la asignación de elementos y nudos en el modelo de análisis, se asignaron los materiales y sus secciones correspondientes, para nuestro caso será la de un Perfil en C (50x25x3 mm) cuyo material es Acero- A36 y se lo realizara de la siguiente manera:

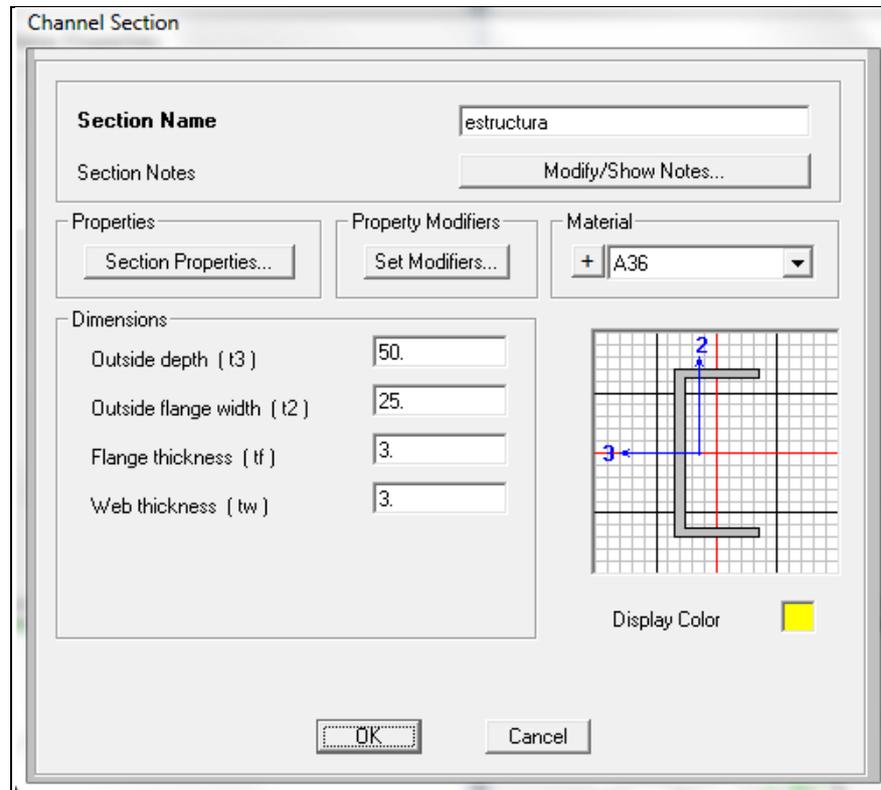


Figura N. 2 Ventana para asignación de la geometría y material del perfil.

Determinación de cargas

Cargas Muertas

- Peso generado por los elementos sobre la estructura: 85.15 [kg]
- Peso de la placa de motor : 12 [kg]

Para la asignación de las cargas que serán aplicadas uniformemente sobre la estructura, se debe considerar el área de las placas en la cual van actuar las cargas.

Es así que para determinar la carga por unidad de área se procede de la siguiente manera:

$$W_t = \frac{\text{Peso generado por los elementos}}{\text{área de aplicacion de la carga}}$$

Carga por unidad de area generada por los elementos sobre la estructura

$$W_t = \frac{85.15}{(950 * 342)} = 2.62 * 10^{-4} [kg/mm]$$

Carga por unidad de area generada por el motor sobre la estructura:

$$W_{tm} = \frac{12}{(264 * 342)} = 13 * 10^{-5} \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

En la siguiente figura se muestra como se colocan los valores de carga en la ventana correspondiente del programa SAP 2000 v12.

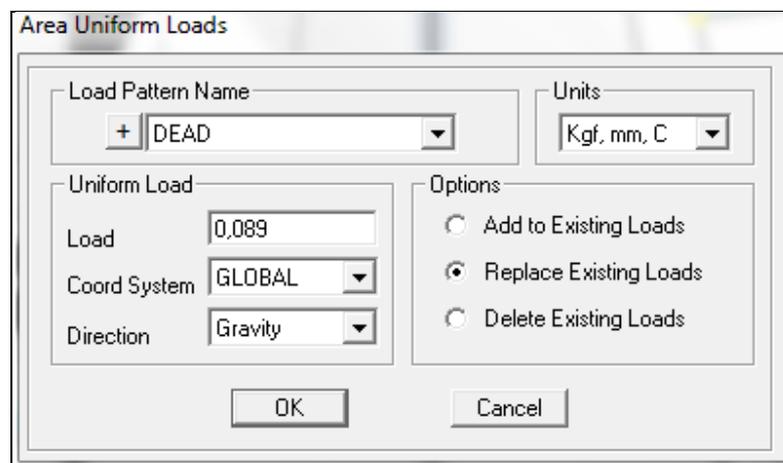


Figura N. 3 Ventana para la asignación de cargas

Análisis de resultados

Tomando en cuenta que la sección más crítica para el análisis de la estructura se encuentra sobre la viga de mayor longitud y el material a utilizarse será un Perfil en C cuyas dimensiones son 50x25x3 (Acero ASTM A-36). Entonces la fuerza cortante, momento flector y desplazamientos máximos se analizan en las siguientes ventanas del programa.

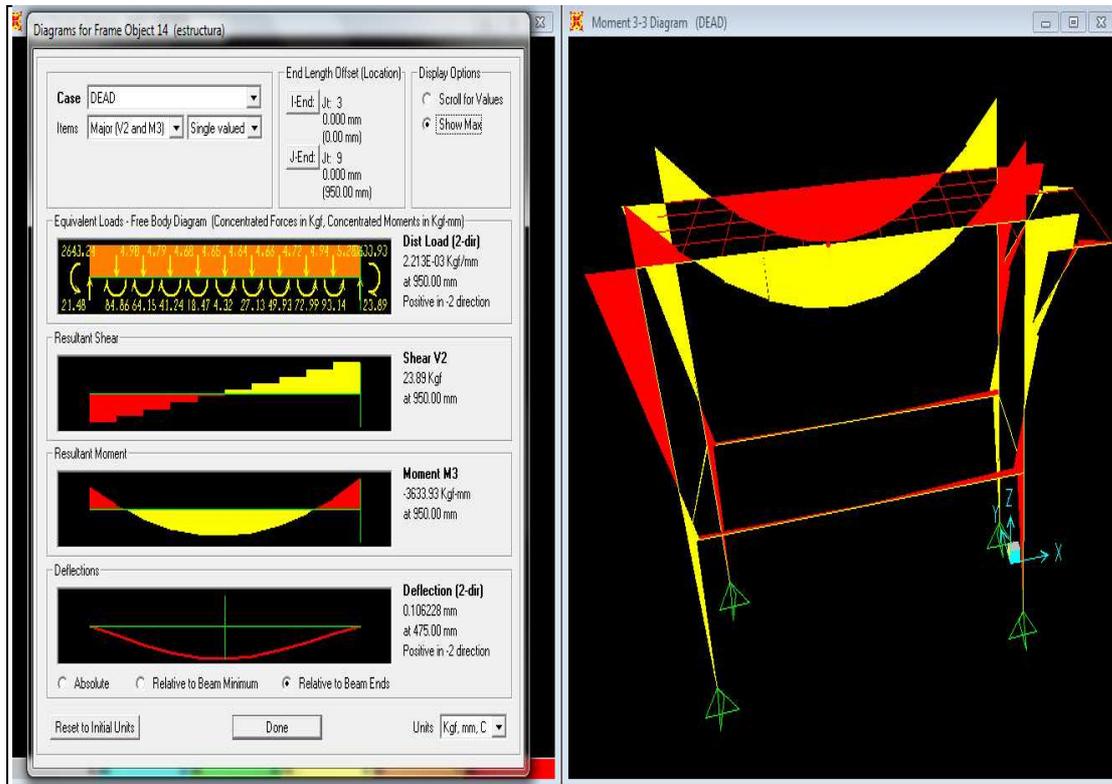


Figura N. 4 Ventanas de análisis de resultados. Fuerza cortante, momento flector y deformaciones máximas.

Con los valores obtenidos se pueden realizar los cálculos para determinar el perfil adecuado para el diseño, por lo que el esfuerzo admisible tiene que cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{max}] = \frac{S_y}{FS}$$

donde el esfuerzo máximo para un FS de 2 se tiene que es:

$$[\sigma_{max}] = \frac{S_y}{FS}$$

$$[\sigma_{max}] = \frac{2300}{2} = 1150 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Se calcula el modulo de elasticidad, respecto al eje x a través de la ecuación:

$$S_{xx} \geq \frac{M_{m\acute{a}x}}{[\sigma_{m\acute{a}x}]}$$

Se tiene que el momento máximo calculado es $M_{m\acute{a}x} = 363.39 \text{ [Kgf} - \text{cm]}$

$$S_{xx} \geq \frac{363.39}{1150} = 0.31[\text{cm}^3]$$

El perfil con un módulo de elasticidad calculado anteriormente, no se encuentra en el mercado por lo que es necesario recalcular para un perfil de fácil acceso para la construcción de la máquina como el perfil tipo C 50x25x3 mm cuyo módulo de elasticidad sera $S_{xx} = 3.88 \text{ [cm}^3\text{]}$, Catalogo de Dipac (Anexo M)

$$[\sigma_{m\acute{a}x}] \geq \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{xx}}$$

$$[\sigma_{m\acute{a}x}] \geq \frac{363.39}{3.88} = 93.65 \text{ [Kgf/cm}^2\text{]}$$

por lo que el factor de seguridad para la construcción de la máquina sera de :

$$FS = \frac{S_y}{[\sigma_{max}]}$$

$$FS = \frac{2300}{93.65} = 24.5$$

Por lo tanto al ser un factor de seguridad alto, se asegura que la estructura no fallara al estar sometida a los esfuerzos aplicados. Así como también que la estructura sera lo suficientemente rígida como para evitar la creación de deformaciones que afecten la estabilidad de la estructura y el funcionamiento de la misma.

Los valores obtenidos mediante el análisis del paquete informático SAP 2000 v12 son aceptables comparados con los obtenidos en el cálculo de la estructura del capítulo IV. El valor del factor de seguridad para la estructura obtenido con el paquete informático es mayor que el obtenido de forma manual debido a que en el programa no se colocan todas las consideraciones de diseño.