

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica y
Mecatrónica



**ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD SOBRE LA RESISTENCIA
A LA FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA DEL ACERO AISI 1045**

Tesis Presentada por el Bachiller:
Roldán Ramírez, Josué Leandro
Para optar el Título Profesional de:
Ingeniero Mecánico Eléctrico

Asesor:
Ing. Alcázar Rojas, Hermann Enrique

Arequipa-Perú

2022

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 29 de Noviembre del 2021

Dictamen: 001414-C-EPIMMEM-2021

Visto el borrador del expediente 001414, presentado por:

2012801571 - ROLDAN RAMIREZ JOSUE LEANDRO

Titulado:

**ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD SOBRE LA RESISTENCIA A LA FATIGA POR
FLEXIÓN ROTATIVA DEL ACERO AISI 1045**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1634 - ALCAZAR ROJAS HERMAN ENRIQUE
DICTAMINADOR**



**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**

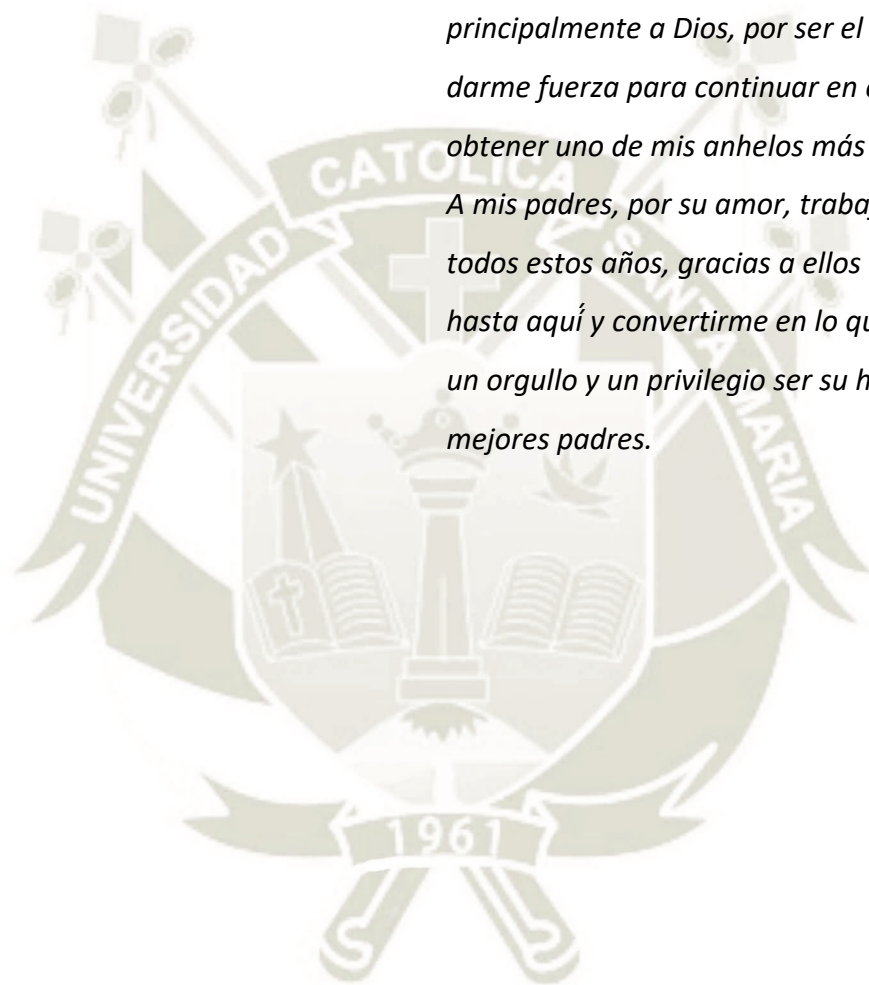


**1895 - CARPIO RIVERA MARCO ANTONIO
DICTAMINADOR**



DEDICATORIAS

El presente trabajo investigativo lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de mis anhelos más deseados. A mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ellos he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy. Ha sido un orgullo y un privilegio ser su hijo, son los mejores padres.



AGRADECIMIENTOS

Principalmente a Dios que guio mi camino hasta este momento, a mi familia que siempre me brindo todo el apoyo que necesite y a nuestros docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de la preparación de mi profesión, de manera especial, al PhD. Hermann Alcázar tutor de mi proyecto de tesis.



RESUMEN

El proyecto de investigación trata sobre el estudio de la influencia de la rugosidad superficial en la resistencia a la fatiga por flexión rotativa del acero AISI 1045.

Inicialmente se realizó el diseño y fabricación de una máquina de fatiga por flexión rotativa con la cual se realizaron diversos ensayos con probetas diseñadas según la norma ISO 1143 “Metallic materials Rotating bar bending fatigue test”, estas probetas se pulieron con 3 tipos diferentes de lijas para obtener 3 grados de rugosidad (N8, N6 y N5). Se observó que las probetas con un acabado superficial menor obtienen un incremento en la vida a la fatiga, siendo este incremento más significativo cuando las probetas se encuentran sometidas a esfuerzos menores, estos resultados se comparan con el comportamiento teórico y unas simulaciones de elementos finitos realizados en el programa ANSYS obteniendo un error del 5.96%.

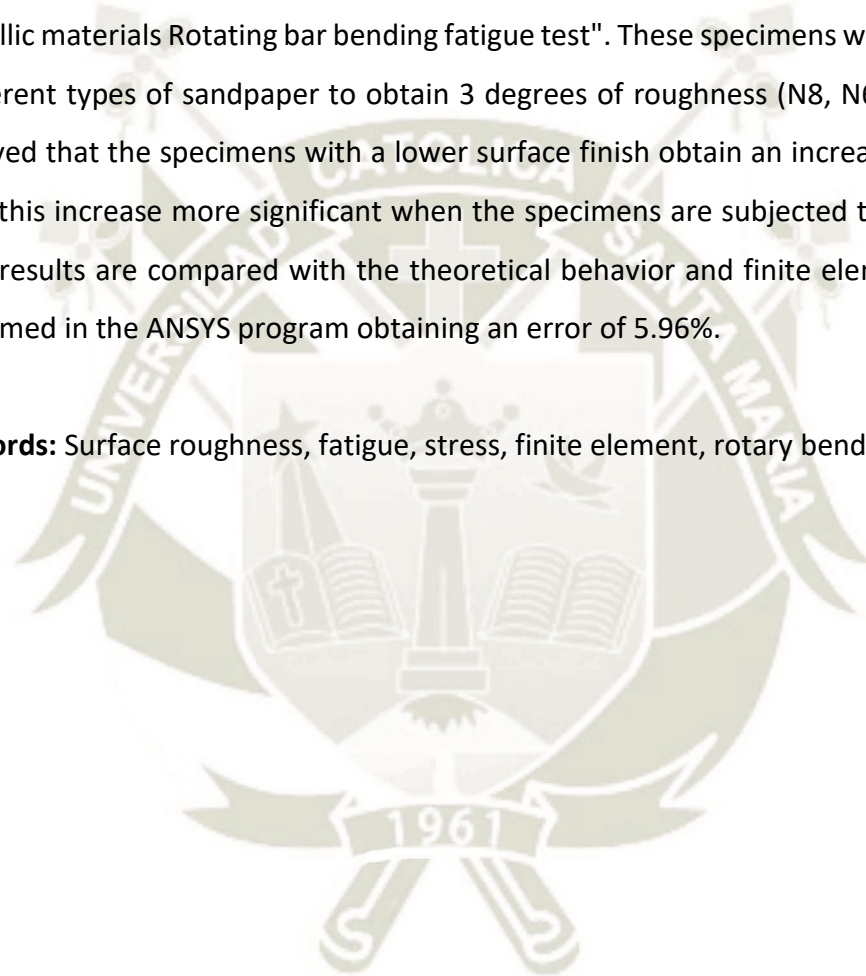
Palabras Clave: Rugosidad superficial, fatiga, esfuerzos, elementos finitos, flexión rotativa.

ABSTRACT

The research project deals with the study of the influence of surface roughness on the resistance to rotating bending fatigue of AISI 1045 steel.

Initially, a rotating bending fatigue machine was designed and manufactured, with which several tests were carried out with specimens designed according to ISO 1143 "Metallic materials Rotating bar bending fatigue test". These specimens were polished with 3 different types of sandpaper to obtain 3 degrees of roughness (N8, N6 and N5). It was observed that the specimens with a lower surface finish obtain an increase in fatigue life, being this increase more significant when the specimens are subjected to lower stresses, these results are compared with the theoretical behavior and finite element simulations performed in the ANSYS program obtaining an error of 5.96%.

Keywords: Surface roughness, fatigue, stress, finite element, rotary bending.



ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN	v
ABSTRACT	vi
ÍNDICE	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I	3
1. PLANTEAMIENTO TEÓRICO	3
1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.3 HIPÓTESIS	5
1.4 OBJETIVOS	5
1.4.1 Objetivo Principal	5
1.4.2 Objetivos Específicos	5
1.5 ALCANCE.....	6
1.6 METODOLOGÍA.....	6
CAPITULO II	8
2. MARCO TEÓRICO	8
2.1 ANTECEDENTES	8
2.2 FATIGA	12
2.2.1 Etapas de la falla por fatiga	13
2.2.2 Diagrama de Wöhler.....	14
2.2.3 Resistencia a la fatiga y límite de fatiga	17
2.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	17
2.4 MÁQUINAS DE ENSAYOS DE FATIGA.....	21
2.5 CALIDAD SUPERFICIAL: RUGOSIDAD	30
2.5.1 Terminología:.....	30
2.5.2 Parámetros	31
2.6 ESTUDIOS DEL EFECTO DE LA RUGOSIDAD EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA	40
2.7 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	41
2.7.1 Mallado	42

2.7.2 Condiciones de Frontera.....	43
2.7.3 Procesamiento:.....	43
2.7.4 Post Procesamiento.....	44
CAPÍTULO III.....	45
3. IMPLEMENTACIÓN DEL MÓDULO.....	45
3.1 DISEÑO DEL MÓDULO DE CICLOS.....	45
3.1.1 Determinación de la potencia del motor.....	47
3.2 DISEÑO DE LAS BARRAS DE CARGAS.....	50
3.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDICIÓN Y CONTROL.....	53
3.3.1 Diseño del sistema eléctrico.....	53
3.3.2 Diseño del sistema de control.....	55
3.4 DISEÑO DE LA PLACA DE FUERZA.....	61
3.5 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE.....	71
CAPÍTULO IV.....	72
4. MATERIALES, MÉTODOS Y ENSAYOS.....	72
4.1 MATERIAL DE ESTUDIO.....	72
4.2 APLICACIONES.....	72
4.3 COMPOSICIÓN QUÍMICA.....	73
4.4 PROPIEDADES MECÁNICAS.....	73
4.5 EQUIPOS, INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y MATERIALES CONSUMIBLES.....	73
4.6 PREPARACIÓN DE PROBETAS.....	74
4.7 MEDIDA DEL ACABADO SUPERFICIAL-RUGOSIDAD.....	75
4.7.1 Medida de la rugosidad en probetas para prueba de funcionamiento.....	75
4.7.2 Medida de la rugosidad en probetas para ensayos propuestos.....	78
4.8 ENSAYO DE FATIGA.....	80
4.8.1 Prueba de Funcionamiento.....	80
4.8.2 Ensayo experimental.....	88
4.8.3 Análisis de Resultados.....	93
CAPÍTULO V.....	94
5. ANÁLISIS DE FATIGA CON EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.....	94
5.1 DISEÑO DE LA PROBETA EN EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.....	94
5.2 DEFINICIÓN DE CURVAS S-N EN EF.....	96
5.3 OBTENCIÓN DE LA CURVA S-N.....	96
5.4 ANÁLISIS DE FATIGA.....	100
5.5 Comparación de resultados.....	102
CONCLUSIONES.....	104

RECOMENDACIONES105

REFERENCIA106



ÍNDICE DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 1-1 Superficie de una fractura por torsión-fatiga en un eje de acero 1041 endurecido por inducción endurecido por inducción	4
Figura 1-2 Pasos del Método Científico	7
Figura 2-1 Mecanismo de Albert Wilhelm para comprender las fallas de cadenas de minería	9
Figura 2-2 Máquina de ensayos de fatiga para barras redondas de August Wöhler	10
Figura 2-3 Superficie de una fractura por fatiga.....	14
Figura 2-4 Diagrama S-N para un material que presenta un límite de fatiga.....	15
Figura 2-5 Diagrama S-N para un material que no presenta un límite de fatiga.	15
Figura 2-6 Diagrama S-N trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial completamente reversible.	16
Figura 2-7 Diagrama de la Máquina “Manivela Palanca” - Krouse.....	24
Figura 2-8 Diagrama de la Máquina de “Esfuerzo Directo”, Krouse-Purdue.....	25
Figura 2-9 Diagrama de la Máquina de “Máquina de tipo oscilador de un solo peso”	25
Figura 2-10 Diagrama de la Máquina de “Máquina de tipo oscilador de un solo peso”,	26
Figura 2-11 Diagrama de la Máquina flexión plana “Muestra en voladizo accionada por una manivela o leva”	26
Figura 2-12 Diagrama de la Máquina flexión plana “Máquina de tipo manivela que somete la muestra a un momento de flexión uniforme”	27
Figura 2-13 Diagrama de la Máquina flexión plana “Máquina de flexión tipo columna”	27
Figura 2-14 Diagrama de la Máquina flexión plana “Máquina de flexión tipo columna”	28
Figura 2-15 Rugosidad Media Aritmética	31
Figura 2-16 Rugosidad Parcial Zi	35
Figura 2-17 Profundidad total de la rugosidad (Rt)	37
Figura 2-18 Cresta mayor del perfil (Rp).....	38
Figura 2-19 Valle más profundo (Rv)	38
Figura 2-20 Altura de las irregularidades en 10 puntos (Rz)	39
Figura 2-21 Rugosidad calculada (R3z)	40

Figura 2-22	Ejemplo de mallado	42
Figura 2-23	Ejemplo de Post Procesamiento FEM ANSYS Workbench.....	44
Figura 3-1	Módulo de fatiga por flexión rotativa	46
Figura 3-2	Coeficientes de Fricción constante μ para rodamientos sin obturaciones	49
Figura 3-3	Placa de Motor de módulo de fatiga por flexión Rotativa.	50
Figura 3-4	Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga	51
Figura 3-5	Diagrama de Fuerza y Control del sistema de arranque	54
Figura 3-6	Tablero de control de módulo de fatiga por flexión rotativa.....	55
Figura 3-7	Diagrama de Pines ATMEGA 328 P.....	58
Figura 3-8	Diagrama de Flujo	59
Figura 3-9	Simulación del circuito en Proteus	60
Figura 3-10	Caja que contiene circuito de control de módulo de fatiga por flexión rotativa.....	60
Figura 3-11	Circuitos de Control de módulo de fatiga por flexión rotativa.....	61
Figura 3-12	Placa de Fuerza	63
Figura 3-13	Diagrama de cuerpo Libre de la placa de Carga	63
Figura 3-14	Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.....	64
Figura 3-15	Sección de la placa de Fuerza	65
Figura 3-16	Módulo de Fatiga por Flexión Rotativa.	71
Figura 4-1	Probeta Cilíndrica.....	74
Figura 4-2	Dimensiones de la probeta Cilíndrica	75
Figura 4-3	Rugosímetro Portátil.....	76
Figura 4-4	Probetas para realizar validación del Módulo.....	76
Figura 4-5	Medición de rugosidad por medio de comparación con patrones	77
Figura 4-6	Patrón de grado de rugosidad N6 Torneado y Superficie de Probetas para validación de módulo	77
Figura 4-7	Patrón de grado de rugosidad N8 Torneado y Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #40	79
Figura 4-8	Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #180	79
Figura 4-9	Patrón de grado de rugosidad N5 Torneado y Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #600	80
Figura 4-10	Curva Esfuerzo Vida acero AISI 1045	83

Figura 4-11	Gráfico Esfuerzo – Vida en escala logarítmica Probetas de validación de modulo	87
Figura 4-12	Superficie de Fractura de probeta sometida a Fatiga por flexión rotativa	87
Figura 4-13	Gráfico Esfuerzo - Vida acero AISI 1045	88
Figura 4-14	Gráfico Esfuerzo - Vida Probetas con grado de rugosidad N8.....	89
Figura 4-15	Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N6.....	90
Figura 4-16	Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N5.....	91
Figura 4-17	Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N5, N6 y N8.....	92
Figura 5-1	Probeta ANSYS	95
Figura 5-2	Mallado Probeta ANSYS.....	95
Figura 5-3	Gráfica Esfuerzo Vida ANSYS	96
Figura 5-4	Diagrama de Cuerpo Libre - Módulo de Fatiga por flexión Rotativa.....	97
Figura 5-5	Diagrama de Esfuerzo cortante y Momento Flector – Modulo.....	98
Figura 5-6	Condiciones de Frontera en ANSYS - Módulo de fatiga por flexión rotativa.....	99
Figura 5-7	Esfuerzo equivalente máximo ANSYS - Módulo de fatiga	100
Figura 5-8	Carga de amplitud constante completamente reversible ANSYS	101
Figura 5-9	Cálculo de vida mínima por fatiga Acero AISI 1045en ANSYS	102

ÍNDICE DE TABLAS

	<u>Pag.</u>
Tabla 2-1 Parámetros factor de superficie	18
Tabla 2-2 Efecto de la temperatura de operación en el esfuerzo de fluencia del acero	20
Tabla 2-3 Factores de confiabilidad para porcentaje de confiabilidad estándar	21
Tabla 2-4 Clasificación de máquinas de ensayo de fatiga	23
Tabla 2-5 División de Grados de rugosidad según el valor de Ra en μm	34
Tabla 3-1 Lista de partes de módulo de fatiga por flexión rotativa	46
Tabla 3-2 Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36	50
Tabla 4-1 Propiedades mecánicas del acero AISI 1045	73
Tabla 4-2 Grado de rugosidad promedio obtenida para las probetas pulidas con papel lija.....	78
Tabla 4-3 Método de estimación del límite de resistencia para probeta de ensayo.....	80
Tabla 4-4 Valores obtenidos de ensayo de fatiga para validación de módulo.....	84
Tabla 4-5 Tabla de ensayos con valores teóricos de esfuerzos de fatiga.....	85
Tabla 4-6 Tabla De comparación de Esfuerzos de fatiga teóricos vs Esfuerzos de fatiga de la prueba	86
Tabla 4-7 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N8.....	88
Tabla 4-8 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N6.....	89
Tabla 4-9 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N5.....	90
Tabla 4-10 Tabla comparativa de ciclos de vida de probetas con grado de rugosidad N8, N6 y N5	92
Tabla 5-1 Tabla de comparación de resultados experimentales vs resultados simulados	103

INTRODUCCIÓN

El propósito de este documento es proponer y presentar el proyecto de investigación que consiste en el estudio de la influencia de la rugosidad en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045. Este proyecto estará constituido por cinco capítulos, en los cuales se desarrollarán los contenidos necesarios para la realización de este.

El primer capítulo consta del planteamiento teórico del proyecto. En éste se describe el problema, el alcance del proyecto y los objetivos que se buscan alcanzar. Además, se hace un estudio de los antecedentes referidos a la fatiga, los ensayos de fatiga, las máquinas para realizar estos ensayos y la rugosidad como variable clave en estos. También se describe la metodología de investigación que se utilizará para la realización del proyecto.

El segundo capítulo contiene el marco teórico necesario para la realización del proyecto. En este capítulo se desarrolla la teoría del fenómeno de la fatiga, rugosidad y las bases teóricas para la realización del diseño del módulo y las especificaciones de los ensayos de fatiga.

En el tercer capítulo se desarrolla el diseño y construcción del módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa en colaboración con el Bachiller en ingeniería mecánica Oviedo Loaiza Gustavo. Se desarrollarán los cálculos necesarios para diferentes componentes que forman parte de la máquina, Además se realiza la selección de equipos necesarios.

En el cuarto capítulo se desarrolla la metodología propuesta para determinar la influencia del parámetro “rugosidad” en la resistencia de los aceros SAE 1020 y SAE 1045 a la fatiga por flexión rotativa.

En el quinto capítulo se realiza el análisis de la resistencia a la fatiga mediante el método de elementos finitos y mediante cálculos teóricos de resistencia de materiales, para luego comparar los resultados experimentales, los del método de elementos finitos y los teóricos.

Finalmente, se describen las conclusiones y recomendaciones referentes al proyecto.



CAPÍTULO I

1. PLANTEAMIENTO TEÓRICO

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Desde los inicios de la construcción metal metálica se ha tenido evidencia que los componentes de una máquina tienden a disminuir sus propiedades mecánicas al estar sometidos a esfuerzos cíclicos terminando en una ruptura brusca del componente, ver Figura 1-1

De todas las fallas por fractura que ocurren en la industria, aproximadamente el 95 % se deben a problemas de fatiga en los materiales, esta es la principal causa de fractura de piezas de máquinas empleadas principalmente en los sectores automotriz y metalmeccánico, de allí la importancia de conocerla y saber cómo prevenirla. Engranajes, tornillos, ejes, rodamientos, cojinetes, piñones, bielas, cigüeñales y elementos de máquina en general corren el riesgo de presentar fallas por esta causa, por lo que resulta indispensable conocer la forma de disminuir los efectos de este tipo de falla determinando la resistencia de los materiales y los esfuerzos o cargas máximas permitidas para cada cual. (Tovar, 2007)

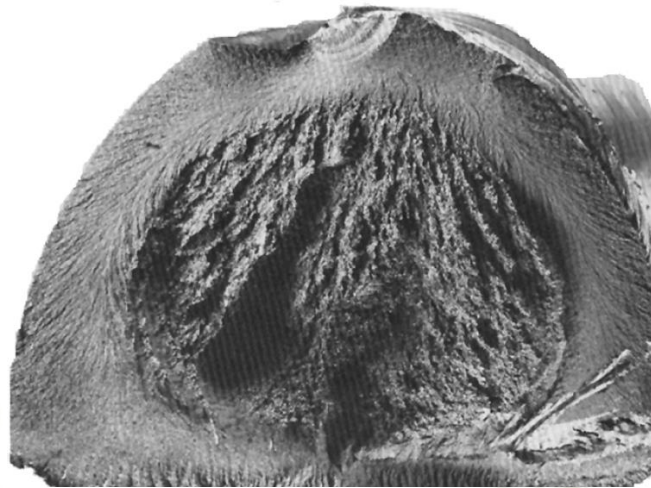


Figura 1-1 Superficie de una fractura por torsión-fatiga en un eje de acero 1041 endurecido por inducción
Fuente: HANDBOOK VOLUME 1 Properties and selection Irons Steels and HPa (2005)

Las causas reales de la fatiga no se conocen con certeza, por lo cual el fenómeno es estudiado de manera empírica realizándose un tratamiento estadístico. Sin embargo, en la práctica, una combinación de factores como la sobrecarga, temperatura, corrosión, rugosidad superficial y esfuerzos combinados tienen un gran impacto. Es por esto por lo que surge la necesidad de realizar un estudio para comprobar los efectos de estos factores. Por lo antes expuesto se plantea diseñar y fabricar un módulo para realizar ensayos en el laboratorio de materiales de la Universidad Católica de Santa María y así desarrollar el estudio de la influencia de la rugosidad sobre la resistencia a la fatiga por flexión rotativa.

1.3 HIPÓTESIS

Dado: Que las diversas combinaciones de parámetros de maquinado determinarían distintos acabados y valores de dureza superficial, los que provocan cambios significativos en la resistencia a la fatiga del material.

Es probable: Que los grados de rugosidad menores proporcionarían los más altos valores de resistencia a la fatiga.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo Principal

Analizar la influencia de la rugosidad sobre la resistencia a la fatiga por flexión rotativa del acero AISI 1045

1.4.2 Objetivos Específicos

- Diseñar el sistema de medición y aplicación de fuerza para el módulo de flexión rotativa.
- Seleccionar el motor eléctrico adecuado y diseñar el diagrama eléctrico de conexión de este.
- Construir la máquina a través de la selección y aplicación de los procesos de manufactura de uso común en la ingeniería mecánica.
- Validar el equipo a partir del análisis y comparación de los datos obtenidos del ensayo de fatiga.
- Comparar los resultados experimentales junto con los esfuerzos teóricos y los obtenidos con la simulación de elementos finitos
- Analizar los gráficos de los ensayos S-N (Esfuerzo – vida), y establecer la relación el límite de fatiga con los resultados de rugosidad superficial

1.5 ALCANCE

El presente proyecto contempla el diseño y fabricación de un módulo para realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa con la capacidad de utilizar probetas de hasta un diámetro de 7.5mm, soportando una carga máxima de 50kg y una velocidad máxima de 1680 rpm en el laboratorio de materiales de la Universidad Católica de Santa María y analizar la influencia del parámetro de rugosidad superficial en la resistencia a la fatiga del acero SAE1045

1.6 METODOLOGÍA

Los pasos que se siguen en el método Científico se muestran en la Figura 1-2 y se simplifican así:

- a) Planteamiento del problema: Se examinan unos hechos y se percibe una dificultad en su interpretación. No se puede explicar un acontecimiento observado y se descubre la laguna en el cuerpo del saber. Se plantea una pregunta de investigación.
- b) Formulación de hipótesis: Se enuncian conjeturas acerca de la solución del problema. Se definen relaciones posibles en la nueva configuración y se genera un soporte racional al mismo. Se formulan las Hipótesis de investigación.
- c) Levantamiento de información: Se diseñan pruebas para validar la hipótesis. Se realizan experimentaciones u observaciones para probar si la conjetura propuesta es cierta o no. La recolección y el análisis de datos se hace conforme a las reglas de la estadística.
- d) Análisis e interpretación de datos: A la luz de los procedimientos más apropiados para cada ciencia., se interpretan y estudian los resultados arrojados por la experimentaciones y observaciones. Se clasifican, analizan o evalúan los datos empíricos.
- e) Comprobación de la hipótesis: Se acepta o se rechaza la hipótesis propuesta. Se interpretan los resultados a la luz del modelo teórico. Se compara con lo esperado. Se corrige el modelo.

- f) Conclusiones: Se afianza o debilita la teoría que soporta el estudio. Se proponen nuevos enfoques o extensiones.

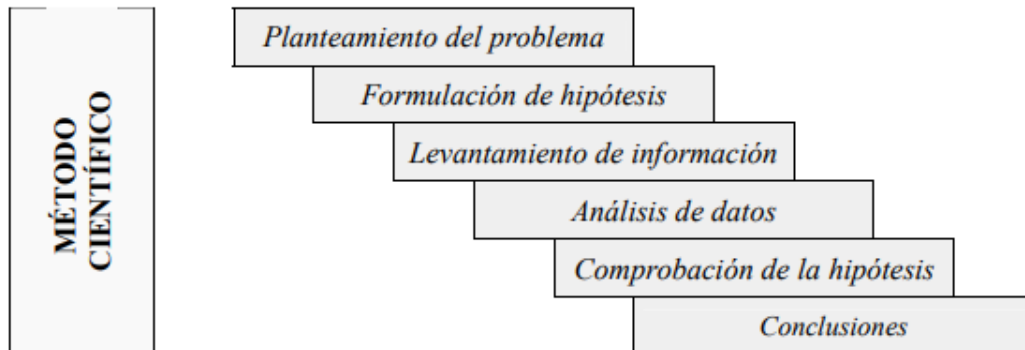


Figura 1-2 Pasos del Método Científico
Fuente: Gonzales Ramírez, Alberto (2004)



CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

El descubrimiento de la fatiga ocurrió en el siglo XIX cuando varios investigadores en Europa observaron que el puente y los componentes del ferrocarril se agrietaron cuando se sometieron a cargas repetidas. A medida que avanzaba el siglo y el uso de metales ampliado debido al creciente uso de máquinas, se registraron cada vez más fallas de componentes sometidos a cargas repetidas, a mediados del siglo XIX, A. Wohler había propuesto un método por el cual la falla de componentes debido a cargas cíclicas podría mitigarse y, en algunos casos, eliminarse. este método dio como resultado el enfoque del diagrama esfuerzo-vida, y el enfoque del modelo de prueba de componentes para el diseño por fatiga.

Sin lugar a duda, las fallas tempranas por cargas repetidas habían resultado en fallas de componentes como tuberías de arcilla, estructuras de concreto y estructuras de madera, pero el requisito de más máquinas hechas de componentes metálicos a fines del siglo XIX, estimuló la necesidad de desarrollar procedimientos de diseño que eviten fallas por cargas

repetidas de todo tipo de equipos. esta actividad fue intensa desde mediados del siglo XIX y todavía está en marcha.

Los primeros registros sobre fatiga los realizó el gerente de minería alemán Wilhelm August Julius Albert en 1829. Para el estudio de la rotura repentina de cadenas de los polipastos utilizados en las minas bajo cargas normales repetidas o cíclicas, Wilhelm Albert diseñó el mecanismo mostrado en la Figura 2-1. En las pruebas realizadas se observó que las fracturas estaban asociadas a la carga y al número de repeticiones.



Figura 2-1 Mecanismo de Albert Wilhelm para comprender las fallas de cadenas de minería

Fuente: Journal of Science (2018)

La fatiga fue utilizada como término por Jean-Victor Poncelet, un matemático e ingeniero francés, quien diseñó molinos y turbinas en 1839. También utilizado por William John Macquor Rankine conocido especialmente por sus estudios sobre termodinámica. Sin embargo, Rankine también realizó estudios sobre la concentración de esfuerzos.

Joseph Glynn declaró la importancia de las regiones con variación de la sección transversal y el comienzo de la grieta en falla por fatiga en 1844. Los inspectores de vehículos ferroviarios utilizaron estos estudios e informaron en 1848 que los orificios de los remaches aumentaron la probabilidad de fractura por fatiga.

William Fairbairn, un ingeniero escocés, que realizó estudios sobre la sección óptima de estructuras metálicas con Hodgkinson durante la década de 1830, y August Wöhler, un ingeniero alemán, que comenzó a trabajar para una empresa que fabricaba vehículos

ferroviarios en la década de 1940, comenzaron sistemáticamente a lidiar con los ensayos de fatiga en 1860.

Wöhler desarrolló un dispositivo, Figura 2-2, imitando las cargas repetidas expuestas por los ejes durante la operación para investigar fracturas inesperadas de los ejes y anunció los resultados de sus estudios en 1867. En su estudio, enfatizó que el número de la repetición de esfuerzos era más efectivo que la máxima cantidad de esfuerzo y también, fue la primera persona en mencionar la vida por fatiga.

El diagrama S-N, cuyos ejes están compuestos por la cantidad de Esfuerzo (S) y el número de ciclos en los que se produce la fractura (N), desarrollado por Wöhler aseguraron de que fuera conocido como el padre de los ensayos de fatiga.

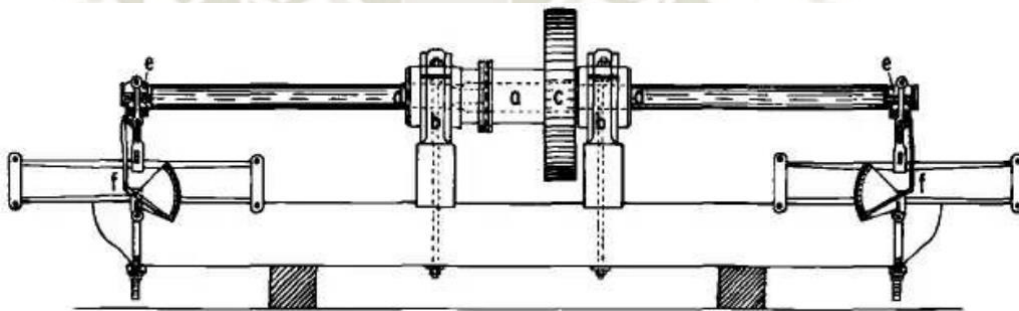


Figura 2-2 Máquina de ensayos de fatiga para barras redondas de August Wöhler
Fuente: Manual on Fatigue Testing ASTM (1949)

Johann Bauschinger en 1881 observó que, en determinados metales sometidos a cargas de compresión precedidas de una deformación plástica aplicada mediante una carga de tracción superior al límite elástico del material, el régimen plástico se iniciaba a tensiones inferiores a las obtenidas durante la aplicación de la tracción, i.e. la preformación plástica producía una reducción del límite elástico en compresión. Desde entonces ha dicho fenómeno se le denomina efecto Bauschinger.

El comienzo del siglo XX vio la introducción de la metalurgia al estudio de la fatiga, en 1903 Sir James Alfred Ewing y sus colegas en Escocia fueron los primeros en observar y describir bandas de deslizamiento y proponer que las fallas por fatiga se originaban en defectos microscópicos o bandas de deslizamiento en el material.

O. H Basquin en 1910 propuso leyes empíricas para caracterizar las curvas S-N de los metales, mostró que una gráfica logarítmica de la tensión frente al número de ciclos de fatiga daba como resultado una relación lineal en una amplia gama de tensiones. La Ley de Basquin todavía se usa hoy.

A través de una serie de experimentos, análisis de tensiones y síntesis de trabajos anteriores, en su notable artículo Griffith (1921) desarrolló el concepto fundamental que subyace a la teoría moderna de la mecánica de fracturas elásticas lineales. Su teoría se basa en equilibrar la reducción de la energía potencial que se produce durante la fractura con el aumento de la energía superficial debido a la creación de nuevas superficies libres cuando crece una grieta.

El período comprendido entre la década de 1920 y la de 1940 vio un rápido crecimiento en el campo de la investigación sobre la fatiga, el siguiente gran avance en el tratamiento estadístico de los datos de fatiga se produjo con el trabajo de Waloddi Weibull a finales de la década de 1930.

El primer modelo de acumulación de daños fue propuesto por Arvid Palmgren en 1924, luego ampliado y mejorado por MA Miner en 1945.

Durante el período de 1924-1956, uno de los contribuyentes más importantes a la investigación sobre la fatiga fue August Thum. Fue autor o coautor de más de 500 artículos sobre casi todos los aspectos de la fatiga, incluidos: factores de concentración de tensión, los efectos de varios factores sobre el límite de fatiga de los metales, el efecto de los tratamientos térmicos sobre la fatiga, la fatiga por corrosión, la fatiga por fricción, la fatiga en temperaturas criogénicas, uniones soldadas y muchos otros aspectos diversos de la fatiga.

En 1957, George Irwin amplió el trabajo anterior de Alan Griffith para incluir materiales dúctiles, como metales, utilizando la mecánica de fractura elástica lineal. Irwin también introdujo el concepto del factor de intensidad del estrés. El trabajo pionero de Griffith e Irwin se cumplió en 1961, cuando Paul Paris desarrolló la ley de crecimiento de grietas por fatiga que lleva su nombre. Esto revolucionó el campo de la investigación y el análisis de la fatiga porque permitió a los ingenieros analizar y evaluar el crecimiento de grietas con solo un conocimiento de las tensiones de campo lejano y la geometría del material.

También en 1961 fue la observación de P.J.E. Forsyth que el crecimiento de grietas por fatiga se puede dividir en 2 fases separadas, que él llamó Etapa I y Etapa II.

El campo incipiente de la investigación de la mecánica de fracturas avanzó aún más en 1970, cuando Wolf Elber introdujo el concepto de cierre de grietas. En el cierre de grietas, la tasa de crecimiento de grietas por fatiga se reduce debido a los siguientes factores:

- I) La deformación plástica del material en la región cerca a la punta de la grieta
- II) La rugosidad de superficie de la grieta
- III) El crecimiento de óxidos dentro de la grieta
- IV) La presencia de fluidos viscosos dentro de la grieta
- V) Las transformaciones de fase cerca a la punta de la grieta (Chica, 2015)

Una serie de contratiempos de aviones a fines de la década de 1960 hizo que el estudio de la mecánica de fracturas ganara nuevos seguidores en la fuerza aérea de los estados unidos, USAF, cuando un avión F-111 sufrió un contratiempo después de solo 100 horas de vuelo debido a una grieta en la estructura del ala. Como consecuencia, la USAF se embarcó en un extenso programa para mejorar la durabilidad de las estructuras de sus aviones. El resultado de este programa fue un nuevo conjunto de especificaciones para todos los elementos estructurales. Estas especificaciones se condensaron en el "Manual de diseño de tolerancia al daño" y se difundieron en una serie de conferencias sobre "Integridad estructural" que se han celebrado regularmente desde la década de 1980.

Como continuación y expansión de ese trabajo, la Agencia de Desarrollo de Proyectos Avanzados de Defensa (DARPA), una organización de investigación dentro del Departamento de Defensa (DoD), creó un programa llamado Structural Integrity Prognosis System (SIPS). El propósito del SIPS era desarrollar mejores formas de predecir la durabilidad a la fatiga de las estructuras de aviación complejas. VEXTEC fue una de las empresas que participó en el programa SIPS.

2.2 FATIGA

Una forma de explicar la fatiga es remitirse a las definiciones de la norma ASTM sobre la fatiga, contenidas en la norma ASTM E 1150.

La fatiga es: "El proceso de cambio estructural permanente y progresivo que se produce en un material sometido a condiciones que producen tensiones y deformaciones

fluctuantes en algún punto o puntos y que pueden culminar en grietas o fractura completa tras un número suficiente de fluctuaciones” (ASTM)

Otra definición de fatiga es la de Leslie Philip Pook: “Falla de un metal bajo la acción de una carga repetida o variable, la cual nunca alcanza un nivel suficiente para causar la falla en una única aplicación.” (Pook, 1983).

La falla de un componente o una falla estructural pueden ocurrir por medio de diferentes modos. Estos modos de falla pueden ser expresados como estáticos, dinámicos, de impacto y fatiga.

La idea de que la fatiga es un “proceso” es fundamental para tratarla en el diseño y para la caracterización de los materiales como parte del diseño, de hecho, esta idea es tan crítica que toda la visión conceptual de la fatiga se ve afectada por ella; otra idea crítica es la de las tensiones y deformaciones fluctuantes. la necesidad de contar con tensiones fluctuantes (repetidas o cíclicas) que actúen bajo amplitud constante o variable es fundamental para la fatiga. Cuando se analiza un fallo y se atribuye a la fatiga, lo único que se sabe en ese momento es que las cargas (las tensiones/deformaciones) eran fluctuantes. No se sabe necesariamente nada sobre la nucleación del daño que constituye el origen de las grietas por fatiga.

2.2.1 Etapas de la falla por fatiga

Una falla por fatiga tiene por lo general una apariencia de fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con ausencia de adelgazamiento. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas como se muestra en la Figura 2-3

En la primera etapa (Punto A en la Figura 2-3) se generan microgrietas en la estructura cristalográfica que se extiende de dos a cinco granos alrededor del origen, debido a las cargas cíclicas a las que es sometido, las cuales no son visibles al ojo humano. Luego, en la segunda etapa (Punto B en la Figura 2-3), las microgrietas crecen, convirtiéndose en macrogrietas las cuales forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas

longitudinales. Por último, en la tercera etapa (Punto C en la Figura 2-3) ocurre una fractura súbita y rápida que se da durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material ya no puede soportar las cargas resultando en una repentina rápida fractura. (Budynas & Nisbett, 2011).

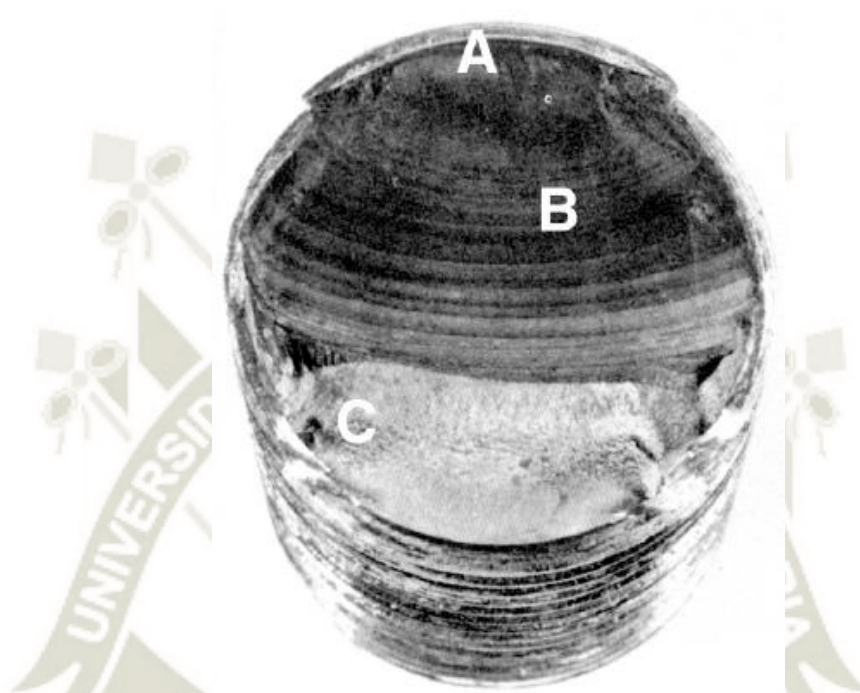


Figura 2-3 Superficie de una fractura por fatiga.
Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

2.2.2 Diagrama de Wöhler

Es una gráfica que relaciona los niveles de esfuerzos a los cuales se someten las probetas con el número de ciclos de carga que dichas probetas soportan hasta la falla. Es comúnmente conocido como diagrama S-N, Figura 2-4. El esfuerzo (S) corresponde al valor del esfuerzo máximo al cual se somete la probeta y N es el número de ciclos al que puede que se presente la fractura. Observar que N se representa en escala logarítmica. Las líneas del diagrama representan aproximaciones a los puntos reales de falla obtenidos en los ensayos.

En algunos materiales, la curva S-N se hace horizontal para valores grandes de N por lo que existe una tensión límite, denominada límite de fatiga. Otros materiales (por

ejemplo, aluminio, cobre, magnesio) no tienen un límite de fatiga, en el sentido de que la curva S-N continúa decreciendo al aumentar N, ver Figura 2-5 (Callister, 2002).

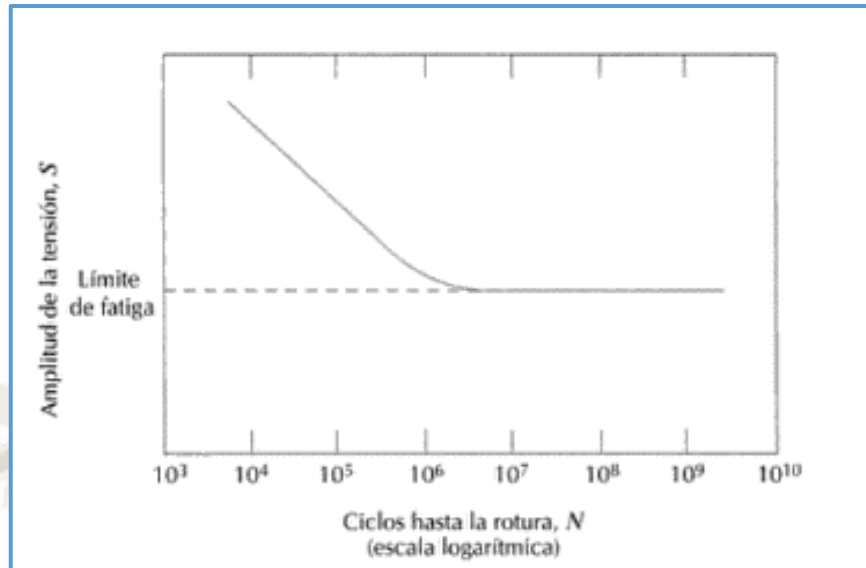


Figura 2-4 Diagrama S-N para un material que presenta un límite de fatiga
Fuente: Introducción a la ciencia e ingeniería de materiales (2002)

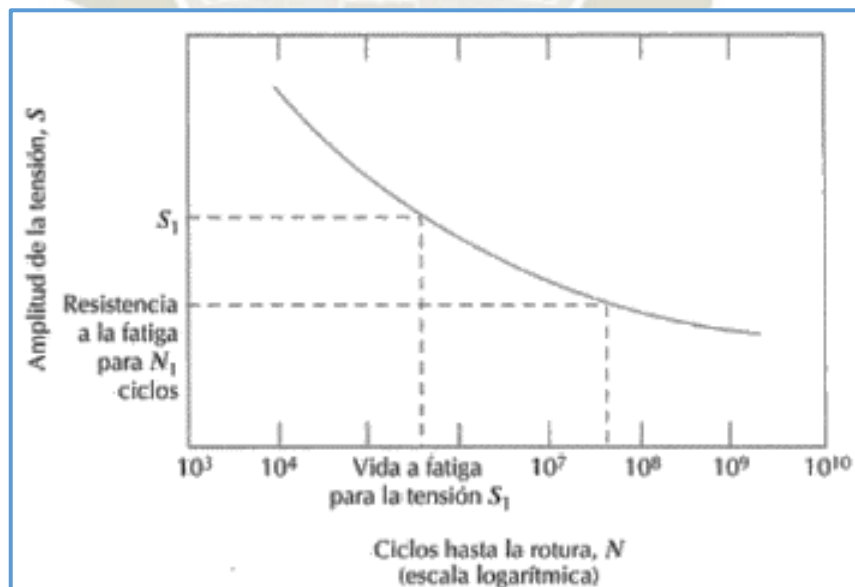


Figura 2-5 Diagrama S-N para un material que no presenta un límite de fatiga.
Fuente: Introducción a la ciencia e ingeniería de materiales (2002)

El diagrama S-N generalmente se obtiene mediante ciclos de tensión completamente invertidos, en los que el nivel de tensión alterna entre magnitudes iguales de tensión y compresión. Notamos que un ciclo de esfuerzo ($N = 1$) constituye una sola aplicación y eliminación de una carga y luego otra aplicación y eliminación de la carga en la dirección opuesta. Así $N = \frac{1}{2}$ significa que la carga se aplica una vez y luego se elimina, que es el caso con la prueba de tensión simple. El cuerpo de conocimiento disponible sobre falla por fatiga de $N = 1$ a $N = 1000$ ciclos generalmente se clasifican como fatiga de ciclo bajo, como se indica en la Figura 2-6. La fatiga de ciclo alto, entonces, tiene que ver con fallas correspondientes a ciclos de estrés mayores a 10^3 ciclos.

También distinguimos una región de vida finita y una región de vida infinita. En la Figura 2-6 el límite entre estas regiones no puede definirse claramente, excepto para un material específico; pero se encuentra en algún lugar entre 10^6 y 10^7 ciclos para los aceros.

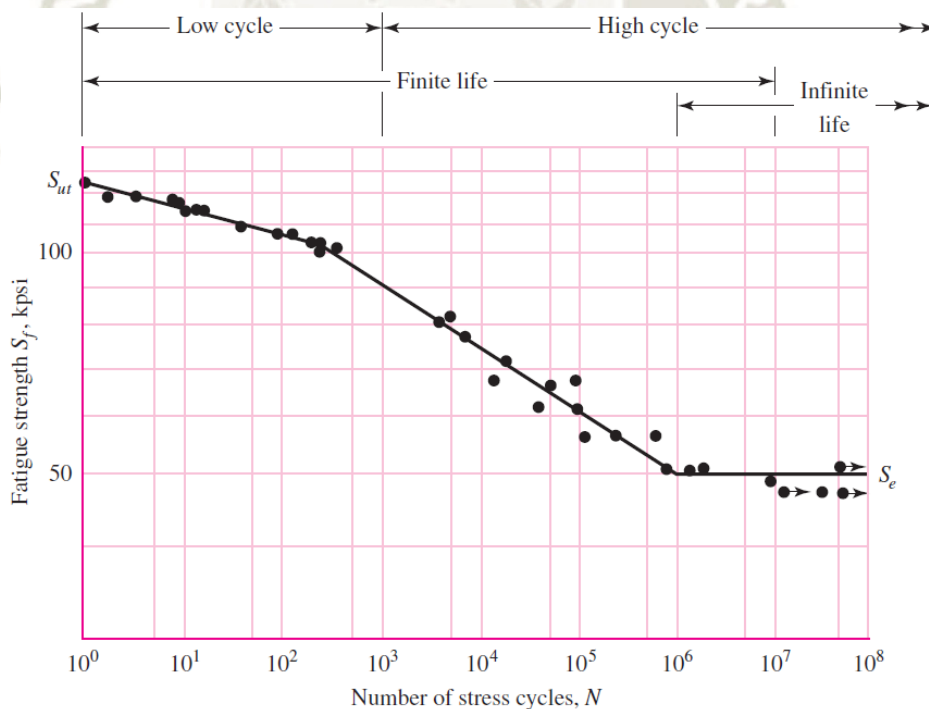


Figura 2-6 Diagrama S-N trazado a partir de los resultados de pruebas de fatiga axial completamente reversible.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

2.2.3 Resistencia a la fatiga y límite de fatiga

El diagrama resistencia-vida (S-N) proporciona la relación entre la resistencia a la fatiga “ S_f ” frente al ciclo de vida N de un material; para el acero y el hierro, el diagrama S-N se vuelve horizontal en algún punto: La fuerza en este punto se llama límite de resistencia “ S'_e ” y ocurre en algún lugar entre 10^6 y 10^7 ciclos, la primera apostrofe en “ S'_e ” hace referencia al límite de resistencia de la probeta de laboratorio.

Para materiales no ferrosos que no exhiben un límite de resistencia, un esfuerzo de fatiga en un determinado número de ciclos, “ S'_f ” se puede dar, donde de nuevo, la apostrofe denota la resistencia a la fatiga de la muestra controlada en laboratorio.

Para las curvas con dicho valor constante, este se define como límite de fatiga, y es el valor de máxima tensión al cual no se produce la rotura, sin importar el número de ciclos que se aplique la carga. Este valor varía aproximadamente entre el 40 y 60% de la resistencia a la tracción (Budynas & Nisbett, 2011).

2.3 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Los factores de modificación se definen y utilizan para tener en cuenta las diferencias entre la muestra y la parte real de la máquina con respecto a las condiciones de la superficie, tamaño, carga, temperatura, confiabilidad y factores diversos. Marin identificó factores que cuantifican los efectos de las condiciones mencionadas. Por tanto, la ecuación límite de fatiga considerando los factores de Marin está dada como:

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

donde:

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de carga

k_d = factor de temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en una aplicación real

a) Factor de superficie

La superficie de una probeta para un ensayo de fatiga por flexión rotativa debe ser muy pulida y además el pulido se debe realizar en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial, este factor depende de la calidad del acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión.

Las propiedades de fatiga son muy sensibles a la condición de la superficie, pues las marcas en la superficie actúan como concentradores de esfuerzos y es aquí donde se inician las grietas

El factor de superficie está dado por la siguiente ecuación:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Los valores de “a” y “b” se determinan mediante la Tabla 2-1.

Tabla 2-1 Parámetros factor de superficie

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

b) Factor de tamaño

Las piezas más grandes son generalmente más susceptibles a fallas que las piezas más pequeñas, para componentes con secciones transversales circulares, el factor de tamaño del espécimen sometido a flexión y torsión pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107}, & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para cargas axiales no se considera el efecto del tamaño.

$$k_b = 1$$

Los valores anteriores se aplican a la flexión rotativa de una pieza con sección transversal circular. Para las piezas que no giran y para situaciones en las que la sección transversal no es circular, necesitamos determinar el área de la sección transversal de la pieza sometida a al menos el 95% de la tensión máxima. Y para lo cual utilizaremos un diámetro equivalente:

$$de = 0.808(hb)^{1/2}$$

c) Factor de carga

El tipo de carga (flexión, torsión o carga axial) puede tener un impacto dramático en la resistencia a la fatiga para un determinado nivel de tensión alternante, este factor modifica la ecuación dependiendo del tipo de carga que es aplicada sobre el componente a analizar.

$$k_c \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases}$$

d) Factor de temperatura

El límite elástico y la resistencia a la rotura de un material disminuyen al aumentar la temperatura. Predeciremos la reducción de la resistencia a la fatiga determinando la reducción del esfuerzo último y utilizando este esfuerzo último para estimar el límite de resistencia a una temperatura elevada

$$k_d = 0.975 + 0.432(10 - 3) \times T_F - 0.115(10 - 5)T_F^2 + 0.104(10 - 8)T_F^3 - 0.595(10 - 12)T_F^4$$

Para valores de $70 \leq T_F \leq 1000 \cdot F$.

Si se conoce el límite de resistencia del haz giratorio a temperatura ambiente, entonces utilice:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Los valores para el factor de temperatura se pueden ver en la tabla 2-2

Tabla 2-2 Efecto de la temperatura de operación en el esfuerzo de fluencia del acero

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

e) Factor de confiabilidad

La discusión presentada aquí tiene en cuenta la dispersión de los datos, donde el límite medio de resistencia es $S_e/S_{ut}=0,5$; La mayoría de los datos sobre la fuerza de resistencia se presentan como valores medios, los datos presentados por Haugen y Wirching muestran desviaciones estándar de las fuerzas de resistencia de menos de 8 por ciento. Por lo tanto, el factor de modificación de la fiabilidad para tener en cuenta esto puede escribirse como:

$$k_e = 1 - 0.08 Z_a$$

La Tabla 2-3 muestra algunos factores de confiabilidad para porcentajes estándares de confiabilidad.

Tabla 2-3 Factores de confiabilidad para porcentaje de confiabilidad estándar

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

f) Factor de efectos varios

Hay otros factores que pueden reducir la resistencia a la fatiga de una pieza. Entre ellos se encuentran las tensiones residuales de tracción, la corrosión, el chapado, la pulverización de metales, la frecuencia cíclica y otros factores. Los factores que reducen la resistencia a la fatiga deben ser de la resistencia a la fatiga deben tenerse en cuenta a la hora de diseñar las piezas. Los tratamientos superficiales, como el granallado, pueden inducir tensiones residuales de compresión y aumentar la resistencia a la fatiga de una pieza (las grietas no se abren ni crecen bien en campos de tensión de compresión).

2.4 MÁQUINAS DE ENSAYOS DE FATIGA

Los tipos de máquinas de ensayo de fatiga se pueden clasificar según:

- I. Tipo de Carga: donde la Carga o desplazamiento son constantes.
- II. Tipo de esfuerzo: Torsión, flexión, axial etc.
- III. Características de su diseño: Mecánicas, hidráulicas, magnéticas, etc.

IV. Características de operación: Resonantes y No resonantes.

La clasificación general más amplia asigna a las máquinas las siguientes categorías: de desplazamiento y carga constantes.

Las principales características de estas dos categorías son:

Carga Constante:

- (i) La carga aplicada o la magnitud de la carga es constante.
- (ii) Una vez que comienza la grieta por fatiga, aumenta su velocidad de propagación.

Desplazamiento Constante:

- a) La deformación aplicada o la amplitud de la deformación permanece constante durante la prueba.
- b) La carga en la pieza de prueba disminuye después de que comienza el agrietamiento por fatiga, y su velocidad de propagación generalmente se ralentiza.

Debido a que las condiciones existentes en (i) y (ii), la forma de la curva S-N puede ser diferente cuando se a realizado el ensayó bajo carga constante comparada a cuando se realiza con desplazamiento constante. El efecto del tipo de carga se puede evaluar considerando el tiempo en el inicia el agrietamiento por fatiga.

Una consideración importante en cualquier máquina es el medio utilizado para medir y mantener las fuerzas que actúan sobre el espécimen del ensayo.

Las máquinas mecánicas de carga constante pueden usar fuerza de inercia, peso muerto, o un sistema de resorte. Lo que permite una evaluar de manera conveniente la resistencia del espécimen. En una máquina de desplazamiento constante, el acortamiento de deflexión o alargamiento del espécimen por sí mismo pueden medirse por calibradores de hilo tipo cable, espejos o micrómetros. Por lo general se conecta un dinamómetro en serie con la probeta para determinar la fuerza aplicada pero las fuerzas de inercia deben considerarse cuidadosamente.

Las máquinas de desplazamiento constante a veces están equipadas con un dispositivo automático para detectar y corregir cualquier cambio en deformación, a veces las condiciones de tensión aplicadas a la muestra se ajustan y se mantienen bajo observación.

Se conoce que la probeta puede experimentar deformaciones o cambios en sus propiedades elásticas durante la prueba, así como cambios en la adherencia debido a factores mecánicos como la holgura.

Las máquinas de ensayos de fatiga también se pueden clasificar según las características operativas, características de diseño y según el tipo de esfuerzo, como se muestra en la Tabla 2-4.

Tabla 2-4 Clasificación de máquinas de ensayo de fatiga

Tipo de Tensión	Características de diseño	Características de operación
Flexión Giratoria	Mecánico	Resonante o casi resonante
Repetición de Flexión	Electromagnético	No resonante
Carga Axial	Hidráulico	
Torsión	Fuerza centrífuga	
Tensiones combinadas	Neumática	
Maquinas especiales:		
(a) Impacto repetitivo.		
(b) Tensiones de Contacto		
(c) Amplitud de tensión variable		
(d) Partes estructurales y de la maquinaria.		

Fuente: Metals Handbook (1975)

A. Máquinas por esfuerzos Axiales.

La máquina de fatiga por esfuerzo axial requiere de una gran fuerza de prueba y la construcción de una máquina muy resistente. La probeta se somete a una tensión más o menos uniforme a lo largo de la sección transversal porque las cargas axiales perfectas son difíciles de conseguir en la práctica. Las máquinas de esfuerzo axial generalmente proporcionan valores de resistencia a la fatiga inferiores a los que proporciona la máquina de flexión.

a) Máquina de manivela palanca – Krouse

En esta máquina unas placas de flexión son accionadas por una manivela de tiro variable. Se utiliza una placa de flexión para pivotar el brazo de palanca y transmitir la fuerza de la palanca a la muestra en proporción de 10 a 1. (Figura 2-7) La carga máxima constante es mantenida sobre la probeta mediante una unidad hidráulica en serie con la probeta.

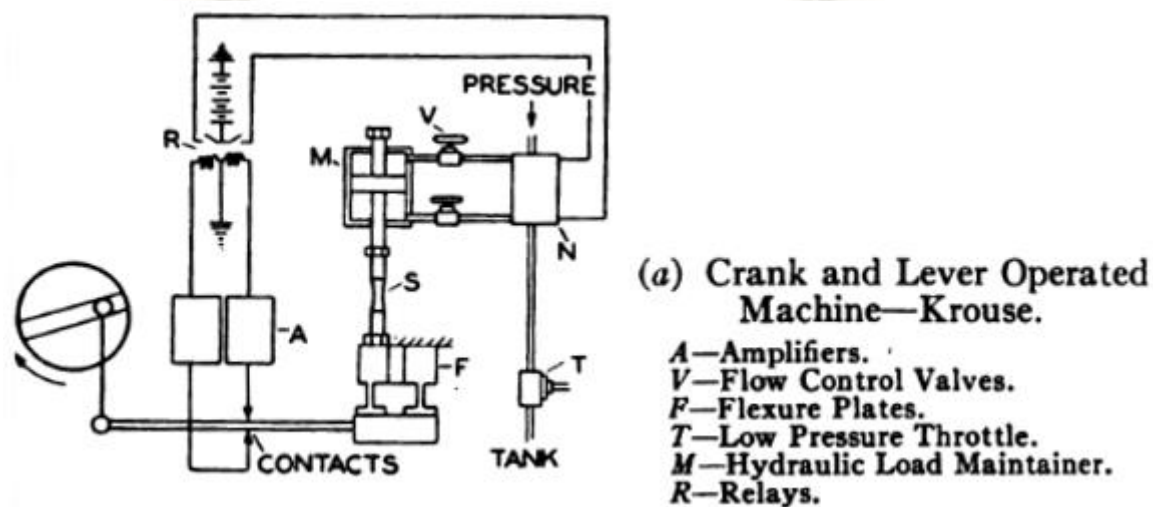


Figura 2-7 Diagrama de la Máquina “Manivela Palanca” - Krouse
Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

b) Máquina de esfuerzo directo, Krouse- Purdue

Su Fuerza se genera a partir de la presión hidráulica aplicada a un pistón grande que está conectado directamente a la probeta a través del vástago. (Figura 2-8) La presión hidráulica se genera a partir de 3 fuentes, según la velocidad y la tensión de la muestra.

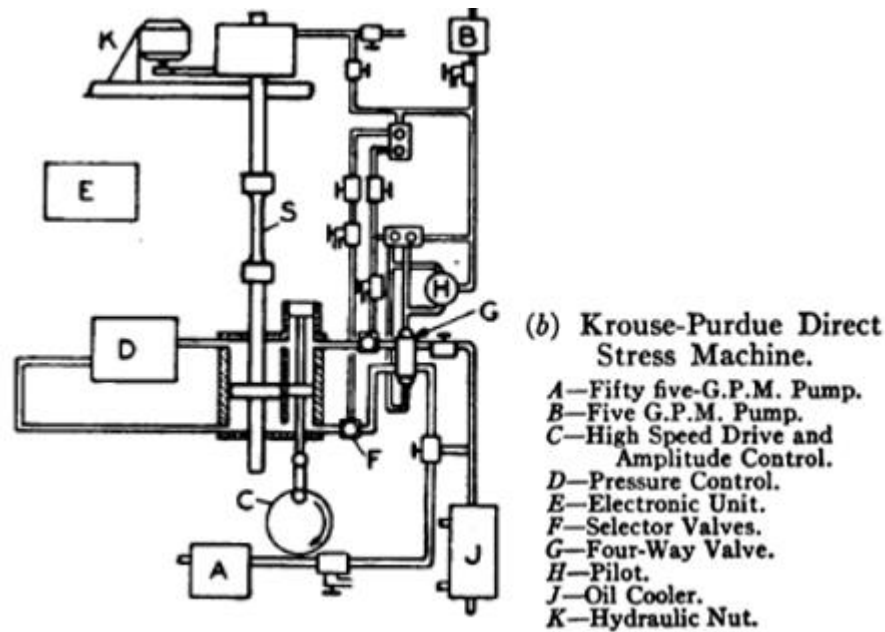


Figura 2-8 Diagrama de la Máquina de “Esfuerzo Directo”, Krouse-Purdue
Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

c) Máquina de tipo oscilador de un solo peso – Sonntag

Ya en 1905 J.H. Smith usó una masa giratoria desequilibrada para desarrollar la carga axial. Dichos osciladores mecánicos son incorporados en máquinas modernas del tipo Sonntag como se ilustran en las figuras 2-9 y 2-10.

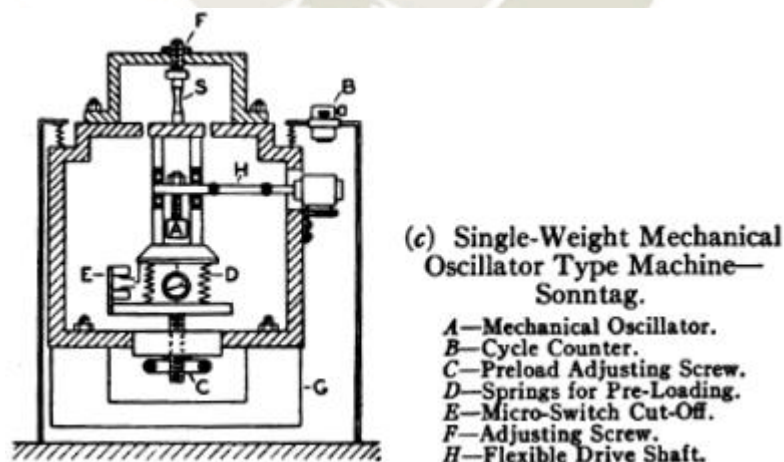


Figura 2-9 Diagrama de la Máquina de “Máquina de tipo oscilador de un solo peso”.

Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

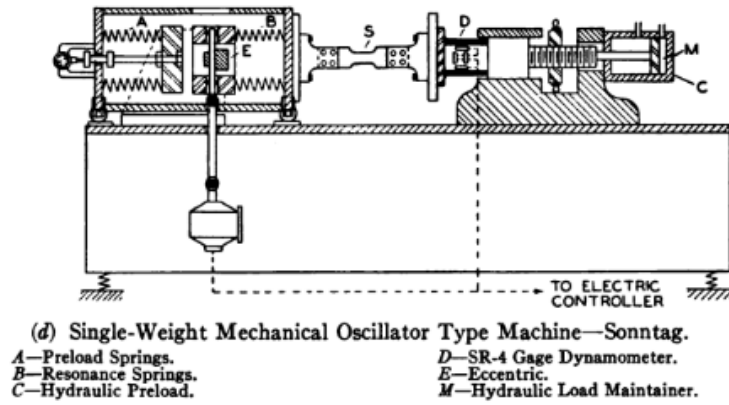


Figura 2-10 Diagrama de la Máquina de “Máquina de tipo oscilador de un solo peso”,
Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

B. Máquinas por Flexión Plana.

Las placas de metal y platinas se estudian en gran medida doblando la muestra hacia adelante y hacia atrás en lugar de rotarla. Una de las ventajas de este tipo de máquina es que no siempre es necesario preparar la superficie de la muestra, aunque las muestras suelen ser mecanizadas de tal manera que eviten fallar en la zona de los agarres.

- i. Muestra en voladizo accionada por una manivela o leva

Estas máquinas son del tipo de desplazamiento constante con un momento flector que aumenta linealmente con la longitud de la muestra. (Figura 2-11) Estas máquinas pocas veces funcionan a velocidades superiores a 1000 rpm. debido a dificultades con el equilibrio dinámico del mecanismo de manivela o la frecuencia natural del sistema o ambos.

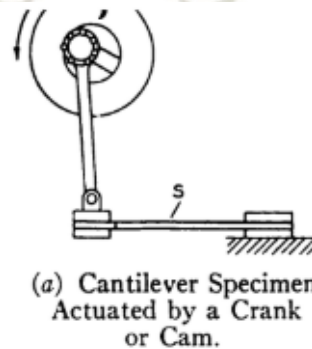
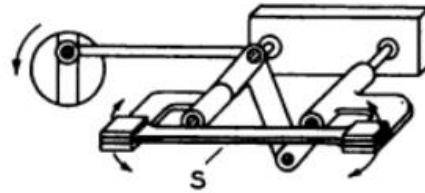


Figura 2-11 Diagrama de la Máquina flexión plana “Muestra en voladizo accionada por una manivela o leva”

Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

- ii. Máquina de tipo manivela que somete la muestra a un momento de flexión uniforme

Esta máquina aplica un momento flector uniforme en toda la muestra, Figura 2-12.



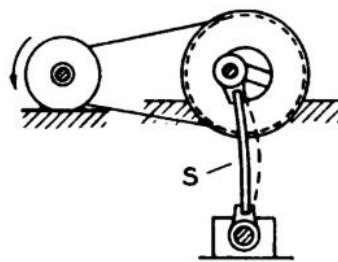
(b) Crank Type Machine Subjecting Specimen to Uniform Bending Moment.

Figura 2-12 Diagrama de la Máquina flexión plana “Máquina de tipo manivela que somete la muestra a un momento de flexión uniforme”

Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

- iii. Máquina de Flexión tipo Columna

La Figura 2-13 se muestra un tipo de ensayo de deformacion que distribuye un momento flector sobre la probeta.



(c) Column Type Bending Machine.

Figura 2-13 Diagrama de la Máquina flexión plana “Máquina de flexión tipo columna”

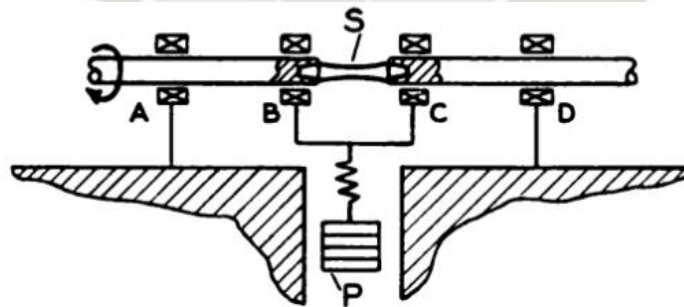
Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

C. Máquinas por Flexión Rotativa.

Todas las máquinas de esta clase son mecánicas y no resonantes. Todas las fibras de la superficie en la parte crítica de un espécimen de sección transversal simétrica están sujetas a un esfuerzo máximo, ocurriendo una inversión completa del esfuerzo en una revolución del espécimen.

a) Four Point Loading - R.R Moore Machine

Aquí se aplica un momento flector uniforme sobre toda la muestra. Es fundamental en la Figura 2-14 que la distancia AB sea igual a la distancia CD y así garantice una aplicación correcta del momento flector en la probeta. Este diseño representa una mejora con respecto a sus predecesores, el Sondericker y el tipo agricultor, debido al espécimen corto. El tipo R.R. Moore está disponible comercialmente con una capacidad de hasta 10000 lb-in y una velocidad de 3600 rpm. Velocidades de 10000 rpm son utilizadas en máquinas de menor capacidad. Es recomendable incorporar cierta resistencia en el sistema de carga, como un resorte, para minimizar cualquier tensión de inercia que suja de una pequeña vibración inevitable de la muestra. En lugar utilizar pesas, algunas máquinas tienen un sistema de carga de viga proporcional para facilitar la tensión de la muestra.



(a) Four Point Loading R. R. Moore Machine.

Figura 2-14 Diagrama de la Máquina flexión plana "Máquina de flexión tipo columna"

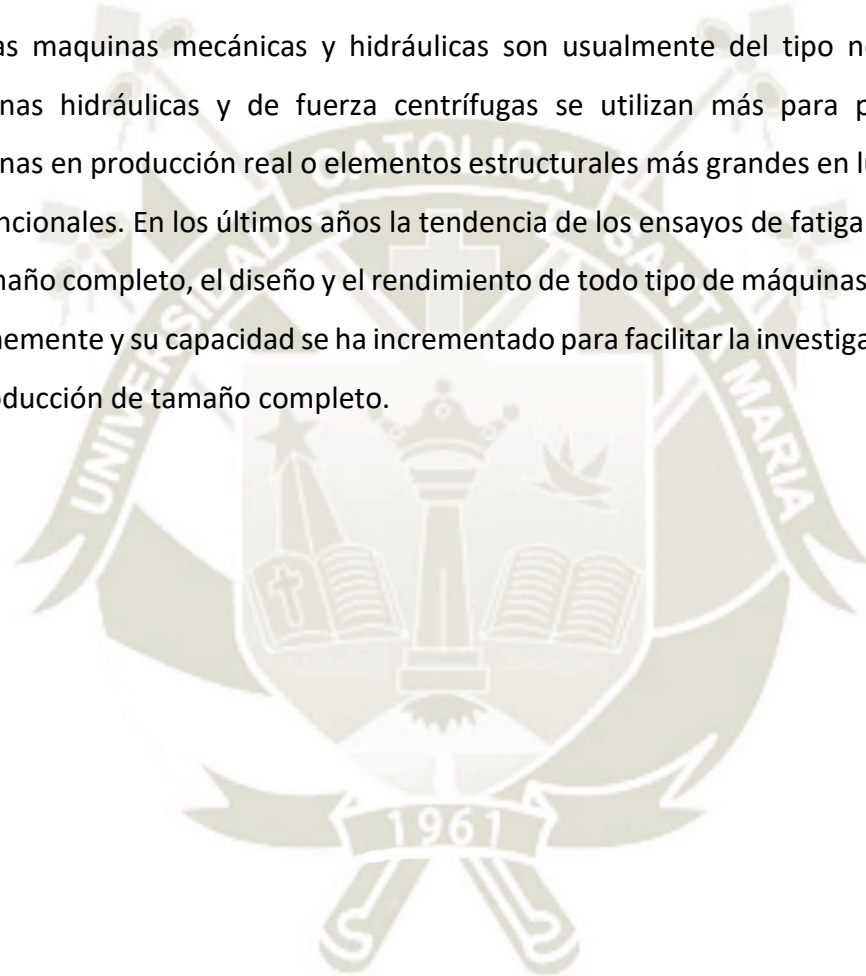
Fuente: Manual on Fatigue Testing (1949)

Las máquinas magnéticas, centrífugas y neumáticas que generan perturbaciones cíclicas se utilizan comúnmente para inducir oscilaciones forzadas en los sistemas de contención de muestras. Este sistema esta generalmente se sintoniza para operar en o

cerca de la frecuencia de resonancia de la fuerza de perturbación para amplificar la fuerza de excitación en la muestra.

El ajuste generalmente se realiza conectando un elemento de resorte en serie con la probeta. Cuando se desarrolla una grieta por fatiga en la muestra, la frecuencia natural se reduce y la amplitud de la vibración cambia. Esta amplitud aumenta si la frecuencia de excitación se acerca a la frecuencia natural y disminuye cuando los dos factores de frecuencia varían entre sí.

Las máquinas mecánicas y hidráulicas son usualmente del tipo no resonante. Las máquinas hidráulicas y de fuerza centrífugas se utilizan más para probar piezas de máquinas en producción real o elementos estructurales más grandes en lugar de muestras convencionales. En los últimos años la tendencia de los ensayos de fatiga de componentes de tamaño completo, el diseño y el rendimiento de todo tipo de máquinas se han mejorado enormemente y su capacidad se ha incrementado para facilitar la investigación de unidades de producción de tamaño completo.



2.5 CALIDAD SUPERFICIAL: RUGOSIDAD

En una superficie sólida, o en una interfaz sólido-líquido o sólido-gas, tiene una estructura compleja y complejas propiedades que dependen de la naturaleza de los sólidos, las propiedades de las superficies sólidas son cruciales para la interacción de la superficie. Esto se debe a que las propiedades de la superficie afectan el área de contacto real, la fricción, el desgaste y la lubricación, además de las funciones tribológicas. Las propiedades de la superficie son importantes en otras aplicaciones, como en aplicaciones ópticas, eléctricas, de rendimiento térmico, de revestimiento y apariencia exterior.

Las superficies sólidas, independientemente del método de su formación, contienen irregularidades o desviaciones de la forma geométrica especificada, las superficies contienen irregularidades en varios órdenes que van desde la desviación de forma hasta anomalías del orden de distancias interatómicas.

Ningún método de mecanizado, por preciso que sea, puede producir superficies molecularmente planas en materiales comunes. Incluso las superficies más lisas, como las que se obtienen por escisión de algunos cristales contienen irregularidades cuyas alturas superan las distancias interatómicas.

2.5.1 Terminología:

Para estudiar y crear sistemas de evaluación del estado de las superficies es necesario definir previamente distintos conceptos que permiten crear un lenguaje adecuado, por lo que tenemos:

- Superficie ideal: Una superficie ideal que es, por definición libre de errores, perfecta. Por ejemplo: superficie plana, cilíndrica, etc.
- Perfil Ideal: Perfil que resulta de cortar de una superficie ideal con un plano perpendicular. En algunas normas esta característica se denomina perfil nominal, y es el perfil ideal, por definición libre de errores.
- Superficie Real: Es la superficie que limita el cuerpo y lo separa del entorno
- Perfil Real: Es el perfil generado a partir del corte de una superficie real en un plano definido en relación con la superficie ideal. Limita la sección material y la separa del entorno, incluida las ondas.

- Perfil Efectivo: Una aproximación de un perfil real obtenido por un medio de evaluación o medición. El perfil efectivo es una función de las propiedades geométricas y físicas del instrumento de medición y de la técnica utilizada para evaluarlo. No está filtrada y su diferencia con el perfil real es alguna deformación ocasionada por la imprecisión del equipo.
- Perfil de rugosidad: Se obtiene a partir del perfil efectivo mediante un instrumento de evaluación que cuenta con un sistema de filtrado (filtrado de ondas) para excluir otras anomalías (por ejemplo, ondulaciones). De las definiciones presentadas se puede concluir que el perfil de rugosidad se superpone a al perfil de ondulación, por lo que se necesita un sistema que permita excluir a este último para una medición de efectos indeseables.

2.5.2 Parámetros

a) Ra – Rugosidad media aritmética

También conocido como “CLA” (Center Line Average, de Reino Unido), “AA” (American Arithmetical Average) y “hm” (término utilizado por los estándares IRAM). Se define como el valor medio de los valores absolutos de las coordenadas de los puntos del perfil de rugosidad con respecto a la Línea Media dentro de la longitud medida L_m , figura 2.15.

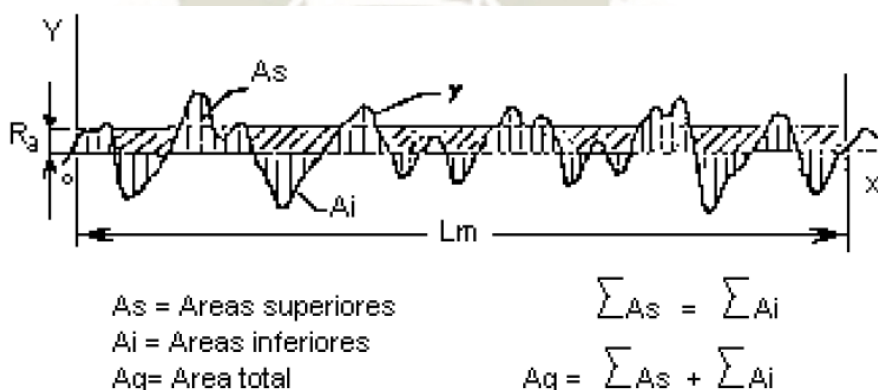


Figura 2-15 Rugosidad Media Aritmética

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

Esta medida también se puede definir como: donde (**a**) es la altura de un rectángulo cuya área es igual a la suma absoluta de las áreas delimitadas entre el perfil de rugosidad y la Línea Media, siendo la longitud de de la medida “Lm”.

$$Ra = \frac{1}{Lm} \int_0^{Lm} |y| dx$$

I Empleo del parámetro Ra:

- Cuando se requiere un control continuo de la rugosidad en las líneas de producción, por la facilidad de obtención del resultado.
- Superficies en las que el acabado tiene ranuras de mecanizado bien orientadas (torneado, fresado)
- Superficies rectificadas, pulidas, bruñidas, lapidadas, etc.
- Superficies de baja responsabilidad, por ejemplo, acabados son solo para fines estéticos.

II. Ventajas del Parámetro Ra:

- Este es el parámetro más utilizado del mundo.
- Este es un parámetro que se aplica a la mayoría de los procesos de fabricación.
- Debido a su gran uso, casi todos los equipos tienen este parámetro ya sea en forma analógica o digital.
- Las marcas inherentes al proceso de mecanizado no modifican fundamentalmente su valor.
- Para la mayoría de las superficies, la distribución se ajusta a una curva de Gauss y a menudo se observa que el valor de Ra proporciona un buen parámetro estadístico que caracteriza la distribución de amplitud.

III. Desventajas del Parámetro Ra:

- El valor de Ra en el módulo de medición representa el valor medio de la rugosidad (ver Tabla 2.5), por lo que un pico o valle atípico en la superficie alterara el valor de la medida, no siendo representativo determinar el valor medio de la rugosidad.
- El valor de Ra no determina la forma de la irregular del perfil, de esta forma podremos tener el mismo valor real de Ra para superficies con diferentes acabados.
- No hay distinción entre picos y valles.
- Para algunos procesos de fabricación donde hay una diferencia grande entre picos y valles, como ocurre en la sinterización, este parámetro no es suficiente, ya que la distorsión provocada por el filtro aumenta el error a un nivel inaceptable.

Tabla 2-5 División de Grados de rugosidad según el valor de Ra en μm

Ra [μm]	Nº de Grado de Rugosidad
50	N12
25	N11
12,5	N10
6,3	N9
3,2	N8
1,6	N7
0,8	N6
0,4	N5
0,2	N4
0,1	N3
0,05	N2
0,025	N1

Fuente: Roughness Comparison Specimens DIN 4769 (1972)

a) Rq - Rugosidad media cuadrática:

Se define como la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de las ordenadas del perfil efectivo con respecto a la línea media en un módulo de medición.

b) Z - Rugosidad parcial Zi (i = 1 a 5):

Es igual a la suma de las ordenadas (en valor absoluto) de los puntos más alejados de la línea media en cada módulo, Figura 2-16. En la representación gráfica del perfil, este valor corresponde a la distancia entre los puntos máximo y mínimo del perfil en el trayecto correspondiente a cada módulo de medida.

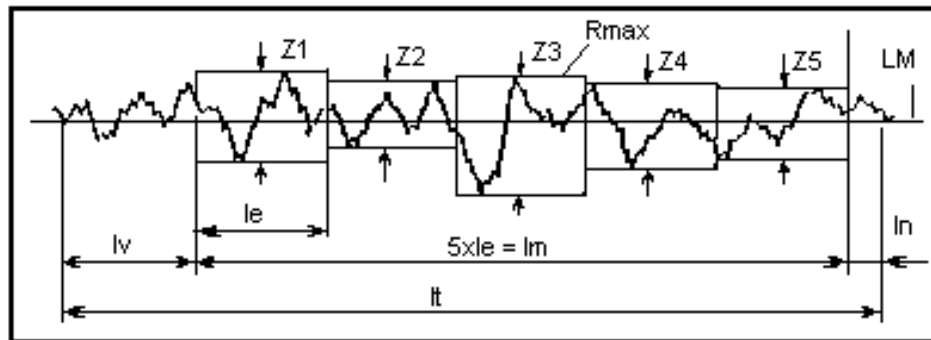


Figura 2-16 Rugosidad Parcial Zi

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

I. Empleo del parámetro Z

- Se utiliza solo para el análisis de superficies, ya que se recomienda para especificaciones de diseño.
- Se utiliza para determinar $R_{m\acute{a}x}$, R_a , y R_z .

II. Ventajas del parámetro Z

- Especifica información adicional al parámetro R_a .
- Indica la posición donde se encuentra el mayor Z, es decir indica el número de recorridos evaluados donde se encuentra el mayor Z.
- Es responsable de la obtención de $R_{m\acute{a}x}$ y R_z .
- Cuando lo indique el dispositivo de medición, los gráficos de superficie se pueden obtener fácilmente.

III. Desventajas del parámetro Z

- No todos equipos medidores de rugosidad indican este parámetro.
- Individualmente no determina el perfil de la superficie.
- Parámetro secundario, no debe especificarse en diseño.

c) Rz – (DIN 4768) Rugosidad media:

Es el promedio de los valores de rugosidad parcial Z_i correspondientes a cada uno de los cinco módulos integrales de la longitud de calibre (el segmento individual de mayor Z_i más alto se denota como $R_{m\acute{a}x}$).

$$R_z = \frac{1}{5} (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)$$

I. Empleo del parámetro RZ

- Puede ser utilizado en casos donde los puntos de aislamiento no afecten el funcionamiento de la pieza a ser controlada. Por ejemplo, superficies de apoyo de deslizamiento, accesorios de presión, etc.
- sobre superficies cuyo perfil es periódico y conocido.

II. Ventajas del parámetro RZ

- Fácilmente obtenible a través de equipos que ejecuten gráficos.
- En perfiles periódicos caracteriza muy bien la superficie.
- Surcos aislados se considerarán parcialmente, en función del número de puntos aislados.

III. Desventajas del parámetro RZ

- En ciertas aplicaciones, no se recomienda la contabilización parcial de estos valores atípicos, porque un cambio significativo en un “punto aislado”, solo influenciara en un 20%.
- Al igual que $R_{m\acute{a}x}$, no proporciona información sobre la forma del perfil, ni la distancia entre las ranuras.
- No todos los dispositivos proporcionan este parámetro.

d) $R_{m\acute{a}x}$ - Rugosidad máxima:

Es la mayor de las rugosidades parciales (Z_i) que se producen en el rango de medición L_m . Por ejemplo, en la figura 2-17 esto corresponde al valor Z_3

e) R_t - Profundidad total de la rugosidad:

Esta es la distancia vertical desde el pico más alto hasta el valle más profundo sobre la longitud medida, Figura 2-17.

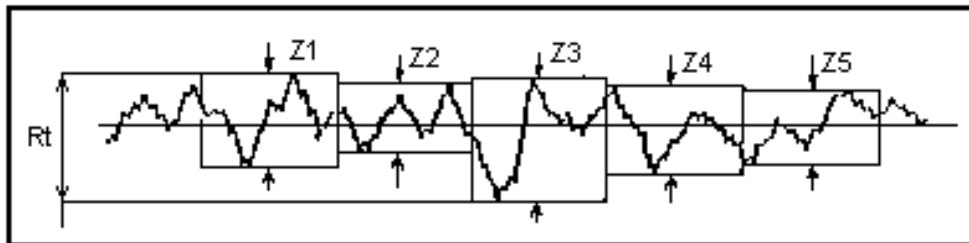


Figura 2-17 Profundidad total de la rugosidad (R_t)

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

I Empleo del parámetro R_t :

Tiene las mismas propiedades que $R_{m\acute{a}x}$, pero tiene mayor rigidez, ya que considera que la longitud medida es igual a la longitud de palpado del dispositivo

II Ventajas del parámetro R_t

- Es más rívido en la evaluación que $R_{m\acute{a}x}$, ya que considera toda la longitud de evaluación (carrera del palpador) ya a diferencia del caso en que $R_{m\acute{a}x}$ desprecia un segmento al principio y al final de la carrera de medición.
- Cuando funciona con un rugosímetro, la gráfica de la superficie es más fácil de obtener que $R_{m\acute{a}x}$.

III Desventajas del parámetro R_t

- En algunos casos la rigidez de la evaluación conduce a resultados engañosos.
- Poco usado en otros países además de Alemania.
- Tiene todas las desventajas de $R_{m\acute{a}x}$

f) Rp: Cresta mayor del perfil:

Distancia entre el punto más alto del perfil y la línea central, Figura 2-18.

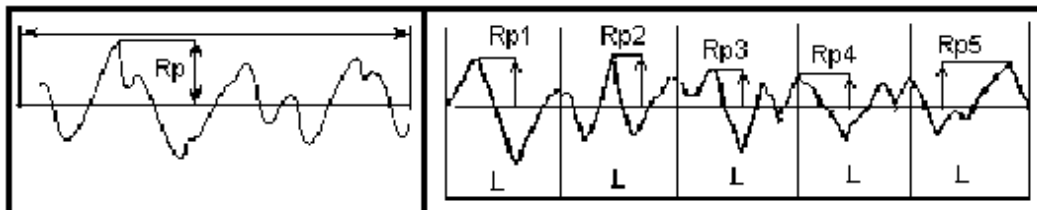


Figura 2-18 Cresta mayor del perfil (Rp)

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

g) Rpi – Profundidad de elevamiento:

Es la distancia vertical entre el pico más alto y la línea media en cada módulo de medición, utilizada para el análisis de superficie y en la determinación de los parámetros Rp y Rpm, puede ser un parámetro secundario (Figura 2-18).

h) Rpm - Altura media de las crestas:

Promedio aritmético de las alturas de las crestas más altas (Rpm), determinada para 5 módulos (Cut-Off) de medición.

$$R_{pm} = \frac{R_{p1} + R_{p2} + R_{p3} + R_{p4} + R_{p5}}{5} = \frac{1}{5} \sum_{n=1}^5 R_{pi}$$

i) Rv - Valle más profundo:

Distancia entre el punto más bajo y la línea media del perfil, Figura 2-19.

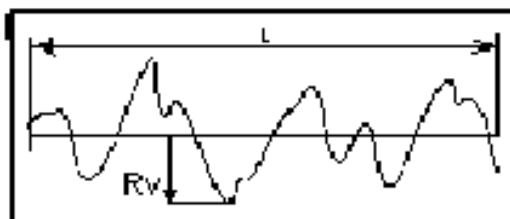


Figura 2-19 Valle más profundo (Rv)

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

j) R_z (ISO) – Altura de las irregularidades en 10 puntos:

Es diferente del R_z (DIN) mostrado anteriormente. Corresponde a la diferencia entre media de las coordenadas de los cinco puntos más profundos medidos desde la línea de referencia, no interferir el perfil de rugosidad en la carrera de medición, Figura 2-20.

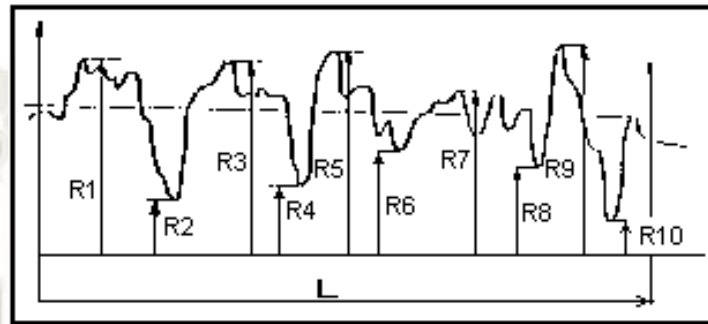


Figura 2-20 Altura de las irregularidades en 10 puntos (R_z)

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

k) R3z Rugosidad calculada (Basada en DIN 4768).

Para la longitud de medición dividida en 5 partes, de cada parte se toma el tercer pico más alto y el tercer valle más profundo obteniendo R3zi. El R3z obtenido es la media de las 5 partes, Figura 2-21.

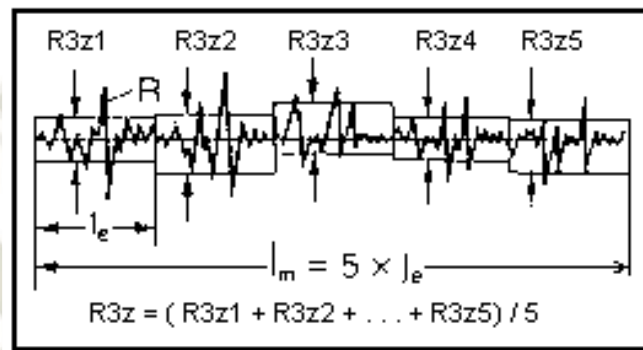


Figura 2-21 Rugosidad calculada (R3z)

Fuente: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/10.pdf>

2.6 ESTUDIOS DEL EFECTO DE LA RUGOSIDAD EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Para el desarrollo experimental del presente estudio se tomaron como referencia investigaciones relacionadas al estudio, análisis y evaluación del parámetro de rugosidad en la resistencia a la fatiga. Los estudios realizados tanto a nivel internacional como en nuestro país son un referente.

La primera referencia es el trabajo presentado en la Universidad de Chile titulado: “Efectos de los parámetros de manufactura en la resistencia a la fatiga de una aleación Ti-6Al-4V”. En este trabajo se investigó el comportamiento a fatiga de la aleación Ti-6Al-4V. Los ensayos se realizaron en condiciones de flexión axial y se determinaron las curvas S-N. Finalmente, concluyeron que para mayores fuerzas la rugosidad disminuye el número de ciclos esperado. A medida que la carga disminuye, el número esperado de ciclos aumenta y el efecto de la rugosidad tiende a disminuir.

Como segunda referencia se tiene el artículo científico titulado: “Effect of Surface Roughness on Fatigue life of Notched Carbon Steel”. Esta investigación incluyó un estudio

del límite de fatiga de los aceros al carbono con muescas. Donde se realizó ensayos del tipo flexión rotativa en voladizo. En este estudio, se observó que no hubo una diferencia significativa en la resistencia a la fatiga entre las probetas en la región del ciclo de fatiga baja de $N < 10^5$. Sin embargo, en la región del ciclo de alta fatiga, $N > 10^5$ las muestras más finas dan un ciclo de fatiga mucho más alto que otros.

Como tercera referencia se considera otro artículo científico titulado: “Effects of microstructure and surface roughness on the fatigue strength of high-strength steels”. Este artículo consistió en el estudio del límite de resistencia a la fatiga del acero 100CrMnMoSi8 y un al carbono 50CrMo4 de temple medio. Se han realizado ensayos del tipo flexión rotativa. En este estudio se observó que el acero endurecido es más sensible a la rugosidad de la superficie que el acero no endurecido. Además, las probetas martensíticas son más propensas a que comiencen a aparecer grietas en la superficie pulida y rugosa.

Finalmente, como cuarta referencia, se encuentra un trabajo presentado en la Universidad Nacional de Trujillo, titulado: “Influencia de los parámetros de torneado sobre la micro dureza superficial, rugosidad y fatiga por flexión rotativa del acero AISI/ASTM 4340”. En este trabajo se analiza el efecto de los parámetros de torneado en la microdureza, rugosidad superficial y fatiga por flexión rotativa del acero AISI/ASTM 4340, se concluye que las condiciones de maquinado que producen menores gradientes de micro dureza y menor rugosidad son los que brindan mayores límites de fatiga.

2.7 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El método de Elementos Finitos es un método numérico utilizado para resolver problemas de ingeniería, especialmente útil para resolver problemas con geometrías complicadas, cargas y propiedades de materiales en las cuales no se puede obtener una solución analítica.

Para realizar este método primero se debe realizar un diseño CAD en computadora del sólido a estudiar, luego se procede a dividirlo (mallarlo) y se construye una matriz con los desplazamientos de cada uno de los grados de libertad de los nodos generados. Luego se procede a definir la condición de frontera (Apoyos simples, Empotramientos, cargas, etc.). Sin embargo existe la posibilidad que haya un error en el mallado o definiendo las condiciones de frontera por lo que se deberán validar los resultados ya sea aplicando

ecuaciones conocidas para obtener de manera analítica reacciones, esfuerzos, etc. O se puede recurrir a resultados experimentales.

2.7.1 Mallado

El mallado consiste en la división de un cuerpo en elementos más pequeños para que pueda ser analizado, el mallado influye directamente en los resultados obtenidos en cualquier simulación, ver ejemplo de mallado en Figura 2-22.

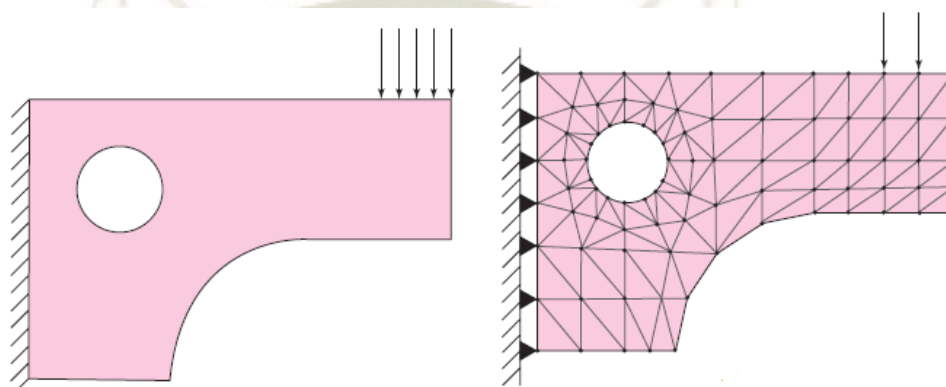


Figura 2-22 Ejemplo de mallado

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

Existen unos parámetros adicionales con los que se puede conocer si la malla es apta para el cálculo o debe ser mejorada algunos de los parámetros son:

- Element Quality: Es un valor que varía entre 0 y 1. Esta relaciona la proporción existente entre el volumen del elemento y la dimensión de las aristas del elemento finito.
- Aspect Ratio: Es la medida de desviación entre las aristas de un mallado
- Jacobian Ratio: Es una medida de la desviación de un elemento dado con respecto a la forma de un elemento ideal. El valor del Ratio Jacobiano varía de -1.0 a 1.0 donde 1.0 representa un elemento de forma perfecta.
- Parallel deviation: Muestra la relación existente entre las aristas opuestas de un elemento rectangular.

- Skewness: Es la medida angular de la calidad del elemento con respecto a los ángulos de los elementos ideales.
- Orthogonal Quality: Se representa con el valor angular entre un vector perpendicular a la arista del elemento.

2.7.2 Condiciones de Frontera.

En las condiciones de frontera definimos condiciones y restricciones impuestas al modelo, así como las conexiones y contactos entre diversos elementos de un ensamble. De igual forma que el mallado la incorrecta definición de las condiciones de frontera afectará de gran manera la solución a pesar de tener un buen mallado.

Las principales condiciones de frontera son las siguientes:

- Restricciones de movimiento
- Contacto entre sólidos
- Uniones entre cuerpos
- Cargas

2.7.3 Procesamiento:

Es la etapa en la que la computadora resuelve la matriz generada con las restricciones y cargas definidas anteriormente.

Para resolver problemas lineales, el programa utiliza una eliminación Gaussiana resolviendo y hallando valores de desplazamientos del vector $\{\mu\}$.

$$[K] * \{\mu\} = \{F\}$$

Donde:

$[K]$ es la matriz de rigidez total

$\{\mu\}$ es el vector de grados de libertad nodales.

$\{F\}$ es el vector de fuerzas nodales aplicadas a reacciones nodales.

Los esfuerzos actuantes en el cuerpo se pueden obtener a través de la ley de Hooke

$$\{\sigma\} = [K] * \{\varepsilon\}$$

Donde:

$\{\sigma\} = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}\}^T$ Es la matriz de esfuerzos de un elemento
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ son esfuerzos normales y $\sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$ Son esfuerzos cortantes.

$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}\}^T$ es la matriz deformaciones unitarias.

Para la resolución de problemas no lineales el software principalmente utiliza el método de Newton Raphson y métodos modificados de gradientes conjugados.

2.7.4 Post Procesamiento

En esta etapa el software realiza una representación gráfica de los resultados, estas graficas pueden representar esfuerzos, desplazamientos, deformaciones, factores de seguridad, ciclos de vida, etc. Ver ejemplo de post procesamiento en Figura 2-23.

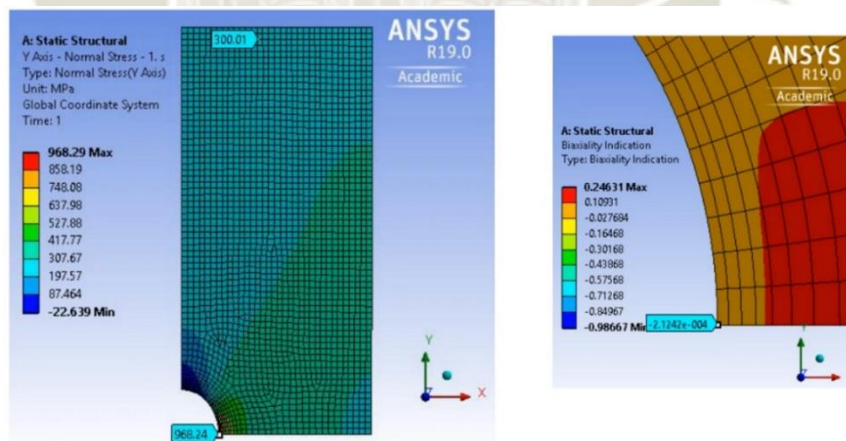


Figura 2-23 Ejemplo de Post Procesamiento FEM ANSYS Workbench
 Fuente: Curso análisis de Fatiga ESSS (2020)

CAPÍTULO III

3. IMPLEMENTACIÓN DEL MÓDULO

3.1 DISEÑO DEL MÓDULO DE CICLOS

El diseño del módulo de fatiga por flexión rotativa fue liderado por mi persona y el tesista Gustavo Oviedo Loayza, cuya parte del diseño se explica en su tesis llamada “Estudio Teórico Experimental Del Efecto De La Concentración De Esfuerzos En La Resistencia A La Fatiga Del Acero AISI 1045”. La vista isométrica con sus números de partes se muestra en la Figura 3-1

En esta tesis se realiza el diseño de los elementos: 13, 9 y 5, presentados en la Tabla 3-1, así como el diseño y selección del sistema de potencia y de control del módulo.

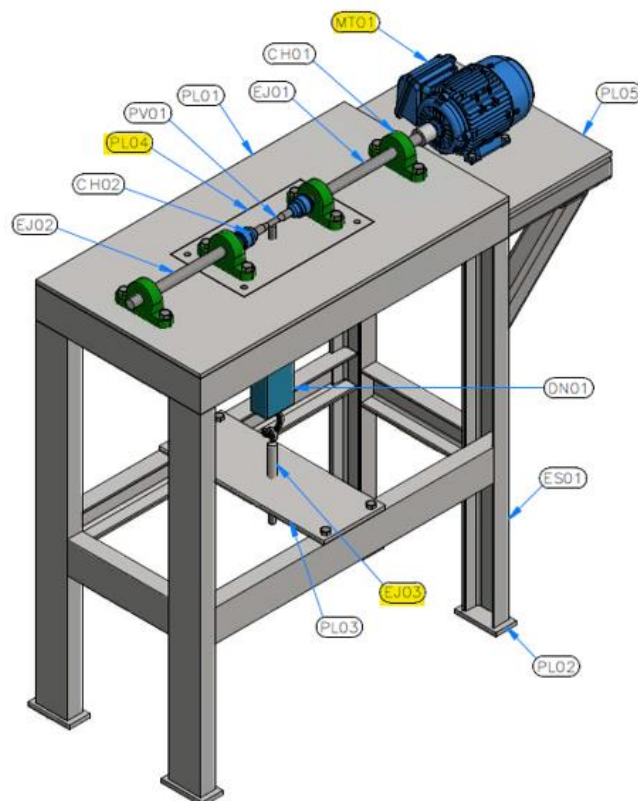


Figura 3-1 Módulo de fatiga por flexión rotativa
Fuente: Elaboración Propia

Tabla 3-1 Lista de partes de módulo de fatiga por flexión rotativa

Item	Cantidad	Código	Descripción/Norma
1	1	ES01	ESTRUCTURA
2	1	PL01	PLANCHA BASE DE
3	4	PL02	PLANCHA BASE
4	1	PL03	PLANCHA GUÍA
5	1	PL04	PLANCHA MOVIL
6	1	PL05	PLANCHA BASE DE
7	1	EJ01	EJE 01
8	1	EJ02	EJE 02
9	2	EJ03	BARRA DE CARGA
10	1	PV01	PROBETA

11	4	CH01	CHUMACERA SYK 20 TF
12	2	CH02	CHUCK
13	1	MT01	MOTOR DE ¼ HP
14	1	DN01	DINAMÓMETRO
15	1	M01	MANGUITO
16	4	B01	PERNO HEX M8 X 1.25 X
17	8	B02	PERNO HEX M12 X 1.75
18	4	B03	PERNO HEX M10 X 1.5 X
19	1	B04	TUERCA DE PALOMILLA
20	4	B05	TUERCA HEXAGONAL
21	4	B06	ARANDELAS MÉTRICAS PLANAS

Fuente: Elaboración Propia

3.1.1 Determinación de la potencia del motor

La determinación de la potencia mínima del motor se determina en base al toque en cada cojinete, ya que esta será la única fuerza que se oponga al movimiento del eje.

El cálculo de la potencia requerida para producir el movimiento en los ejes se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$H = \frac{T * RPM}{63000} \quad (1)$$

El torque en función de la potencia será:

$$T = \frac{63000 * H}{RPM} \quad (2)$$

Donde:

T = Torque en [lbf-pulg]
 H = Potencia del Motor en [HP]
 RPM = Velocidad de rotación [rpm]

Pero es necesario determinar el momento de torsión mínimo requerido para vencer la fuerza de rozamiento en los cojinetes. Esto se realiza mediante la siguiente ecuación.

$$T = \mu * F * \frac{d}{2} \quad (3)$$

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento del rodamiento
 F = Carga radial de diseño en [N]
 d = Diámetro del agujero interior del rodamiento en [m]

Usando la ecuación (3) encontramos que el torque que se presenta en 1 rodamiento, sustituyendo los valores tenemos:

$\mu = 0.0015$ (Para rodamiento de bolas, ver Figura 3-2)
 $F = 245$ [N]
 $d = 20$ [mm]

$$T = 0.0015 * 245 * \frac{20}{2}$$

$$T = 3.67[N_mm] = 0.00367 [N_m]$$

Este par en cada cojinete es el mismo, siendo 4 cojinetes el torque total será:

$$T = 4 * 3.67 [N_mm] * \left[\frac{0.2248 \text{ lbf}}{N} \right] * \left[\frac{1 \text{ Pulg}}{25.4 \text{ mm}} \right] = 0.13 [lb - pulg]$$

Reemplazamos el par en la ecuación (1):

$$RPM = 1725$$

$$H = \frac{0.13 * 1725}{63000}$$

$$H = 0.0035 \text{ HP}$$

Esta es la potencia mínima requerida para vencer la fricción en los 4 cojinetes y así transmitir el movimiento de giro del eje del motor al eje conducido. Utilizaremos un motor de ½ HP por ser más comercial, ver Figura 3-3.

Tipo de rodamiento	Coefficiente de fricción μ
Rodamientos rígidos de bolas	0,0015
Rodamientos de bolas con contacto angular	
– de una hilera	0,0020
– de dos hileras	0,0024
– de cuatro puntos de contacto	0,0024
Rodamientos de bolas a rótula	0,0010
Rodamientos de rodillos cilíndricos	
– con jaula, cuando $F_a \approx 0$	0,0011
– completamente llenos de rodillos, cuando $F_a \approx 0$	0,0020
Rodamientos de rodillos cónicos	0,0018
Rodamientos de rodillos a rótula	0,0018
Rodamientos CARB	0,0016
Rodamientos axiales de bolas	0,0013
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0050
Rodamientos axiales de rodillos a rótula	0,0018

Figura 3-2 Coeficientes de Fricción constante μ para rodamientos sin obturaciones
Fuente: Catálogo General SKF (2006)



Figura 3-3 Placa de Motor de módulo de fatiga por flexión Rotativa.
Fuente: Elaboración Propia

3.2 DISEÑO DE LAS BARRAS DE CARGAS

Para el diseño de las barras de cargas se tomaron en cuenta los siguientes criterios:

- Solo se analizará la barra de mayor longitud.
- El elemento mecánico solo estará expuesto a esfuerzos de tracción.
- Se considera que la carga máxima aplicable es de 50 [kg].

Para la fabricación de las barras de carga se utilizará acero ASTM A-36 por ser el más comercial y utilizado comúnmente en construcción de elementos mecánicos, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 3-2

Tabla 3-2 Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36

Unidades	Mpa	Kg/mm ²	Kpsi
Esfuerzo de Fluencia Mínimo (Sy)	250	25.5	36.3
Esfuerzo a la tensión (Sut)	400	64.34	42

Fuente: Sumitec Suministros Técnicos S.A

A continuación, se procede a realizar el diagrama del cuerpo libre de la barra de carga

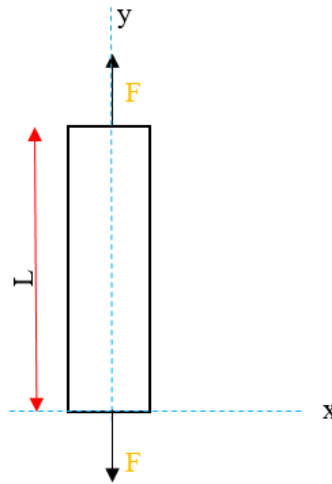


Figura 3-4 Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga
Fuente: Elaboración Propia

Al analizar el diagrama de cuerpo libre de la Figura 3.4 vemos que existe un esfuerzo normal a lo largo del eje Y, por lo tanto, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad (4)$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \quad (5)$$

Donde:

A = Área transversal de la varilla

d = Diámetro de la varilla

Reemplazando la ecuación (4) en (5):

$$\sigma_y = \frac{F}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\sigma_y = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \quad (6)$$

Aplicaremos el criterio de fallo de Von Mises (Theory of maximum distortion energy).

Al tratarse de un esfuerzo de tracción simple tenemos:

$$\sigma_x = 0 \text{ y } \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_y, \quad \sigma_2 = 0, \quad \text{y} \quad \sigma_3 = 0$$

Calculando la tensión equivalente de Von Mises obtendremos:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (7)$$

$$\sigma' = \sigma_1 = \sigma_y \quad (8)$$

Diseñamos la barra de carga con la teoría de la máxima energía de distorsión de Von Mises.

$$\sigma' = \frac{S_y}{N} \quad (9)$$

Donde:

σ' = La tensión equivalente de Von mises

N = Factor de seguridad

S_y = Esfuerzo de Fluencia mínimo o Límite elástico

Reemplazando (8) en (9):

$$\sigma_y = \frac{S_y}{N} \quad (10)$$

Reemplazando (6) en (10):

$$\frac{4 * F}{\pi * d^2} = \frac{S_y}{N} \quad (11)$$

Despejamos “d” para determinar el diámetro de la varilla

$$d = \sqrt{\frac{N * 4 * F}{\pi * S_y}} \quad (12)$$

A partir de la ecuación (12) el diámetro de la varilla se calcula con un factor de seguridad de 6 (N=6)

$$d = \sqrt{\frac{6 * 4 * 50[kg]}{\pi * 25.36[\frac{kg}{mm^2}]}}$$

$$d = 3.88 [mm]$$

Para facilitar la construcción y asegurar la robustez de diseño de la máquina el eje se diseñará con un diámetro de 16 mm.

3.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE MEDICIÓN Y CONTROL

3.3.1 Diseño del sistema eléctrico

Para el diseño del sistema eléctrico del módulo, nos basamos en la norma IEC/EN 60 947 – 4 “Contactores y arrancadores de motor” donde especifica las funciones que debe tener el sistema de arranque, los cuales son:

- Seccionamiento
- Protección contra los cortocircuitos
- Protección contra las sobrecargas
- Conmutación

En vista de lo anterior, se diseñó el sistema de arranque, el diagrama de carga y control del módulo, se observan en la Figura 3-5.

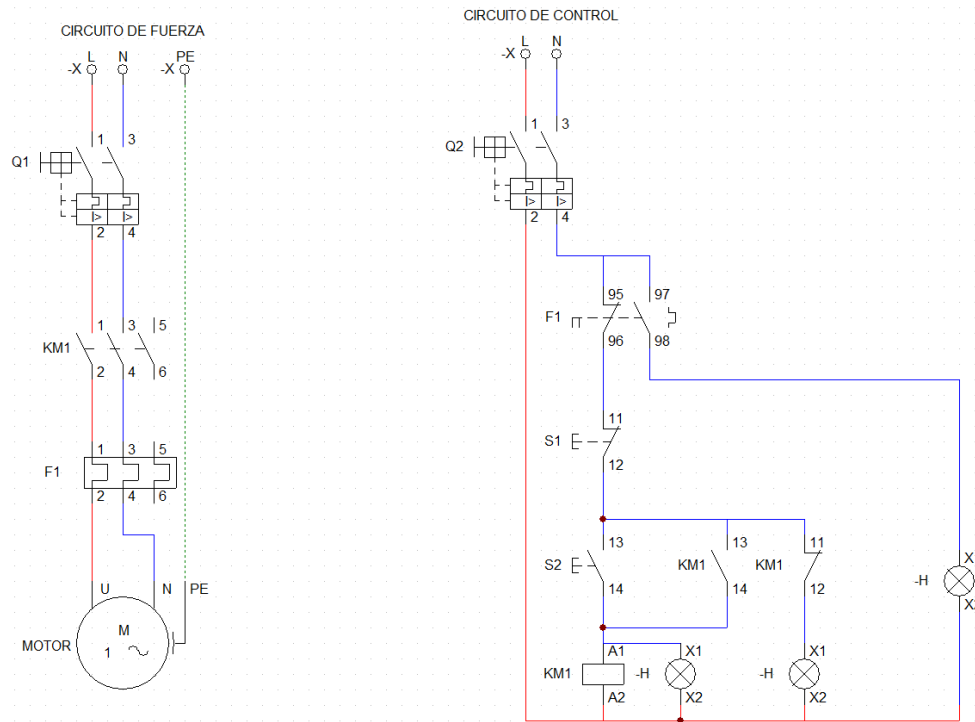


Figura 3-5 Diagrama de Fuerza y Control del sistema de arranque
Fuente: Elaboración Propia

La Figura 3-6 muestra el panel de control implementado en el módulo de fatiga por flexión rotativa. El cual incluye un disyuntor termomagnético, contactor, relé térmico, botón de encendido y apagado.

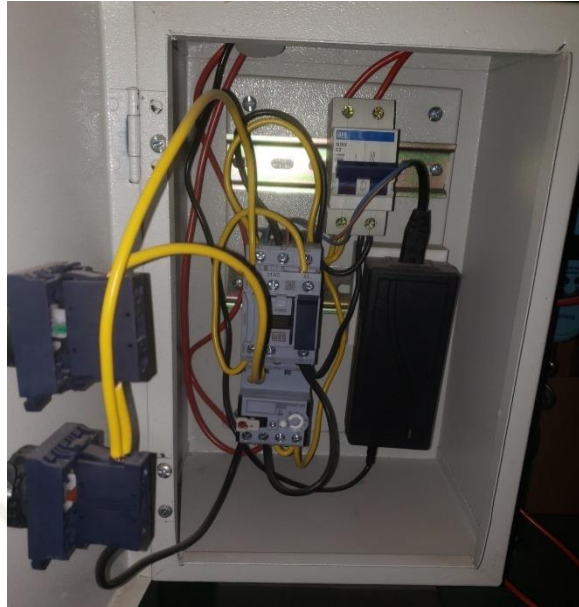


Figura 3-6 Tablero de control de módulo de fatiga por flexión rotativa.
Fuente: Elaboración Propia

3.3.2 Diseño del sistema de control

a) Descripción

El problema consistió en encontrar una forma de control del funcionamiento de la máquina de fatiga, donde era deseable contar con un dispositivo encargado de contar las revoluciones que da la probeta de ensayo y cuando esta se fracture de por terminado el funcionamiento del sistema de control (paro del motor), y además que quede registrado el número de revoluciones hasta el momento de la falla de probeta en un dispositivo de visualización.

Además, debe ser posible detener manualmente en cualquier instante el funcionamiento de la máquina, así como poder reiniciar el conteo del número de revoluciones. Un sistema que solucione este problema consta de: un sensor magnético en la parte donde se registre el número de revoluciones y un botón en la parte inferior de la placa de carga 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.

b) Funcionamiento

Cuando el eje motriz o impulsor gira una revolución juntamente con la probeta de ensayo, este acerca el campo magnético del imán que está pegado al eje al sensor magnético activándolo y produciendo un impulso eléctrico.

Este impulso activa un temporizador para iniciar la operación de todo el sistema de control, este impulso pasa por una compuerta lógica y alimenta la señal al contador para que este transmita la señal a la pantalla que registrará el número de revoluciones. Cada vez que se produce la detección del campo magnético el número de revoluciones aumenta secuencialmente.

Cuando la probeta se fracture se activará mecánicamente el pulsador de fin de carrera para que este a su vez envíe una señal de aviso a la interfaz encargada de activar o desactivar la máquina para que apague el motor y se registre el número de revoluciones hasta la fractura en la pantalla.

La interfaz mediante botoneras nos da la posibilidad de reiniciar el conteo del número de revoluciones o detener de emergencia el funcionamiento de toda la máquina (manualmente), para más detalles sobre el código de programación del microcontrolador ver Anexo 1.

c) Microcontrolador

Durante el análisis del sistema de control y luego de haberlo estudiado, se utiliza como controlador un microcontrolador ATMEGA 328P que consta de 28 pines, el cual tendrá la tarea de controlar todo el sistema de control de la máquina.

La arquitectura del procesador sigue el modelo de Harvard. En esta arquitectura, la CPU se conecta de forma independiente y diferentes buses a la memoria de instrucciones y a la base de datos. En los microcontroladores PIC, la memoria del programa es interna puesto que se encuentra en forma de EEPROM o FLASH integrada en el propio chip. La técnica de segmentación ("pipe-line") se aplica en la ejecución de las instrucciones. La segmentación permite que el procesador ejecute simultáneamente una instrucción y busque el código de la siguiente instrucción. De esta forma, cada instrucción puede ejecutarse en un ciclo (un ciclo de instrucción equivale a cuatro ciclos de reloj). La instrucción de salto toma dos ciclos porque la dirección de la siguiente instrucción no se conoce hasta que se completa la bifurcación.

Tienen un procesador y arquitectura RISC (Reduced instruction set computer), que tiene un catálogo de 33 instrucciones para la gama baja, 35 para la gama media y casi 60 la gama alta. Todas las instrucciones son ortogonales, es decir, cualquier instrucción puede tratar cualquier elemento de la arquitectura como fuente o como destino. Además, su arquitectura se basa en un “banco de registros”, lo que significa que todos los objetos del sistema (puertas de E/S, temporizadores, posiciones de memoria, etc.) se implementan y se manejan físicamente como registros.

Para desarrollar el sistema de control se utiliza el microcontrolador PIC ATMEGA 328P cuyas características específicas se detallan a continuación:

- 32 KB de memoria Flash con la capacidad de leer mientras escribe
- 1 KB de memoria EEPROM
- 2 KB de SRAM
- 23 líneas de E/S de propósito general
- 32 registros de proceso general
- 3 temporizadores flexibles
- Máxima Frecuencia de Funcionamiento 20 MHz
- 6 canales 10-bit conversor A/D
- 5 modos de ahorro de energía

La Figura 3-7 muestra el encapsulado con la distribución de pines del microcontrolador ATMEGA 328P.

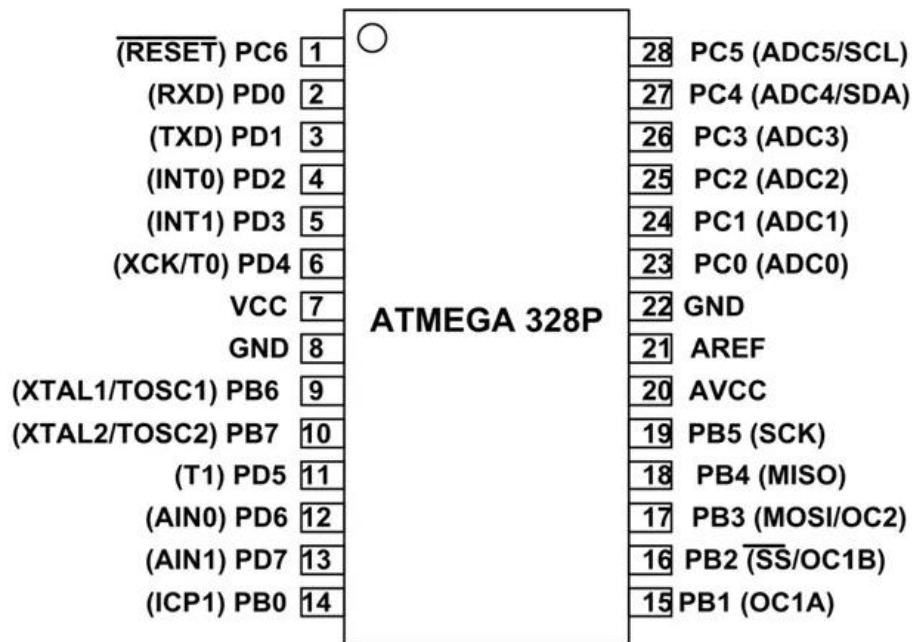


Figura 3-7 Diagrama de Pines ATMEGA 328 P
Fuente: ATMEGA 328 Datasheet ATMEL Corporation “<http://www.atmel.com>”

Para controlar el sistema, la función del PIC es controlar sus entradas y salidas, las cuales se describen 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 del display LCD
- Apagado del motor

Después de definir las entradas y salidas del sistema que se desea controlar construimos el diagrama de flujo, Figura 3-8.

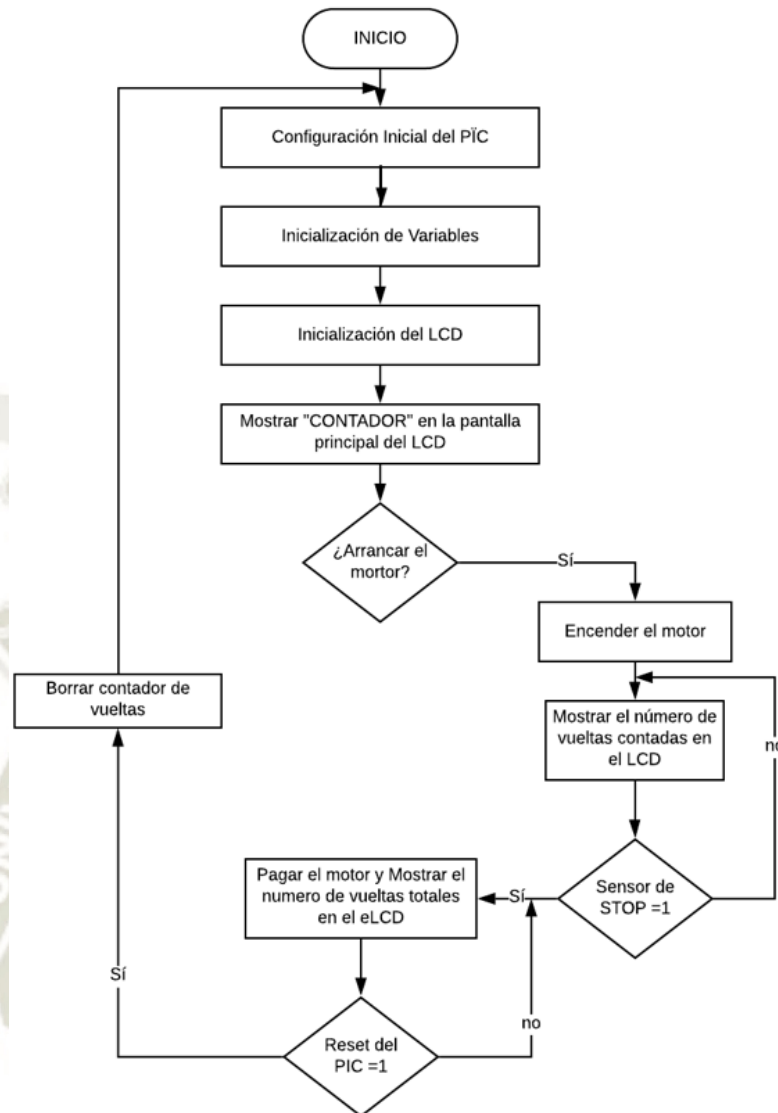


Figura 3-8 Diagrama de Flujo
Fuente: Elaboración Propia

Con este diagrama, procedemos a seleccionar cada elemento de control que intervendrán en el circuito de control. La distribución de cada elemento que conforma el sistema de control se realiza mediante el paquete informático de simulación PROTEUS, el cual nos permite visualizar y simular con precisión el funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema de control.

La siguiente Figura 3-9 muestra la simulación de los componentes del circuito.

Para obtener detalles sobre el diseño de la placa del circuito de control consulte el Anexo 2. La Figura 3-10 muestra la caja impresa en 3D que contiene el circuito de control del módulo de fatiga por flexión rotativa. Ver Figura 3-11

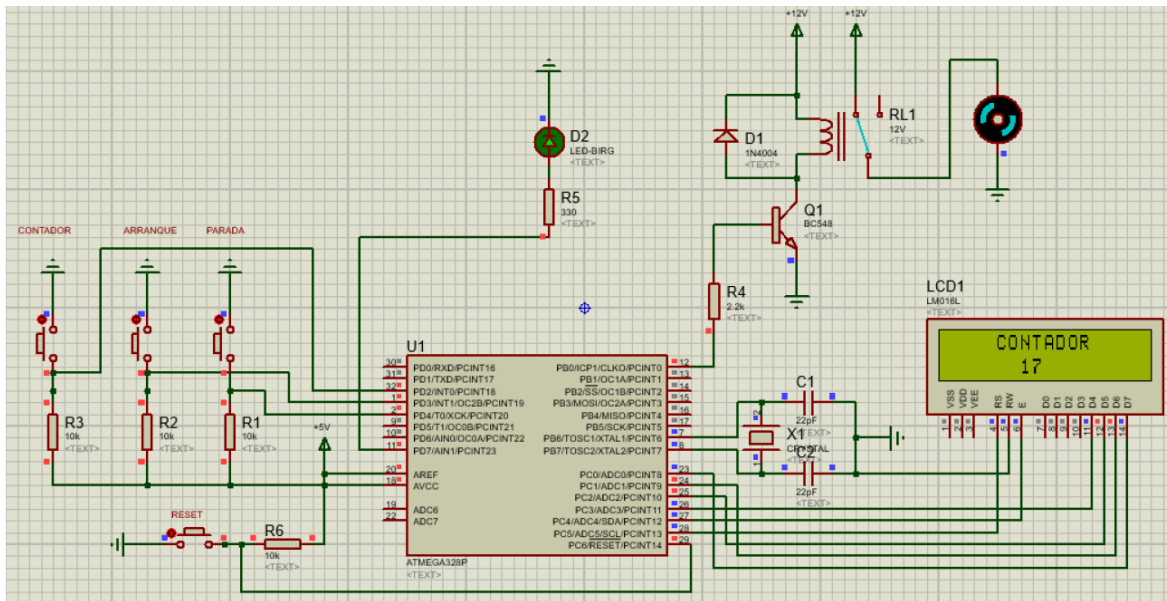


Figura 3-9 Simulación del circuito en Proteus
Fuente: Elaboración Propia



Figura 3-10 Caja que contiene circuito de control de módulo de fatiga por flexión rotativa
Fuente: Elaboración Propia

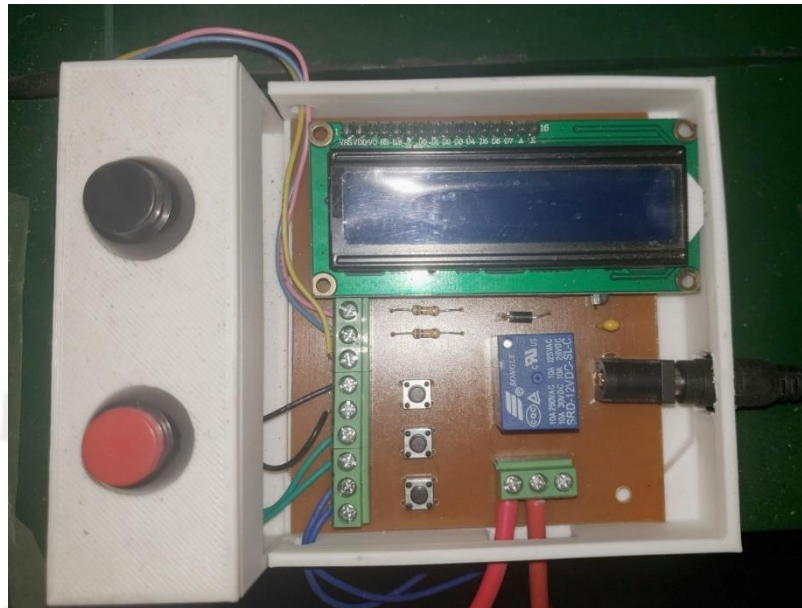


Figura 3-11 Circuitos de Control de módulo de fatiga por flexión rotativa.
Fuente: Elaboración Propia

3.4 DISEÑO DE LA PLACA DE FUERZA.

Para el diseño y calculo se considerará a la mismas como si fuese una viga de sección constante y algunas consideraciones que idealizan al problema. La siguiente ecuación se utiliza para calcular el peso de la placa:

$$m = \rho * V \quad (13)$$

Donde:

ρ = Densidad del acero ($7.85 * 10^{-6} \left[\frac{kg}{mm^3} \right]$)

m = masa del componente en $[kg]$

V = Volumen del componente en $[mm^3]$

a) Cálculo del peso de la placa:

Para determinar el peso de la placa utilizamos la siguiente ecuación:

$$V = e * b * L \quad (14)$$

Donde:

e = Espesor de la placa

b = Ancho de la placa

L = Longitud de la placa

Por lo tanto reemplazamos la ecuación (14) en la (13) y obtenemos:

$$m = \rho * e * b * L \quad (15)$$

La placa de fuerza va soportara el peso de los ejes, por lo tanto se debe calcular el peso de los ejes.

b) Cálculo del peso de los ejes:

Se utiliza la ecuación del volumen de un cilindro para determinar el volumen de los ejes:

$$V = \pi * r^2 * L \quad (16)$$

Donde:

d = diámetro

L = Longitud de eje

Reemplazando la ecuación (16) en la (13) tenemos:

$$m = \rho * \pi * \frac{d^2}{4} * L \quad (17)$$

La placa de fuerza es la encargada de transmitir la fuerza a través de la varilla de carga hacia los cojinetes para que al girar el motor AC se produzca la flexión alternante en la probeta. Como muestra en la Figura 3-12, la placa de fuerza tiene forma rectangular con

orificios pasantes para sujetar los cojinetes y un orificio pasante central para sujetar la barra de carga.

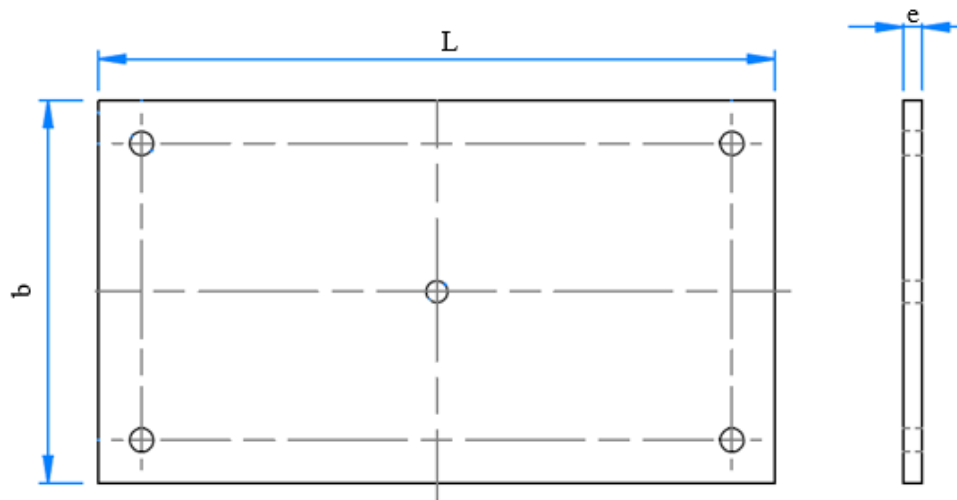


Figura 3-12 Placa de Fuerza
Fuente: Elaboración Propia

La carga que soportará la placa de fuerza es dada por el peso de la barra de carga sumada a la carga máxima de 50 kg. El diagrama de fuerza de la placa se muestra en la Figura 3-13.

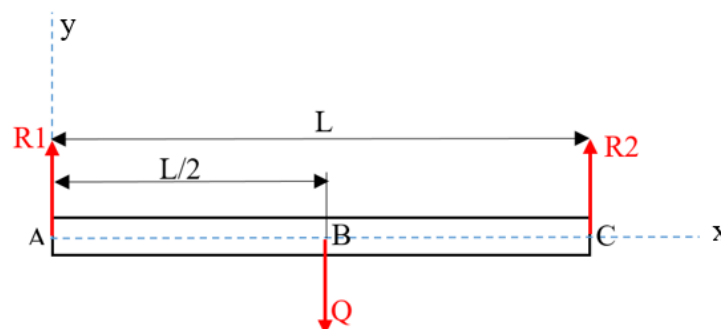


Figura 3-13 Diagrama de cuerpo Libre de la placa de Carga
Fuente: Elaboración Propia

Al sumar las fuerzas en el eje Y, obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_1 + R_2 &= Q \\ R_1 = R_2 &= \frac{Q}{2} \end{aligned} \quad (18)$$

Calcular la fuerza cortante y el momento flector máximo.

$$V_{AB} = R_1 ; V_{BC} = R_2 \quad (19)$$

$$M_{AB} = \frac{Q * x}{2} ; M_{BC} = \frac{Q * (L - x)}{2} \quad (20)$$

Construimos el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector (Figura 3-14):

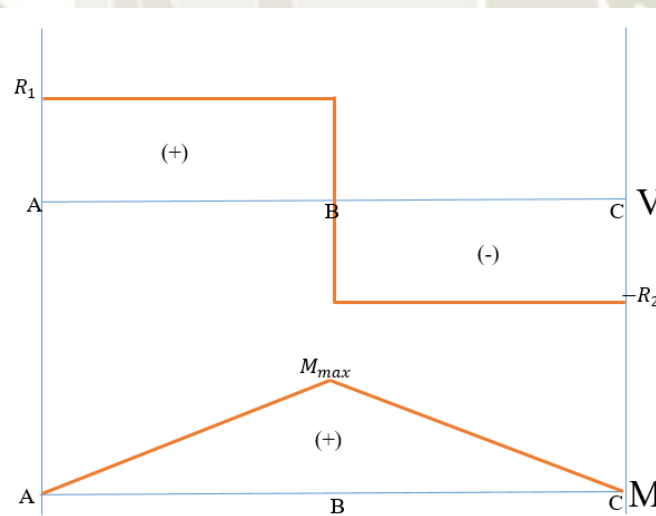


Figura 3-14 Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.
Fuente: Elaboración Propia

Al analizar el esfuerzo de flexión en el eje x tenemos:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I} \quad (21)$$

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo en la sección crítica de la placa

c = Distancia desde la capa neutra de la sección hasta las capas exteriores

I = Momento de Inercia

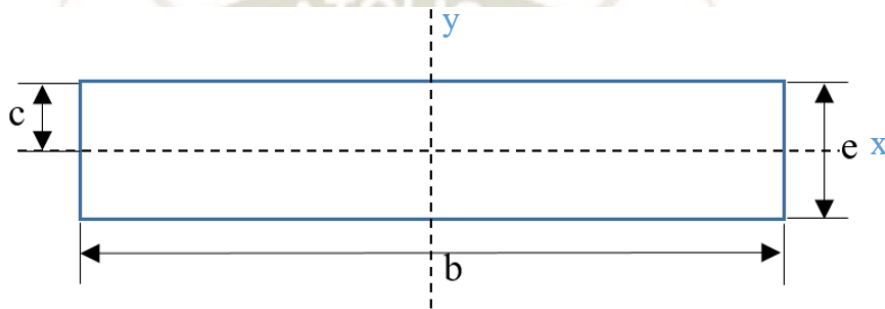


Figura 3-15 Sección de la placa de Fuerza

Fuente: Elaboración Propia

Como se muestra en la Figura 3-15 el valor de “c” será:

$$c = \frac{e}{2} \quad (22)$$

Donde:

e = Espesor de la placa de fuerza

El momento de inercia de la sección, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$I = \frac{b * e^3}{12} \quad (23)$$

Donde:

b = Ancho de la placa de fuerza

Reemplazando las ecuaciones (23) y (22) en (21) tenemos:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * \frac{e}{2}}{\frac{b * e^3}{12}}$$

$$\sigma_x = 6 * \frac{M_{max}}{b * e^2} \quad (24)$$

Como no hay esfuerzo en el eje Y, y como existe flexión pura el esfuerzo cortante se considera despreciable, entonces tenemos:

$$\sigma_y = 0 \quad y \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad y \quad \sigma_3 = 0$$

Calculando la Tensión equivalente de Von Mises:

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

$$\sigma' = \sigma_1$$

Diseñamos la barra de carga con la teoría de la máxima energía de distorsión de Von Mises.

$$\sigma' = \sigma_1 = \frac{S_y}{N} \quad (25)$$

Reemplazando la ecuación (24) en (25) tenemos:

$$6 * \frac{M_{max}}{b * e^2} = \frac{S_y}{N} \quad (26)$$

Si despejamos el espesor de la placa de la ecuación (25), obtenemos:

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * N}{S_y * b}} \quad (27)$$

Identificadas todas las ecuaciones que se requieren, se calcula la carga total Q a la que estará sometida la placa de fuerza.

La carga total Q estará en función de:

$$Q = W_{\text{peso propio}} + W_{\text{peso de las varillas de carga}} + W_{\text{carga máxima}}$$

Las dimensiones de la placa de fuerza son las siguientes, Figura 3-12:

$$L = 315 [mm]$$

$$b = 140 [mm]$$

$$e = 8 [mm]$$

Para calcular el peso propio de la placa se utiliza la ecuación (15):

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * e * b * L$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7.85 * 10^{-6} \left[\frac{kg}{mm^3} \right] * 8[mm] * 140[mm] * 315[mm] = 2.76 [kg]$$

Para calcular el peso de la varilla de carga se utiliza la ecuación (16):

$$W_{\text{peso de las varillas de carga}} = \rho * \pi * r^2 * (l_1 + l_2)$$

Donde:

l_1 y l_2 = Longitudes de las barras de cargas.

$$W_{\text{peso de las varillas de carga}} = 7.85 * 10^{-6} \left[\frac{kg}{mm^3} \right] * \pi * 8^2 [mm^2] * (202 + 125) [mm]$$

$$= 0.51 [kg]$$

La carga máxima a la que será sometida es:

$$W_{\text{carga máxima}} = 50 [kg]$$

Entonces Q será:

$$Q = 2.76 + 0.51 + 50 = 53.27 [kg]$$

El momento flector máximo se calcular a partir de los diagramas simplificados de la Figura 3-14 y las ecuaciones (18), (19) y (20):

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2} = \frac{53.27}{2} = 26.63 [kg]$$

$$V_{AB} = 26.63 [kg] \quad ; \quad V_{CB} = -26.63 [kg]$$

$$M_{AB} = \frac{Q * x}{2}$$

Cuando $x=0$

$$M = \frac{53.27 * 0}{2} = 0 [kg \cdot mm]$$

Cuando $x = L/2 = 157.5$ mm

$$M = \frac{53.27 * 157.5}{2} = 4195.01 [kg \cdot mm]$$

$$M_{BC} = \frac{Q * (L - x)}{2}$$

Cuando $x=L = 300$ [mm]

$$M = \frac{53.27 \cdot (315 - 315)}{2} = 0 \text{ [kg.mm]}$$

Por lo tanto, el momento máximo es:

$$M_{\text{máx}} = \frac{Q \cdot L}{4} \text{ cuando } x = \frac{L}{2}$$

$$M_{\text{máx}} = 4195 \text{ [kg.mm]}$$

El espesor de la placa se calcula mediante la ecuación (27), con un factor de seguridad de $N=4$

$$e = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{\text{max}} \cdot N}{S_y \cdot b}}$$

Siendo:

$$S_y = 25.36 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right] \text{ (Esfuerzo de fluencia mínimo)}$$

$$b = 140 \text{ [mm]}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 \cdot 4195 \cdot 4}{25.36 \cdot 140}}$$

$$e = 5.325 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, se elige una placa de 8 mm de espesor y se calcula el factor de seguridad resolviendo la ecuación (26).

$$6 \cdot \frac{M_{\text{max}}}{b \cdot e^2} = \frac{S_y}{N}$$

$$N = \frac{b \cdot e^2 \cdot S_y}{6 \cdot M_{\text{max}}}$$

$$N = \frac{140 \cdot 8^2 \cdot 25.36}{6 \cdot 4195} ; N = 9$$

Este factor de seguridad es permisible por los aspectos de facilidad de construcción, disponibilidad y economía, ya que el aumentar el factor de seguridad no afecta significativamente en los costos de la placa.

Luego se procede a calcular la deflexión máxima Y_{max} .

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{Q \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (28)$$

Donde:

E= módulo de elasticidad

I= Momento de inercia

$$I = \frac{b \cdot e^3}{12} = \frac{140 \cdot 8^3}{12} = 5973.33 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$E = 2 \cdot 10^6 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 20000 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{53.27 \cdot 315^3}{48 \cdot 20000 \cdot 5973.33}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.29 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, la deflexión que se produce en la placa de fuerza no afecta en modo alguno al ensayo de fatiga.

3.5 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

Después de haber realizado el diseño de los elementos mecánicos: barras de carga, placa de fuerza, la selección del motor eléctrico, diseño del sistema eléctrico y control, procedemos a realizar el ensamble de la máquina en colaboración del tesista Gustavo Oviedo Loayza, como se observa en la Figura 3-16.

El plano isométrico del módulo se encuentra en el anexo 5, el código de programación del microcontrolador se encuentra en el anexo 1, en el anexo 2 encontramos los esquemas con el listado de partes del circuito integrado de control del módulo, en el anexo 3 y 4 encontramos los resultados de los ensayos de tracción realizados para validar las propiedades mecánicas del material.



Figura 3-16 Módulo de Fatiga por Flexión Rotativa.
Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO IV

4. MATERIALES, MÉTODOS Y ENSAYOS

4.1 MATERIAL DE ESTUDIO

El acero por utilizar en la manufactura de las probetas será el AISI 1045 debido al mayor uso como ejes en la industria.

4.2 APLICACIONES

El acero AISI 1045 es ampliamente usado para todas las aplicaciones industriales que requieren más resistencia al desgaste y a esfuerzos algunas aplicaciones típicas del acero AISI 1045 son:

- Engranajes
- Ejes
- Ejes de automóviles
- Pernos

- Bielas
- Chavetas
- Husillos
- Trinquetes
- Cigüeñal
- Abrazaderas hidráulicas

4.3 COMPOSICIÓN QUÍMICA

La composición química del acero AISI 1045 la podemos observar en la tabla 4-1

Composición Química del acero AISI 1045

Elemento	Contenido (%)
carbón, C	0.43 – 0.50 %
Hierro, Fe	98.51 – 98.98 %
Manganeso ,Mn	0.60 – 0.90 %
Fosforo, P	≤0.040 %
Azufre	≤0.05 %

Fuente: Aceros en Ingeniería al carbono

4.4 PROPIEDADES MECÁNICAS

Las propiedades mecánicas del acero AISI 1045 se detallan a continuación en la tabla

Tabla 4-1 Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

Propiedades	Mecánicas
Esfuerzo de Tensión	655 – 755 MPa
Punto de Fluencia	413 MPa
% de Elongación	23 %
% de reducción de área	44 %
Dureza Brinell	190

Fuente: Aceros en Ingeniería al carbono

4.5 EQUIPOS, INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y MATERIALES CONSUMIBLES

Para realizar el ensayo de fatiga por flexión rotativa del acero AISI 1045 con diferentes rugosidades utilizaremos los siguientes equipos e instrumentos de medición:

- Motor eléctrico
- Contador de RPM
- Rugosímetro

4.6 PREPARACIÓN DE PROBETAS

La preparación de las probetas se realizó en un torno según los criterios de la norma ISO 1143 “Metallic materials Rotating bar bending fatigue test”. La cual indica lo siguiente:

- La sección de la porción de prueba del ensayo de la probeta debe ser circular, siendo “d” este en la Figura 4-1.
- Recomienda que debe existir una ratio de por lo menos 3 a 1 entre las áreas de sección transversal de la sección de prueba y las regiones de agarre de la muestra.
- Para determinar la propiedad del material, los filetes de transición en los extremos de la sección de prueba deben tener un radio no inferior a 3d
- Los valores recomendados del valor de “d” mostrado en la Figura 4-1 son: 6 mm, 7.5 mm y 9.5 mm.
- La tolerancia del diámetro debe ser $\leq 0.005d$

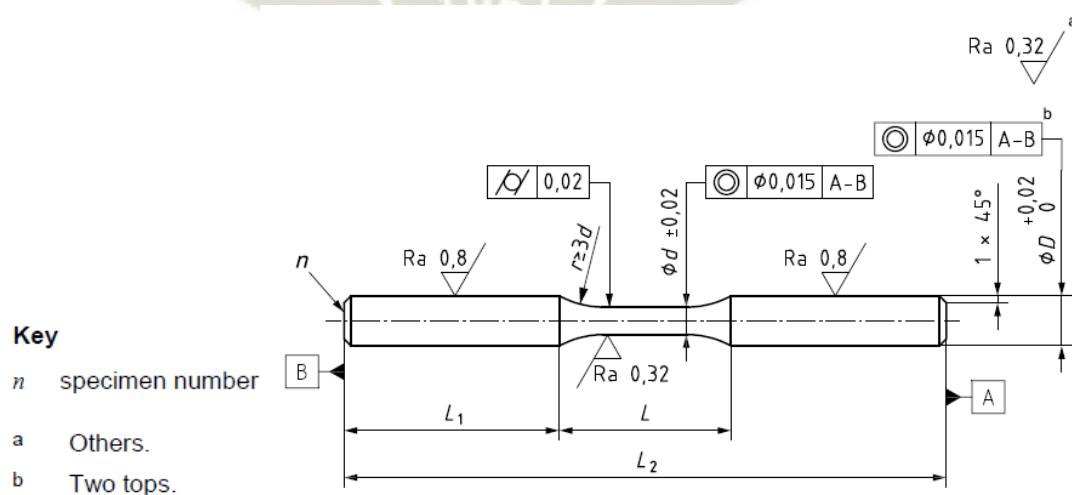


Figura 4-1 Probeta Cilíndrica

Fuente: ROTATING BAR BENDING FATIGUE TESTING ISO1143 (2010)

Las dimensiones de la probeta que utilizamos siguen las cotas representadas en la Figura 4-1, tiene las siguientes dimensiones:

$$\begin{aligned}d &= 6[mm] \\L_2 &= 160 [mm] \\L &= 78 [mm] \\L_1 &= 41 [mm] \\r &= 18 [mm]\end{aligned}$$

Se observa las dimensiones finales en [mm] de la probeta a utilizar en la Figura 4-2, mostrada a continuación.

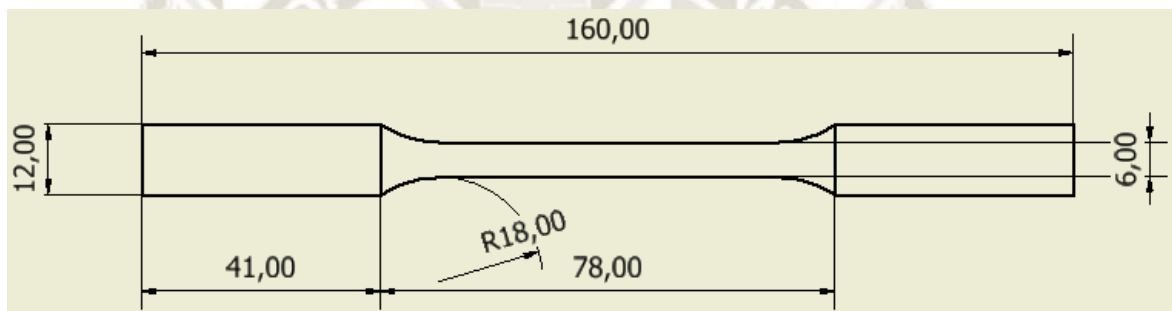


Figura 4-2 Dimensiones de la probeta Cilíndrica
Fuente: Elaboración Propia

4.7 MEDIDA DEL ACABADO SUPERFICIAL-RUGOSIDAD

Para realizar el ensayo de prueba de funcionamiento, se utilizaron 9 probetas (Ver Figura 4-4).

4.7.1 Medida de la rugosidad en probetas para prueba de funcionamiento.

Las probetas se preparan mecanizando el eje de acero AISI1045 utilizando una máquina de torno convencional y luego se realiza un pulido con lija de agua. Una vez realizado el proceso de pulido, se realiza la medición de la rugosidad de la superficie para lo cual se utilizó un rugosímetro portable. Ver Figuras (4-3, 4-5)

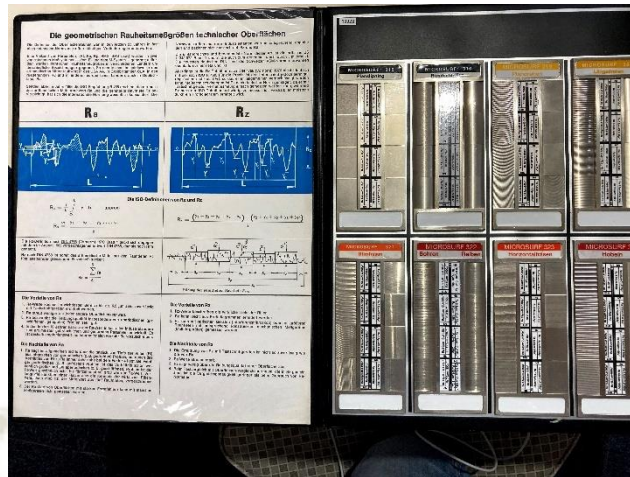


Figura 4-3 Rugosímetro Portátil
Fuente: Elaboración Propia



Figura 4-4 Probetas para realizar validación del Módulo
Fuente: Elaboración Propia



Figura 4-5 Medición de rugosidad por medio de comparación con patrones
Fuente: Elaboración Propia

La medición promedio por comparación con el patrón es equivalente a un grado de rugosidad N6. En la Figura 4-6 se observa el patrón correspondiente a una rugosidad N6 obtenida mediante torneado junto con la superficie de una probeta para prueba de funcionamiento.

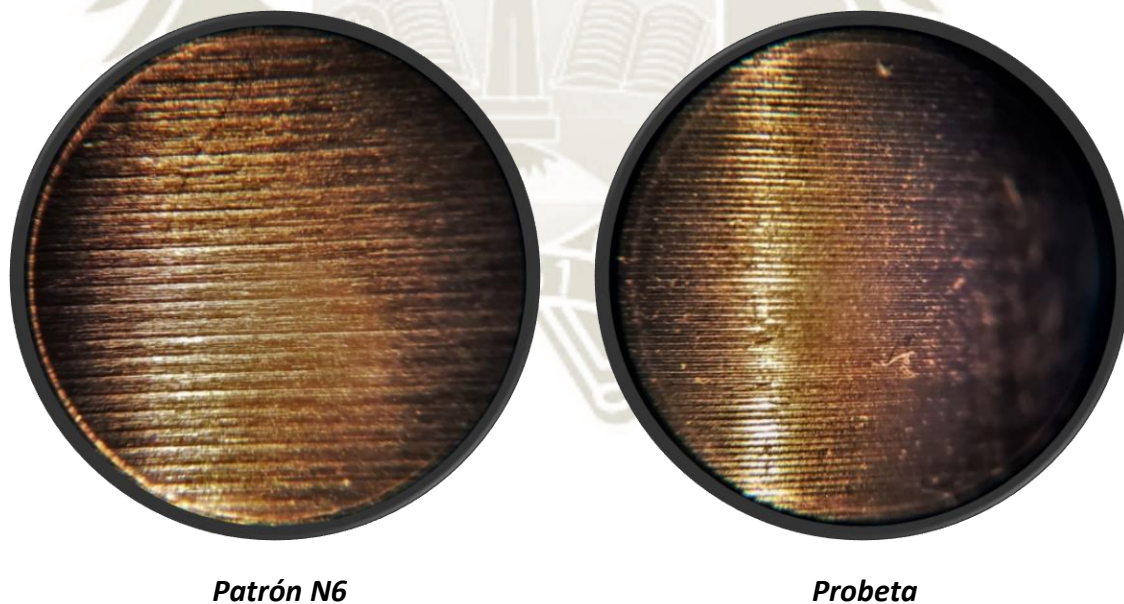


Figura 4-6 Patrón de grado de rugosidad N6 Torneado y Superficie de Probetas para validación de módulo
Fuente: Elaboración Propia

4.7.2 Medida de la rugosidad en probetas para ensayos propuestos.

Para realizar los ensayos propuestos en esta tesis, se utilizan 3 tipos de rugosidades. Los cuales se preparan mecanizando el eje de acero AISI1045 utilizando una máquina de torno convencional, para lo cual se prepararon 15 probetas con tres niveles diferentes de rugosidad de la superficie.

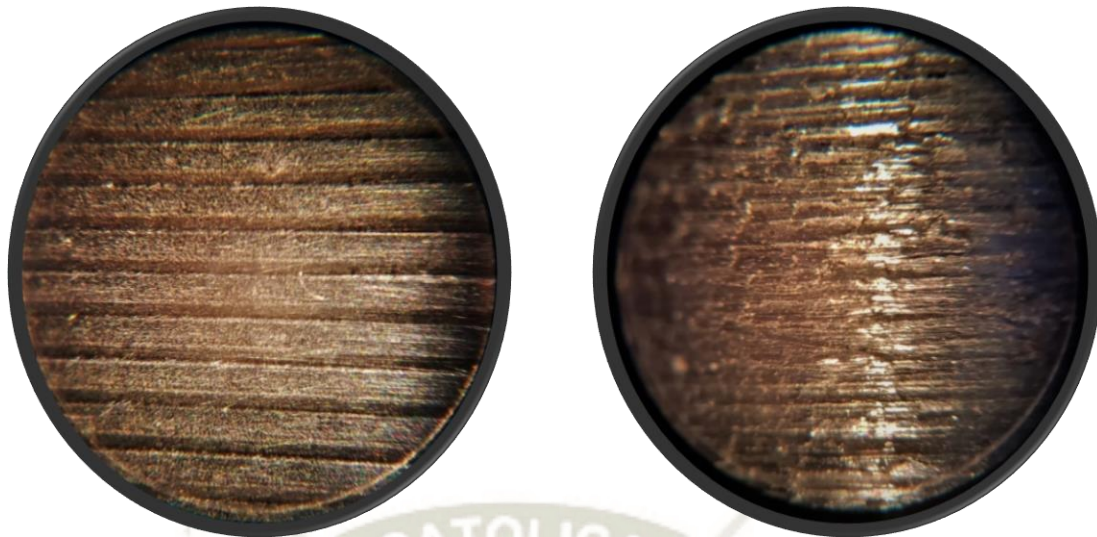
En cuanto a las muestras de rugosidad de la superficie, estas se prepararon puliendo la superficie de las probetas en el torno con papel lija #600, #180 y #40, una vez realizado el proceso de pulido, se realizó la medición de la rugosidad de la superficie por medio de comparación con los patrones de un rugosímetro portable, luego la rugosidad promedio es resumida en la siguiente tabla 4-3:

Tabla 4-2 Grado de rugosidad promedio obtenida para las probetas pulidas con papel lija

Probetas pulidas con papel lija	Grado de Rugosidad
#600	N5
#180	N6
#40	N8

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 4-7 se observa el patrón de rugosidad N8 Torneado junto con el acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #40.



Patrón N8

Probeta

Figura 4-7 Patrón de grado de rugosidad N8 Torneado y Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #40
Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 4-8 se observa el acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #180 equivalente al patrón de grado de rugosidad N6.



Patrón N6

Probeta

Figura 4-8 Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #180
Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 4-9 se observa el patrón de rugosidad N5 Torneado junto al acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #600

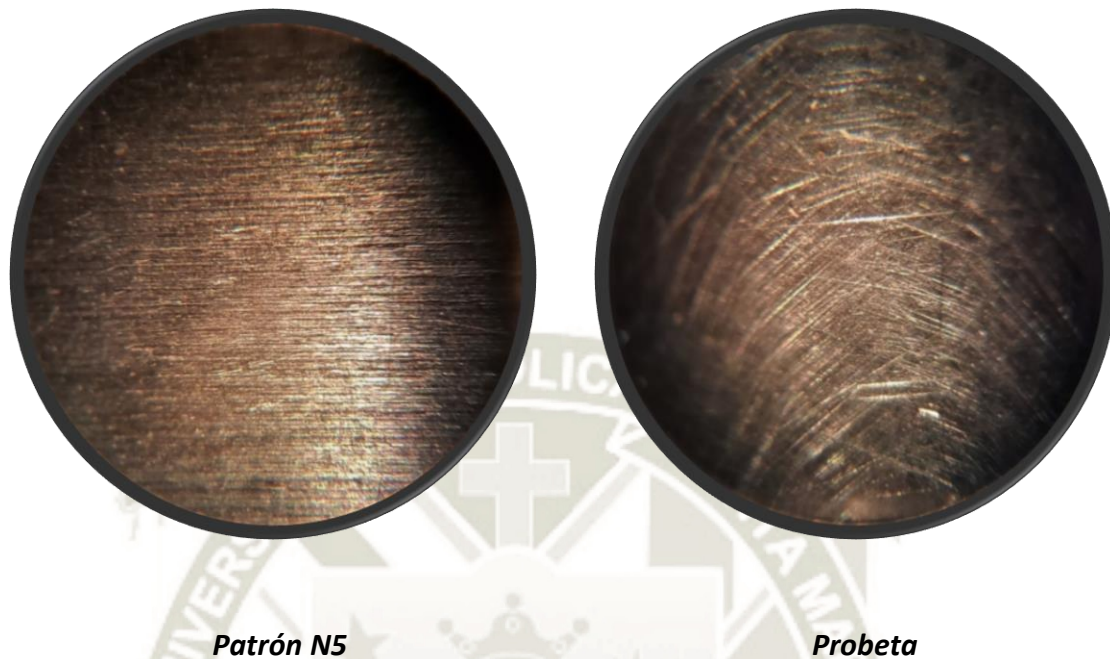


Figura 4-9 Patrón de grado de rugosidad N5 Torneado y Acabado superficial de las probetas pulidas con papel lija #600
Fuente: Elaboración Propia

4.8 ENSAYO DE FATIGA.

4.8.1 Prueba de Funcionamiento

Para realizar la prueba de funcionamiento, primero debemos calcular el diagrama S-N del acero AISI1045. Para lo cual empezaremos calculando Limite de Resistencia (S'_e), según la Tabla 4.4

Tabla 4-3 Método de estimación del límite de resistencia para probeta de ensayo

$S'_e = 0.5 * S_{ut}$, si $S_{ut} \leq 200kpsi$ (1400 MPa)	
$S'_e = 100 kpsi$, si	$S_{ut} > 200kpsi$
$S'_e = 700 MPa$, si	$S_{ut} > 1400 MPa$

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (2011)

Como la resistencia mínima a la tracción del acero AISI 1045 es menor a 1400 MPa, calcularemos S'_e de la siguiente manera:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad (29)$$

Donde:

S'_e = límite de resistencia para probeta de ensayo de laboratorio

S_{ut} = resistencia mínima a la tracción

El límite de resistencia para aceros ocurre generalmente entre 10^6 a 10^7 ciclos, para este cálculo lo estableceremos en 10^6 ciclos.

La Figura 2-6 indica que el dominio de fatiga de ciclo alto se extiende desde los 10^3 ciclos para aceros al límite de resistencia de vida. N_e a 10^6 ciclos.

La experiencia ha demostrado que los datos de fatiga de ciclo alto se rectifican mediante una transformación logarítmica tanto en esfuerzo como en ciclos de falla.

Para definir la ecuación de la recta entre 10^3 a 10^6 ciclos utilizaremos la ecuación (30)

$$(S'_f)_N = \sigma'_F * (2 * N)^b = a * N^b \quad (30)$$

Donde:

S'_f = Resistencia a la Fatiga

N = Número de ciclos

σ'_F = Coeficiente de resistencia a la fatiga

b = pendiente de la línea de deformación plástica

f = Fracción de resistencia a la fatiga.

Para $N = 1000$ ciclos:

$$(S'_f)_{1000} = \sigma'_F * (2 * 1000)^b = f * S_{ut}$$

Despejando f tenemos:

$$f = \frac{\sigma'_F * (2 * 1000)^b}{S_{ut}} \quad (31)$$

Según "SAE Handbook for fatigue":

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50[ksi] = S_{ut} + 345[MPa] \quad (32)$$

Para encontrar b , tenemos que reemplazar el esfuerzo y números de ciclos del límite de resistencia del material, por lo que tenemos:

$$b = \frac{\log\left(\frac{\sigma'_F}{S'_e}\right)}{\log(2 * N_e)} \quad (33)$$

Por lo tanto, siendo la resistencia a la tracción del acero AISI 1045 obtenida mediante un ensayo de tracción realizado a una probeta en el laboratorio de tracción del instituto Tecsup igual a 775 [Mpa], Ver Anexo 3. Calculamos el coeficiente de resistencia a la fatiga [σ'_F] con la ecuación (32)

$$\sigma'_F = 775 + 345[MPa]$$

$$\sigma'_F = 1120.73[MPa]$$

Calculamos el Esfuerzo límite de resistencia [S'_e] con la ecuación (29):

$$S'_e = 0.5 * 775[MPa]$$

$$S'_e = 387.5[MPa]$$

Reemplazamos los valores de $[\sigma'_F]$ y $[S'_e]$ en la ecuación (33) para calcular b :

$$b = \frac{\log\left(\frac{1120.73}{387.5}\right)}{\log(2 * 10^6)}$$

$$b = -0.073199$$

Reemplazamos los valores de $[\sigma'_F]$ y $[S_{ut}]$ en la ecuación (31) para calcular f :

$$f = \frac{1120 * (2 * 1000)^{-0.073199}}{775}$$

$$f = 0.829026$$

Calculamos el esfuerzo a 1000 ciclos $[(S'_f)_{1000}]$ con la ecuación (30):

$$(S'_f)_{1000} = 0.829026 * S_{ut}$$

$$(S'_f)_{1000} = 642.4957 [MPa]$$

Procedemos a realizar la gráfica de la curva Esfuerzo Vida para el acero AISI 1045 ,Figura 4-10.

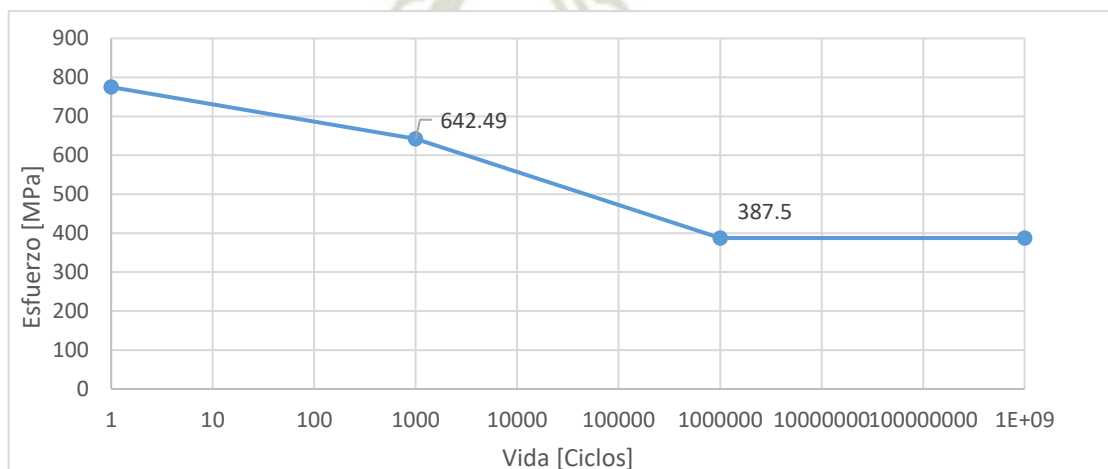


Figura 4-10 Curva Esfuerzo Vida acero AISI 1045
Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el ensayo con 9 probetas iniciales propuestas en el capítulo 4.7.1. Para lo cual se aplicó carga entre el intervalo de 11 a 14kg de fuerza, los resultados se detallan en Tabla 4-5.

Tabla 4-4 Valores obtenidos de ensayo de fatiga para validación de módulo

N° de Ensayo	Carga aplicada [kg]	N (ciclos de vida)
1	11.00	10263
2	11.00	10396
3	11.50	8687
4	11.80	9909
5	12.00	9489
6	12.50	2853
7	13.00	1857
8	13.50	2005
9	14.00	1299

Fuente: Elaboración Propia

La ecuación número (30), que describe la ecuación de la recta entre 10^3 a 10^6 también puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\text{Log}(S_f) = \text{Log}(a) + b * \text{Log}(N) \quad (34)$$

Despejando [a] de la ecuación (34) cuando $N=1000$, obtenemos:

$$\text{Log}(a) = \text{Log}(S'_f)_{1000} - b * \text{Log}(1000) = \text{Log}(S'_f)_{1000} - 3 * b \quad (34)$$

Procedemos a calcular la constante (a) para de la ecuación:

$$\text{Log}(a) = \text{Log}(S'_f)_{1000} - 3 * b$$

$$\text{Log}(a) = \text{Log}(642.4957) - 3 * (-0.073199)$$

$$a = 10^{\text{Log}(642.4957) - 3 * (-0.073199)}$$

$$a = 10^{\text{Log}(642.4957) - 3 * (-0.073199)}$$

$$a = 1065.22$$

Con los valores de (a) y (b) procedemos a reemplazar los ciclos de vida obtenidos en los ensayos en la ecuación (30) para calcular el esfuerzo a la fatiga teórico, a continuación, ejemplo de cálculo de S_{ft} para $N = 10396$. En la Tabla 4-6 se incluyen los valores de esfuerzos de fatiga teóricos.

$$(S'_{ft})_N = a * N^b$$

$$(S_{ft}) = 1065.22 * 10396^{-0.073199}$$

$$(S_{ft}) = 541.28 [MPa]$$

Tabla 4-5 Tabla de ensayos con valores teóricos de esfuerzos de fatiga

N° de Ensayo	Carga aplicada [kg]	N (ciclos de vida)	S_{fteo} [MPa]
1	11.00	10263	541.796
2	11.00	10396	541.286
3	11.50	8687	548.448
4	11.80	9909	543.190
5	12.00	9489	544.915
6	12.50	2853	595.019
7	13.00	1857	614.017
8	13.50	2005	610.581
9	14.00	1299	630.290

Fuente: Elaboración Propia

En la Tabla 4-7 se incluyen los valores de esfuerzos de fatiga de la prueba y se calcula el error con el esfuerzo a la fatiga teórico.

Tabla 4-6 Tabla De comparación de Esfuerzos de fatiga teóricos vs Esfuerzos de fatiga de la prueba

N° de Ensayo	Carga aplicada[kg]	N (ciclos de vida)	S_{fteo} [MPa]	$S_{f_{test}}$ [MPa]	%Error
1	11.00	10263	541.796	508.9	6.07
2	11.00	10396	541.286	508.9	5.98
3	11.50	8687	548.448	532.0	2.99
4	11.80	9909	543.190	545.9	-0.49
5	12.00	9489	544.915	555.1	-1.87
6	12.50	2853	595.019	578.3	2.81
7	13.00	1857	614.017	601.4	2.05
8	13.50	2005	610.581	624.5	-2.28
9	14.00	1299	630.290	647.7	-2.75

Fuente: Elaboración Propia

De la Tabla 4-7 se obtuvo un error promedio de 5.96% el cual es un error aceptable, en la Figura 4-11 se procede a graficar la curva S-N en escala logarítmica en el rango de fatiga de alto ciclos, de 10^3 a 10^6 ciclos.

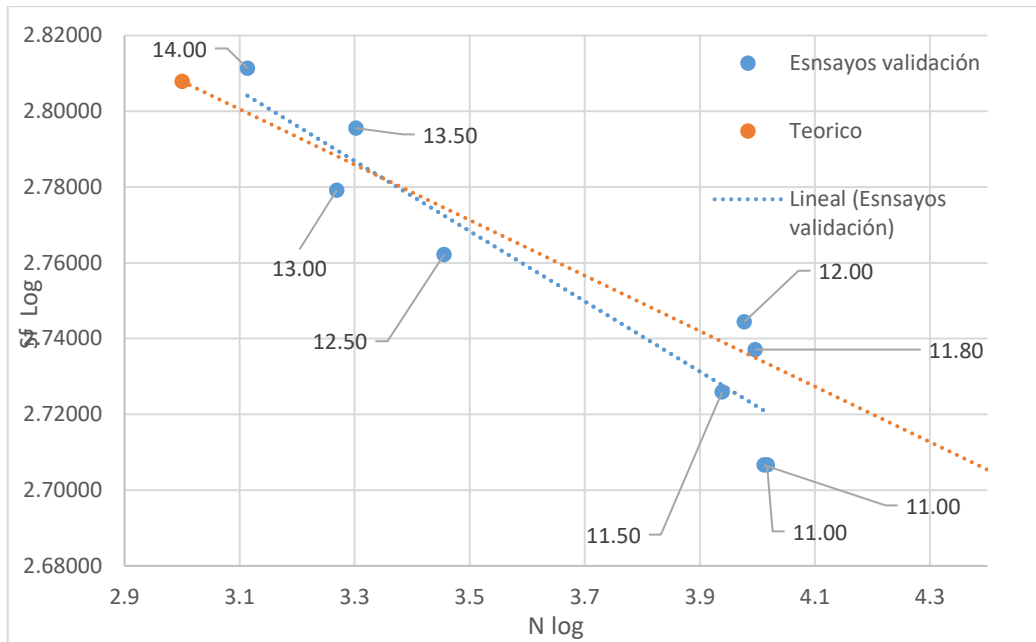


Figura 4-11 Gráfico Esfuerzo – Vida en escala logarítmica Probetas de validación de modulo

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 4-12 se observa la superficie de fractura de una de las probetas sometidas al ensayo de fatiga por flexión rotativa en la cual se evidencia un modo de fractura mixto, múltiples inicios de fisuraciones junto con una superficie muy lisa debido a fatiga y una fractura final por sobre carga (dúctil).

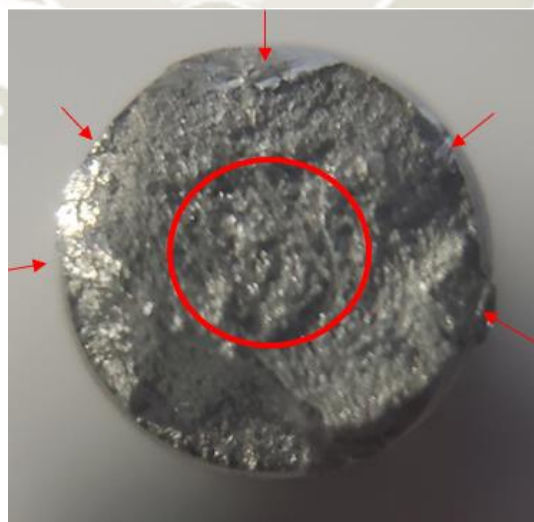


Figura 4-12 Superficie de Fractura de probeta sometida a Fatiga por flexión rotativa

Fuente: Elaboración Propia

4.8.2 Ensayo experimental

Para determinar la relación existente entre el parámetro de acabado superficial; y cómo influyen este factor sobre la fatiga por flexión rotativa del acero SAE 1045. Se procedió a realizar un ensayo de tracción del nuevo acero para estas pruebas con la finalidad de verificar la resistencia mínima a la tracción (ver anexo 4), se obtuvo un valor de resistencia mínima a la tracción de 968 [MPa], para lo cual se vuelve a graficar la nueva curva Esfuerzo – Vida del acero AISI 1045, ver Figura 4-13.

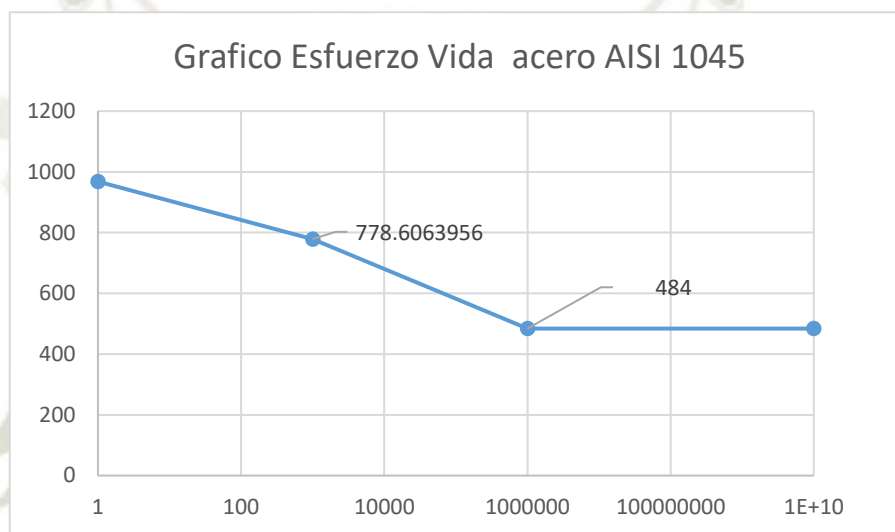


Figura 4-13 Gráfico Esfuerzo - Vida acero AISI 1045
Fuente: Elaboración Propia

Se procedió a realizar los ensayos con las probetas que fueron pulidas con la Lija #40 Con un grado de rugosidad equivalente a N8, en la Tabla 4.8

Tabla 4-7 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N8

N° de Ensayo	Carga aplicada [kg]	N (ciclos de vida)	$S_{f\text{test}}$ [MPa]
1	14.10	6331	652.2806188
2	14.53	4093	672.1728646
3	15.05	2900	696.2286037
4	15.55	3097	719.3591221
5	16.05	2122	742.4896405

Fuente: Elaboración Propia

Se procede a graficar los valores obtenidos en escala logarítmica en la Figura 4-14

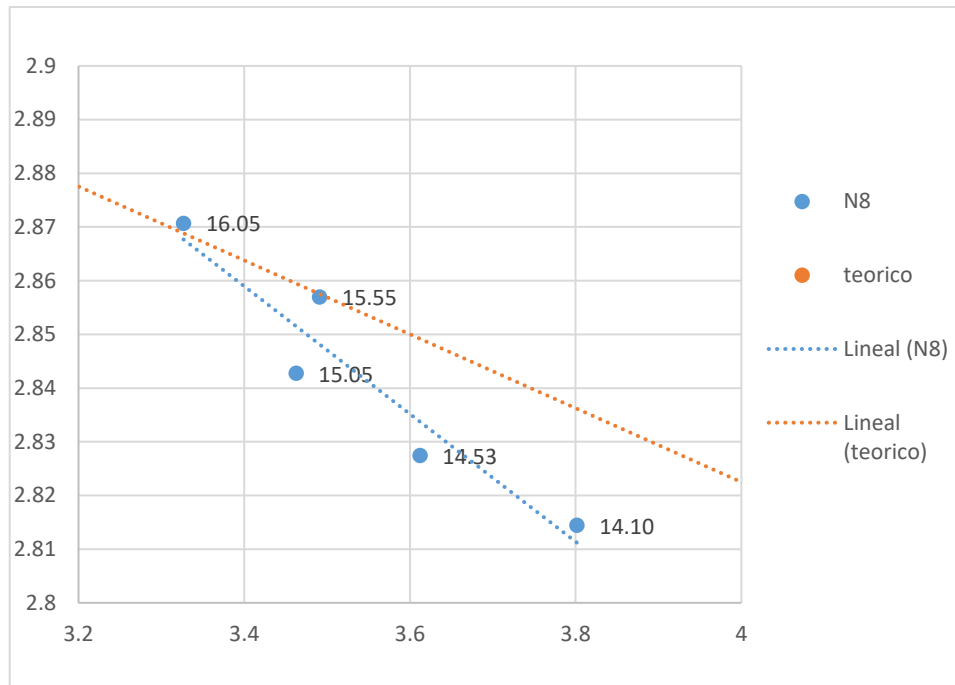


Figura 4-14 Gráfico Esfuerzo - Vida Probetas con grado de rugosidad N8
Fuente: Elaboración Propia

A continuación, se procedió a realizar los ensayos con las probetas que fueron pulidas con la Lija #180, con un grado de rugosidad equivalente a N6, en la Tabla 4.9

Tabla 4-8 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N6

N° de Ensayo	Carga aplicada [kg]	N (ciclos de vida)	$S_{f_{test}}$ [MPa]
1	14.09	7104	651.8180084
2	14.59	5951	674.9485268
3	15.05	3780	696.2286037
4	15.55	3150	719.3591221
5	16.01	2750	740.639199

Fuente: Elaboración Propia

Se procede a graficar los valores obtenidos en escala logarítmica en la Figura 4-15

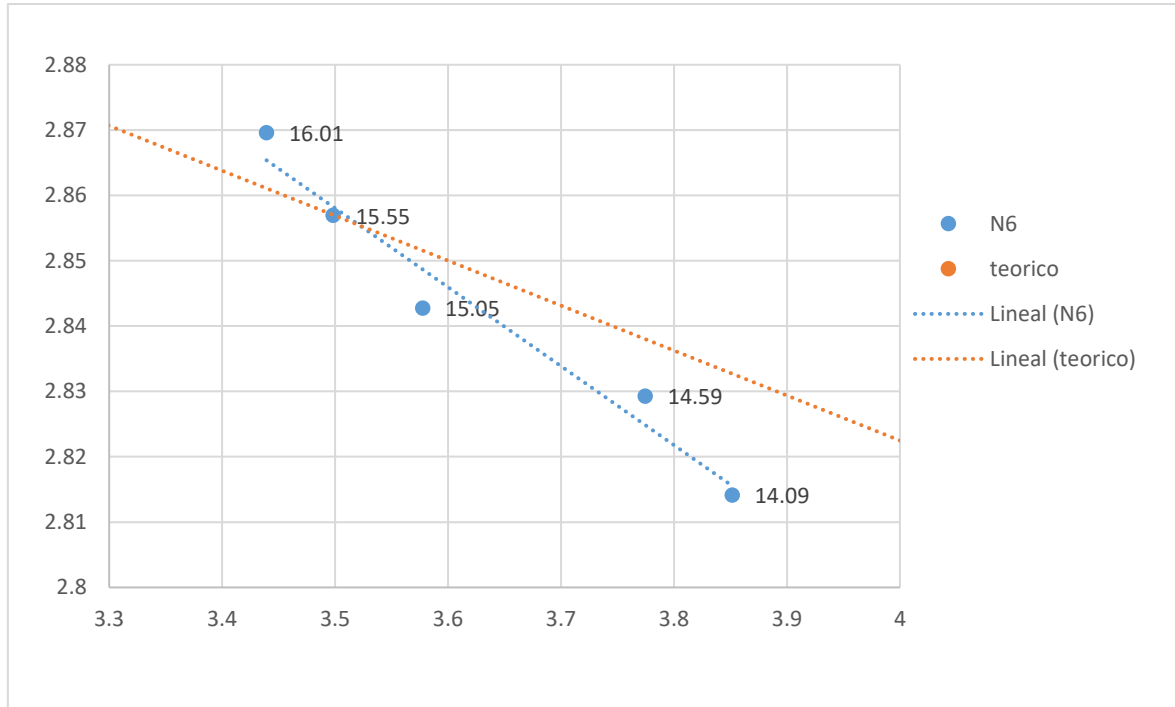


Figura 4-15 Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N6
Fuente: Elaboración Propia

A continuación, se procedió a realizar los ensayos con las probetas que fueron pulidas con la Lija #600, con un grado de rugosidad equivalente a N5, en la Tabla 4-10

Tabla 4-9 Tabla de resultados de ensayos de fatiga a probetas con grado de rugosidad N5

<i>N° de Ensayo</i>	<i>Carga aplicada [kg]</i>	<i>N (ciclos de vida)</i>	<i>S_{f test} [MPa]</i>
1	14.02	9095	648.5797358
2	14.55	6871	673.0980853
3	15.10	3376	698.5416556
4	15.55	3120	719.3591221
5	16.05	3080	742.4896405

Fuente: Elaboración Propia

Se procede a graficar los valores obtenidos en escala logarítmica en la Figura 4-16

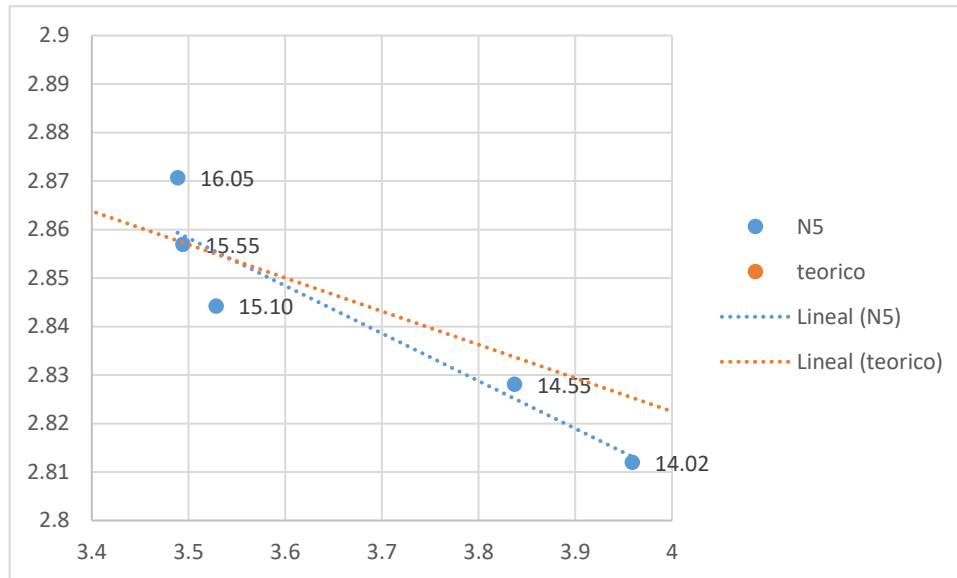


Figura 4-16 Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N5
Fuente: Elaboración Propia

Posterior a los ensayos por separado procedemos a comparar los ensayos entre las probetas en la Figura 4-17.

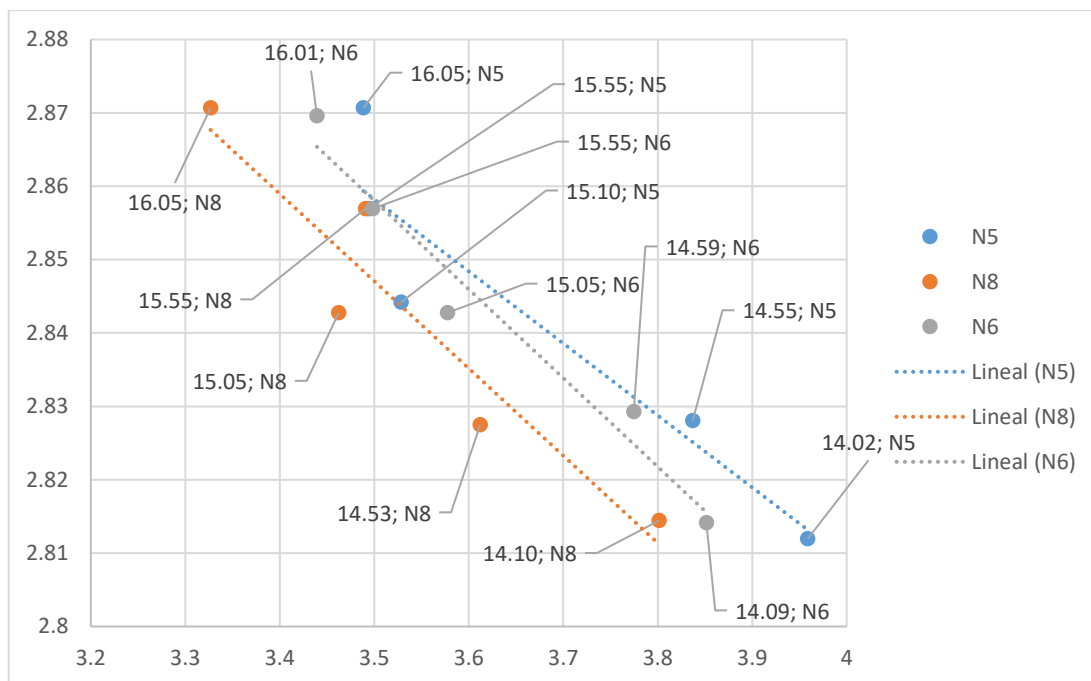


Figura 4-17 Gráfico esfuerzo Vida Probetas con grado de rugosidad N5, N6 y N8
Fuente: Elaboración Propia

En la tabla 4-11 Se observa las diferencias en vida de Fatiga para las probetas con grado de rugosidad N8, N6 y N5, así como la diferencia entre estas.

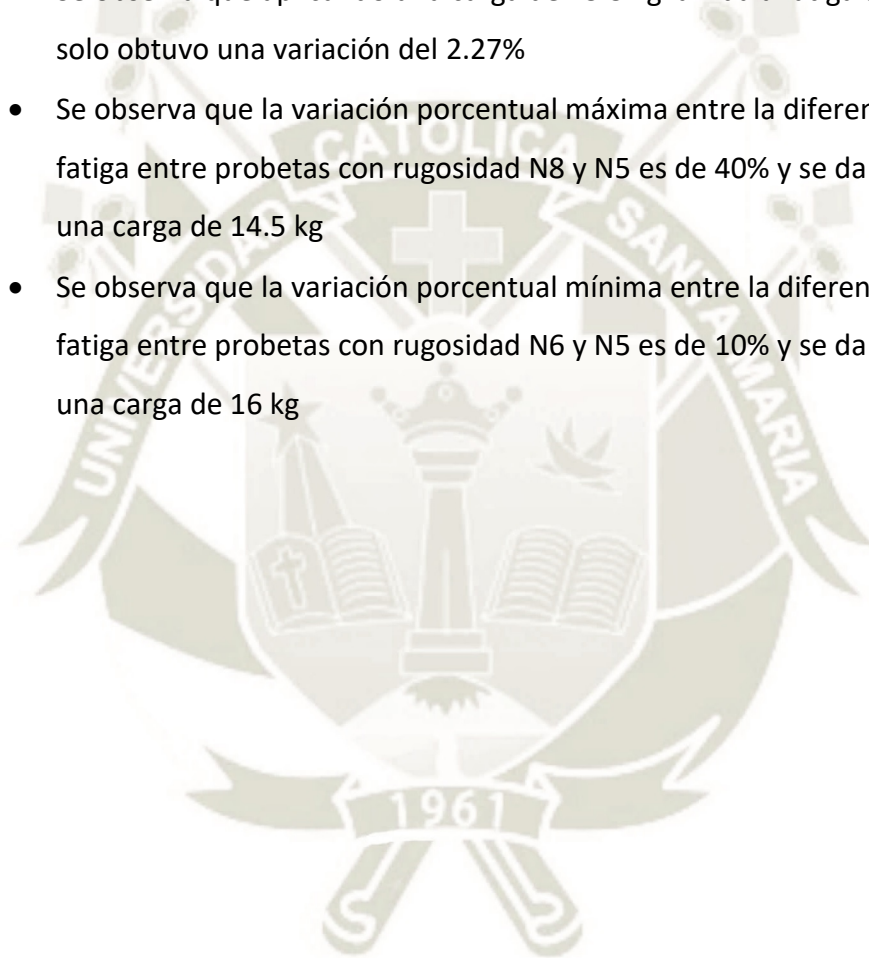
Tabla 4-10 Tabla comparativa de ciclos de vida de probetas con grado de rugosidad N8, N6 y N5

Carga [Kg]	Ciclos N8 [Rpm]	Ciclos N6 [Rpm]	Ciclos N5 [Rpm]	Diferencia de vida entre N8 y N5 [%]	Diferencia de vida entre N8 y N6 [%]	Diferencia de vida entre N5 y N6 [%]
14	6331	7104	9095	30.39	10.88	21.89
14.5	4093	5951	6871	40.43	31.22	13.39
15	2900	3780	3376	14.10	23.28	11.97
15.5	3097	3150	3080	0.55	1.68	2.27
16	2122	2750	3080	31.10	22.84	10.71

Fuente: Elaboración Propia

4.8.3 Análisis de Resultados

- Se observa que el comportamiento de las probetas de distintas rugosidades se establece sobre una banda de tendencia marcada, con desviaciones tanto de desplazamiento como de pendiente
- Las probetas con un grado rugosidad N8 siempre han tenido una vida inferior a las probetas con grado de rugosidad N5 y N6.
- Se observa que aplicando una carga de 15.5 kg la vida a fatiga de las probetas solo obtuvo una variación del 2.27%
- Se observa que la variación porcentual máxima entre la diferencia de vida a fatiga entre probetas con rugosidad N8 y N5 es de 40% y se da cuando se aplicó una carga de 14.5 kg
- Se observa que la variación porcentual mínima entre la diferencia de vida a fatiga entre probetas con rugosidad N6 y N5 es de 10% y se da cuando se aplicó una carga de 16 kg



CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE FATIGA CON EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

5.1 DISEÑO DE LA PROBETA EN EL SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.

El diseño de la probeta lo realizaremos en el Software de análisis de elementos finitos ANSYS workbench.

Para lo cual utilizaremos las dimensiones de la Figura 4-2, sin embargo, extenderemos los extremos en 20 cm de esta para poder establecer las condiciones de frontera lo más parecido a la vida real y conseguir solo esfuerzo de momento flector en la probeta, como se observa en la Figura 5-1.

d.

ANSYS
R19.2

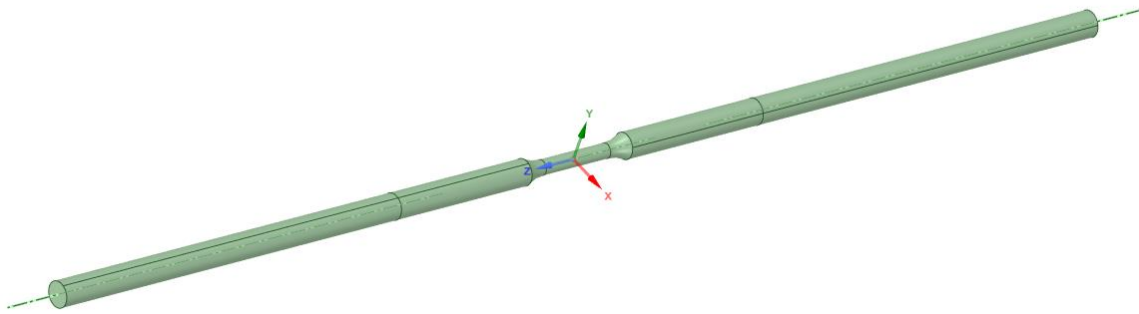


Figura 5-1 Probeta ANSYS
Fuente: Elaboración Propia

Luego procedemos a realizar el mallado, Figura 5-2, utilizando un tamaño de malla de 0.5mm:

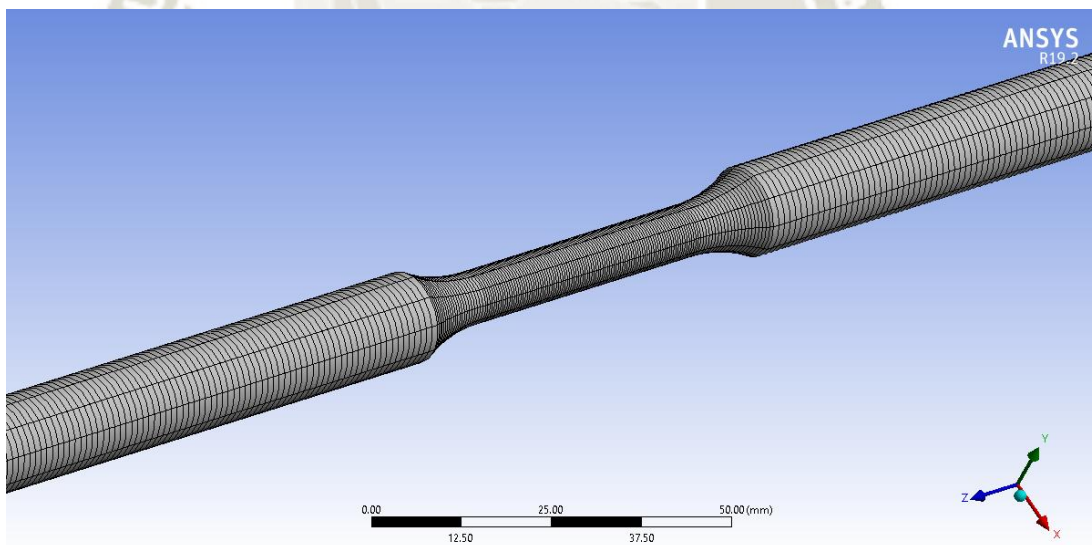


Figura 5-2 Mallado Probeta ANSYS
Fuente: Elaboración Propia

5.2 DEFINICIÓN DE CURVAS S-N EN EF

Para poder definir la curva S-N debemos ingresar el nuevo material y sus propiedades mecánicas en la pestaña Engineering data.

Procedemos a introducir los valores de la curva S-N calculada en el capítulo 4.8.1. y ANSYS se encarga de realizar la gráfica S-N en escala logarítmica de manera automática (ver Figura 5-3)

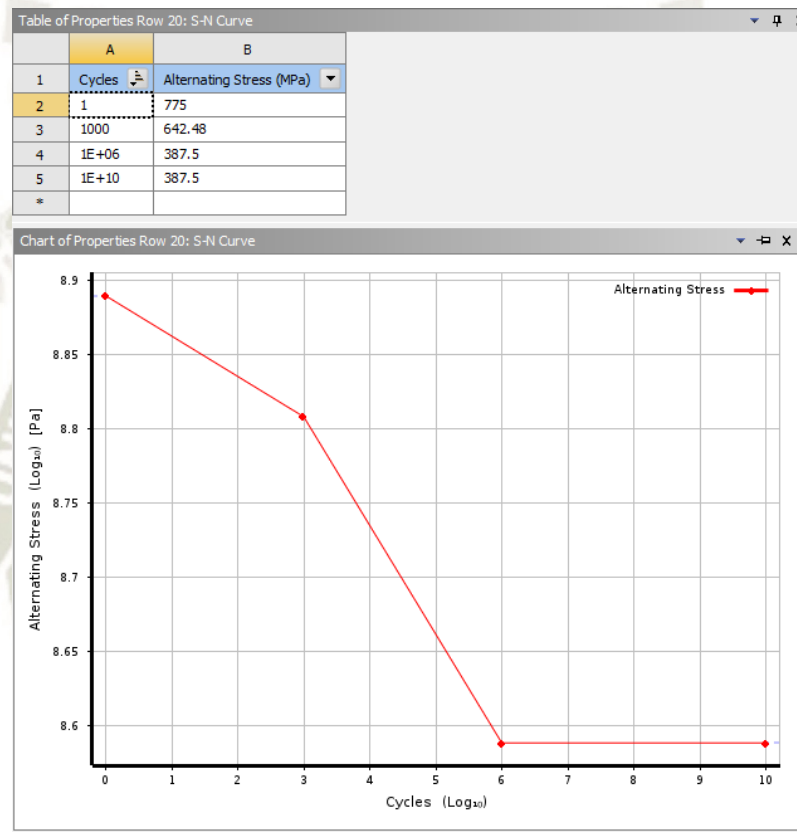


Figura 5-3 Gráfica Esfuerzo Vida ANSYS
Fuente: Elaboración Propia

5.3 OBTENCIÓN DE LA CURVA S-N

Para realizar los cálculos de resistencia, primero debemos definir las condiciones de frontera. Estos deben corresponder al Diagrama de cuerpo libre de nuestro módulo ilustrado en la Figura 5-4.

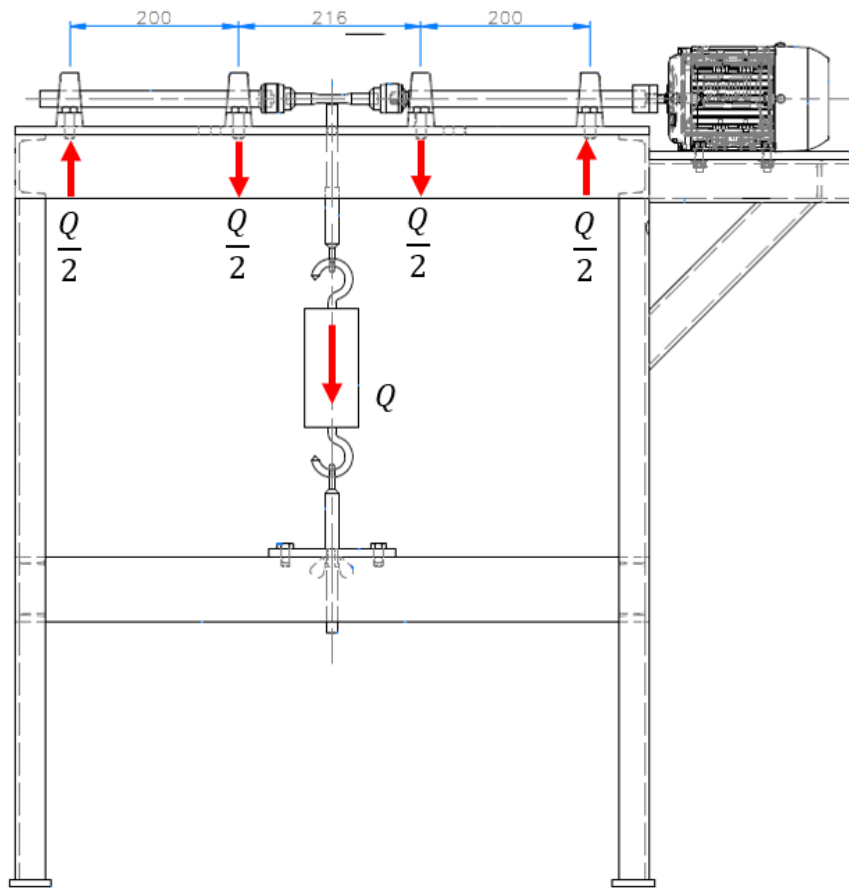


Figura 5-4 Diagrama de Cuerpo Libre - Módulo de Fatiga por flexión Rotativa
Fuente: Elaboración Propia

Posteriormente procedemos a realizar el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector, Figura 5-5. para poder determinar el máximo esfuerzo actuante en la probeta.

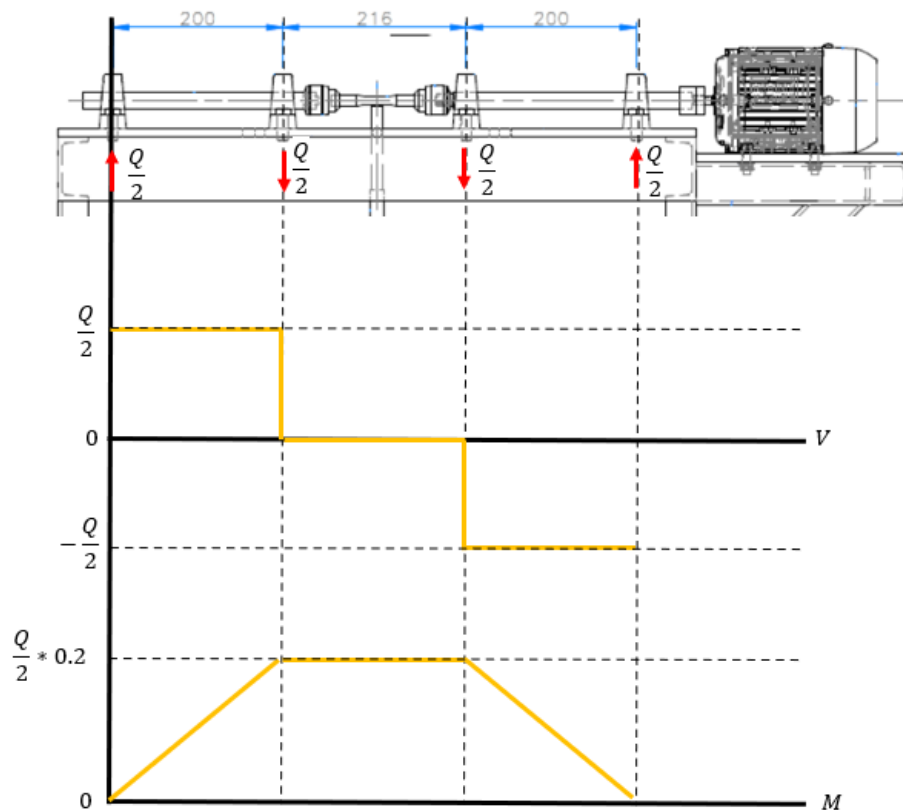


Figura 5-5 Diagrama de Esfuerzo cortante y Momento Flector – Modulo

Fuente: Elaboración Propia

Procedemos a calcular el máximo esfuerzo flector en la probeta. Para lo cual simularemos una carga Q de $13 \text{ kgf} = 127.5 \text{ N}$.

Calculamos el momento máximo:

$$M_{max} = \frac{127.5 \text{ [N]}}{2} * 200 \text{ [mm]}$$

$$M_{max} = 12750 \text{ [N * mm]}$$

Calculamos el Esfuerzo máximo con la ecuación N° 34

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

(34)

Donde:

M = Momento máximo

c = radio del eje de la probeta

I = Momento de Inercia circular

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

$$\sigma = \frac{12750[N * mm] * 3.0[mm]}{\frac{\pi * 3^4[mm^4]}{4}}$$

$$\sigma = 601.25 MPa.$$

Procedemos a validar estos cálculos en ANSYS, primero estableciendo las condiciones de frontera como se observa en la Figura 5-6

Establecemos restricciones de desplazamiento en la posición de las chumaceras exteriores y aplicamos la fuerza de 6.5 kgf=63.5 N en la posición de las chumaceras interiores.

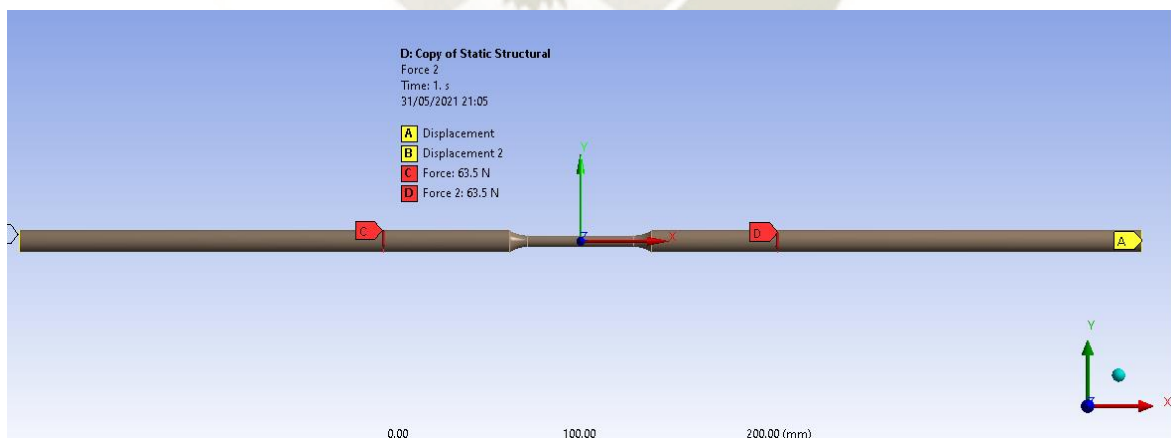


Figura 5-6 Condiciones de Frontera en ANSYS - Módulo de fatiga por flexión rotativa.
Fuente: Elaboración Propia

Procedemos a resolver el esfuerzo equivalente máximo de von misses (Ver Figura 5-7). Y obtenemos un esfuerzo máximo de 610.98 MPa.

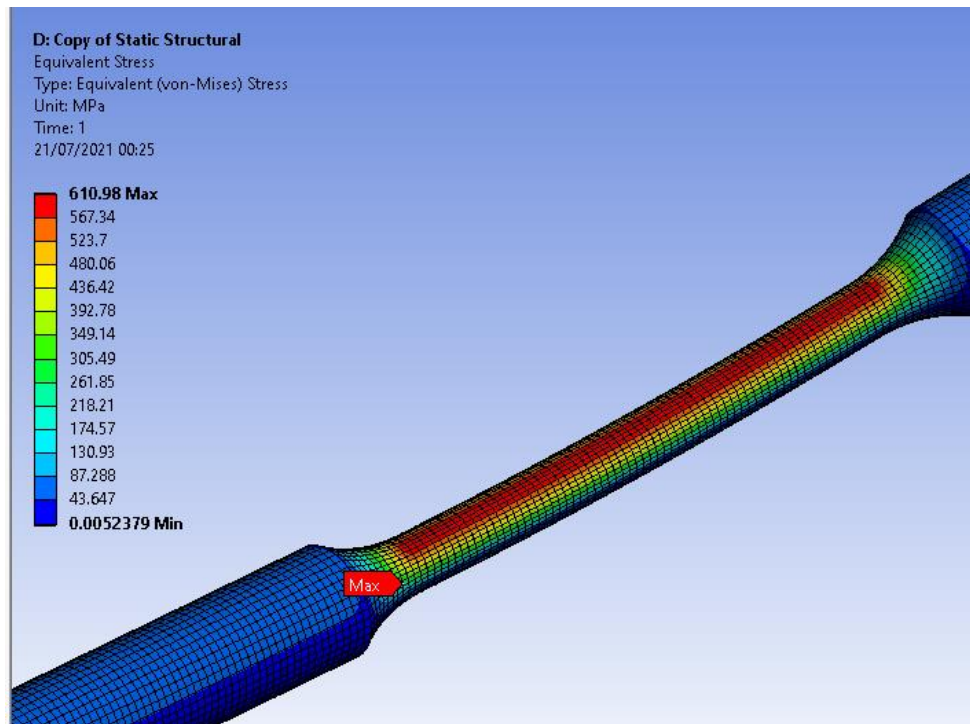


Figura 5-7 Esfuerzo equivalente máximo ANSYS - Módulo de fatiga
Fuente: Elaboración Propia

Comparando ambos resultados, obtenemos un error de 1.61%, por lo que podemos validar la simulación obtenida.

5.4 ANÁLISIS DE FATIGA

Para esto utilizaremos la Curva S-N obtenida en el capítulo 4.8.1 y obtendremos el número de ciclos hasta la falla aplicando la fuerza de 13 kgf.

Primero tenemos que definir en qué zona de la curva estaremos, como obtuvimos 610.98 MPa y este se encuentra en el rango de alto ciclos, pero vida finita:

$$(S'_f)_{1000} > 610.98 > S_e$$

$$628.34 > 610.98 > 387.5$$

Utilizaremos la ecuación (30) para determinar el número de ciclos mínimo que sobrevivirá la probeta.

$$(S'_f)_N = a * N^b$$

Donde reemplazaremos:

$$(S'_f)_N = 610.98 \text{ [MPa]}$$

$$a = 1065.22 \text{ (Calculado anteriormente con la ecuacion (34))}$$

$$b = -0.073199 \text{ (Calculado anteriormente con la ecuacion (33))}$$

N = Número de ciclos de suervivencia mínima

Obtenemos:

$$610.98 \text{ [MPa]} = 1065.22 * (N)^{-0.073199}$$

$$N = 1987.16 \text{ [ciclos.]}$$

Procedemos a realizar el cálculo de fatiga en ANSYS, para lo cual utilizaremos el módulo de fatiga del software y aplicaremos una fuerza completamente reversible, Figura 5-8.

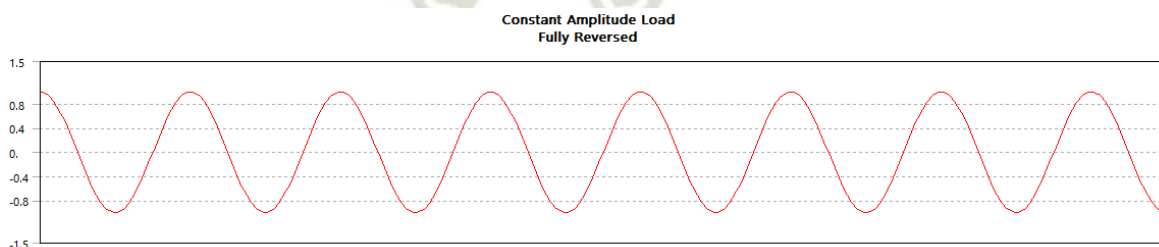


Figura 5-8 Carga de amplitud constante completamente reversible ANSYS
Fuente: Elaboración Propia

Realizamos la simulación y obtenemos una vida mínima de 1987 ciclos (Figura 5-9):

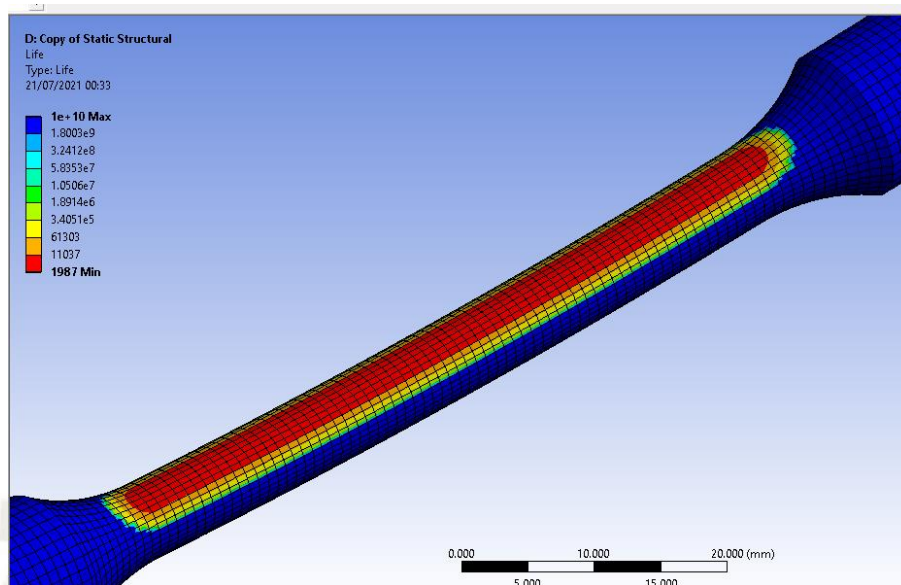


Figura 5-9 Cálculo de vida mínima por fatiga Acero AISI 1045 en ANSYS
Fuente: Elaboración Propia

Lo cual nos da un error respecto a los ciclos obtenidos a mano de 0.008%, lo cual es muy cercano.

5.5 Comparación de resultados

Para poder validar los resultados realizaremos la simulación con las cargas aplicadas en los ensayos de validación y compararemos los resultados obtenidos, ver tabla 5-1

Tabla 5-1 Tabla de comparación de resultados experimentales vs resultados simulados

N° de Ensayos	Carga aplicada	Test en Módulo		ANSYS		Error (%)
		N (ciclos de vida experimental)	Log N experimental	N (ciclos de vida simulados)	Log N simulados	
1	11.00	10263	4.011	19465	4.29	6.49
2	11.00	10396	4.017	19465	4.29	6.35
3	11.50	8687	3.939	10571	4.02	2.12
4	11.80	9909	3.996	7561	3.88	3.03
5	12.00	9489	3.977	5981.9	3.78	5.30
6	12.50	2853	3.455	3394.3	3.53	2.15
7	13.00	1857	3.269	1987	3.30	0.89
8	13.50	2005	3.302	1209	3.08	7.12
9	14.00	1299	3.114	425.1	2.63	18.47

Fuente: Elaboración Propia

Se obtiene un error promedio de 5.76 %, lo cual es aceptable.

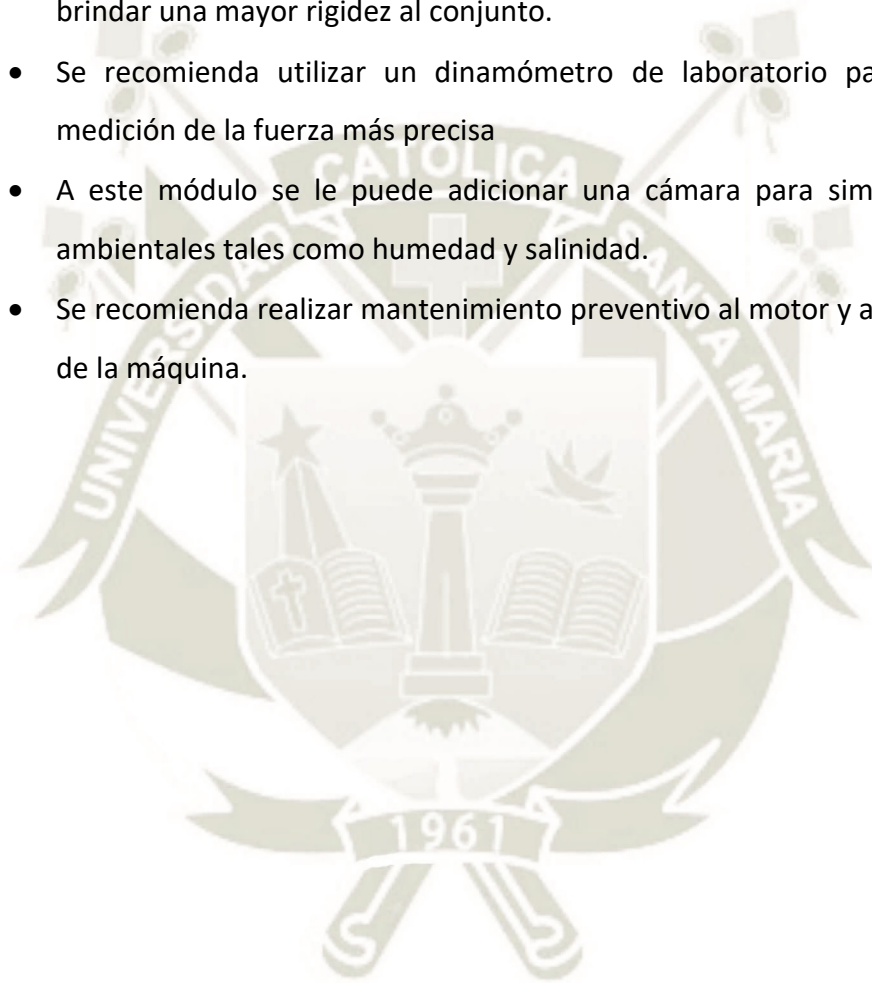
CONCLUSIONES

Al terminar con el desarrollo de la tesis, se observa que se cumplieron los objetivos previos al inicio del proyecto, los cuales eran buscar la relación entre las variables de rugosidad superficial y la vida a fatiga por flexión rotativa.

- Se realizó el diseño y fabricación del sistema de aplicación de fuerza para el módulo de fatiga por flexión rotativa.
- Se seleccionó de manera satisfactoria el motor eléctrico adicionalmente se diseñó el circuito de fuerza y control de este.
- Se realizó la fabricación de la máquina de fatiga por flexión rotativa en colaboración del tesista Gustavo Oviedo Loayza de manera exitosa.
- Se realizaron los ensayos propuestos de validación del módulo de manera satisfactoria siendo la diferencia entre los cálculos de esfuerzos de fatiga teóricos y los obtenidos experimentalmente de un error promedio de 5.96%
- La diferencia entre los cálculos de esfuerzos de fatiga teóricos y los obtenidos con la simulación en ANSYS arrojaron un error promedio de 5.76%.
- El acabado superficial por mecanizado de un material influye en el incremento de la vida a la fatiga, se observó experimentalmente que este incremento varía entre 14% y 40% para rugosidades que variaron de N8 a N5.
- Se observó que el efecto de la rugosidad sobre la vida de un material sometido a fatiga tiene mayor impacto cuando este es sometido a esfuerzos menores.

RECOMENDACIONES

- Al ser las probetas mecanizadas en torno, estas fueron susceptibles a errores de mecanizado, y se obtuvieron valores que fueron descartados de esta tesis, se recomienda elaborar las probetas en un torno CNC.
- Se recomienda fijar las bases del módulo de manera permanente al piso para brindar una mayor rigidez al conjunto.
- Se recomienda utilizar un dinamómetro de laboratorio para obtener una medición de la fuerza más precisa
- A este módulo se le puede adicionar una cámara para simular condiciones ambientales tales como humedad y salinidad.
- Se recomienda realizar mantenimiento preventivo al motor y a los rodamientos de la máquina.



REFERENCIA

- Askeland, D. R., & Phulé, P. P. (2004). *Ciencia e ingeniería de materiales* (Cuarta ed.). México D.F., México: Thomson.
- ASM. (s.f.). Failure Analysis and prevention. *ASM HANDBOOK*, 2909.
- ASTM. (1949). *Manual on Fatigue Testing*. Philadelphia: ASTM.
- ASTM. (s.f.). *ASTM E1150*.
- ASTM INTERNATIONAL ORG. (1986). FATIGUE TESTING. 1-10.
- BRUCE BOARDMAN, D. A. (1990). FATIGUE RESISTANCE OF STEELS. En A. INTERNATIONAL, *ASM HANDBOOK, VOLUME 1* (págs. 673-688).
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F., México: McGraw-Hill.
- Calama, D. (s.f.). *Modelado numérico para la iniciación y crecimiento de grietas en fatiga por fretting con contacto plana*. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla, España.
- Callister, W. D. (2002). *Introducción a la ciencia e ingeniería de materiales*. Barcelona, España: Reverté.
- Chica, R. J. (2015). *Modelos basados en la mecánica de la fractura para estimar la efectividad de dos métodos rápidos para el control o retardo de la propagación de fisuras en aceros AISI 1045*.
- CORPORATION, A. (s.f.). <http://www.atmel.com>.
- DIN, 4. (1972). *Roughness Comparison Specimens*.
- Elfgren, L. (2015). Fatigue Capacity of Concrete Structures: Assessment of Railway Bridges. https://www.researchgate.net/publication/278726933_Fatigue_Capacity_of_Concrete_Structures_Assessment_of_Railway_Bridges, 104.
- G.E., D. (1988). *Mechanical metallurgy*, Mc graw hill ltd. UK.
- Gonzales Ramírez, A. (s.f.). *Metodología de la investigación científica*.
- Gonzales, A. P. (11 de 07 de 2006). *Mecapedia*. Obtenido de Mecapedia: http://www.mecapedia.uji.es/limite_ideal_de_fatiga.htm
- IESS. (s.f.). Curso análisis de Fatiga.
- ISO 1143. (2010). ROTATING BAR BENDING FATIGUE TESTING. *ISO 1143*, 32.
- Jaime Andrés Gómez, A. L. (2005). ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO A FATIGA DE UN ACERO AISI 1045 EN UN AMBIENTE DE JUGO DE CAÑA DE AZUCAR. *Scientia et Technica Año XI*, , 6.

Khadija Kimakh, A. C. (2018). Improvement of fatigue life of AISI 1045 carbon steel of parts obtained by turning process through feed rate. *Science Direct*, 243-249.

Materials, A. (s.f.). *Azo Materials*. Obtenido de <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6130>

Mecánica, G. T. (s.f.). *Proceso de fabricación*.

Metals, A. S. (1975). *Metals Handbook* (8th ed., Vol. 10). Ohio: Metals Park.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado* (Cuarta ed.). México: Pearson.

Pook, J. L. (1983). *The Role of Crack Growth in Metal Fatigue*. Londres.

S.A, C. G. (s.f.). SAE 1020 Y SAE 1045. *Aceros en Ingeniería al carbono*, 6.

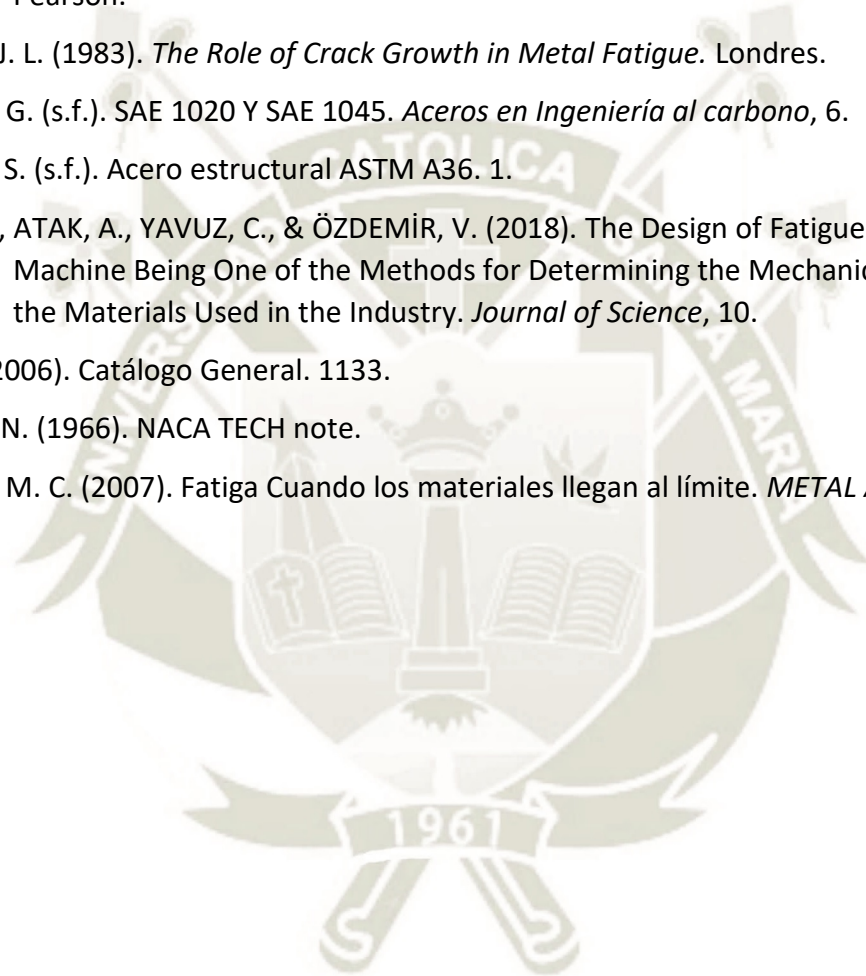
S.A, S. S. (s.f.). Acero estructural ASTM A36. 1.

ŞIK, A., ATAĞ, A., YAVUZ, C., & ÖZDEMİR, V. (2018). The Design of Fatigue Strength Machine Being One of the Methods for Determining the Mechanical Properties of the Materials Used in the Industry. *Journal of Science*, 10.

SKF. (2006). Catálogo General. 1133.

TECH, N. (1966). NACA TECH note.

Tovar, M. C. (2007). Fatiga Cuando los materiales llegan al límite. *METAL ACTUAL*, 7.



ANEXO 1

Código de programación de microcontrolador de módulo de fatiga por flexión rotativa.

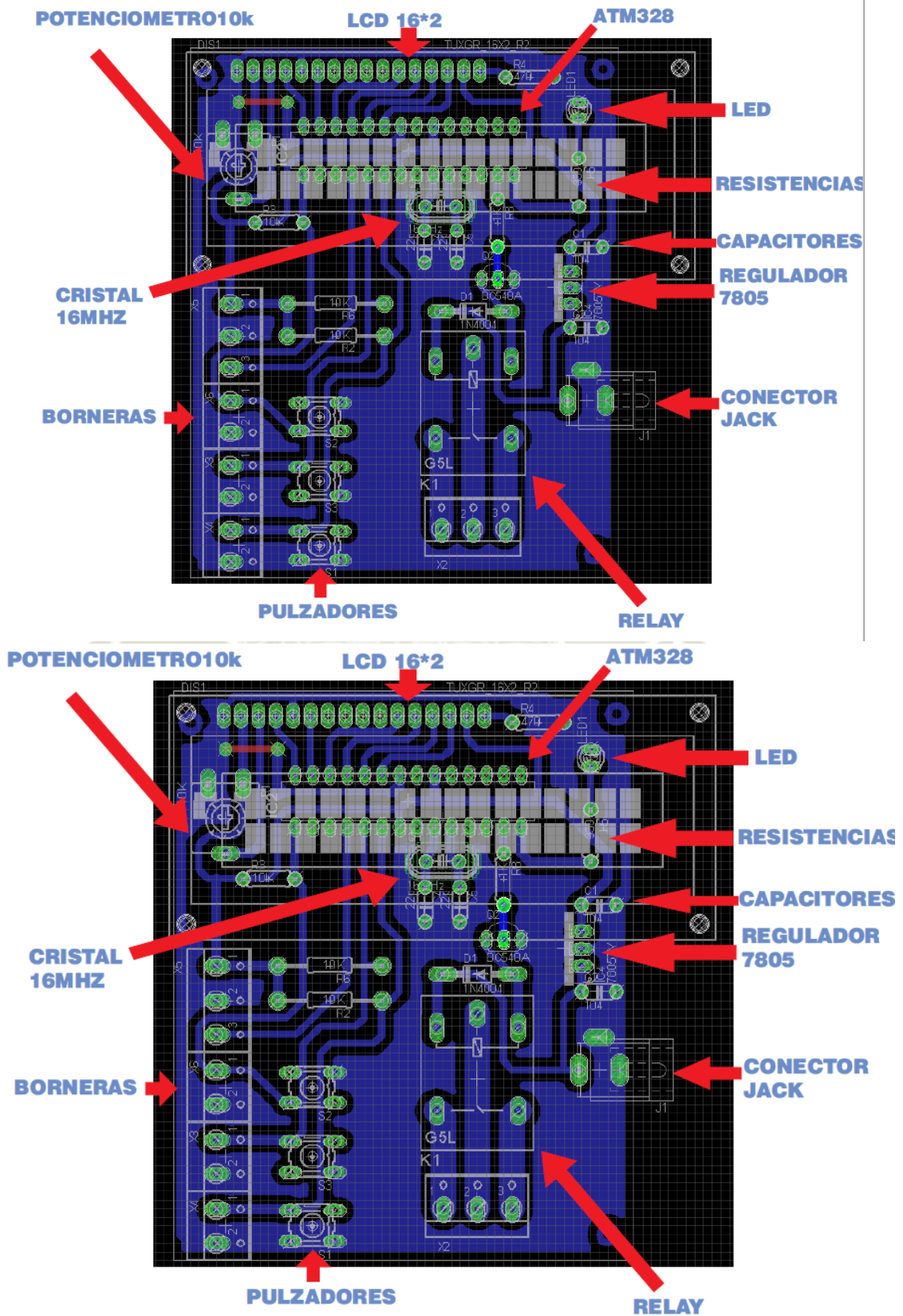
```

#include <LiquidCrystal.h> //libreria lcd
#include <TimerOne.h> //libreria interrupcon timer 1
LiquidCrystal lcd(19, 18, 17, 16, 15, 14); //pines lcd
long Vueltas = 0;
int Pin_Interrupcion = 2; //sensor hall
int Pulsador1 = 3; //arranque
int Pulsador2 = 4; //parada
int relay = 7;
int led = 8;
void setup()
{
//-----
attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(Pin_Interrupcion), Cont_Vueltas, FALLING);
//-----
  lcd.begin(16, 2);
  pinMode(Pulsador1, INPUT);
  pinMode(Pulsador2, INPUT);
  pinMode(relay, OUTPUT);
  pinMode(led, OUTPUT);
//-----
  delay(500);
  lcd.clear();
  lcd.setCursor(0, 0);
  lcd.print(" CONTADOR ");
//-----
}
void loop()
{
  lcd.setCursor(6, 1);
  lcd.print(Vueltas);
  if(digitalRead(Pulsador1)==LOW)
  {
    while(digitalRead(Pulsador1)==LOW){}
    delay(200);
    digitalWrite(relay,HIGH);
    digitalWrite(led,HIGH);
  }
  if(digitalRead(Pulsador2)==LOW)
  {
    digitalWrite(relay,LOW);
    digitalWrite(led,LOW);
    int a=1;
    while(a==1)
    {}
  }
}
void Cont_Vueltas()
{
  ++Vueltas;
}
//*****

```

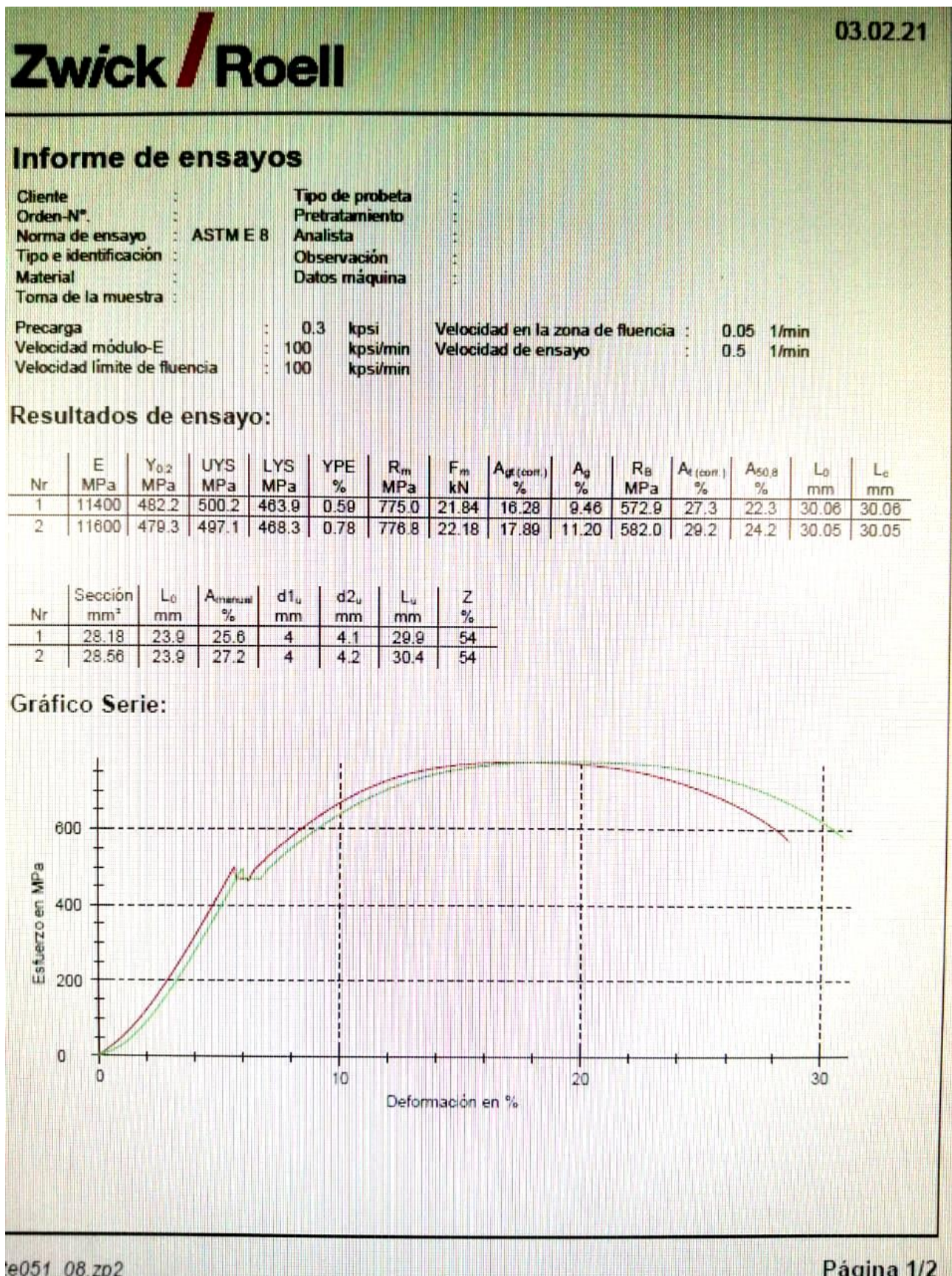
ANEXO 2

Descripción de partes de circuito integrado de control de un módulo de fatiga



ANEXO 3

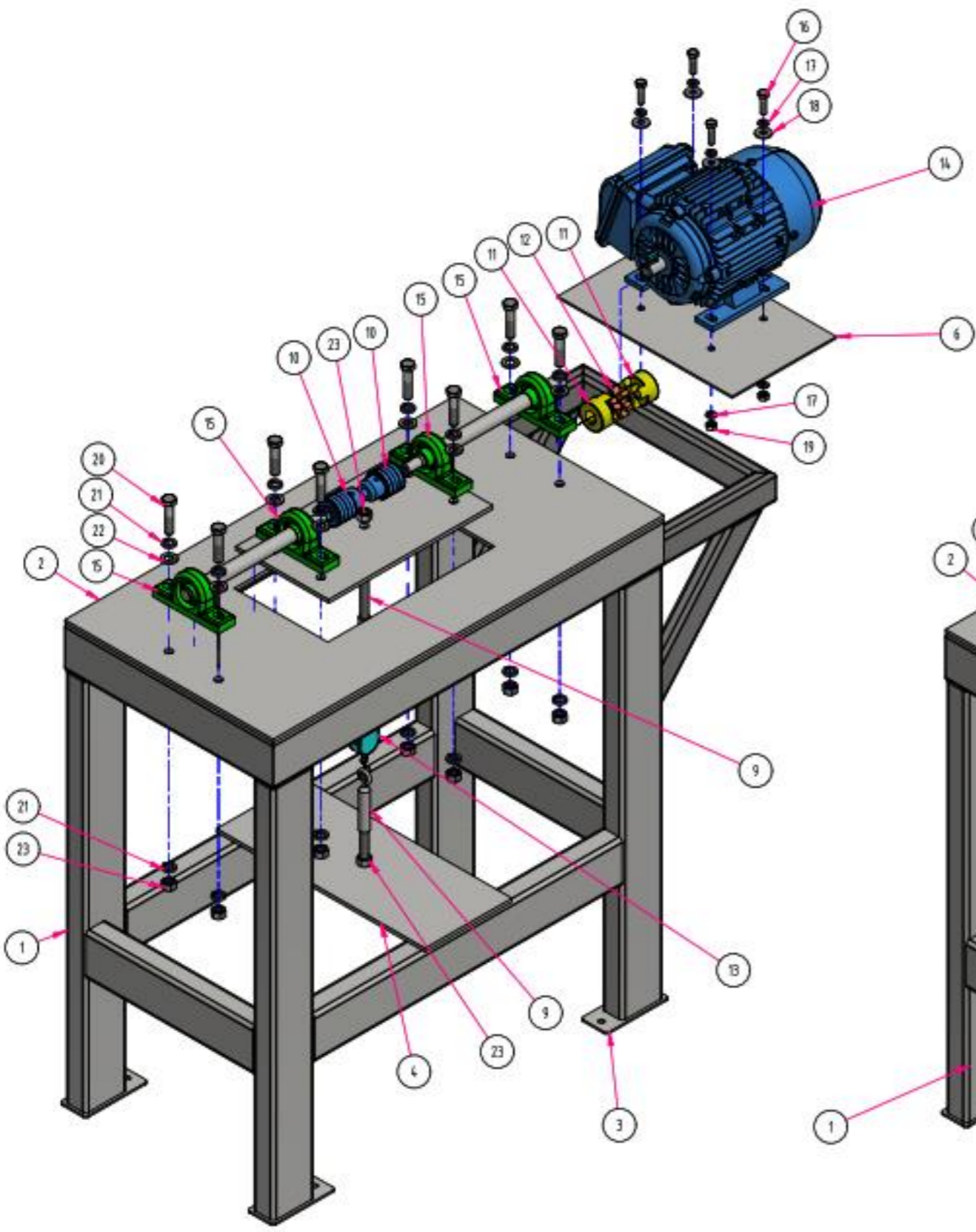
1er Ensayo de tracción de probeta 1045 aceros córdoba.



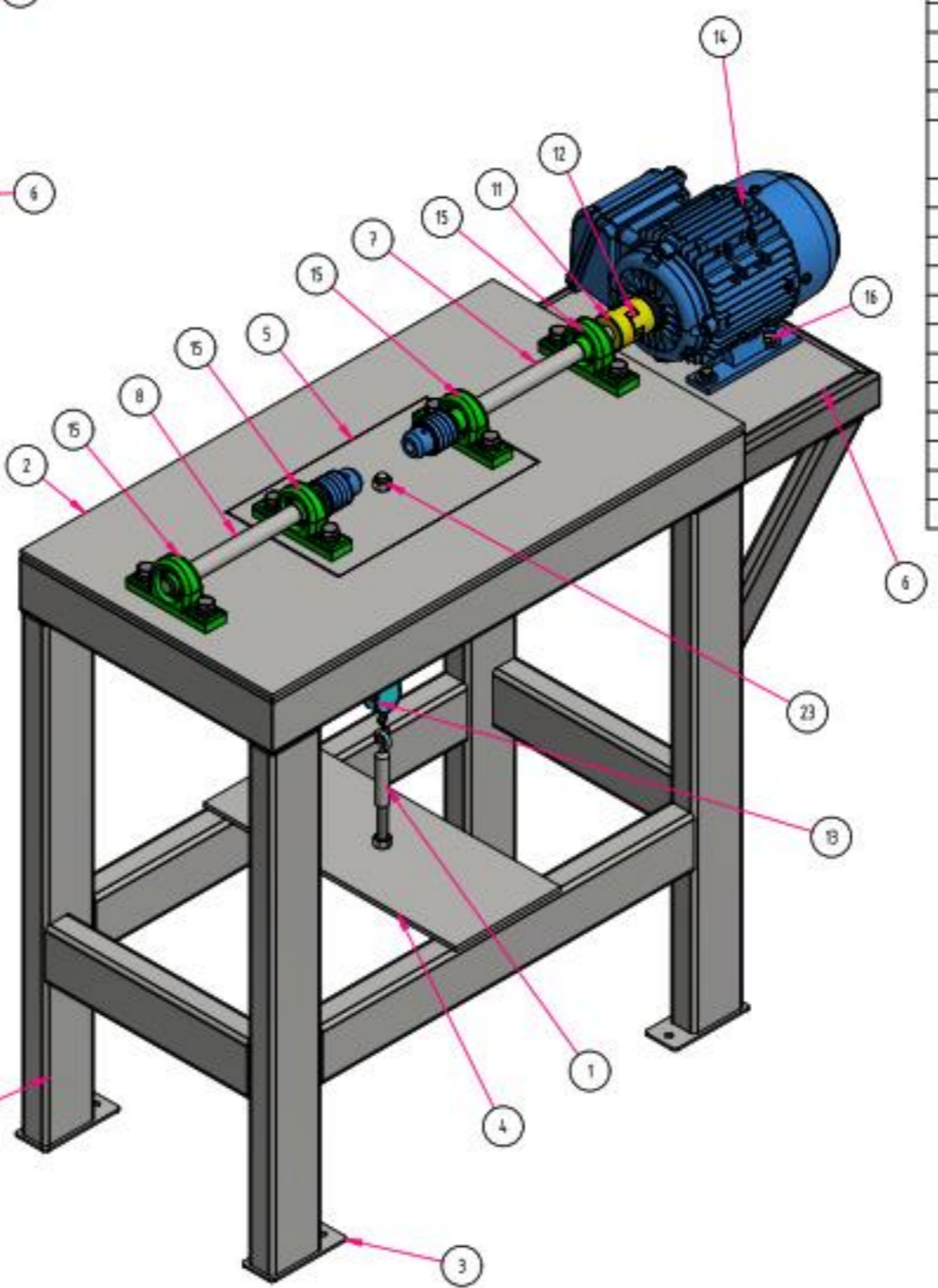
ANEXO 5

Plano de ensamble





VISTA EN EXPLOSIÓN - CODIGO:
Esc 1/7.5



VISTA ISOMETRICO - CODIGO:
Esc 1/7.5

LISTA DE PARTES					
ITEM	CODIGO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UND
1	ES01	1	Estructura	ASTM A36	39.8 kg
2	PL01	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	12.06 kg
3	PL02	4	Plancha de 1/8"	ASTM A36	0.15 kg
4	PL03	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	3.32 kg
5	PL04	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	2.76 kg
6	PL05	1	Plancha de 1/8"	ASTM A36	1.66 kg
7	EJ01	1	Barra lisa de Ø7/8"	SAE 1020	0.79 kg
8	EJ02	1	Barra lisa de Ø7/8"	SAE 1020	0.71 kg
9	EJ03	2	Barra de carga movil	SAE 1020	0.21 kg
10	CH01	2	Mandril Chucks	Acero	0.44 kg
11	AC01	2	SYPT Mangon lovejoy tipo L.075	Acero	0.23 kg
12	AC02	1	SYPT Elemento Elástico para Mangon L.075	HYTREL	0.01 kg
13	DN01	1	Dinamómetro Digital		0.14 kg
14	MT01	1	Motor Electrico de 0.5 HP 1680rpm	Acero	
15	CH01	4	FAG Chumacera 20 MM UCP 204 J7	Acero	0.77 kg
16	PE01	4	Perno M8X1.25X30	Grado 4.8	0.02 kg
17	PE02	8	Volanda de Presión Ø8mm	Grado 4.8	0 kg
18	PE03	4	Volanda de Plana Ø8mm	Grado 4.8	0.01 kg
19	PE04	4	Tuerca M8X1.25	Grado 4.8	0.01 kg
20	PE05	8	Perno M12X1.75x50	Grado 4.8	0.06 kg
21	PE06	16	Volanda de Presión Ø12mm	Grado 4.8	0 kg
22	PE07	8	Volanda de Plana Ø12mm	Grado 4.8	0.01 kg
23	PE08	10	Tuerca M12X1.75	Grado 4.8	0.02 kg
24	LE01	2	Lengüeta de 6x6x20mm	Acero	0.01 kg

M. Proyección:	Uib.:	Fecha:
Escala:	Formato:	Rev.:
1:1	A3	Aprab.:
Plano:	PLANOS FINALES_01	Rev:
		0

MÓDULO DE ENSAYOS
FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA

Todo el contenido de este documento es propiedad de ... y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de ...