

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO

Colegio Ciencias e Ingeniería

Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos de Fatiga por Flexión

Joaquín Mogollón Jijón

Alfredo Valarezo PhD. Director de tesis

Tesis de grado presentada como requisito
para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, Diciembre 2012

Universidad San Francisco de Quito
Colegio de Ciencias e Ingeniería

HOJA DE APROBACIÓN DE TESIS

Diseño y Construcción de una Maquina de Ensayos de Fatiga por Flexión.

Joaquín Mogollón Jijón

Alfredo Valarezo PhD

Director y miembro del comité de tesis.

M.Sc. Lorena Bejarano

Miembro del comité de tesis

Ing. Bernard Herrera

Miembro del comité de tesis

Santiago Gangotena PhD

Decano del Colegio de Ciencia e Ingeniería

Quito, 14-Diciembre-2012

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído la Política de Propiedad Intelectual de la Universidad San Francisco de Quito y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo de investigación quedan sujetos a lo dispuesto en la Política.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo de investigación en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art.144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma:

Nombre: Joaquín Mogollón Jijón

C. I.: 1712162922

Fecha: 18 de Diciembre del 2012

Dedicatoria

Este proyecto está dedicado a mis padres Gonzalo Mogollón y María del Pilar Jijón que fueron los que me dieron esta oportunidad y su apoyo incondicional.

Agradecimientos

Agradecimiento especiales a todos los que contribuyeron con este proceso y en especial a Fabián Morales, Bernard Herrera, Lorena Bejarano, Pedro Meneses y Alfredo Valarezo.

Resumen

Este proyecto de tesis consiste en el diseño y construcción de una máquina para prueba de fatiga por flexión. Contiene la información necesaria sobre la fatiga, sus diferentes tipos de cargas, tipos de análisis, importancia de esta propiedad mecánica, maneras de analizar los resultados y presentación de los resultados. Explica la importancia de tomar en cuenta las propiedades mecánicas para el diseño y la manera en que analizando estas propiedades se puede llegar a diseños más eficaces. Se presentan todos los pasos para elaborar la máquina. Muestra el objetivo del diseño de la máquina, pasando por el análisis de recursos necesarios para así determinar la factibilidad de su fabricación. Los cálculos son esenciales para determinar el diseño. Se presenta la construcción de la máquina considerando la disposición de herramientas y materiales a conseguir en el mercado nacional. Se explican todos los sistemas involucrados en la máquina como es el sistema eléctrico, mecánico y de control. Con todo esto se realizaron las pruebas permitiendo encontrar conclusiones sobre el rendimiento de la máquina y si se lograron cumplir los objetivos planteados. A su vez muestra los beneficios que trae la máquina para el análisis de diferentes procesos, manufacturas, tratamientos térmicos, recubrimientos y sus efectos en la fatiga de cada material.

Abstract

The present project describes the design and construction of a fatigue testing machine by flexion of the specimens. This report contains all the required information about fatigue, different types of loading, types of analysis, the importance of fatigue in design, analysis of results. It demonstrates the importance of the mechanical properties of the materials for creating more effective designs. All the steps for the manufacturing of the machine are presented. It starts with the objectives of the project, going through the analysis of available resources in order to define the feasibility to construct this machine. The calculations made to design the machine are also presented. The whole process of manufacturing including the availability of tools and raw materials are explained. The machine consists of 3 main systems the electrical, mechanical and the control. Experimental tests were carried out to check the performance of the machine as to verify whether the objectives are fulfilled. The benefit of the fatigue testing machine to analyze the effects of different processes, manufacture, thermal treatments and coatings to different material is also shown.

Tabla de Contenido

Capitulo 1: Introducción y detalles importantes para análisis de fatiga	2
1.1: Tipos de Cargas y Propiedades Mecánicas de los Materiales	2
1.2: Importancia para el Diseño	3
1.3: Tipos de análisis de fatiga.....	4
1.4: Tipos de ciclos de carga	7
1.5: Importancia de la fatiga para el diseño mecánico y tipos de análisis de resultados.....	8
1.6: Curvas S-N	10
1.7: Importancia de nuevos análisis de fatiga	12
Capitulo 2: Objetivos y descripción de la máquina	13
2.1 Objetivo final de la tesis:	13
2.2 Objetivos específicos de la tesis:	13
2.3: Descripción de la máquina	13
2.4: Importancia para la USFQ.....	16
Capitulo 3: Investigación Preliminar	18
3.1: Materiales Seleccionados	18
3.2: Análisis seleccionado y tipos de probetas	19
3.3: Cálculos	20
Probeta.....	20
Cálculo de esfuerzos constante	24
Calculo del Motor eléctrico	31
Cálculos de Pernos	36
Discos	41
3.4: Pre-Factibilidad	43
Costos y Proveedores	43
Tecnología	45
Capitulo 4: Diseño Preliminar	47
4.1: Diseño de la maquina	47
4.2: Despiece e Ilustraciones de Construcción	48
Capitulo 5: Construcción y Ensamblaje	62
5.1: Selección de materiales.....	62

5.2: Construcción y Dificultades	64
5.3: Cambios del diseño	69
5.4: Costos de la construcción	75
Capitulo 6: Funcionamiento y Pruebas.....	78
6.1: Instalación	78
Conexiones eléctricas	78
Modificaciones Mecánicas	81
Ajustes de Control	84
6.2: Resultado de las Pruebas.....	86
Prueba a deflexión de 13mm	88
Prueba de deflexión a 9mm	95
Curva S-N.....	102
6.3: Mantenimiento	104
Capitulo 7: Conclusiones	106
7.1: Recomendaciones	109
Bibliografía:	111
Anexo A: Simulaciones probetas de esfuerzo constante	113
Anexo B: Programas	133
Anexos C: Cotización Máquina para prueba de fatiga.....	139
Anexos D: Planos	146

Lista de Figuras

<i>Figura 1: Máquina de fatiga por cargas axiales (Vicenzi, 2011).</i>	4
<i>Figura 2: Máquina prueba de fatiga por flexión rotativa (R.R. Moore Rotating Beam Fatigue Testing System).</i>	5
<i>Figura 3: Máquina de prueba de fatiga por torsión (Torsión, 2005)</i>	6
<i>Figura 4: Bosquejo máquina para pruebas de fatiga por flexión</i>	6
<i>Figura 5: Tipos de aplicación de cargas (Gere, 2008).</i>	8
<i>Figura 6: Típica probeta para filosofía de vida total (Tensile Testing)</i>	10
<i>Figura 7: Típica probeta para filosofía de mecánica de fractura (Fracture Mechanics)</i>	10
<i>Figura 8: Diseño 1 de probeta de esfuerzo constante</i>	20
<i>Figura 9: Diseño 2 de probeta de esfuerzo constante</i>	20
<i>Figura 10: Mallado para simulación de la probeta con el diseño de probeta 1</i>	22
<i>Figura 11: Resultado de la simulación VON MISES, probeta con diseño probeta 1</i>	22
<i>Figura 12: Mallado para simulación de la probeta con diseño de probeta 2</i>	23
<i>Figura 13: Resultado de la simulación VON MISES, probeta diseño de probeta 2</i>	23
<i>Figura 14: Vista frontal de viga empotrada en extremo con ancho variable</i>	25
<i>Figura 15: Vista lateral superior de viga con ancho variable</i>	25
<i>Figura 16: Vista frontal del eje que mueve el motor eléctrico.</i>	31
<i>Figura 17: Resultados del programa en MATLAB ProgramaMaquina</i>	35
<i>Figura 18: Esquema de unión entre el disco excéntrico y la barra vertical.</i>	37
<i>Figura 19: Primer diseño para disco excéntrico</i>	41
<i>Figura 20: Discos con perforaciones excéntricas</i>	43
<i>Figura 21: Render: Diseño máquina de fatiga</i>	48
<i>Figura 22: Máquina ensamblada</i>	49
<i>Figura 23: Máquina ensamblada incluyendo tabla de piezas</i>	50
<i>Figura 24: Base del motor</i>	53
<i>Figura 25: Disco Fijo</i>	53
<i>Figura 26: Disco con orificios excéntricos 1</i>	54
<i>Figura 27: Disco con orificios excéntricos 2</i>	55
<i>Figura 28: Barra vertical</i>	56
<i>Figura 29: Sujetador de barra vertical a probeta</i>	56
<i>Figura 30: Sujetador inferior de probeta a sujetador barra vertical</i>	57
<i>Figura 31: Agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical</i>	57
<i>Figura 32: Agarradera superior de la probeta</i>	57
<i>Figura 33: Fijador derecho</i>	58
<i>Figura 34: Fijador izquierdo</i>	58
<i>Figura 35: Fijador superior</i>	59
<i>Figura 36: Tope posterior para agarradera de probeta con desplazamiento</i>	59
<i>Figura 37: Barra horizontal</i>	60

<i>Figura 38: Soporte para barra horizontal</i>	60
<i>Figura 39: Probeta estándar</i>	61
<i>Figura 40: Fresadora devastando con fresa</i>	65
<i>Figura 41: Fresadora devastando con cuchilla</i>	65
<i>Figura 42: Rectificadora trabajando en los discos</i>	66
<i>Figura 43: Torno igualando disco excéntrico</i>	67
<i>Figura 44: Sierra recortando material</i>	68
<i>Figura 45: Taladro fijo perforando</i>	68
<i>Figura 46: Cambio de diseño del disco fijo</i>	70
<i>Figura 47: Diseño final disco con orificios excéntricos 1</i>	71
<i>Figura 48: Diseño final disco con orificios excéntricos 2</i>	71
<i>Figura 49: Diseño final de la barra vertical</i>	72
<i>Figura 50: Diseño final sujetador barra vertical a probeta</i>	73
<i>Figura 51: Diseño final del fijador superior</i>	74
<i>Figura 52: Sistema Eléctrico interno de la Máquina de Fatiga</i>	79
<i>Figura 53: Mapa eléctrico</i>	80
<i>Figura 54: Probeta Modelo para pruebas de fatiga por flexión</i>	87
<i>Figura 55: Resultados de las probetas a ser probadas a una deflexión de 13mm</i>	89
<i>Figura 56: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión</i>	90
<i>Figura 57: Resultado de la segunda probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión</i>	91
<i>Figura 58: Resultado de la tercera probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión</i>	92
<i>Figura 59: Resultado de la cuarta probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión</i>	93
<i>Figura 60: Resultados de las probetas a ser probadas a una deflexión de 9mm</i>	96
<i>Figura 61: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión</i>	97
<i>Figura 62: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión</i>	98
<i>Figura 63: Resultado de la tercera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión</i>	99
<i>Figura 64: Resultado de la cuarta probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión</i>	100
<i>Figura 65: Curva experimental S-N del acero ASTM-36</i>	103

Lista de Ecuaciones

(Ecuación 1: <i>Esfuerzo variable con respecto a x para</i>)	24
(Ecuación 2: <i>Esfuerzo para una viga de esfuerzo constante, ancho variable, espesor constante</i>)	27
(Ecuación 3: <i>Deflexión con respecto a x para la viga de esfuerzo constante</i>).....	29
(Ecuación 4: <i>Deflexión maxima</i>).....	29
(Ecuación 5: <i>Fuerza necesaria para alcanzar</i>)	29
(Ecuación 6: <i>Torque necesario para obtener una determinada deflexión en la probeta</i>)	32
(Ecuación 7: <i>Fuerza maxima que una probeta puede soportar antes de sobrepasar el esfuerzo último</i>)	32
(Ecuación 8: <i>Deflexión maxima antes de sobrepasar el esfuerzo ultimo.</i>).....	33
(Ecuación 9: <i>Largo mínimo de la probeta conociendo ancho, espesor y propiedades del motor</i>)	33
(Ecuación 10: <i>Espesor máximo de la probeta conociendo ancho, largo y propiedades del motor</i>)	33
(Ecuación 11: <i>Ancho máximo de la probeta conociendo espesor, largo y propiedades del motor</i>)	34
(Ecuación 12: <i>Esfuerzo cortante promedio para el perno sometido a corte simple.</i>).....	38
(Ecuación 13: <i>Esfuerzo de carga entre la barra y el perno</i>).....	39
(Ecuación 14: <i>Esfuerzo de carga entre disco y perno</i>)	39

Lista de Tablas

<i>Tabla 1: Descripción de la máquina.....</i>	15
<i>Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero que serán utilizados para las pruebas (Gere, 2008).....</i>	18
<i>Tabla 3: Especificaciones del tipo y tamaño de perno.....</i>	40
<i>Tabla 4: División de perforaciones por disco y numeración.....</i>	42
<i>Tabla 5: Presupuesto y Proveedores seleccionados.....</i>	44
<i>Tabla 6: Piezas y su función.....</i>	52
<i>Tabla 7: Dimensiones de compra de material para construcción de piezas.....</i>	63
<i>Tabla 8: Pernos seleccionados para la construcción.....</i>	64
<i>Tabla 9: Cambios en el disco fijo.....</i>	70
<i>Tabla 10: Cambio en los discos excéntricos.....</i>	71
<i>Tabla 11: Cambios en la Barra Vertical.....</i>	72
<i>Tabla 12: Cambio en el Sujetador de la barra vertical.....</i>	73
<i>Tabla 13: Cambios en el Fijador Superior.....</i>	74
<i>Tabla 14: Costos para la construcción de la máquina para prueba de fatiga.....</i>	76
<i>Tabla 15: Pasos para las modificaciones mecánicas.....</i>	83
<i>Tabla 16: Propiedades mecánicas y dimensiones de las probetas utilizadas.....</i>	86
<i>Tabla 17: Resultado de la Primera probeta a 13 mm de deflexión.....</i>	90
<i>Tabla 18: Resultados de la Segunda probeta a 13mm de deflexión.....</i>	91
<i>Tabla 19: Resultados de la Tercera probeta a 13mm de deflexión.....</i>	92
<i>Tabla 20: Resultados de la Cuarta probeta a 13mm de deflexión.....</i>	93
<i>Tabla 21: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 13mm.....</i>	94
<i>Tabla 22: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 13m sin considerar la probeta 3.....</i>	95
<i>Tabla 23: Resultados de la primera probeta a 9mm de deflexión.....</i>	97
<i>Tabla 24: Resultados de la segunda probeta a 9mm de deflexión.....</i>	98
<i>Tabla 25: Resultados de la tercera probeta a 9mm de deflexión.....</i>	99
<i>Tabla 26: Resultados de la cuarta probeta a 9mm de deflexión.....</i>	100
<i>Tabla 27: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 9mm.....</i>	101
<i>Tabla 28: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 9mm sin considerar la probeta 1.....</i>	102

Lista de Programas

<i>Programa 1: Análisis de una probeta de stress constante conociendo la deflexión</i>	<i>134</i>
<i>Programa 2: Análisis de una probeta de stress constante conociendo la fuerza</i>	<i>135</i>
<i>Programa 3: Programa para saber fuerza, deflexión y dimensiones máximas.</i>	<i>136</i>
<i>Programa 4: Control de revoluciones hasta rotura de la probeta</i>	<i>138</i>

Lista de Graficos

<i>Grafico 1: Curvas S-N para aluminio y acero (Gere, 2008).....</i>	<i>11</i>
<i>Grafico 2: Graficas de los cálculos a la probeta de deformación constante.</i>	<i>30</i>

Capítulo 1: Introducción y detalles importantes para análisis de fatiga

1.1: Tipos de Cargas y Propiedades Mecánicas de los Materiales

La utilidad de los materiales en el diseño mecánico está relacionada con las propiedades mecánicas que poseen. Estas propiedades son aquellas que indican el comportamiento del material al estar expuestos a distintas cargas o esfuerzos. Las cargas se distinguen por su tipo de acción, existen las cargas estáticas que agregan carga de forma lenta y gradual, su rapidez no causa ningún efecto. Las cargas dinámicas tienen cargas que se aplican con rapidez, su velocidad tiene efecto sobre el comportamiento y propiedades mecánicas de los materiales. Las cargas cíclicas son aquellas cargas dinámicas que se repiten.

También los esfuerzos se diferencian por su tipo de aplicación como tensión, compresión, cizalladura, impacto o torsión (Gere, 2008). Entre las propiedades mecánicas se cuentan la dureza, resistencia a la deformación, elasticidad, plasticidad, ductilidad, fragilidad, maleabilidad y resistencia a la fatiga. La dureza indica la resistencia del material a ser indentado. Para determinar la dureza se puede utilizar por ejemplo el método Rockwell, Vickers o Brinell donde mediante fuerza con un material de mayor dureza se hace una marca, según la marca y la fuerza necesaria se puede determinar la dureza del material. La habilidad de un material de resistirse a la deformación al estar sometido a una carga es conocida como resistencia mecánica. La resistencia de un material puede variar

dependiendo del tipo de carga o esfuerzo a los que esté sometido. Si un material está sometido a una carga que lo obliga a deformarse pero al retirar la carga, éste vuelve a su forma original, éste tiene la propiedad de elasticidad. Existe un límite de elasticidad llamado límite de fluencia que al sobrepasarlo el material ya no podrá volver de manera natural a su forma original. Al sobrepasar este límite de fluencia se entra al régimen de deformación plástica que es la capacidad de que un material pueda deformarse de una manera permanente sin tener ruptura. Otra propiedad mecánica muy importante en la selección de materiales es la ductilidad que es la posibilidad de que un material pueda tener grandes deformaciones permanentes sin que éste se rompa. A diferencia de la ductilidad los materiales frágiles al sufrir pequeñas deformaciones fallan. Por último la maleabilidad es la habilidad del material que al estar sometido a cargas de compresión este se deforme sin desarrollar defectos. La fatiga es una propiedad que demuestra la resistencia de un material al desgaste debido a cargas cíclicas y fluctuantes (Mechanical Properties).

1.2: Importancia para el Diseño

El diseño mecánico se inicia a partir de una necesidad, se define el problema y se determinan objetivos, luego se analiza la factibilidad, se optimizan los recursos para finalmente evaluar y construir. Es básico tomar en cuenta cuales son las limitaciones y ventajas de cada material para diseñar y construir de una manera eficiente. Es importante que se analice las propiedades mecánicas de los

materiales a ser utilizados y se comparé con los esfuerzos a los que va a estar sometido, para que de esta manera se eviten fallas en el diseño y poder optimizar los recursos. Por lo tanto es fundamental que se tome en cuenta las propiedades de cada material para poder producir un diseño que sea seguro, útil, confiable y competitivo (Budinas).

1.3: Tipos de análisis de fatiga

Para comprobar la resistencia a la fatiga de los materiales existen algunas maneras. El análisis de fatiga mediante cargas axiales somete a la probeta a una serie de fuerzas alternantes a sus extremos, llevándolo a tensión y compresión. Una máquina para prueba de fatiga por cargas axiales se presenta en la *Figura 1* donde si los sujetadores del espécimen se acercan entre sí, generan compresión en la probeta y si se alejan generan tensión.

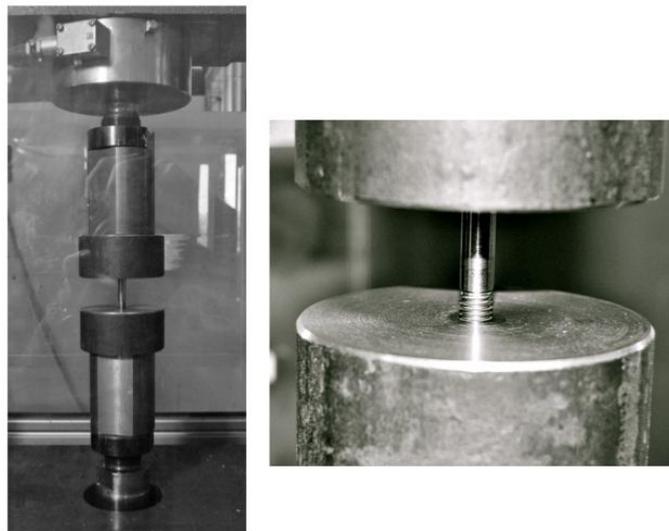


Figura 1: Máquina de fatiga por cargas axiales (Vicenzi, 2011).

Las pruebas de fatiga por flexión rotativa consiste en girar una probeta a altas revoluciones mientras que ésta está sometida a una fuerza que fleja ligeramente a la probeta ocasionando que un sector de ella este bajo tensión, otro bajo compresión y se alterna con la rotación. Al ir rotando toda la probeta se somete a ciclos que varían entre máxima tensión hasta máxima compresión, la *Figura 2* muestra una máquina de fatiga por flexión rotativa.



Figura 2: Máquina prueba de fatiga por flexión rotativa (R.R. Moore Rotating Beam Fatigue Testing System)

Es conocido que los materiales no están sometidos solamente a fuerzas de tensión y compresión. Existen también maquinas para prueba de fatiga por torsión. Estas máquinas giran repetitivamente de un sentido a otro causando torsión en el espécimen de prueba hasta que eventualmente falla. La *Figura 3* muestra un espécimen que está sometido a torsión en una máquina de prueba de fatiga por torsión.

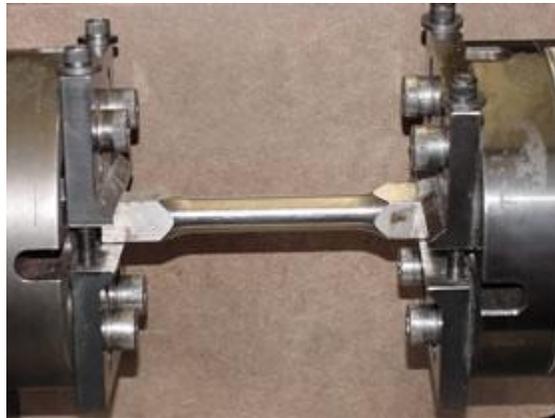


Figura 3: Máquina de prueba de fatiga por torsión (Torsión, 2005)

Por último, también se han diseñado pruebas de la resistencia de fatiga mediante flexión pura. Esto consiste en mantener un extremo de la probeta fija mientras que al otro extremo se ejerce una fuerza alternante que por cada ciclo empuje y/o jale desplazándolo de su origen generando así un esfuerzo cíclico en la probeta. La *Figura 4* muestra un bosquejo de una máquina para prueba de fatiga por flexión.

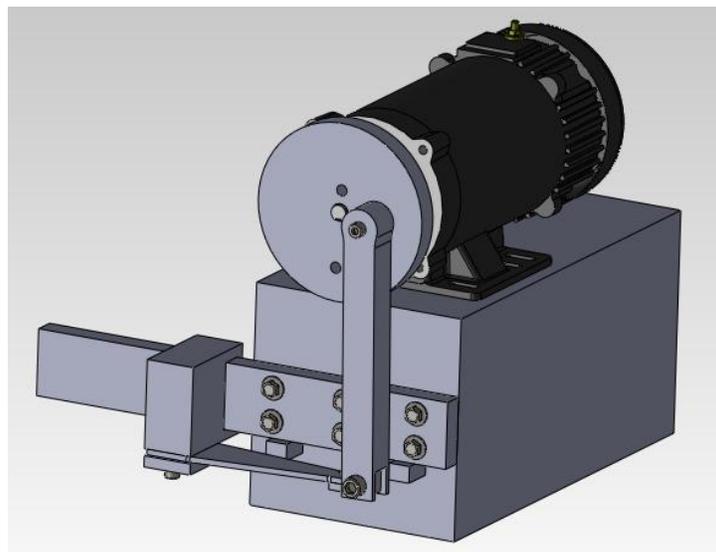


Figura 4: Bosquejo máquina para pruebas de fatiga por flexión

1.4: Tipos de ciclos de carga

Las pruebas de fatiga tratan con cargas cíclicas. En la prueba de fatiga se puede aplicar carga a un espécimen de manera que ésta parta de cero se aplique hasta un máximo y se retire la carga para nuevamente volverle a aplicar en el mismo sentido. Este tipo de carga lleva al espécimen a condiciones de esfuerzo de tensión o compresión pero no las dos simultáneamente. En la *Figura 5* en la parte a) se puede apreciar cómo actúa esta carga en tensión. Otra manera de aplicar la carga es aplicar en un sentido, retirarla y aplicar en el otro sentido, de esta manera se logra que el espécimen en cada ciclo sufra de tensión y compresión, la parte b) de la *Figura 5* ilustra este método. Por último existe otra modalidad de carga en la cual el espécimen siempre este cargado, muchos componentes trabajan de esta manera. En un ensayo se aplica una carga que puede variar en su magnitud pero siempre tendrá una carga promedio diferente a 0. Se ilustra este concepto en la parte c) de la *Figura 5* (Gere, 2008). Las pruebas de fatiga son divididas también en pruebas de fatiga de ciclo bajo y de ciclo alto. Las pruebas de ciclo bajo son principalmente para componentes o materiales metálicos los cuales están sometidos a altas cargas o esfuerzos pero a baja frecuencia, con grandes deformaciones que usualmente están en la parte plástica. Las pruebas de ciclos altos son principalmente para simular los resultados de vibraciones, la frecuencia de estos ciclos están entre los miles de ciclos por segundo, los esfuerzos usualmente se mantienen por debajo del punto de fluencia de los materiales. (Fatigue test types).

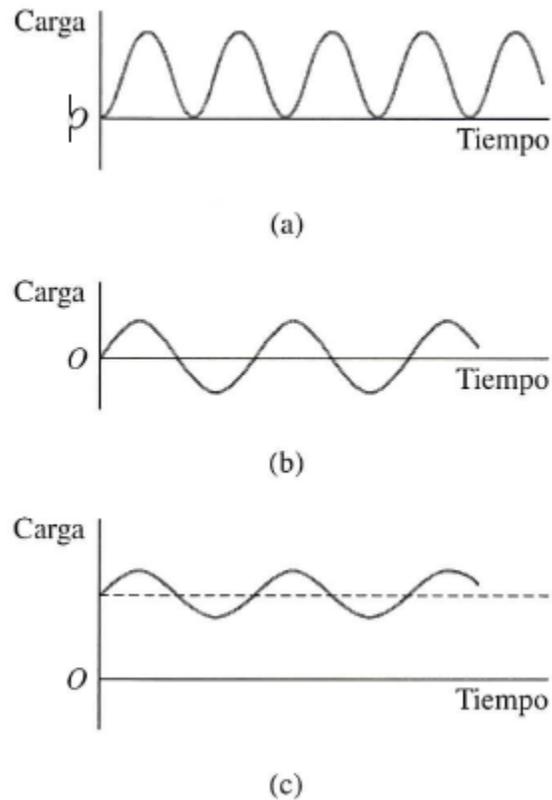


Figura 5: Tipos de aplicación de cargas (Gere, 2008).

1.5: Importancia de la fatiga para el diseño mecánico y tipos de análisis de resultados

“La fatiga se define como el deterioro de un material por acción de ciclos repetidos de esfuerzo y deformación, causando un agrietamiento progresivo que al final produce la fractura” (Gere, 2008). Por ello se conoce que aunque un componente o material no esté sometido a esfuerzos que sobrepasen o estén cerca del esfuerzo último del material este puede fallar debido a la fractura progresiva o propagación de fracturas que se da debido a la exposición del material a fatiga. A la hora de diseñar, tomar en cuenta la fatiga es fundamental, ya que depende de

está la vida útil de lo que se esté diseñando, así se puede programar mantenimiento de las piezas antes de que sufran una falla y mantener la confiabilidad, seguridad de lo producido (Garavito). Existen dos aproximaciones para estudiar la fatiga, la filosofía de la vida total y la filosofía mecánica de fractura o de propagación de grieta.

La filosofía *de la vida total* asume que el material inicialmente no tiene ninguna falla. Las cargas cíclicas inician y propagan la falla. Mientras que, la filosofía de mecánica de fractura supone que sin importar el material o su manufactura siempre hay un defecto inicial presente, por lo que las cargas repetidas solo se encargan de propagar la falla, este tipo de filosofía es recomendable para diseños donde se conoce que hay concentraciones de esfuerzo. Las dos filosofías se evalúan mediante diferentes pruebas de laboratorio. En la filosofía de vida total se evalúa el número de ciclos necesarios para que el material se fracture. Con este método se puede generar curvas de ciclos y esfuerzo o curvas S-N. En la filosofía de mecánica de fractura se calcula el número de ciclos que toma para que una grieta se propague. Con las dos filosofías se pueden obtener distintos resultados y es preferible considerar solamente una (Pruitt, 2007). En las *Figuras 6 y 7* podemos ver el tipo de probetas que comúnmente se utilizan para cada filosofía. Un aspecto importante para las pruebas de fatiga que son analizadas por la filosofía de la vida total es que los especímenes o probetas no deben tener puntos de concentración de esfuerzo. Esto quiere decir que las probetas deben estar diseñadas de tal manera que el esfuerzo sea constante en toda la probeta (Pruitt, 2007).

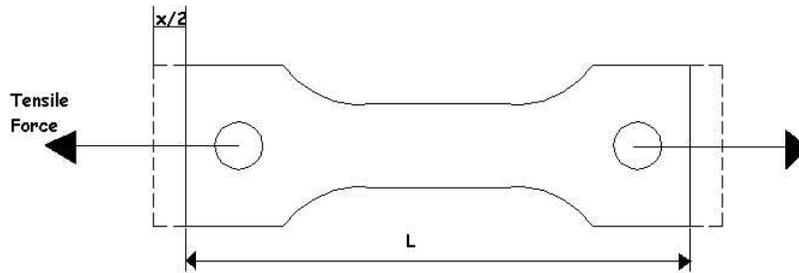


Figura 6: Típica probeta para filosofía de vida total (Tensile Testing)

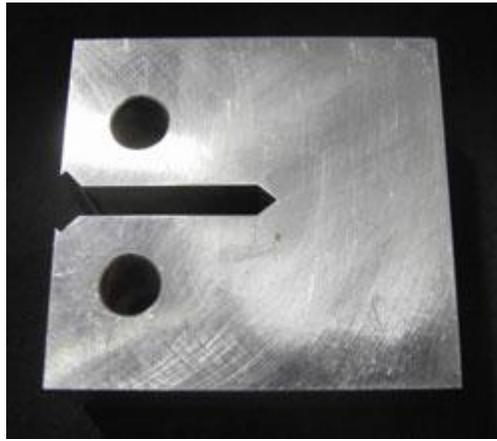


Figura 7: Típica probeta para filosofía de mecánica de fractura (Fracture Mechanics)

1.6: Curvas S-N

Debido a que la resistencia a la fatiga es un factor tan importante para el diseño mecánico pero son pruebas que toman mucho tiempo y recursos se utilizan diagramas S-N. Estas graficas registran la carga o esfuerzo ejercido a la probeta y el numero de ciclos hasta la rotura o más conocido como “vida a la fatiga” (Ensayo para Fatiga, 2011). Los ensayos de fatiga son pruebas destructivas recomendadas antes de realizar el diseño para poder seleccionar el material apropiado. Con la ayuda de los gráficos S-N se puede determinar cuál es la vida útil de los

materiales a un esfuerzo definido entre el esfuerzo ultimo hasta cero esfuerzo. Esto es muy útil para cualquier ingeniero que planea trabajar con este material. Un ejemplo de los diagramas S-N para el aluminio y acero esta presentado en el Grafico 1. Para asegurarse que el material no va a fallar se puede trabajar por debajo del límite de fatiga. El límite de fatiga muestra el esfuerzo máximo que puede soportar el material sin presentar inconvenientes por fatiga. Existen materiales como el acero que tienen un límite de fatiga evidente y otros como el aluminio, en el que no está claramente definido, por lo que el ciclo de vida siempre está definido por la cantidad de ciclos sin importar cuán bajo el esfuerzo al que esté sometido. (High-Cycle Fatigue)

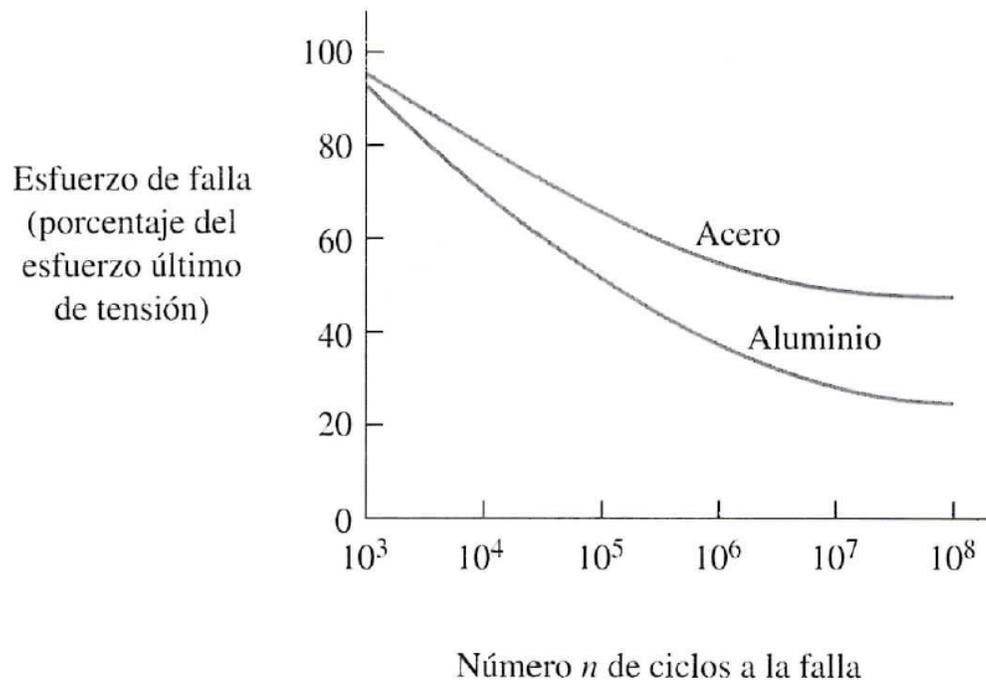


Grafico 1: Curvas S-N para aluminio y acero (Gere, 2008)

1.7: Importancia de nuevos análisis de fatiga

Se puede encontrar en la literatura técnica, curvas S-N reportadas de casi todos los materiales. Estas curvas son para un material en específico el cual fue probado para una determinada composición de material y proceso de manufactura. Por esta razón aunque se tenga mucha información sobre la resistencia a la fatiga de los materiales hay que prever que los resultados que muestran pueden diferir del material que se planea trabajar por su distinta manufactura o composición (Gere, 2008). A su vez al trabajar con materiales con recubrimientos (que es el objetivo de esta máquina al largo plazo) la resistencia a la fatiga puede variar. Por esta razón, las pruebas de fatiga específicas de cada material son importantes.

Capítulo 2: Objetivos y descripción de la máquina

2.1 Objetivo final de la tesis:

Diseño y construcción de una máquina para realizar pruebas de fatiga a distintos materiales en flexión.

2.2 Objetivos específicos de la tesis:

- Desarrollar una máquina capaz de hacer pruebas de fatiga por flexión, que tenga posibilidad de variar la deflexión, y monitorear el número de ciclos.
- Evaluar el desempeño de la máquina comparando los resultados de las pruebas con el comportamiento esperado de los mismos.
- Realizar pruebas de confiabilidad, estabilidad de la velocidad del sistema para aplicar ciclos, etc.
- Seleccionar y dimensionar los componentes de la máquina para asegurar que los mismos no inciden en el ensayo de fatiga.
- Implementar un dispositivo contador para identificar cuando ocurre la falla del material por fatiga.

2.3: Descripción de la máquina

Para el diseño y construcción de la máquina de fatiga se optó por utilizar el sistema por flexión ya que es un modelo bastante confiable donde se puede controlar la cantidad de esfuerzo al que se somete el material. El funcionamiento

de este sistema consiste en mantener fijo el extremo de una probeta mientras que el otro extremo es desplazado de su origen. Mientras mayor sea el desplazamiento o fleje mayor será el esfuerzo y por lo tanto también las fuerzas de tracción y/o compresión. El fleje se obtiene al conectar una barra vertical a un punto excéntrico del eje del motor y al extremo de la probeta. De esa manera el movimiento rotatorio del motor se transfiere a movimiento lineal que desplaza el extremo de la probeta. El ensayo se ejecuta hasta que la probeta se rompa debido a la fatiga. En ese instante, el motor se desconecta y se registra el dato de la cantidad de revoluciones hasta el momento de ruptura

La maquina debe tener la posibilidad de trabajar con cualquiera de los tres tipos de ciclos de carga descritos en la sección 1.4. Podrá invertir su dirección, (permitiendo que el material esté en tensión y compresión alternadamente) y que tenga la posibilidad de que el esfuerzo esté una sola dirección con carga promedio distinta o igual a 0 (sometiendo al material solamente a compresión o tensión).

Para el análisis la filosofía a ser utilizada será la de vida total lo que implica que las probetas de prueba deben ser diseñadas para no tener concentración de esfuerzos. Para el desarrollo de la máquina está planificado que tenga la capacidad de trabajar a una velocidad de hasta 1710 ciclos por minuto. Los mecanismos diseñados deberán tener la fuerza necesaria para trabajar con materiales como el aluminio y el acero común A36 o 1018.

Otra característica importante es que debe tener la flexibilidad para colocar probetas de distintas dimensiones (espesor, longitud, ancho) que sigúan la misma

geometría; por lo que tiene que ser adaptable a la necesidad. La *Tabla 1* muestra la descripción de la máquina resumida con todas sus características.

	Descripción
Método para prueba de fatiga	Flexión
Diseño de Probeta	De deformación constante
Ciclo de carga	Tensión, Compresión, Tensión/Compresión, Tensión/Compresión con carga promedio distinta a 0.
Velocidad máxima	1710 rev/min
Largo máximo de la probeta	300 mm
Largo mínimo de la probeta	80 mm
Ancho Máximo de la probeta	80 mm
Ancho Mínimo de la probeta	40 mm
Espesor Máximo de la probeta	5 mm
Control	Revoluciones hasta ruptura, velocidad
Deflexión Máxima a la probeta	67 mm
Deflexión Mínima a la probeta	5 mm
Precisión Mínima de la deflexión	2 mm
Tipo de conexión eléctrica	Trifásica

Tabla 1: Descripción de la máquina

La máquina para ensayos de fatiga por flexión consistirá principalmente de 3 sistemas. El sistema eléctrico, el sistema mecánico y el sistema de control.

El sistema eléctrico consiste en el motor eléctrico y su sistema de conexión que estará encargado de proveer de movimiento rotatorio al eje. *El sistema mecánico*

tendrá que poder transformar este movimiento rotatorio del eje en movimiento lineal que pueda desplazar del origen a un extremo de la probeta con diferentes cantidades de desplazamiento. Por último está *el sistema de control* controla las revoluciones por minuto con las cuales el motor debe trabajar y debe mantener la cuenta del número de ciclos que fueron necesarios hasta la ruptura de la probeta. Un esquema inicial de la máquina de prueba de fatiga por flexión esta presentado en la *Figura 4*.

2.4: Importancia para la USFQ

Al momento la USFQ no cuenta con un laboratorio dedicado para experimentar con materiales y sus propiedades mecánicas, por lo que los estudiantes deben ir a laboratorios externos como los de la ESPE. La USFQ y la carrera de Ingeniería Mecánica plantean la necesidad de desarrollar todas esas prácticas en el mismo campus de la universidad. Para lo cual se requiere adquirir y manufacturar algunas máquinas para cada tipo de experimento relevante al ensayo de resistencia de los Materiales. Al desarrollar esta máquina de pruebas de fatiga se benefician todos los estudiantes de ingeniería de la USFQ, así como también los profesores ya que tendrán un instrumento de pruebas para desarrollar no solo demostraciones sino también investigación en nuevos materiales. Una máquina de ensayos de fatiga por flexión permite ensayar con diferentes materiales siempre que estos puedan ser laminados. De ahí, que se puede ensayar sobre diferentes efectos que pueden producir cambios en las propiedades de los materiales, por ejemplo: acabado superficial, recubrimientos, trabajado en frío o en caliente, etc. Por tanto, se hace

evidente que una máquina de este tipo puede usarse en investigación de materiales. Con esta máquina se podrá ensayar sobre materiales con recubrimientos (cerámicos, metálicos, etc.), placas soldadas y cordones de soldadura, materiales compuestos de fibras en distintas orientaciones, etc. Para todos estos casos se podrá obtener la resistencia a la fatiga de cada prueba lo que indicará cual es el esfuerzo máximo que se podrá dar a un material de esas propiedades bajo cargas cíclicas para que resista un número particular de ciclos. (Garavito).

Capítulo 3: Investigación Preliminar

3.1: Materiales Seleccionados

La máquina para prueba de fatiga por flexión está diseñada para que trabaje con especímenes hechos de cualquier material que pueda ser laminado sin importar su manufactura o procesos a los que haya sido sometido. Sin embargo, para las pruebas piloto y de calibración de la máquina se utilizará especímenes de acero común A36. Con estos habrá como someterlo a prueba para analizar el esfuerzo y número de ciclos para la ruptura para generar una curva S-N. La curva generada será comparada con curvas S-N publicadas en la literatura relacionada para evaluar la precisión, repetitividad y confiabilidad de la máquina. Se escogió este material ya que es el más utilizado comúnmente en el mercado nacional, dando así más importancia a los datos que se obtengan. En la *Tabla 2* se reporta algunas de las propiedades relevantes, previas a la prueba de fatiga del Acero A36.

Material	Modulo de Elasticidad E [GPa]	Esfuerzo de fluencia σ_y [MPa]	Esfuerzo ultimo σ_u [MPa]
Acero A36	200	250	400

Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero que serán utilizados para las pruebas (Gere, 2008).

3.2: Análisis seleccionado y tipos de probetas

Los materiales sometidos a esfuerzos y deformaciones por flexión están sujetos a compresión y/o tensión de acuerdo a la distancia del eje neutro. Los esfuerzos en las probetas se producen a causa de la deflexión de un extremo de la probeta hacia arriba o hacia abajo. Por ejemplo, si la deflexión se produce hacia abajo la cara superior de la probeta estará en tensión, mientras que la cara contraria estará en compresión. La magnitud del esfuerzo depende directamente de la deformación a la que se someta el espécimen. Con la filosofía de vida total los resultados obtenidos indicarán cuanto fue la resistencia a determinado esfuerzo hasta la ruptura, así permitiendo generar curvas S-N. Las probetas para las pruebas no deben contener puntos de concentración de esfuerzo y el esfuerzo debe ser constante. Una probeta de esfuerzo constante evita cualquier cambio abrupto en la geometría y considera su geometría con la distancia al punto donde se aplica la fuerza para la deformación. Se diseñó inicialmente dos tipos de geometría de probeta para encontrar cual de los dos diseños producía mejores resultados a fin de evitar concentraciones de esfuerzo. Las probetas se disponen en forma de vigas planas en cantiléver, empotradas en un extremo; tienen un ancho variable en forma de triángulo con el ancho mayor en el empotramiento. Las probetas tienen un diseño que aseguran una deformación constante a medida que la viga se aleja del empotramiento al aplicar una fuerza en el extremo libre, el momento de esta fuerza va disminuyendo mientras aumenta la distancia al empotramiento

por lo que al variar el ancho con la distancia se obtiene esfuerzo constante. El diseño de las probetas se muestra en las *Figuras 8 y 9*.

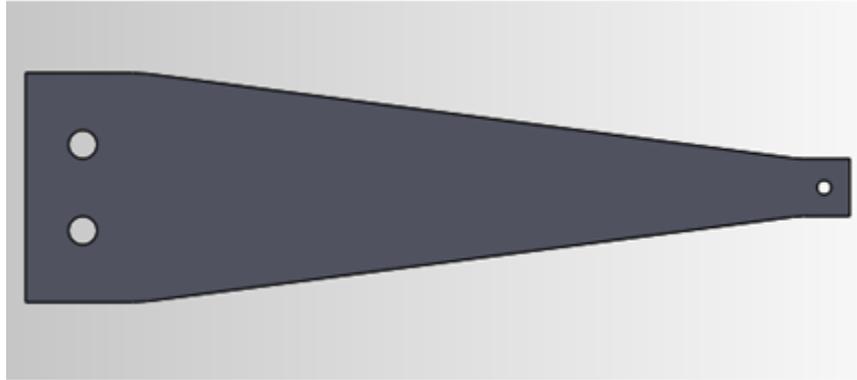


Figura 8: Diseño 1 de probeta de esfuerzo constante

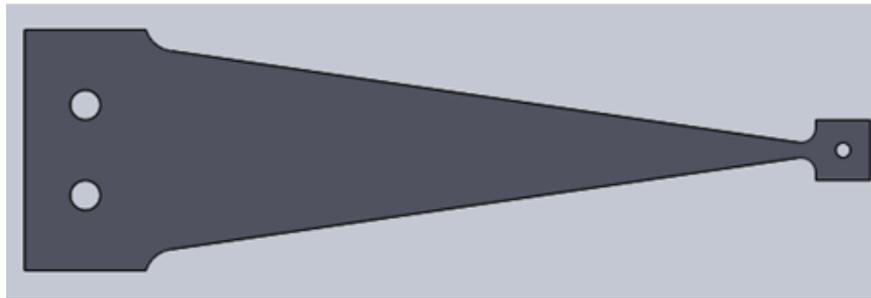


Figura 9: Diseño 2 de probeta de esfuerzo constante

3.3: Cálculos

Probeta

Las probetas deben evitar la concentración de esfuerzos y su esfuerzo debe permanecer constante. Se simuló en Solidworks la deformación de las probetas para verificar cual de los dos diseños podía distribuir más uniforme los esfuerzos.

Las dimensiones de las probetas son: espesor de 3.175 mm, un ancho de 8cm y un largo de probeta de 23 cm. El material es acero, para el análisis se está

aplicando una fuerza de 210N que es el 90% de la fuerza necesaria para que la probeta llegue a su esfuerzo último. La simulación usa el análisis de VON: Tensión de Von Mises y muestra con una gama de colores la magnitud del esfuerzo (o deformación) en cada punto de la probeta. La malla utilizada para cada probeta se observa en las *Figuras 10 y 12*. Los resultados de la simulación se pueden apreciar en las *Figuras 11 y 13*. Estos resultados indican como en el primer diseño en la *Figura 11* la parte cercana al extremo fijo de la probeta debe soportar un esfuerzo mayor que la sección cercana al extremo libre donde esta aplicada la fuerza. A diferencia de la primera probeta el segundo diseño de la *Figura 13* muestra una distribución del esfuerzo bastante más uniforme donde la diferencia entre la magnitud de esfuerzos es casi imperceptible en toda la probeta. Esto demuestra que el segundo diseño de probeta mantiene un esfuerzo constante que es exactamente lo que se busca para una prueba confiable de fatiga. Por esta razón se decidió trabajar con el diseño del segundo espécimen que será explicado a detalle más adelante en el capítulo de diseño. Más resultados e información de la simulación de las dos probetas, así como la manera en la que se fijan, el material, la aplicación de la fuerza y análisis de desplazamientos, deformaciones unitarias se puede encontrar en el Anexo A.

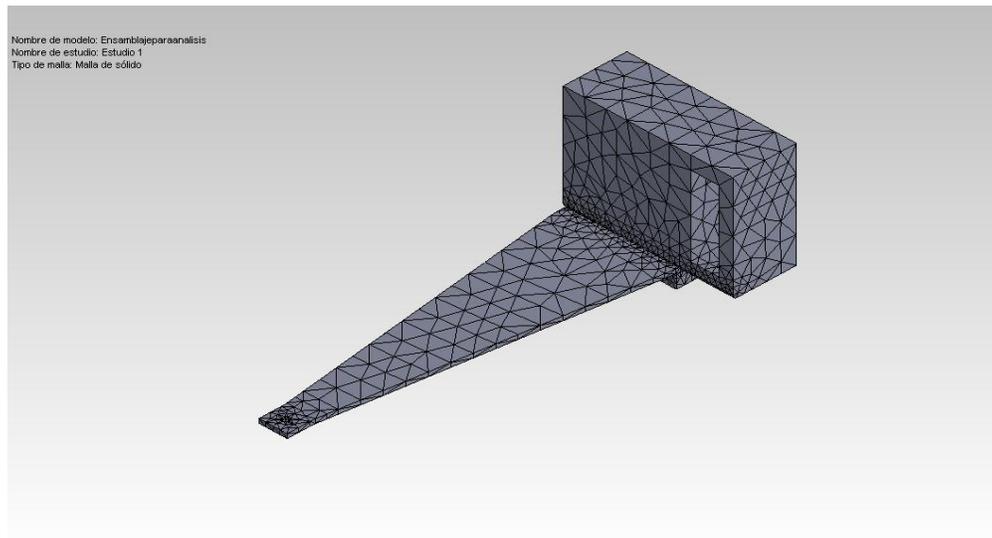


Figura 10: Mallado para simulación de la probeta con el diseño de probeta 1.

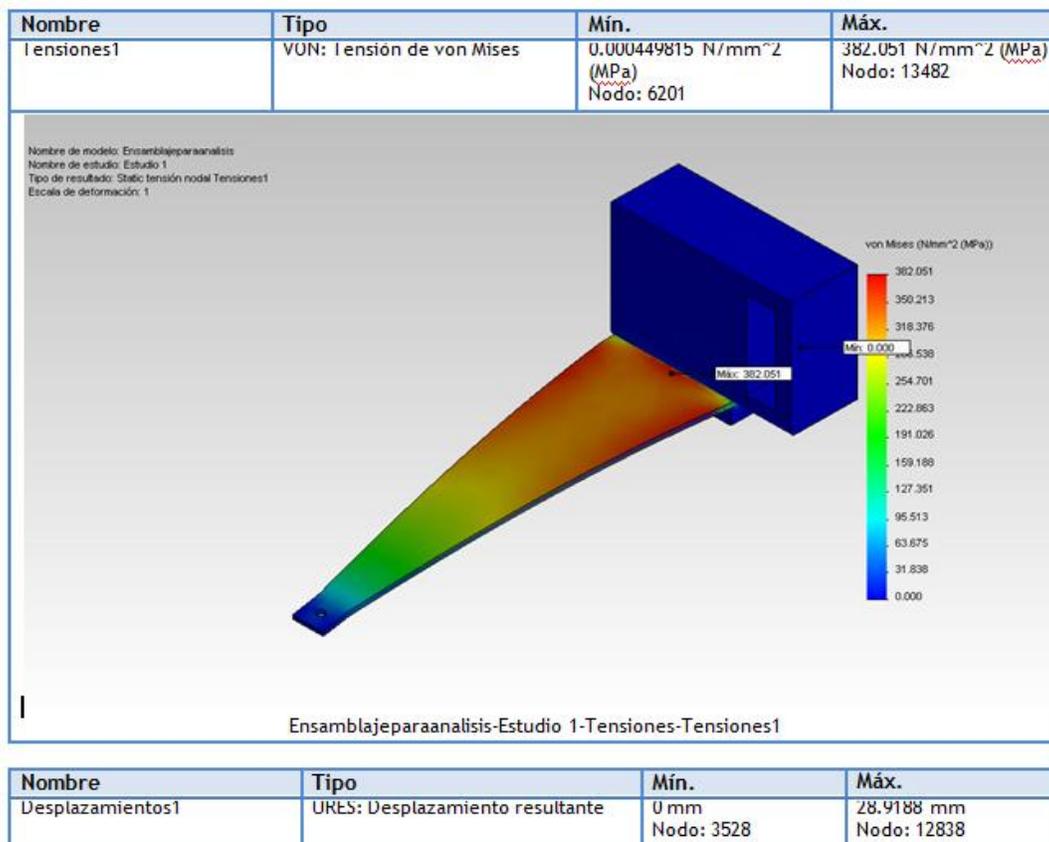


Figura 11: Resultado de la simulación VON MISES, probeta con diseño probeta 1

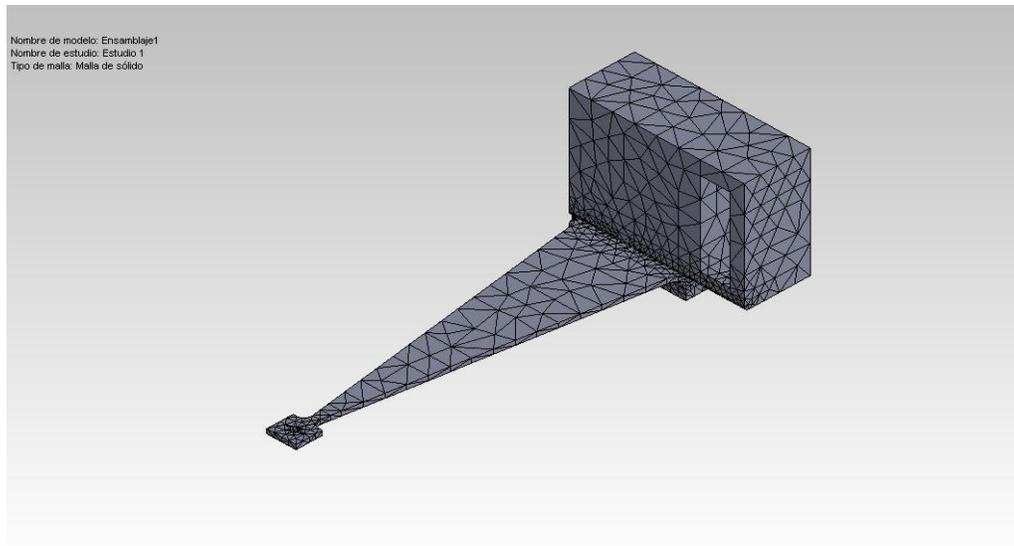


Figura 12: Mallado para simulación de la probeta con diseño de probeta 2.

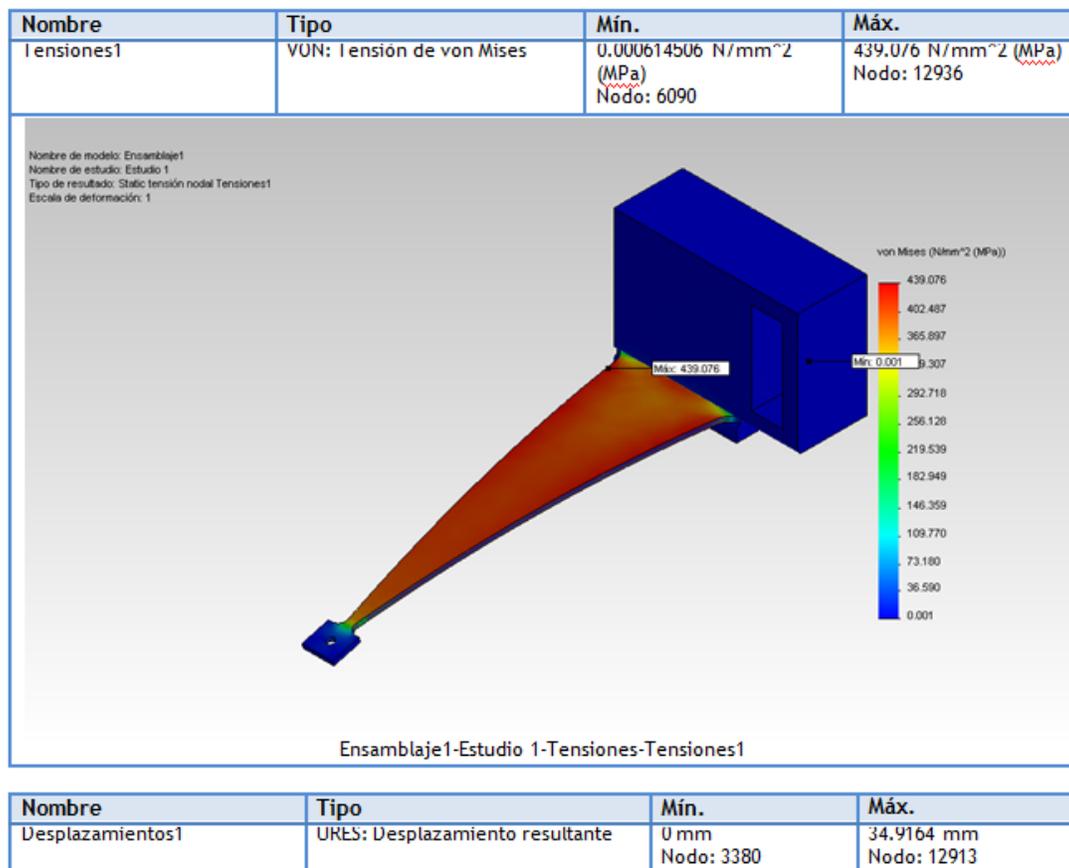


Figura 13: Resultado de la simulación VON MISES, probeta diseño de probeta 2

Cálculo de esfuerzos constante

Es fundamental encontrar como calcular en cada punto de la probeta el momento, la deflexión y el esfuerzo para de esta manera determinar el comportamiento de la probeta y no exceder los límites de las propiedades de cada material a fin de comprobar correctamente la resistencia a la fatiga. Del conocimiento de los esfuerzos y la deflexión para el diseño se procede a la selección de materiales y el motor necesario para satisfacer las necesidades de la máquina. A continuación se presentan los cálculos para encontrar las ecuaciones necesarias para el diseño y análisis de la máquina, probeta.

Para obtener el esfuerzo en la probeta, consideramos una viga de lados paralelos en donde se cumple la siguiente ecuación:

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{(x)} * c}{I}$$

donde:

$$M_{(x)} = F * x = \text{Momento con respecto a } x$$

$$c = \frac{t}{2} = \text{Distancia desde el punto neutral al punto de mayor esfuerzo}$$

$$I = \frac{b * t^3}{12} = \text{momento de inercia de la sección transversal}$$

Reemplazando se obtiene:

$$\sigma_{(x)} = \frac{6 * F * x}{b * t^2}$$

(Ecuación 1: Esfuerzo variable con respecto a x para una viga de lados paralelos)

Donde se ve claramente que el esfuerzo depende de la variable x .

Pero si se analiza una viga como la de la Figura 14, donde el momento de inercia varía con respecto a x .

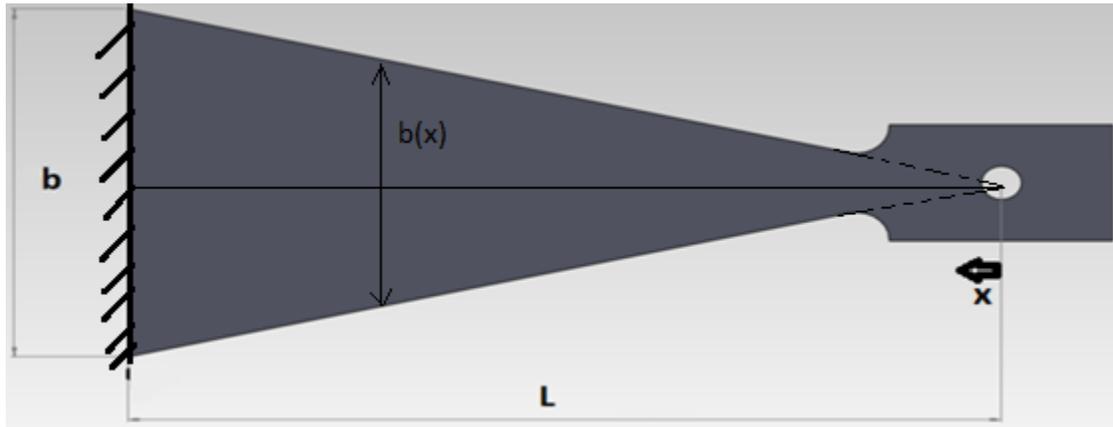


Figura 14: Vista frontal de viga empotrada en extremo con ancho variable

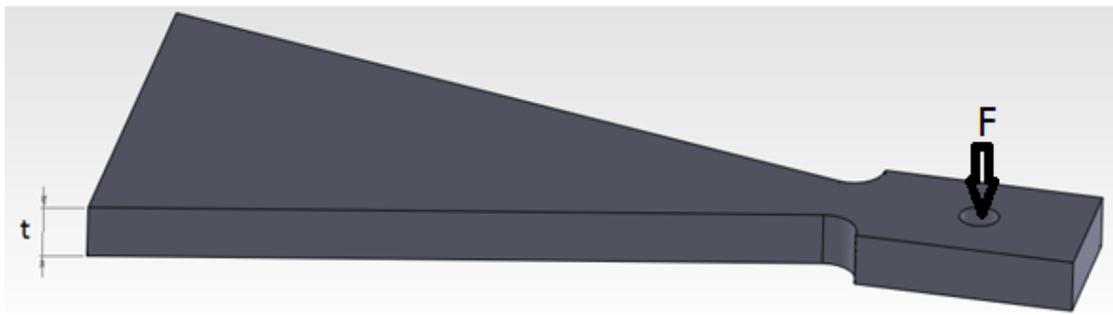


Figura 15: Vista lateral superior de viga con ancho variable

Para determinar el esfuerzo a lo largo de una viga de esfuerzo constante se utiliza:

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{(x)} * c}{I_{(x)}}$$

donde:

$$M_{(x)} = F * x = \text{Momento con respecto a } x$$

$$c = \frac{t}{2} = \text{Distancia desde el punto neutral al punto de mayor esfuerzo}$$

$$I_{(x)} = \frac{b_{(x)} * t^3}{12} = \text{es el momento de inercia que va variando con respecto a } x$$

donde:

$F =$ la fuerza aplicada a la viga

$x =$ es la distancia desde el punto izquierdo hasta L

$b_{(x)} = A * x =$ función del ancho con respecto a x

$$A = \frac{b}{L} = \text{es una constante}$$

$b =$ ancho de la viga en el empotramiento

$L =$ Longitud desde el punto donde se aplica F al punto mas lejano de la viga (punto del empotramiento)

$t =$ espesor de la viga

Sabiendo que la viga mantiene un espesor constante y que el punto neutro está en la mitad se puede determinar qué:

$$c = \frac{t}{2}$$

Reemplazando las ecuaciones de $M_{(x)}$, $I_{(x)}$ y de c se obtiene que el esfuerzo sea:

$$\sigma_{(x)} = \frac{F * x * \frac{t}{2}}{\frac{t^3 * A * x}{12}}$$

Simplificando:

$$\sigma_{(x)} = \frac{6 * F * x}{t^2 * A * x}$$

Simplificando:

$$\sigma = \frac{6 * F}{t^2 * A}$$

(Ecuación 2: Esfuerzo para una viga de deformación constante, ancho variable, espesor constante)

Con esto queda determinado que el esfuerzo en toda la viga es constante ya que no depende de la variable x , solamente depende de la Fuerza aplicada y la geometría de la probeta (el espesor, el largo y ancho de la viga).

Para poder determinar la deflexión que sufre la viga en todo su largo con respecto a x se toma la ecuación diferencial del momento:

$$M_{(x)} = EI_{(x)} \frac{d_y^2}{d_{x^2}}$$

donde:

$E =$ Módulo de Young específico del material.

$\frac{d_y^2}{d_{x^2}} =$ diferencial de la curva elástica.

Moviendo los términos:

$$\frac{d_y^2}{d_{x^2}} = \frac{M_{(x)}}{EI_{(x)}}$$

Reemplazando el momento $M_{(x)}$ y el momento de inercia $I_{(x)}$:

$$\frac{d_y^2}{d_{x^2}} = \frac{F * x}{E \frac{t^3 * A * x}{12}}$$

Simplificando:

$$\frac{d_y^2}{d_x^2} = \frac{12 * F * x}{E * t^3 * A * x}$$

Simplificando e integrando:

$$\int \frac{d_y^2}{d_x^2} = \frac{12 * F}{E * t^3 * A} \int dx$$

$$\frac{d_y}{d_x} = \frac{12 * F}{E * t^3 * A} x + c_1$$

Integrando nuevamente:

$$\int \frac{d_y}{d_x} = \int \left(\frac{12 * F}{E * t^3 * A} x + c_1 \right) dx$$

Se obtiene que la deflexión $\delta_{(x)}$ es:

$$y_{(x)} = \delta_{(x)} = \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * x^2 + c_1 x + c_2$$

Usando las datos de frontera donde se sabe que la deflexión $\delta_{(x)}$ y la pendiente $\frac{d_y}{d_x}$

en $x=L$ son iguales a cero ya que es donde la probeta esta fija obtenemos dos puntos conocidos para determinar las dos constantes c_1 y c_2 .

Utilizando $x = L; \frac{d_y}{d_x} = 0$:

$$c_1 = \frac{-12 * F}{E * t^3 * A} L$$

Obteniendo:

$$\delta_{(x)} = \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * x^2 + \frac{-12 * F}{E * t^3 * A} Lx + c_2$$

Utilizando $x = L$; $\delta_{(x)} = 0$:

$$c_2 = \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * L^2$$

Sustituyendo las constantes c_1 y c_2 se obtiene:

$$\delta_{(x)} = \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * x^2 + \frac{-12 * F}{E * t^3 * A} Lx + \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * L^2$$

(Ecuación 3: Deflexión con respecto a x para la viga de esfuerzo constante)

Para obtener la deflexión $\delta_{(x)}$ máxima hay que analizar en el extremo donde se aplica la fuerza donde $x=0$.

$$\delta_{(0)} = \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * 0^2 + \frac{-12 * F}{E * t^3 * A} L * 0 + \frac{6 * F}{E * t^3 * A} * L^2$$

$$\delta_{(0)} = \frac{6 * F * L^2}{E * t^3 * A}$$

(Ecuación 4: Deflexión máxima)

Asumiendo que se conoce la deflexión en el extremo de la probeta cuando $x=0$ y despejando para la fuerza F se obtiene:

$$F = \frac{\delta_{(0)} * E * t^3 * A}{6 * L^2}$$

(Ecuación 5: Fuerza necesaria para alcanzar determinada deflexión según la probeta)

Para poder calcular utilizando todas las ecuaciones anteriores y poder graficar los resultados se utilizó la herramienta computacional MATLAB. En el *Programa 1* que

se encuentra en el Anexo B se presenta el código utilizado para encontrar los valores y graficar el ancho vs longitud de la probeta, momento vs longitud, Esfuerzo vs Longitud y la deflexión vs longitud al conocer la deflexión deseada en el extremo libre de la probeta que es una variable controlada por la máquina. También se presenta en el Anexo B el *Programa 2* que entrega los mismos resultados que el anterior con la única diferencia que en vez de conocer la deflexión en este caso se conoce la fuerza que es aplicada al extremo libre de la probeta.

Se puede apreciar los resultados gráficos que generan estos códigos en el *Grafico 2*. Tomando como dimensiones de una probeta de acero A-36 149, 76, 3, 9 mm para largo, ancho, espesor y deflexión respectivamente.

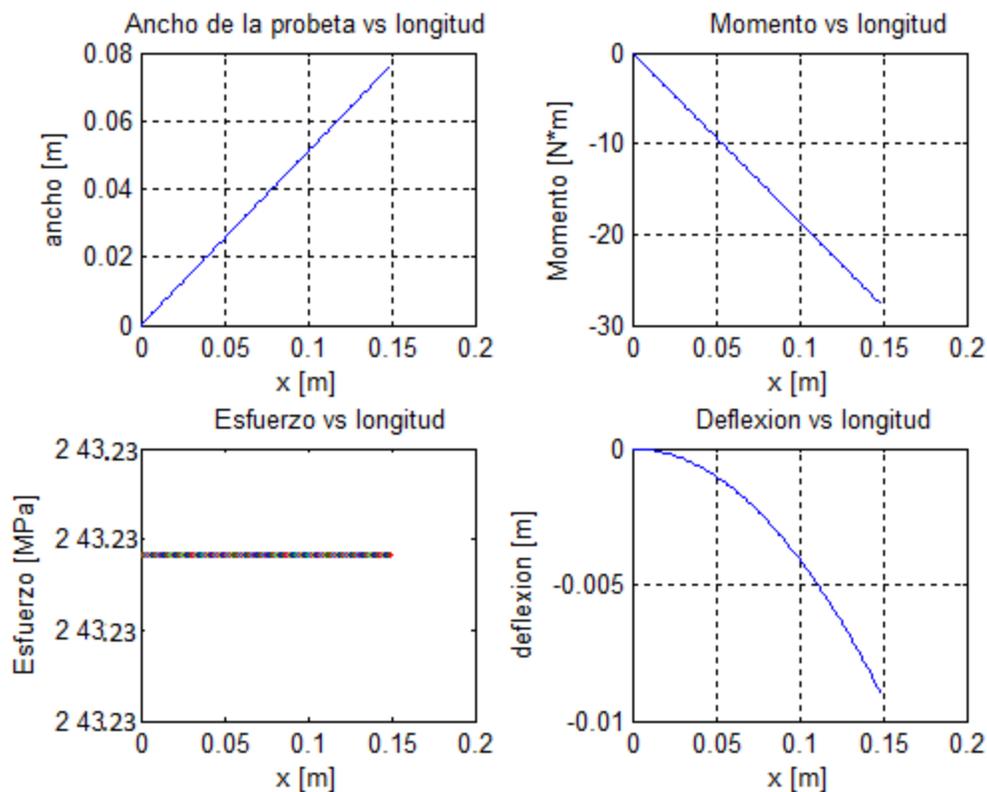


Grafico 2: Graficas de los cálculos a la probeta de deformación constante.

Calculo del Motor eléctrico

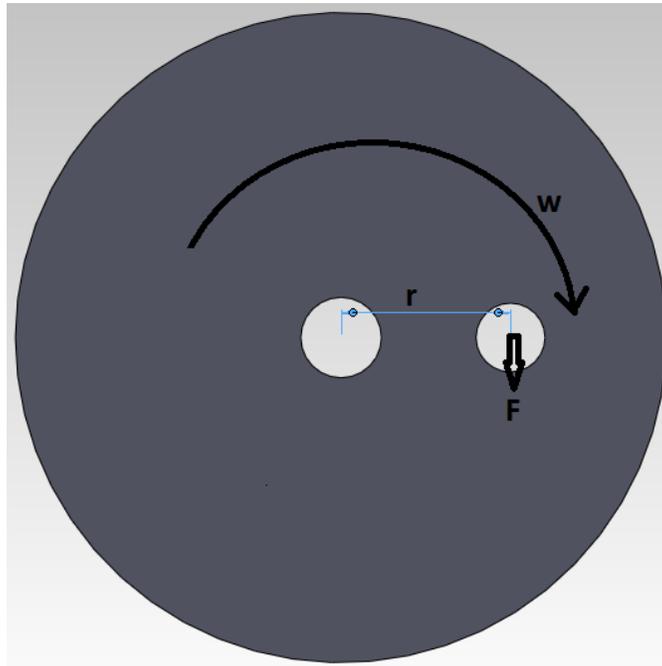


Figura 16: Vista frontal del eje que mueve el motor eléctrico.

El motor debe tener el Torque necesario para poder ejercer la fuerza suficiente para que la probeta pueda llegar a la deflexión determinada a una velocidad de rotación predeterminada.

La potencia del motor puede ser determinado mediante la siguiente ecuación:

$$P = T * \omega$$

donde:

$T = F * r =$ el torque que se ejerce al motor.

$\omega =$ es la velocidad angular requerida. [rad/s]

Sustituyendo:

$$P = F * r * \omega$$

donde:

F = fuerza obtenida en la ecuacion 5 para lograr la deflexion de la viga a un valor.

r = el radio desde el centro de la rueda hasta el punto donde se ejerce la fuerza.

Sustituyendo la fuerza ya obtenida se obtiene que la Potencia necesaria es:

$$P = \frac{\delta_{(0)} * E * t^3 * A}{6 * L^2} * r * \omega$$

(Ecuación 6: Potencia necesaria para obtener una determinada deflexión en la probeta)

Para determinar cuál es la fuerza máxima que una probeta puede soportar antes de sobrepasar el límite del esfuerzo último se despeja la Fuerza de la *Ecuación 2*:

Obteniendo:

$$F = \frac{\sigma_{(UTS)} * t^2 * A}{6}$$

(Ecuación 7: Fuerza maxima que una probeta puede soportar antes de sobrepasar el esfuerzo último)

donde:

$\sigma_{(UTS)}$ = Es una propiedad del material que indica el esfuerzo ultimo.

Para determinar cuál es la deflexión máxima que una probeta puede tener antes de que sobrepase el esfuerzo último se reemplaza la *Ecuación 7* en la *Ecuación 4*.

Obteniendo:

$$\delta_{(max)} = \frac{\sigma_{(UTS)} * L^2}{E * t}$$

(Ecuación 8: Deflexión máxima antes de sobrepasar el esfuerzo último.)

Para poder conocer las dimensiones aceptadas máximas o mínimas que puede tener las probetas dependiendo de las características del motor. Se utiliza la *Ecuación 6* despejando para cada variable.

Ecuación 6 despejando para el largo se obtiene:

$$L_{min} = \sqrt[3]{\frac{\delta_{(max)} * E * t^3 * b * r * w}{6 * P}}$$

(Ecuación 9: Largo mínimo de la probeta conociendo ancho, espesor y propiedades del motor)

Ecuación 6 despejando para el espesor se obtiene:

$$t_{max} = \sqrt[3]{\frac{6 * L^2 * P}{\delta_{(max)} * E * A * r * w}}$$

(Ecuación 10: Espesor máximo de la probeta conociendo ancho, largo y propiedades del motor)

Ecuación 6 despejando para el ancho se obtiene:

$$b_{max} = \frac{6 * L^3 * P}{\delta_{(max)} * E * t^3 * r * w}$$

(Ecuación 11: Ancho máximo de la probeta conociendo espesor, largo y propiedades del motor)

De igual manera con la ayuda de MATLAB se creó un programa en el que se ingresa la información que se tiene acerca de la probeta como su modulo de elasticidad, esfuerzo ultimo, dimensiones. Con esa información se obtiene automáticamente cuales son las dimensiones limite que se puede utilizar de no tener todas las dimensiones, la deflexión máxima que puede soportar el material antes de llegar al esfuerzo ultimo y la potencia necesaria del motor para efectuar el experimento. El código se presenta en los Anexos B en el *Programa 3*.

Si se corre el programa teniendo todos los datos de la probeta como en el siguiente caso en el cual se calcula para una probeta de acero A-36. Modulo de elasticidad de 200 GPa, un esfuerzo ultimo de 400 MPa y de dimensiones 5 mm de espesor, un ancho máximo de 8cm y un largo de 30cm se obtienen los resultados de la deflexión máxima para la probeta antes de sobrepasar el esfuerzo ultimo y la potencia necesaria del motor. Los resultados obtenidos del programa se muestran en la *Figura 17*. Se toman estas dimensiones ya que son las que mayor potencia necesitarían dentro de las probetas aceptadas por la máquina. Sin embargo si se modifica el material los datos pueden cambiar y la potencia necesaria aumentar. Por esa razón el motor escogido tiene una potencia mayor a

los 3.8 HP necesarios en este caso. De igual forma por razones de vida útil ya que las pruebas de resistencia de fatiga son de larga duración es preferible que el motor no trabaje al 100%.

```
Command Window
Programa para encontrar las dimensiones, fuerzas y deflexiones maximas
que pueden ser utilizadas en la maquina para prueba de fatiga por flexion

Ingrese 1 si conoce el ancho y espesor de la probeta,
Ingrese 2 si conoce el largo y ancho de la probeta,
Ingrese 3 si conoce el espesor y largo de la probeta,
Ingrese 4 si conoce el espesor, largo y ancho de la probeta

4
Ingrese el esfuerzo ultimo del material a ser utilizado en Pascales
400e6
Ingrese el Modulo de Young del material a ser utilizado en Pascales
200e9
Ingrese las revoluciones a las que se hara el experimento en [rpm]
1710
Ingrese el Ancho de la probeta en [m]
80e-3
Ingrese el Espesor de la probeta en [m]
5e-3
Ingrese el Largo de la probeta en [m]
.3
La deflexion debe ser inferior a 0.036 [m]
Para estar a 1710 [rpm] se necesita una Potencia: 2865.13 [W]
equivalente a 3.841 [Hp]
```

Figura 17: Resultados del programa en MATLAB ProgramaMaquina

Cálculos de Pernos

Es importante determinar el tipo y tamaño de los pernos que puedan soportar las fuerzas ejercidas al hacer las pruebas de fatiga en probetas de distinto tamaño. La *Figura 18* muestra un esquema del diseño de un disco excéntrico que es el que estará conectado al eje del motor teniendo movimiento rotacional y la barra horizontal que al estar conectado en un punto excéntrico del disco podrá transformar el movimiento rotacional a movimiento lineal para deflejar la probeta. Por ello la barra horizontal estará soportando las fuerzas necesarias para que el extremo de la probeta se desplace de su origen. El perno también estará sometido a las mismas fuerzas. La *Figura 18 a)* es una vista frontal del ensamble, la *b)* es una vista lateral y la *c)* es una vista lateral en corte mostrando las fuerzas a las que está sometido el perno. Para estos cálculos se ignoran las fuerzas de fricción entre el disco, barra horizontal y el perno. Según se puede apreciar en la *Figura 18 c)* el perno tiene una conexión atornillada que lo somete a corte simple (Gere, 2008).

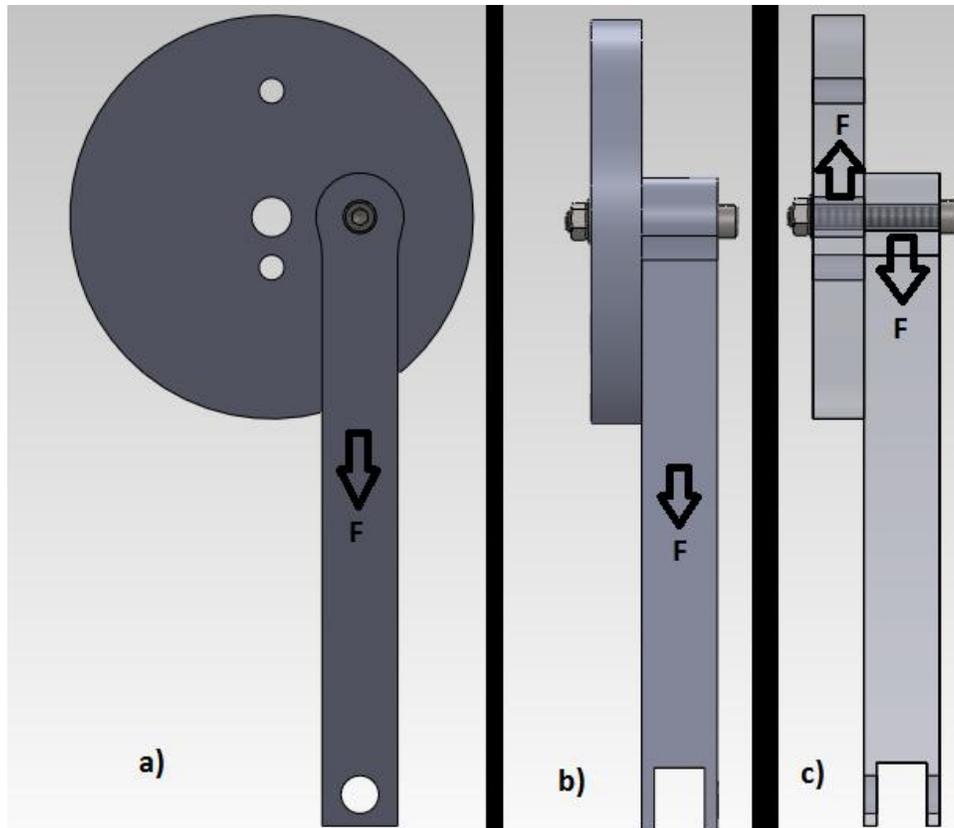


Figura 18: Esquema de unión entre el disco excéntrico y la barra vertical.

Para los siguientes cálculos se trabaja con las condiciones de máxima carga para llevar a la probeta de acero A-36 a su esfuerzo último. La fuerza necesaria máxima es de 1953 Newtons que es obtenida al trabajar con una probeta de acero de espesor de 5 mm, un ancho de 8 cm y un largo 8 cm. Se toma un factor de seguridad de 2 por la cantidad de ciclos que deben resistir los componentes al hacer pruebas de resistencia de fatiga. El espesor del disco es de 15mm, el de la barra es de 14mm y el diámetro del perno es de 8mm.

Para determinar el esfuerzo cortante promedio para el perno se utiliza:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

donde:

$\tau =$ Esfuerzo cortante promedio sobre el area transversal del tornillo.

$V =$ Fuerza total de corte

$A =$ area de la seccion transversal sobre la cual V actua.

Reemplazando los datos se obtiene:

$$\tau = \frac{F}{\pi * \frac{d_p^2}{4}}$$

(Ecuación 12: Esfuerzo cortante promedio para el perno sometido a corte simple.)

donde:

$F =$ Es la fuerza necesaria para desplazar el extremo de la probeta.

$d_p =$ Es el diametro del perno.

Reemplazando los datos se obtiene:

$$\tau = \frac{1953}{\pi * \frac{.008^2}{4}} = 38.85 \text{ MPa}$$

Considerando el factor de seguridad se obtiene:

$$\tau = 77.71 \text{ MPa}$$

Para determinar el esfuerzo de carga promedio se utiliza:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{S_p}{n_d}$$

donde:

$F =$ Fuerza total de carga.

$A =$ Area de carga.

$S_p =$ Cargas minimas.

$n_d =$ Factor de seguridad de diseño.

Reemplazando los datos se obtiene:

$$\sigma_{b-p} = \frac{F * n_d}{d_p * t_b} = S_p$$

(Ecuación 13: **Esfuerzo de carga entre la barra y el perno**)

donde:

$t_b =$ Espesor de la barra.

$$\sigma_{b-p} = \frac{1953 * 2}{.008 * .014} = S_p$$

$$\sigma_{b-p} = S_p = 34.8 \text{ MPa}$$

Analizando entre el disco y el perno:

$$\sigma_{d-p} = \frac{F * n_d}{d_p * t_d} = S_p$$

(Ecuación 14: **Esfuerzo de carga entre disco y perno**)

donde:

$t_d =$ Espesor del disco.

$$\sigma_{d-p} = \frac{1953 * 2}{.008 * .015} = S_p$$

$$\sigma_{d-p} = S_p = 32.6 \text{ MPa}$$

Con los valores obtenidos en los cálculos se compara con las resistencias que cada categoría de perno puede soportar. Analizando los resultados con las especificaciones de la tabla se observa que cualquier tipo de perno puede soportar las fuerzas previstas en los cálculos siempre y cuando se mantenga el diámetro del perno. De aquí los escogidos fueron los de categoría 12.9 que son los más resistentes. Se tomo esa decisión ya que el costo del perno no es mayor y es preferible tener la mejor calidad para no afectar la confiabilidad de la máquina. En la *Tabla 3* se puede observar las cargas que cada tipo de perno soporta.

Metric Mechanical Property Classes for Steel Bolts, Screws, and Studs*

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, † MPa	Minimum Tensile Strength, † MPa	Minimum Yield Strength, † MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M1.6–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

Tabla 3: Especificaciones del tipo y tamaño de perno.

Discos

Los discos en la máquina de fatiga tienen el rol de seguir el movimiento rotatorio del eje del motor y transferir ese movimiento hacia la barra horizontal que transformará el movimiento rotacional en lineal hacia las probetas. Para poder transferir el movimiento rotatorio la barra horizontal debe estar unida en una posición fuera del centro del disco. Para eso se diseñó un modelo en el cual se puede variar la distancia del centro del disco al punto de excentricidad con variaciones entre 0.5 y 5 cm esto se ilustra en la *Figura 19*. Este modelo cumple con los requerimientos para la máquina pero debido al ajuste para variar la longitud de la excentricidad no se puede asegurar de manera confiable, no se optó por este diseño.

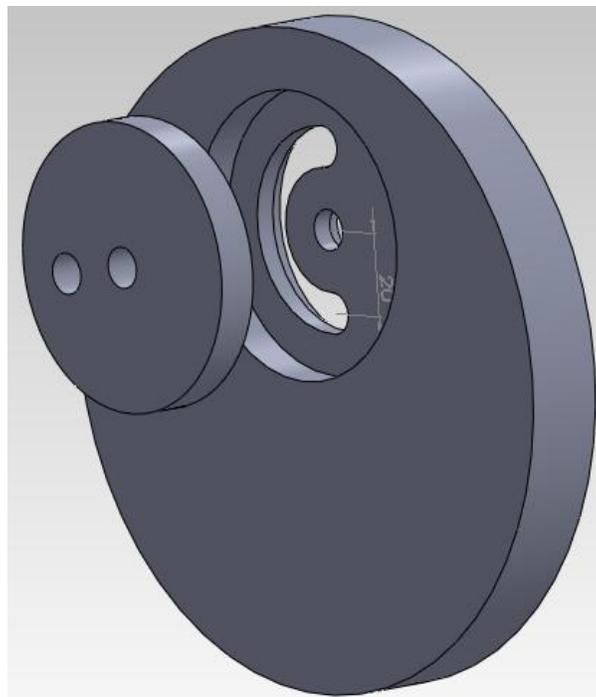


Figura 19: Primer diseño para disco excéntrico

Para mantener la confiabilidad de la máquina se optó por un diseño que aunque menos estético entregue más seguridad. El diseño consiste en tener varios puntos discretos cada 2 mm entre 5 y 67 cm que permitan unir la barra horizontal al disco. Estos puntos definen distancias finitas de excentricidad desde el centro del disco. Para las perforaciones se marcó líneas cada 45° dando 8 líneas en total donde se podían ubicar las perforaciones. Se optó por diseñar dos discos que contengan los 32 puntos discretos que hay entre 5 y 67 mm con separación de 2mm, para que de esta manera las perforaciones tengan más distancia entre sí y no se incremente el riesgo de fallas debido a los ciclos que debe soportar. La *Tabla 4* indica la distancia al centro de cada perforación y en qué línea, disco se encuentra.

Numeración	Disco 1		Disco 2	
	distancia al centro [cm]	línea	distancia al centro [cm]	línea
1	0.5	1	0.7	1
2	0.9	4	1.1	4
3	1.3	7	1.5	7
4	1.7	2	1.9	2
5	2.1	5	2.3	5
6	2.5	8	2.7	8
7	2.9	3	3.1	3
8	3.3	6	3.5	6
9	3.7	1	3.9	1
10	4.1	4	4.3	4
11	4.5	7	4.7	7
12	4.9	2	5.1	2
13	5.3	5	5.5	5
14	5.7	8	5.9	8
15	6.1	3	6.3	3
16	6.5	6	6.7	6

Tabla 4: División de perforaciones por disco y numeración

La *Figura 20* muestra el diseño de los dos discos conteniendo todas las perforaciones.

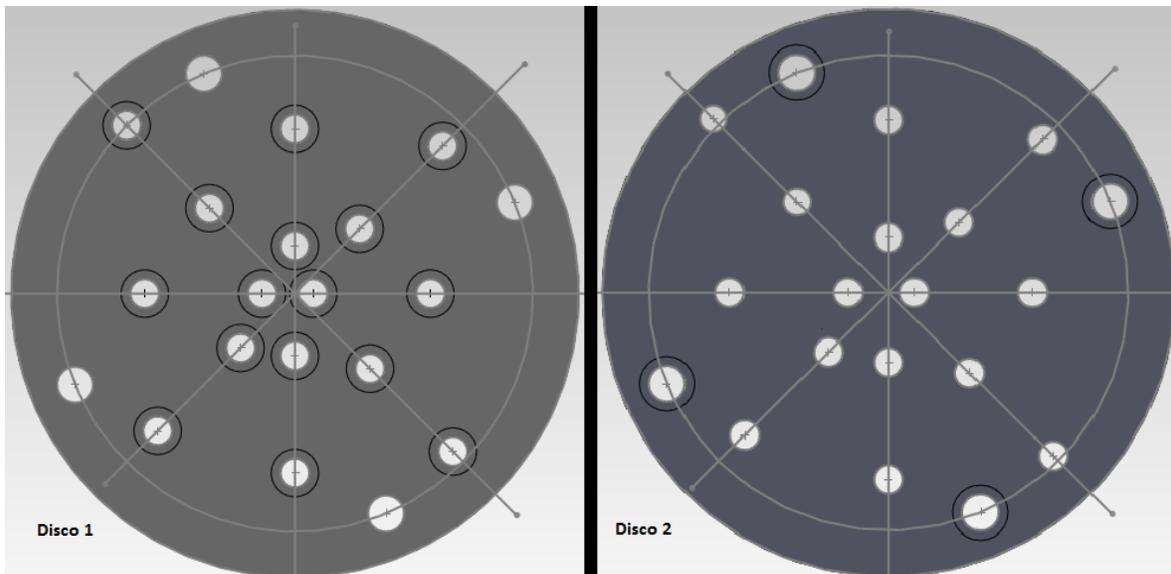


Figura 20: Discos con perforaciones excéntricas

3.4: Pre-Factibilidad

Para que una máquina sea competitiva en el mercado se debe comprobar si es viable. Para esto se debe revisar los recursos con los que se puede contar y si estos son los suficientes o indicados para producir una máquina confiable y competitiva. Entre los recursos es importante analizar los proveedores, los costos y la tecnología con la que se cuenta para fabricar el producto final.

Costos y Proveedores

Antes de comenzar con la construcción y definir un diseño para la máquina para prueba de fatiga por flexión se analizó los posibles proveedores para la materia

prima requerida que están disponibles y el costo aproximado por los materiales necesarios. Para evaluar y seleccionar los proveedores se tomó la decisión basada en el costo, calidad de material ofrecido y la disponibilidad para entregar los materiales. En la *Tabla 5* se muestra los costos por los materiales y la elaboración de la máquina, los proveedores seleccionados.

Presupuesto tentativo para elaboración de la maquina		
Rubro	Costo [\$]	Proveedores
Motor eléctrico	650	Kywi
Sensor para contador de revoluciones e indicador	170	USFQ y Laboratorio Técnico
Pernos, tuercas, tornillos, etc.	90	La Casa del Perno
Material para la construcción (Acero)	1000	
Rodamientos	40	Hivimar
Maquinado para piezas de gran complejidad (Fuera de la USFQ)	250	
Material para Probetas	300	
Maquinado	700	USFQ
Estructura de protección o mesa	120	USFQ
Imprevistos (20%)	664	
Total	3984	

Tabla 5: Presupuesto y Proveedores seleccionados.

El costo de los rubros en los cuales la USFQ está como proveedor se incluyen únicamente para información de cuál sería el costo si no dispusiéramos de los

equipos y materiales que ya tiene la universidad. Debido a esto, el costo real de la máquina sin incluir aquellos rubros en los cuales la USFQ es el proveedor pero manteniendo el mismo valor de imprevistos el total sería de \$3044. Se comparó los costos de fabricación con el costo de una máquina fabricada en el exterior. Se solicitó una cotización a la empresa Qualitest de Estados Unidos. Presentaron su oferta donde solamente la máquina sin contar con los accesorios necesarios y costo por envío es de \$143,900. Claramente se ve la enorme diferencia que hay entre la fabricación de la máquina con la compra del producto final, aunque las características sean diferentes. Para observar con detalle la cotización de la máquina Mikotron-20 de Qualitest ver en Anexo C.

Tecnología

La tecnología disponible influye directamente en los materiales que pueden ser utilizados y el diseño de las piezas. Esto se debe a que la tecnología da el parámetro de la precisión, repetitividad y propiedades del material con el que se puede manufacturar, por ello la tecnología también influye en el margen de error aceptable con el que se puede trabajar. Usualmente las máquinas y herramientas para manufactura que son manuales tienen un margen de error más grande que aquellas que son controladas por control numérico (CNC). En la USFQ se puede trabajar con las herramientas manuales para las piezas que no requieran de mucha precisión y para las piezas críticas se puede trabajar con las herramientas CNC encontradas en el laboratorio de ingeniería mecánica o de robótica. Estas tecnologías permiten que el diseño no se vea limitado por complicaciones por falta

de precisión y libertad en el área de manufactura. En el caso específico del motor también existe libertad de elegir cualquier motor ya que en el área de laboratorios de la USFQ se puede contar tanto con conexión eléctrica monofásica como trifásica, sin embargo como se pretende tener control de la velocidad se debe trabajar con motor trifásico.

Capítulo 4: Diseño Preliminar

4.1: Diseño de la maquina

Para el diseño de la máquina para prueba de fatiga por flexión se tomó en cuenta los requerimientos necesarios, presentados en las secciones 2.1 y 2.2, que debían ser satisfechos, en consideración a la posibilidad de manufactura, eficacia y estética. El diseño permite tener la flexibilidad para trabajar con las diferentes dimensiones, materiales de probeta y a la vez mantener la rigidez necesaria al tener que trabajar con pruebas de fatiga que requieren la repetición de numerosos ciclos. Debido a que la maquina estará expuesta a vibraciones el diseño propuesto es robusto de manera tal que pueda soportar y disminuir sus efectos. En la *Figura 21* se puede observar el diseño de la máquina para prueba de fatiga por flexión, más adelante se mostrará con más detalle pieza por pieza.

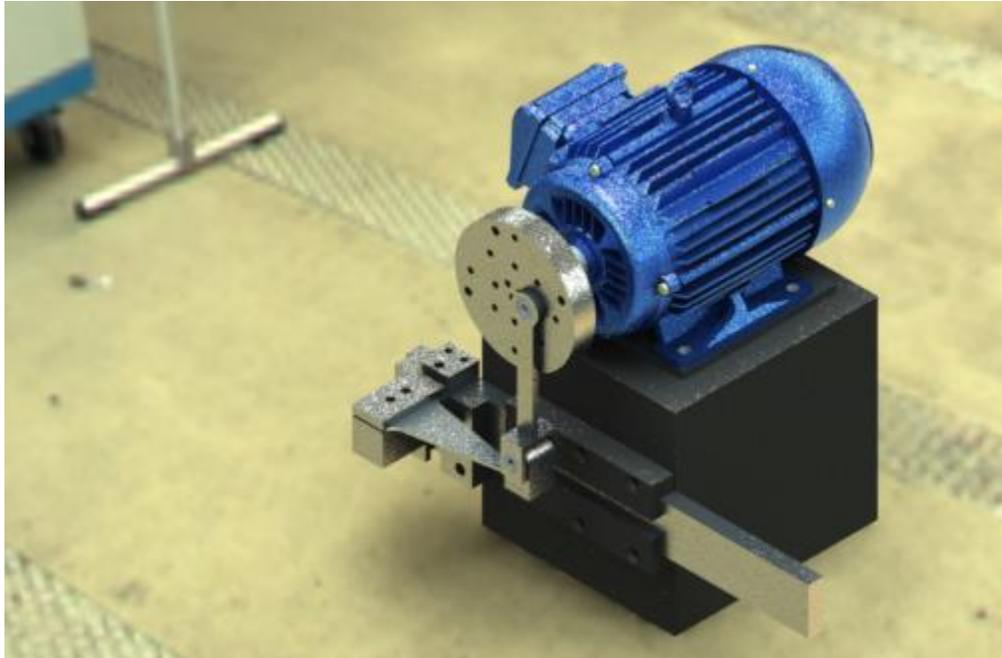


Figura 21: Render: Diseño máquina de fatiga

4.2: Despiece e Ilustraciones de Construcción

Aparte del ensamblaje final que se muestra en la Figura 21 donde se muestran todas las piezas, es importante considerar al detalle, cada pieza de la máquina. Los planos con medidas de cada pieza permiten definir el proceso de manufactura. A continuación se presentan las ilustraciones de cada pieza que fueron discutidos para la construcción. Se omiten los planos de las piezas que ya se compran manufacturadas como es el caso del motor eléctrico, pernos y los rodamientos.

En la *Figura 22* se puede ver el ensamblaje final de la máquina con todas sus piezas y las dimensiones relevantes. En la *Figura 23* se presenta el mismo ensamblaje final incluyendo la tabla de piezas.

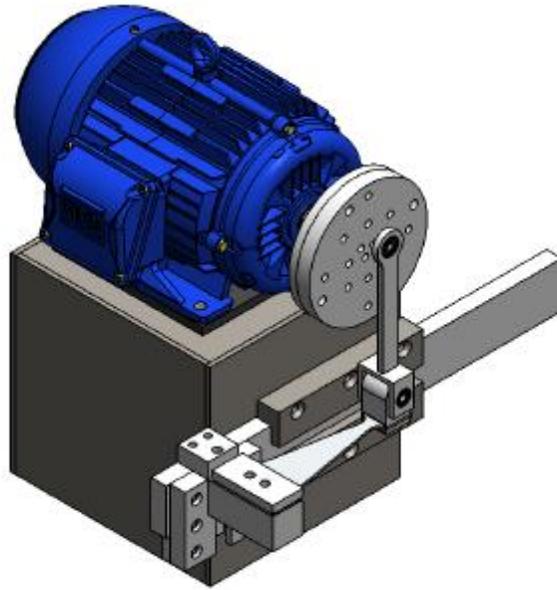
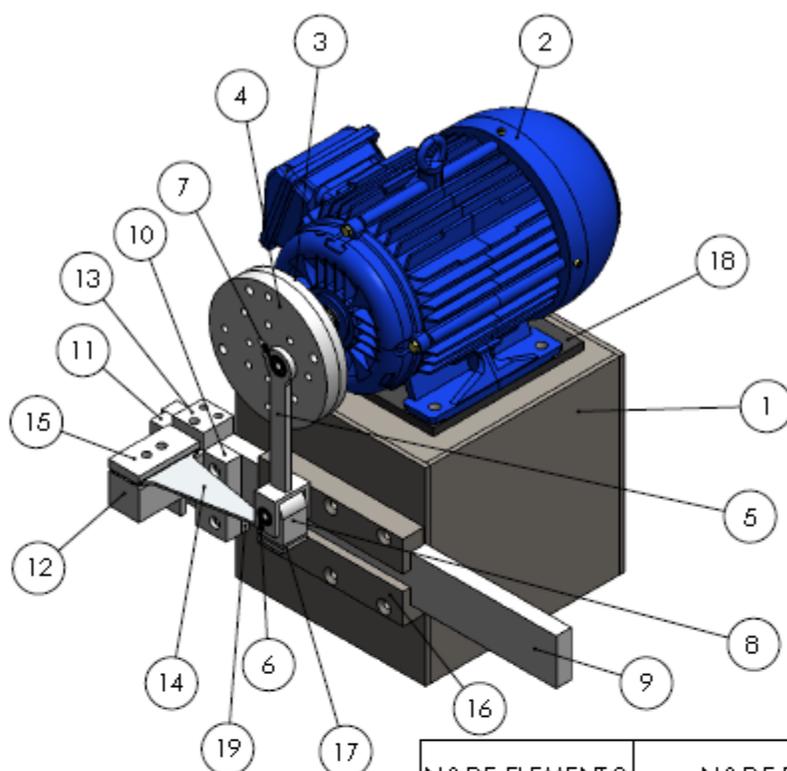


Figura 22: Máquina ensamblada

El funcionamiento de la máquina consiste en que el extremo ancho de la probeta se mantenga fijo mientras que el otro extremo tenga un desplazamiento vertical cíclico. Esto se logra al girar el eje del motor eléctrico que hace rotar al disco fijo y excéntrico que a su vez está unido con la barra vertical. Al estar en un punto excéntrico la barra vertical posee un movimiento que permite que su altura vaya variando por lo que al estar unida a un extremo de la probeta el movimiento rotatorio se convierte en movimiento lineal desplazando verticalmente el extremo de la probeta. El ensayo se ejecuta hasta que la probeta falle o se rompa debido a la fatiga. En ese instante, el motor se desconecta y se registra el dato de la cantidad de revoluciones hasta el momento de ruptura.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	base de motor	1
2	motor trifasico WEG	1
3	disco fijo	1
4	disco 1	1
5	barra vertical	1
6	rodamiento inferior	2
7	rodamiento superior	1
8	sujetador barra vertical 3	1
9	bastidor	1
10	fijador derecho	1
11	fijador izquierdo	1
12	agarradera probeta con desplazamiento vertical	1
13	fijador superior	1
14	probeta estandar	1
15	agarradera superior probeta	1
16	soporte para barra horizontal	2
17	sujetador interior barra vertical	1
18	caucho base de motor (amortiguador)	1
19	fope para agarradera	1

Figura 23: Máquina ensamblada incluyendo tabla de piezas

En la Tabla 6 se presenta las piezas y sus funciones dentro del funcionamiento de la máquina, así como cual es su Figura y a que numero de elemento dentro de la tabla de piezas de la Figura 23 corresponde.

Pieza	Función	# Figura	# de elemento Tabla de piezas
Base del motor	Sostiene el motor y los soportes para la barra horizontal. Alberga los instrumentos de control y conexiones eléctricas.	<i>Figura 24</i>	1
Disco Fijo	Conectado al eje del motor, transfiere el movimiento rotatorio a los discos con orificios excéntricos	<i>Figura 25</i>	3
Disco con orificios excéntricos 1 y 2	Transfieren el movimiento rotatorio a la barra vertical.	<i>Figuras 26 y 27</i>	4
Barra vertical	Transfiere el movimiento rotatorio del disco con orificios excéntricos a movimiento lineal.	<i>Figura 28</i>	5
Sujetador de barra vertical a probeta	Une la barra vertical con el extremo delgado de la probeta por la parte superior	<i>Figura 29</i>	8
Sujetador inferior de probeta sujetador barra vertical	Sujeta el extremo delgado de la probeta por la parte inferior.	<i>Figura 30</i>	17
Agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical	Sostiene por la parte inferior el extremo fijo de la probeta. Tiene desplazamiento vertical para adaptar la altura de la probeta.	<i>Figura 31</i>	12
Agarradera superior de probeta	Sostiene por la parte superior el extremo de la probeta fija.	<i>Figura 32</i>	15
Fijador derecho e izquierdo	Unen la agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical con la barra horizontal y sirven como guías para su desplazamiento vertical.	<i>Figura 33 y 34</i>	10 y 11
Fijador superior	Permite fijar la posición vertical de la agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical.	<i>Figura 35</i>	13
Tope posterior para agarradera de probeta con desplazamiento	Sirve como apoyo a la agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical cuando desciende más allá de la barra horizontal.	<i>Figura 36</i>	19
Barra horizontal o bastidor	Fija a todo el mecanismo que mantiene el extremo fijo de la probeta, permite desplazarse horizontalmente para diferente largo de probetas.	<i>Figura 37</i>	9
Soporte para barra horizontal	Fijan la barra horizontal con la base del motor	<i>Figura 38</i>	16
Probeta	Es el espécimen que estará sometido a la prueba de fatiga.	<i>Figura 39</i>	14

Tabla 6: Piezas y su función

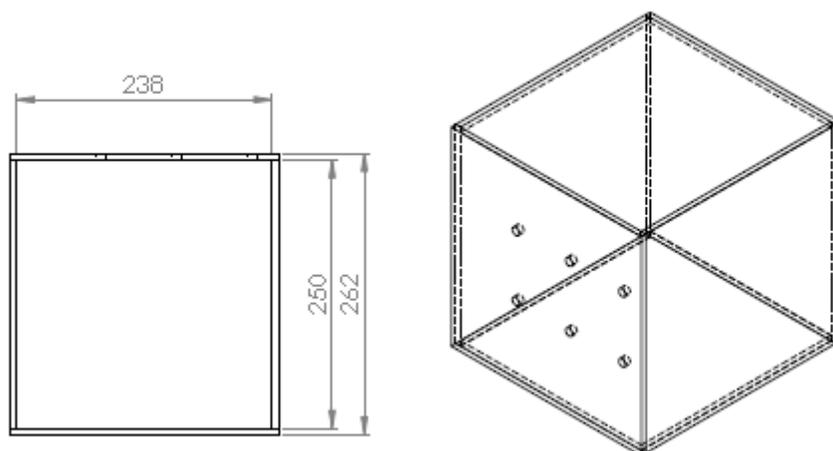


Figura 24: Base del motor

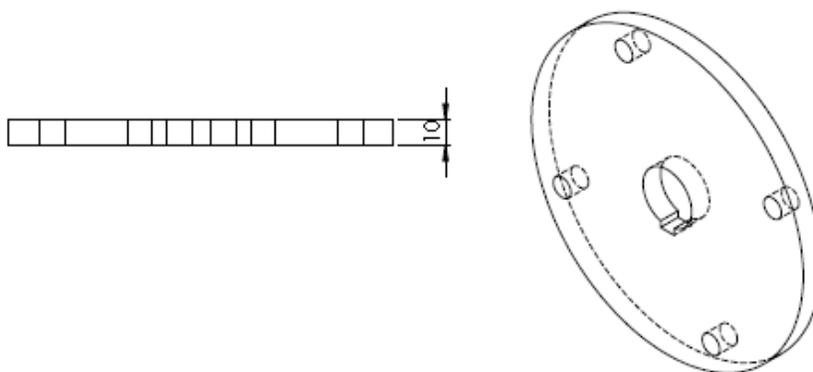


Figura 25: Disco Fijo

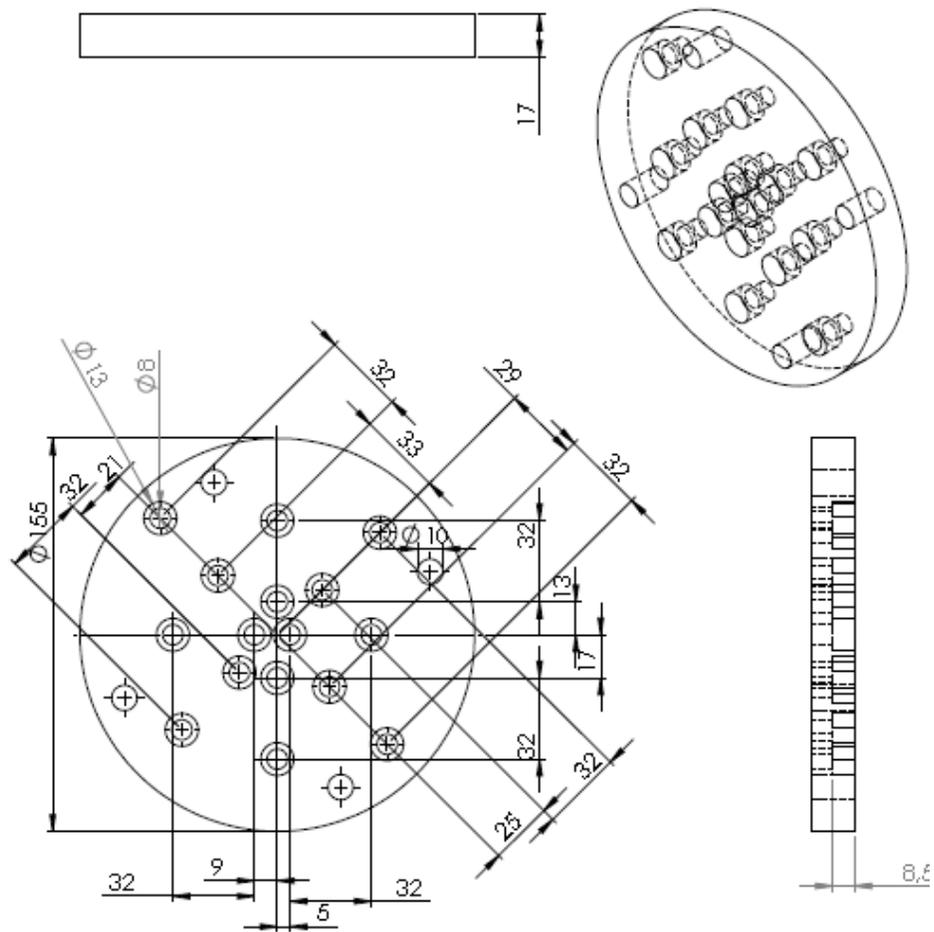


Figura 26: Disco con orificios excéntricos 1

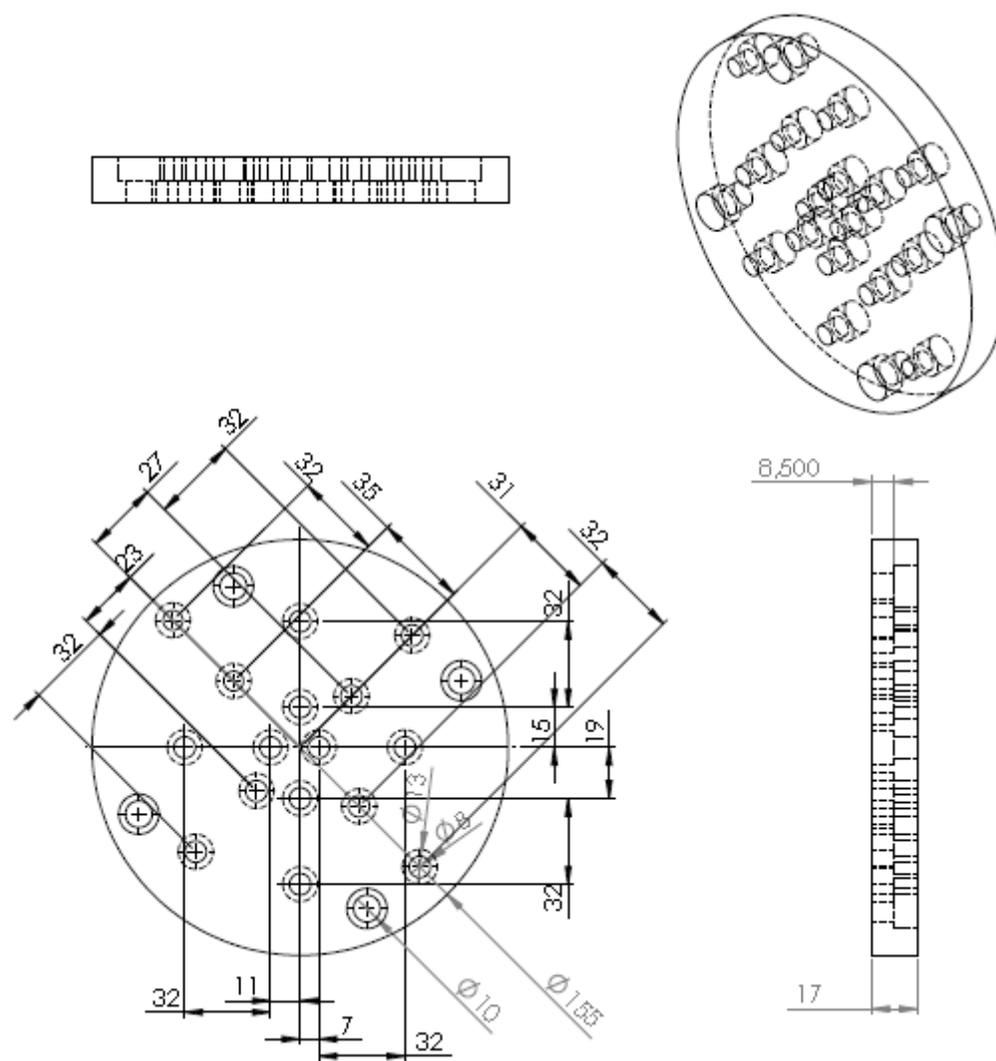


Figura 27: Disco con orificios excéntricos 2

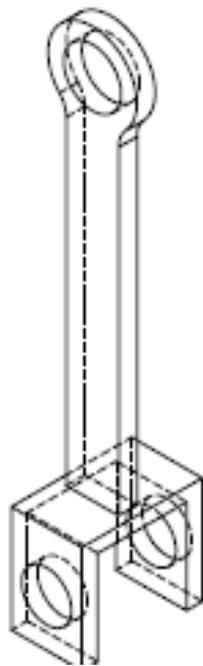


Figura 28: Barra vertical

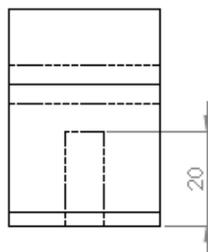
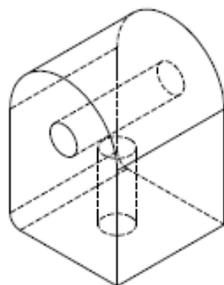


Figura 29: Sujetador de barra vertical a probeta

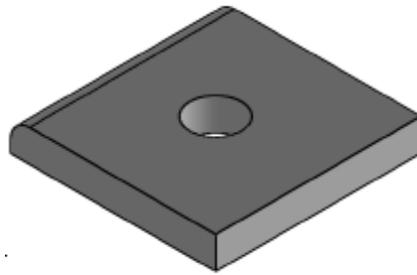


Figura 30: Sujetador inferior de probeta a sujetador barra vertical

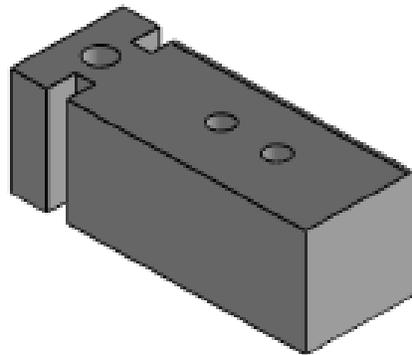


Figura 31: Agarradera de probeta que permite desplazamiento vertical

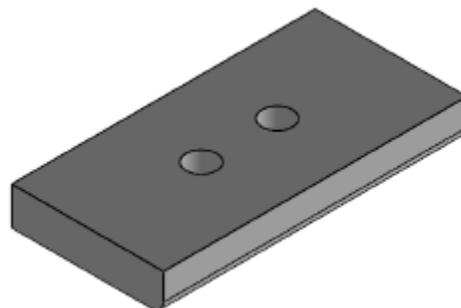


Figura 32: Agarradera superior de la probeta

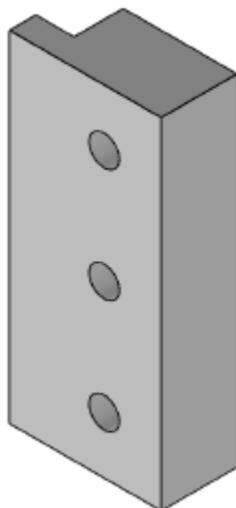


Figura 33: Fijador derecho

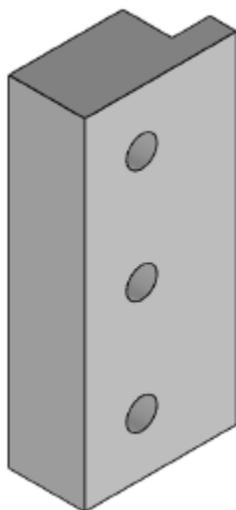


Figura 34: Fijador izquierdo

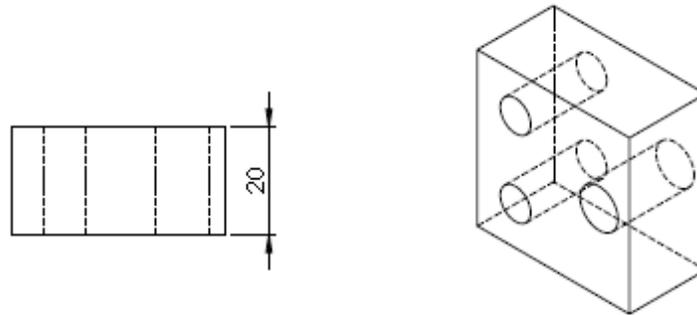


Figura 35: Fijador superior

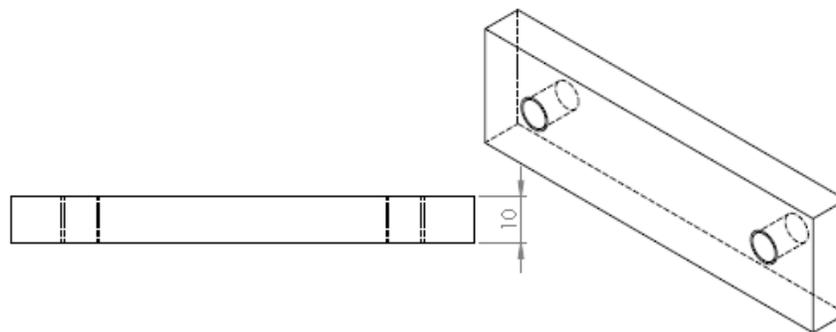


Figura 36: Tope posterior para agarradera de probeta con desplazamiento

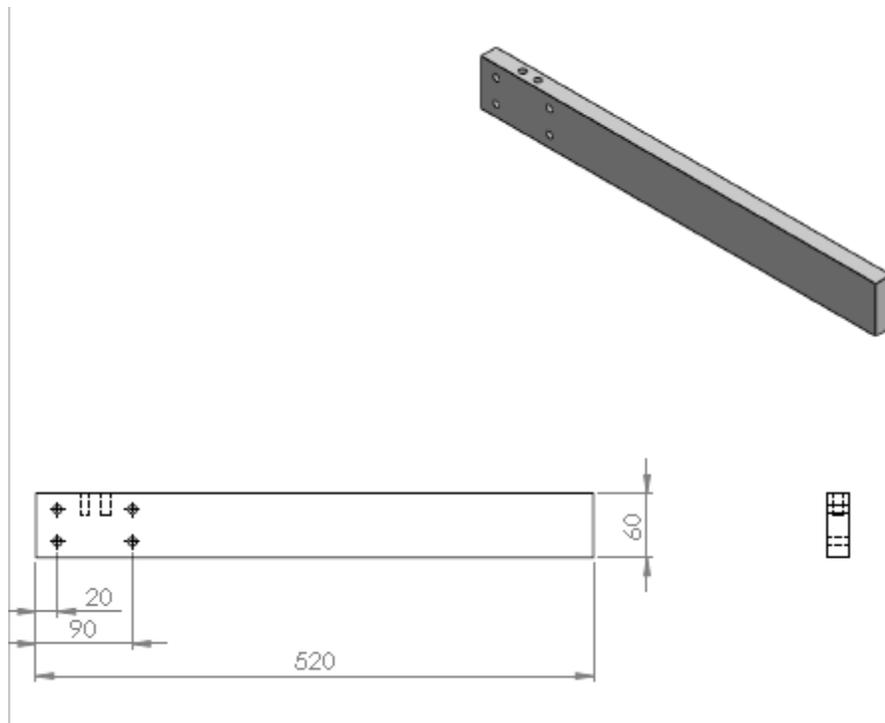


Figura 37: Barra horizontal

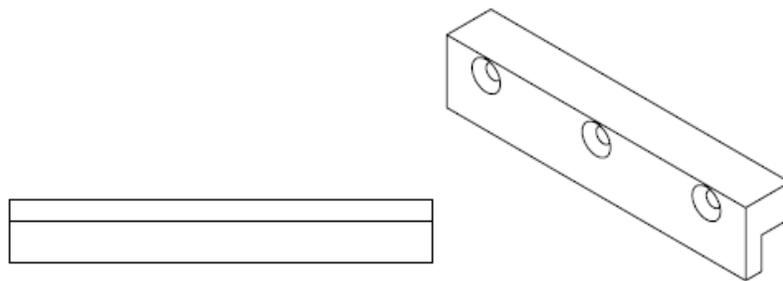


Figura 38: Soporte para barra horizontal

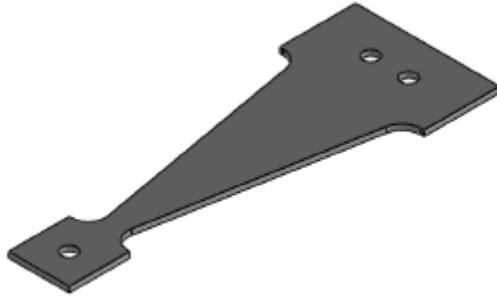


Figura 39: Probeta estándar

Con los planos de cada pieza mostrados en el Anexo D se inicia la construcción para el ensamble de la máquina de fatiga por flexión. Se espera que existan pequeños cambios durante el proceso de manufactura, disponibilidad de materiales y procesos tecnológicos que se dispone pero la esencia debe mantenerse la misma.

Capítulo 5: Construcción y Ensamblaje

5.1: Selección de materiales

Un aspecto fundamental al desarrollar una máquina es la selección de materiales para su construcción. En este caso, se escogió un diseño robusto para asegurar confiabilidad, pero de todas maneras se debe seleccionar materiales adecuados para que se pueda cumplir todos los objetivos. Para que la máquina tenga la suficiente resistencia mecánica, sea viable de financiar y sea de fácil manufactura, se decidió en trabajar con aceros. En el mercado nacional el acero que más se comercializa para la construcción, es el Acero ASTM A-36 por lo que ese fue el material elegido para la manufactura y construcción de las piezas. Las propiedades mecánicas del Acero ASTM A-36 están presentadas en la *Tabla 2*. En la *Tabla 7* se muestra las dimensiones en las que se compra el material para cada pieza. Las dimensiones son mayores a las que se necesitan para evitar problemas de falta de precisión del vendedor y en algunos casos también el diseño se sujeta a las dimensiones de las planchas que se encuentra en el mercado.

Cantidad	Material	Descripcion	Dimensiones (mm)
6	Acero ASTM A-36	base de motor	250, 250, 6
1	Acero ASTM A-36	disco fijo	diámetro 159, espesor 20
2	Acero ASTM A-36	discos excentricos	diámetro 159 y de espesor 18
1	Acero ASTM A-36	barra vertical	48, 30, 8; 2(30, 44, 8); 143, 25, 10
1	Acero ASTM A-36	sujetador barra vertical	35, 49, 38
2	Acero ASTM A-36	sujetador inferior barra vertical	34, 34, 6
1	Acero ASTM A-36	agarradera probeta con desplazamiento	110, 44, 50
1	Acero ASTM A-36	agarradera superior probeta	43, 84, 12
2	Acero ASTM A-36	fijador derecho, izquierdo	44, 95, 24
1	Acero ASTM A-36	fijador superior	44, 44, 24
1	Acero ASTM A-36	tope para agarradera	106, 33, 12
1	Acero ASTM A-36	barra	530, 64, 24
2	Acero ASTM A-36	soporte barra horizontal superior, inferior	200, 44, 32
10	Acero ASTM A-36, Aluminio	probeta estandar	205, 76, 3

Tabla 7: Dimensiones de compra de material para construcción de piezas.

Para la selección de pernos se tomó en cuenta no solo, la resistencia mecánica del perno y de allí el tamaño (diámetro y largo), sino también su ubicación en la máquina y la ergonomía. Para la facilidad del usuario el diseño de la máquina está pensado para solo utilizar dos tamaños de perno, el M10 y M8 de rosca normal. En la *Tabla 8* se puede apreciar los tipos de pernos utilizados para cada necesidad de la máquina. Se escoge los pernos estilo avellanado para aquellos lugares donde el espesor de la pieza es pequeño y se necesita perder la cabeza del perno. Los pernos de cabeza redonda son para lugares donde el perno no tiene la cabeza perdida o donde la pieza es gruesa y permite que la cabeza se oculte.

Cantidad	Dimensiones (mm)	Tipo	Diseño	Descripcion
4	M10 X 40	allen	avellanado	disco fijo-excentrico
1	M8 X 40	allen	avellanado	disco excentrico-barra vertical
1	M8 X 30	allen	cabeza redonda	sujetador barra vertical superior, inferior
2	M8 X 40	allen	cabeza redonda	agarradera probeta superior, inferior
1	M10 X 100		cabeza hexagonal	tornillo para control de altura de agarradera con desplazamiento
2	M8 X 45	allen	cabeza redonda	Sujetador superior a barra
4	M8 X 45	allen	cabeza redonda	sujetadores guías a barra
2	M8 X 40	allen	cabeza redonda	sujetadores guías a tope
6	M8 X 50	allen	cabeza redonda	soporte barra horizontal-base de motor

Tabla 8: Pernos seleccionados para la construcción

5.2: Construcción y Dificultades

De acuerdo a lo planificado, la mayor parte de la construcción de las piezas fue hecha en el taller mecánico de la USFQ. Se trabajó con el material adquirido para cada pieza y se le llevó a las dimensiones planificadas para después darles el terminado al diseño requerido. En todas las piezas se trabajó con un margen de error de ± 0.2 mm que es una tolerancia basta considerada para herramientas manuales.

La fresadora fue utilizada para devastar secciones de las piezas de las *Figuras 31, 33, 34, 38*. *El fresado se puede apreciar en la Figura 40*. Con la ayuda de cuchillas, se usó la fresadora para devastar y reducir dimensiones al material adquirido, como se puede apreciar en la *Figura 41*.



Figura 40: Fresadora devastando con fresa



Figura 41: Fresadora devastando con cuchilla

La rectificadora fue utilizada para el desbastado fino y conseguir un mejor acabado a las piezas. La *Figura 42* muestra el trabajo de la rectificadora.



Figura 42: Rectificadora trabajando en los discos

El torno fue utilizado principalmente para maquinar los discos de las *Figuras 25, 26, 27*, como también para trabajar en la sección donde ajustan los rodamientos de la barra vertical de la *Figura 28*. Se aprecia el uso del torno en la *Figura 43*.



Figura 43: Torno igualando disco excéntrico

La sierra fue utilizada para recortar pedazos excesivos grandes de material como se observa en la *Figura 44*. El taladro fijo fue usado para hacer todas las perforaciones donde ajustan pernos ya sean pasantes o ajustables con rosca con la ayuda de machuelos, un ejemplo del trabajo se aprecia en la *Figura 45*.



Figura 44: Sierra recortando material



Figura 45: Taladro fijo perforando

La maquinaria del taller mecánico de la USFQ permitió trabajar la mayoría de las piezas diseñadas, sin embargo se necesitó de equipos externos para la fabricación del disco fijo y las probetas de las *Figuras 25, 39*.

Las probetas estándar fueron manufacturadas con una cortadora de plasma que recorta la plancha de acero en la forma de la probeta siguiendo la figura de un plano impreso en escala 1:1 de la probeta. Luego con un taladro fijo se hacen los orificios por donde pasan los pernos de sujeción.

5.3: Cambios del diseño

Durante la compra de materiales y el proceso de manufactura de cada pieza se encontraron algunos inconvenientes con el diseño previo por lo que se optó por hacer ciertas modificaciones para mejorar el diseño o por facilitar la adquisición de los materiales. En la construcción, pequeñas modificaciones en las dimensiones de ciertas piezas se implementaron para que éstas coincidan correctamente con el resto de piezas pero al ser estos cambios menores no se considera que cambien el diseño por lo que no serán mostradas. Solamente los cambios mayores que representan alguna variación en el producto final son mostrados con su debida explicación a continuación en las *Tablas 9-13*.

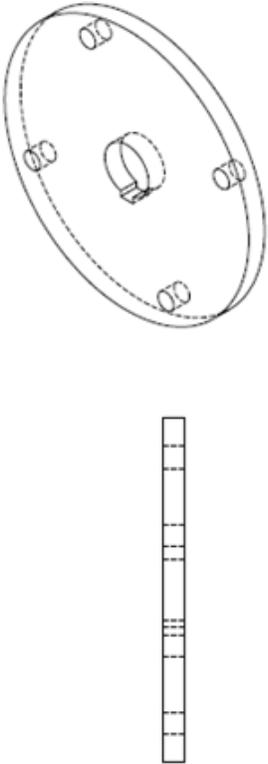
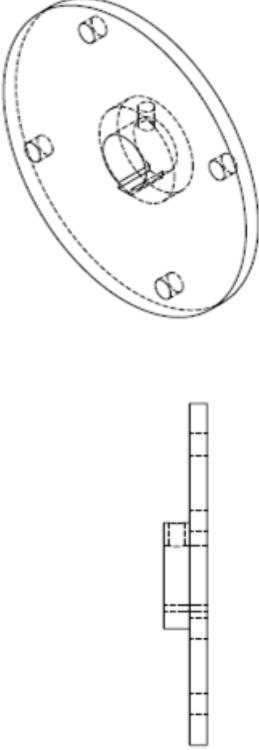
Problema	Solución
<p>El primer cambio se dio en el disco fijo de la <i>Figura 25</i> ya que éste no ofrecía ninguna seguridad aparte de la fricción para que el disco no se desprenda del eje del motor en la dirección longitudinal del eje.</p>	<p>Se decidió rebajar el diámetro de una parte del disco para que éste pueda alojar un prisionero que al estar en contacto con el eje impide que todo el disco pueda desplazarse.</p>
Figura Antes	Figura Después
	 <p data-bbox="833 1686 1382 1759"><i>Figura 46: Cambio de diseño del disco fijo</i></p>

Tabla 9: Cambios en el disco fijo

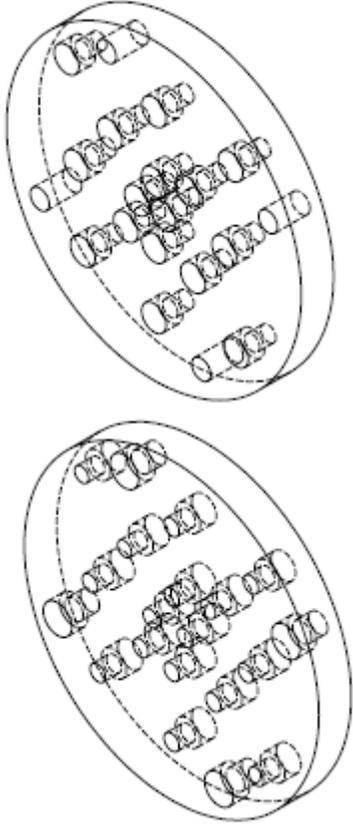
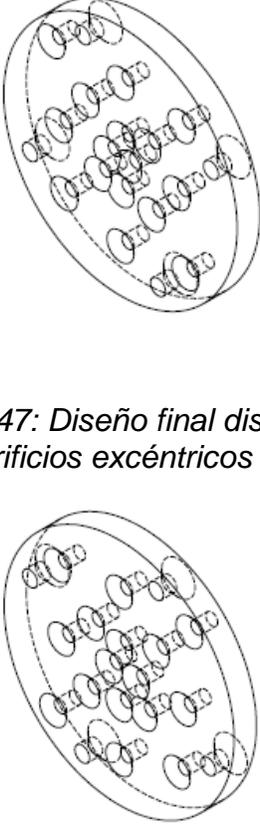
Problema	Solución
<p>Los discos con perforaciones excéntricas tenían peso excesivo y los pernos que unen con el disco fijo impedían el libre movimiento de la barra vertical. <i>Figuras 26 y 27.</i></p>	<p>Se redujo el espesor de los discos con perforaciones excéntricas y se sustituyó a pernos avellanados. Se perforó los orificios para que los pernos avellanados tengan la cabeza perdida.</p>
Figuras Antes	Figuras Después
	 <p data-bbox="873 1192 1339 1266"><i>Figura 47: Diseño final disco con orificios excéntricos 1</i></p> <p data-bbox="873 1696 1339 1770"><i>Figura 48: Diseño final disco con orificios excéntricos 2</i></p>

Tabla 10: Cambio en los discos excéntricos

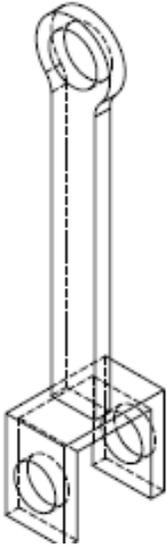
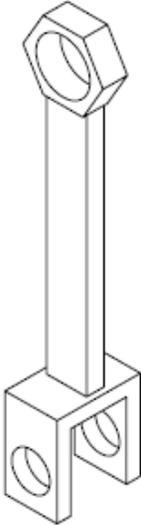
Problema	Solución
<p>El rodamiento no permite tener un bocín para poder sujetarlo al perno y es complicado conseguir el material para el eje superior ya que las barras solidas en el mercado se venden por 6 metros.</p> <p><i>Figura 28.</i></p>	<p>Se cambio el rodamiento superior por uno de mayor diámetro para poder insertar el bocín. Se utilizo una tuerca de diámetro interno similar al del diámetro externo del rodamiento y se trabajo en eso. Esto beneficio al proceso de soldadura por tener una cara plana donde asentar la barra.</p>
Figura Antes	Figura Después
 <p>Figura 28: Diagrama de una barra vertical con un rodamiento superior y un bocín que no se puede sujetar al perno.</p>	 <p><i>Figura 49: Diseño final de la barra vertical</i></p>

Tabla 11: Cambios en la Barra Vertical

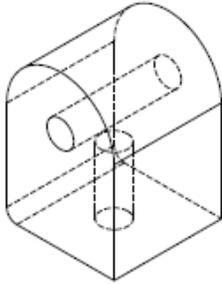
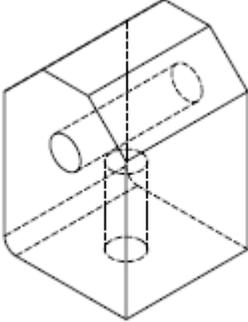
Problema	Solución
<p>El sujetador de la barra vertical de la <i>Figura 29</i> fue modificado de su diseño inicial debido a que la manufactura era dificultosa innecesariamente y se dependía mucho de la habilidad y precisión del operario.</p>	<p>Se varió a un diseño más simple que permita una mejor precisión con las máquinas a disposición y no afecten al funcionamiento de la pieza o de la máquina. El diseño como se ve en la <i>Figura 50</i> usa más las líneas rectas en vez de redondeos.</p>
Figura Antes	Figura Después
	 <p data-bbox="833 1423 1377 1493"><i>Figura 50: Diseño final sujetador barra vertical a probeta</i></p>

Tabla 12: Cambio en el Sujetador de la barra vertical

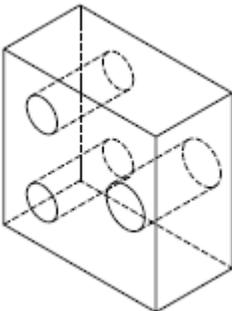
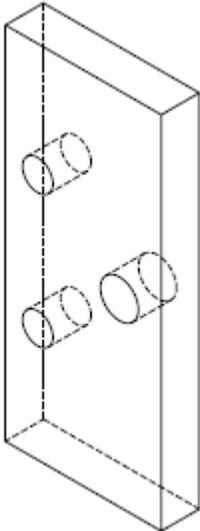
Problema	Solución
<p>El fijador superior de la <i>Figura 35</i> no ofrecía la estabilidad necesaria por tener las perforaciones muy cercanas unas de otras pudiendo generar problemas al estar sometido a largas pruebas de carga cíclica.</p>	<p>El fijador superior fue modificado para que los pernos de sujeción tengan una mayor separación y para mantener una mejor estética en el ensamblaje.</p>
Figura Antes	Figura Después
 <p>Diagrama de un fijador superior con una forma rectangular y tres perforaciones cercanas en su superficie superior.</p>	 <p><i>Figura 51: Diseño final del fijador superior</i></p>

Tabla 13: Cambios en el Fijador Superior

5.4: Costos de la construcción

En la *Tabla 5* se mostró el presupuesto estimado para la construcción de la máquina. En la *Tabla 14* se muestran los costos reales de la construcción de la máquina para prueba de fatiga por flexión con sus tres sistemas en funcionamiento.

TABLA DE GASTOS PARA MAQUINA DE PRUEBA DE FATIGA				
FECHA	# FACTURA	PROVEEDOR	DESCRIPCION	VALOR FINAL
Herramientas para la Construcción				
01/06/2012	007-006-000261571	COMERCIAL KYWY S.A.	Electrodos para soldadura	9.03
22/08/2012	007-006-000280836	COMERCIAL KYWY S.A.	Broca para probetas	4.76
			TOTAL	13.79
Materiales para la Construcción de la Maquina				
30/05/2012	004-002-000128425	DIPAC MANTA S.A.	Acero para base y discos	51.73
05/06/2012	004-002-000128820	DIPAC MANTA S.A.	Material de acero para fabricación de piezas	37.49
10/07/2012	001-001-0090335	FERRETERIA JACOME	Material para probetas Aluminio y Acero	21.75
			TOTAL	110.97
Piezas para la Construcción de la Maquina				
30/05/2012	002-006-000184308	HIVIMAR	rodamientos	17.58
			TOTAL	17.58
Pernería				
28/06/2012	001-001-000021477	LA CASA DEL PERNO	Pernería	9.76
06/07/2012	001-001-000021698	LA CASA DEL PERNO	Pernería	12.7
11/07/2012	001-001-000021793	LA CASA DEL PERNO	Pernería	1.12
16/07/2012	001-001-000021897	LA CASA DEL PERNO	Pernería	6.51
28/08/2012	001-001-000023039	LA CASA DEL PERNO	Pernería	6.47

			TOTAL	36.56
Equipos Eléctricos				
18/05/2012	015-004-000167319	COMERCIAL KYWY S.A.	Motor eléctrico	493.35
		INGELCOM	Variador de Frecuencia WEG	561.68
			TOTAL	1055.03
Material Eléctrico				
31/07/2012	007-003-000134371	COMERCIAL KYWY S.A.	Materiales para instalaciones eléctricas	5.07
01/08/2012	001-001-000163663	DISTRIBUIDORA ELECTRICA INDUSTRIAL	Materiales para instalaciones eléctricas	64.12
02/08/2012	007-003-000134693	COMERCIAL KYWY S.A.	Materiales para instalaciones eléctricas	8.39
16/10/2012	007-006-000293788	COMERCIAL KYWY S.A.	Cables y Braker Trifásicos	38.25
16/10/2012	007-006-000293796	COMERCIAL KYWY S.A.	Cables	9.9
17/10/2012	007-006-000294089	COMERCIAL KYWY S.A.	Taípe y Adaptador Brakers	10.28
			TOTAL	136.01
Equipos para Medición				
		HERRAIND	Reloj comparador Mitutoyo y Base Magnética	115.17
			TOTAL	115.17
Otros				
24/07/2012	003-001-0001085	OXICORTES	Cortes para probetas de ACERO	28.01
20/08/2012	010-001-000014518	COMERCIAL KYWY S.A.	Reparación motor eléctrico	34.72
07/12/2012		FERROCROMO	Pintura y Niquelado	95
			TOTAL	157.73
			TOTAL FINAL	1642.84

Tabla 14: Costos para la construcción de la máquina para prueba de fatiga

El costo de la máquina está por debajo de lo presupuestado, debido a que varios rubros fueron solventados sin desembolsos utilizando los recursos de la universidad como es el maquinado, los sensores y cublock para el sistema de control.

Capítulo 6: Funcionamiento y Pruebas

6.1: Instalación

Para el correcto funcionamiento y seguridad de la máquina y del operador se deben seguir ciertos pasos antes de poner en marcha la máquina para prueba de fatiga.

Conexiones eléctricas

1. Cerciorarse que las conexiones eléctricas estén correctamente instaladas.
2. Antes de comenzar la instalación, verificar que los brakers de seguridad y el switch on/off situados dentro de la caja base estén los dos en modo off.
3. La conexión dirigida al variador de frecuencia que pasa por los brakers debe estar conectado a una fuente trifásica de 220V, la conexión que va hacia el contactor que pasa por el switch on/off y por el cublock debe estar conectado a una fuente monofásica de 220V y por último la conexión del cublock debe estar conectado a una fuente de 110V.
4. Una vez que estas conexiones estén correctamente instaladas y verificadas se puede cambiar a modo ON los brakers de seguridad y el switch on/off, de esta manera se energiza toda la máquina prendiéndose la pantalla del variador de frecuencia, con las letras RDY, indicando que está listo para su uso.

La *Figura 52* muestra el sistema eléctrico interno de la máquina para prueba de fatiga. Se puede apreciar los brakers de seguridad de la corriente 220V trifásica, el switch on/off, el cublock para el sistema de control y el contactor que es el que permite energizar al variador de frecuencia que a su vez alimenta el motor eléctrico. Más información sobre el funcionamiento del sistema de control se encuentra en la sección de ajustes de control.

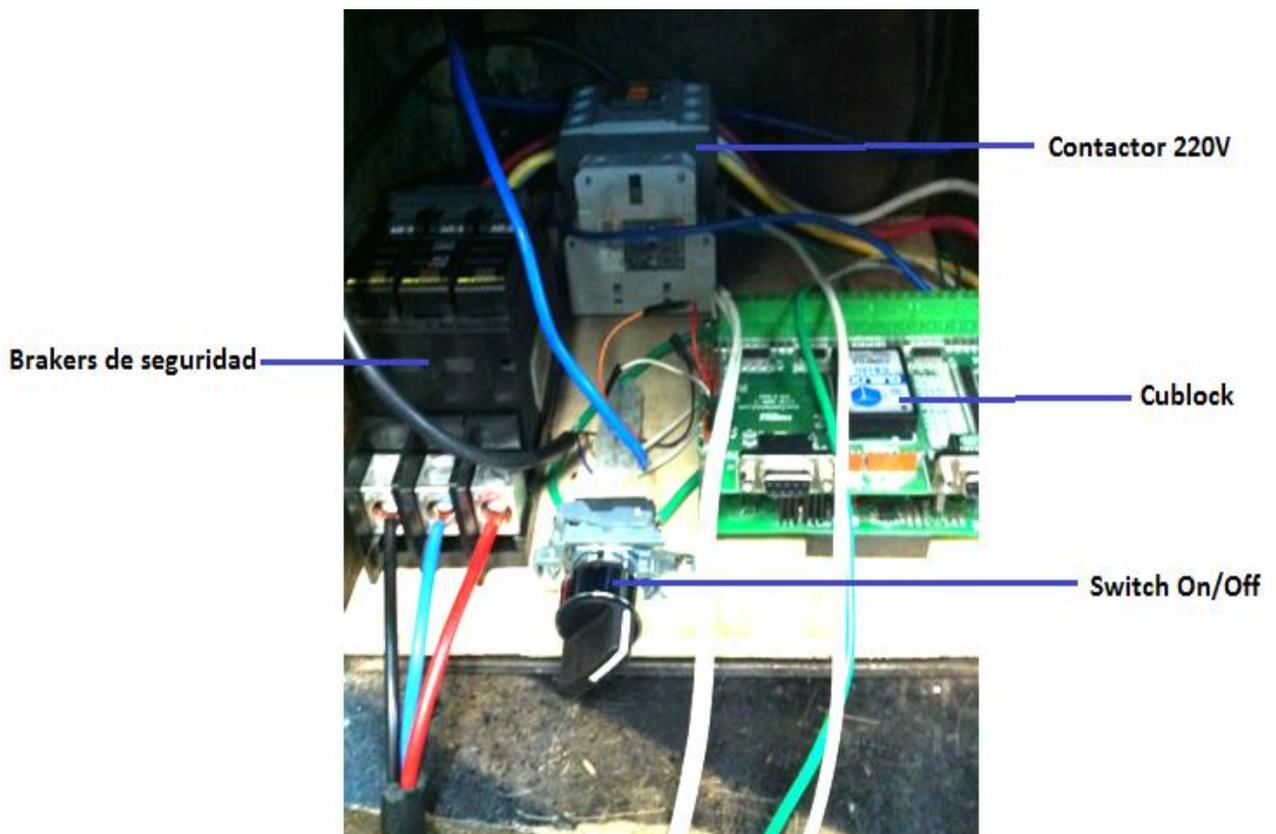


Figura 52: Sistema Eléctrico interno de la Máquina de Fatiga

En la *Figura 53* se presenta el mapa eléctrico del circuito eléctrico y de control. El circuito eléctrico consiste en la alimentación trifásica que pasa por los brakers de seguridad hacia el contactor. El contactor se energiza solamente cuando el circuito

de control tiene una alimentación monofásica, el switch On/Off está en posición On y el cublock verifica que la probeta no esté rota, usándola para cerrar un circuito que transmite 24V. Con el contactor energizado se alimenta al variador de frecuencia y este alimenta al motor trifásico.

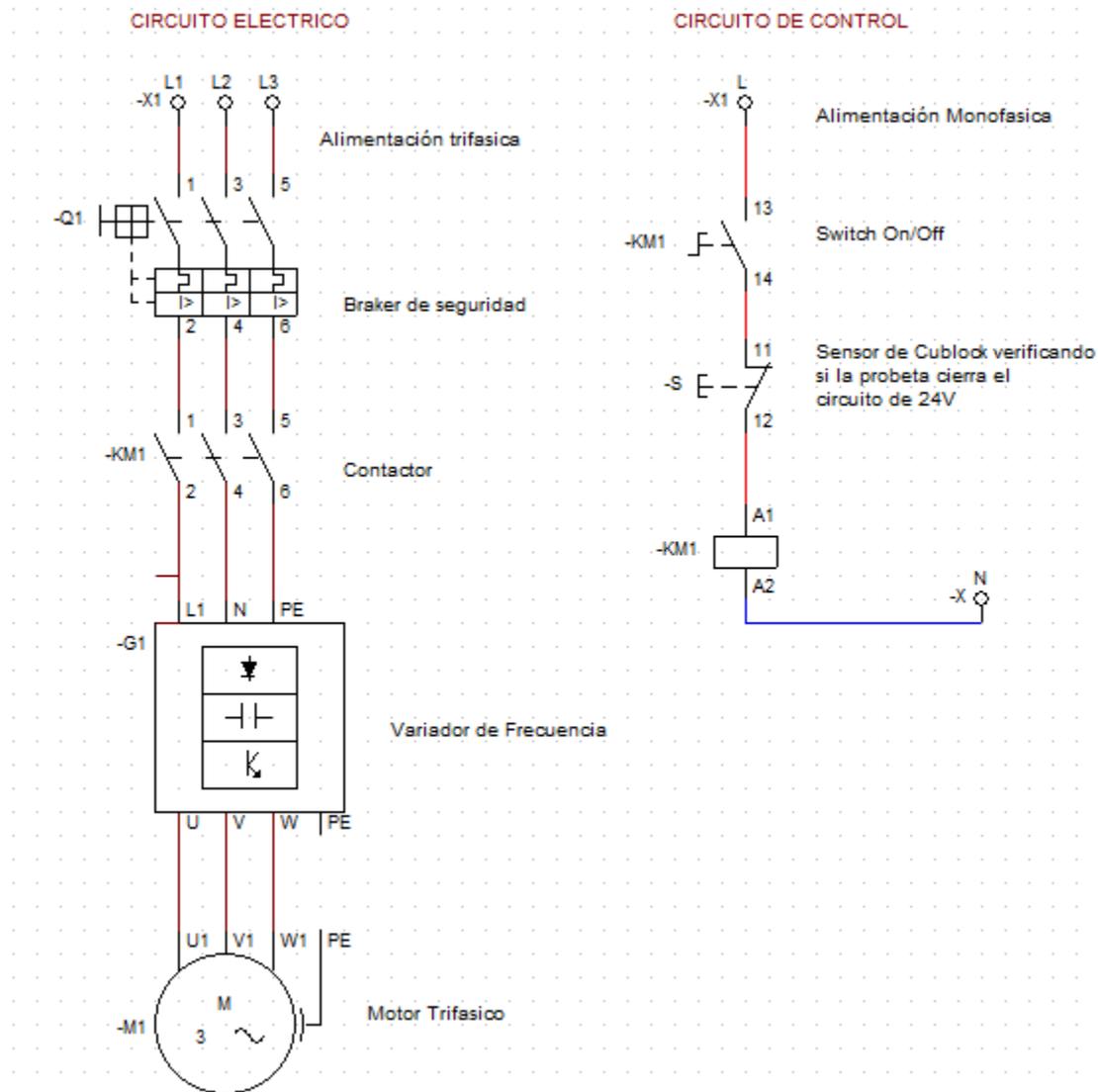


Figura 53: Mapa eléctrico

Modificaciones Mecánicas

Antes de empezar cada prueba se debe fijar las distancias horizontales y verticales para cada probeta y la deflexión deseada para ello se debe seguir los siguientes pasos.

1. Se separa el disco con los agujeros excéntricos del disco fijo aflojando los 4 pernos y tuercas que lo sostienen.
2. Guiándose por la *Tabla 4* colocar el perno avellanado del disco con agujeros excéntricos en el número de agujero deseado según la deflexión necesaria, con la cabeza en el lado avellanado.
3. Juntar y asegurar el disco fijo con el disco con agujeros excéntricos, asegurándose que los puntos en el exterior de los discos coincidan.
4. Colocar el bocín unido con la barra vertical al extremo del perno que sale del disco con agujeros excéntricos y asegurarlo con un prisionero.
5. Colocar el extremo de la probeta ancha en la agarradera fija de la probeta y sujetarla con su fijador superior y sus dos pernos cabeza redonda.
6. Aflojar los 3 pernos tipo Allen de cabeza redonda de los 2 soportes para la barra horizontal.
7. Girar el eje del motor hasta que la barra vertical este en su punto más bajo (usualmente es donde se encuentra por la gravedad), ajustar la posición de la barra horizontal para que el agujero del extremo de la probeta coincida horizontalmente con el agujero roscado del soporte de la barra vertical.
8. Girar el eje del motor hasta que el eje de la barra vertical se encuentre en la misma altura vertical al centro del eje del disco. Esto se logra jalando la

barra vertical hacia un costado permitiendo que el disco se alinea a la posición deseada.

9. Una vez en ese punto sostener los discos para evitar que giren y permitir que la barra vertical vuelva a colgar, girar el perno que modifica la altura de la agarradera fija de la probeta hasta que el extremo delgado de la probeta se toque con la parte inferior del sujetador de la barra vertical, o a la altura deseada dependiendo del tipo de ciclo de carga seleccionado.
10. Ajustar los prisioneros situados en la parte trasera de la barra horizontal que sujetan la agarradera fija de la probeta.
11. Ajustar el sujetador inferior de la barra vertical con el extremo de la probeta y el sujetador de la barra vertical con el perno tipo Allen de cabeza redonda.
12. Verificar que todos los pernos estén ajustados.

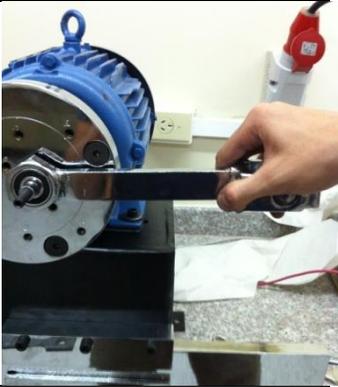
Pasos para las Modificaciones Mecánicas			
1. 	2. 	3. 	4. 
5. 	6. 	7. 	8. 
9. 	10. 	11. 	12. 

Tabla 15: Pasos para las modificaciones mecánicas

Ajustes de Control

A continuación se describe el sistema de control. El *Programa 4* indicado en el Anexo B muestra la programación del cublock para que con la ayuda del encoder unido al disco excéntrico y los cables conectados en los extremos de la probeta se pueda monitorear el número de revoluciones hasta la rotura. El programa inicia si el cublock detecta voltaje en la entrada 10 que viene del cable conectado a los extremos de la probeta que tiene 24V. Con eso energiza la salida que permite que el contactor se energice y permita pasar la corriente desde los brakers de seguridad hacia el variador de frecuencia. El encoder emite 500 pulsos por cada revolución y debido a la diferencia de diámetros entre el disco del encoder y el disco excéntrico, por cada vuelta del disco excéntrico el eje del encoder se da 6.208 vueltas lo que equivale a emitir 3104 pulsos por vuelta. Por ello cada 3104 pulsos el cublock marca una revolución y manda la información por serial, al romperse la probeta la entrada 10 recibe voltaje cero por lo que cierra la salida 7 impidiendo que llegue energía al motor y entrega el resultado del total de las revoluciones por serial.

Los últimos ajustes previos al inicio de las pruebas se describen en los siguientes pasos:

1. Verificar que los cables que salen del cublock por la base del motor estén conectado cada uno a un extremo de la probeta, ellos son los que cierran el circuito para que la entrada 10 del cublock reciba 24V.

2. Revisar que el motor vaya a girar en sentido anti horario en el variador de frecuencia. El botón inferior izquierdo de la pantalla del variador permite cambiar el sentido de giro, si el foco rojo alado del botón esta encendido girara en sentido horario, si el botón verde esta encendido, girara en sentido anti horario.
3. Conectar el cable RS-232 que sale del cublock a un computador que tenga instalado el programa hyperterminal.
4. Abrir el programa iniciar nueva conexión y nombrarla como se desee, seleccionar el puerto al que esté conectado el cable RS-232, seleccionar 9600 bits per second, cambiar flow control a NONE y dejar los otros parámetros como están. Hacer click en aceptar y automáticamente empezara a correr el programa dando el numero de revoluciones que da la maquina hasta la rotura.

Al presionar el botón verde de encendido de la pantalla del variador de frecuencia se iniciara la prueba y el variador le llevara al motor a la velocidad última que se guardo en el variador. La pantalla del variador de frecuencia puede indicar el valor de los RPM o el valor en HZ. Para observar el valor en RPM se coloca en P002 y para observar en HZ se coloca en P005 con las teclas PROG y las flechas ascendentes y descendentes. En cualquiera de los dos modos de visualización se puede variar la velocidad del motor con las flechas ascendentes y descendentes. Es importante que en todas las pruebas se inicie con una velocidad baja e ir subiendo gradualmente para así no forzar a cambios bruscos a las piezas, probeta, motor y dispositivos eléctricos.

6.2: Resultado de las Pruebas

Para comprobar el funcionamiento de la máquina para prueba de fatiga es importante realizar pruebas reales y ver si los resultados obtenidos están acorde a la teoría y a los cálculos. La confiabilidad, precisión y repetitividad de la maquina es comprobada mediante los resultados de las pruebas. Por esa razón se optó por comprobar con dos diferentes deflexiones y hacer 4 pruebas por cada una, en total dando 8 datos sobre la resistencia a la fatiga de las probetas de Acero A-36. Las especificaciones de las propiedades mecánicas y dimensiones de las probetas con las que se realizaron las pruebas se encuentran en la Tabla 16.

Especificaciones	Probeta Acero A-36
Largo [mm]	149
Ancho [mm]	76
Espesor [mm]	3
Modulo de Young [GPa]	200
Esfuerzo Último [MPa]	400

Tabla 16: Propiedades mecánicas y dimensiones de las probetas utilizadas

Las dimensiones de largo se toman desde el punto donde empieza la variación en el ancho de la probeta hasta el punto donde se aplica la fuerza en la sección delgada de la probeta, la parte más ancha de la probeta es la que determina el ancho. Tal como se muestran en los cálculos en la sección 3.3 *Figura 14*.

Las probetas de Acero A-36 fueron cortadas de una plancha de 3mm por medio de una cortadora de plasma enfriadas en agua. Es posible que el material sufriera un endurecimiento por las altas temperaturas y el enfriamiento rápido en agua. Para aliviar los esfuerzos residuales se optó por someterlas a un tratamiento térmico de revenido. Se introdujo las probetas en un horno y se las llevó a una temperatura de 500°C. Se las mantuvo por una hora a esa temperatura y se dejó enfriar muy lentamente en el horno. Esto permite que el material vuelva a recuperar sus propiedades mecánicas, se elimine esfuerzos residuales y se homogenice la micro estructura. Se presenta una probeta modelo en la *Figura 54*.



Figura 54: Probeta Modelo para pruebas de fatiga por flexión.

Prueba a deflexión de 13mm

Antes de comenzar con las pruebas se realizó los cálculos para conocer a que esfuerzo estará sometida la probeta con deflexión de 13mm. Para ello se utilizó el *Programa 1* de Matlab de Análisis de una probeta de esfuerzo constante conociendo la deflexión, que se presenta en los Anexos B. En la *Figura 55* se presenta los datos ingresados y los resultados obtenidos incluyendo las graficas.

Command Window

```

Ingrese el largo de la probeta en [m]
149e-3
Ingrese el Ancho de la probeta en [m]
76e-3
Ingrese el Espesor de la probeta en [m]
3e-3
Ingrese el Modulo de Young del material a ser utilizado en Pascales
200e9
Ingrese el esfuerzo ultimo del material a ser utilizado en Pascales
400e6
Ingrese la deflexion a la que estara sometida la probeta en [m]
13e-3
Ingrese a que revoluciones por minuto estara sometida la probeta
420
Para estar a 420 [rpm] se necesita una Potencia: 153.70 [W]
equivalente a 0.206 [Hp]

El esfuerzo que recibe la probeta para generar una deflexion
de 0.013 [m] es: 3.51e+008 [Pa] equivalente al 87.83 % del esfuerzo ultimo del material

```

```

>> |

```

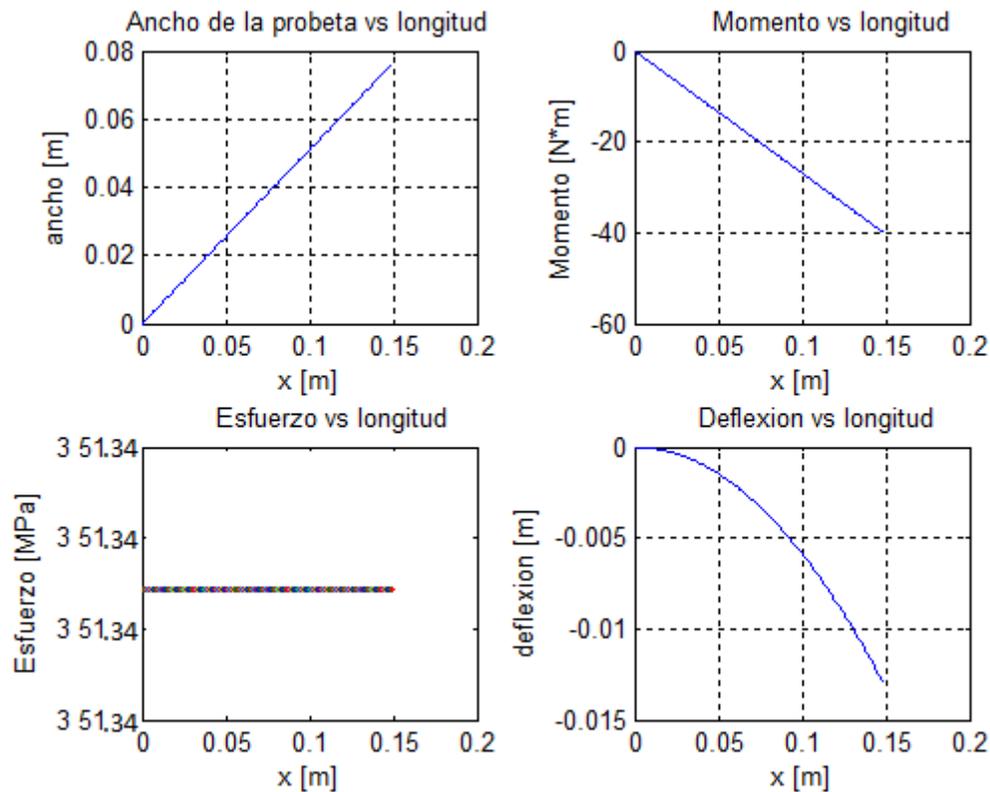


Figura 55: Resultados de las probetas a ser probadas a una deflexión de 13mm

Una vez conocido el esfuerzo al cual estarán sometidas las probetas se inicia con las pruebas y se obtienen los resultados de las *Tablas 17-20*.

El principal objetivo de las pruebas es comprobar el buen funcionamiento de la máquina. Por ello se empieza con velocidades bajas y se va subiendo gradualmente al verificar que todo se mantenga en buen estado. Al aumentar la confianza en el funcionamiento de la máquina se incrementa la velocidad.

Primera Probeta a 13mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
9	270	200	54000
12	360	20	7200
13	390	10	3900
Total hasta rotura		230	65100

Tabla 17: Resultado de la Primera probeta a 13 mm de deflexión.



Figura 56: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión

Segunda Probeta a 13mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
9	270	10	2700
11	330	15	4950
8	240	5	1200
13	390	80	31200
14	420	20	8400
15	450	10	4500
16	480	15	7200
16.67	500.1	9.5	4750.95
Total hasta rotura		164.5	64901

Tabla 18: Resultados de la Segunda probeta a 13mm de deflexión.



Figura 57: Resultado de la segunda probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión

Tercera Probeta a 13mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
10	300	10	3000
13	390	12	4680
15	450	40	18000
16.67	500.1	30	15003
15	450	6.25	2812.5
Total hasta rotura		98.25	43496

Tabla 19: Resultados de la Tercera probeta a 13mm de deflexión.



Figura 58: Resultado de la tercera probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión

Cuarta Probeta a 13mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
9	270	10	2700
11	330	15	4950
13	390	61	23790
14	420	40	16800
15	450	20	9000
17	510	23.73	12102.3
Total hasta rotura		169.73	69342

Tabla 20: Resultados de la Cuarta probeta a 13mm de deflexión.



Figura 59: Resultado de la cuarta probeta al análisis de fatiga a 13mm de deflexión

Para analizar la calidad de los resultados y comprobar la repetitividad, confiabilidad de la máquina se debe examinar cuales fueron los errores absolutos y relativos de cada prueba. En la *Tabla 21* se observan los resultados con sus respectivos errores.

	Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3	Probeta 4
Rev. Totales	65100	64901	43496	69342
Promedio	60710			
S.D	11657			
Error Absoluto	4390	4191	-17214	8633
Error Relativo (%)	7.23	6.90	-28.35	14.22

Tabla 21: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 13mm.

Se observa que en la tercera probeta se dio el error más grande de 28.35% que esta por fuera de una desviación estándar, esto se pudo haber dado por una imperfección o falla mayor presente en el material debido a sus procesos de elaboración y por la variabilidad natural del material. La fatiga tiene una variabilidad natural del material dado por las heterogeneidades de la micro estructura del material y distintas orientaciones cristalográficas que influyen en el crecimiento o propagación de las grietas. (Moreno, 2002)

Pero si descartamos la prueba con la probeta 3 se obtienen unos resultados con menor error demostrando que la máquina trabaja de una manera adecuada entregando confiabilidad y repetitividad en cada prueba. Los datos de la *Tabla 22* muestran como sería los resultados finales sin considerar la probeta 3. Estos

demuestran que la máquina cumple con los objetivos planteados previo al diseño y construcción de la misma.

	Probeta 1	Probeta 2	Probeta 4
Rev. Totales	65100	64901	69342
Promedio	66448		
S.D	2509		
Error Absoluto	-1348	-1547	2895
Error Relativo (%)	-2.22	-2.55	4.77

Tabla 22: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 13m sin considerar la probeta 3.

Prueba de deflexión a 9mm

Para las pruebas con una deflexión de 9mm se determinó el esfuerzo al que estará sometida la probeta con el *Programa 1* de Matlab de Análisis de una probeta de esfuerzo constante conociendo la deflexión encontrada en el Anexo B. En la *Figura 60* se presenta los datos ingresados y los resultados obtenidos incluyendo las graficas. Se observa que esta vez el esfuerzo al que estará sometida cada probeta es menor a las anteriores pruebas por lo que se asume que debería tomar más ciclos hasta la rotura.

Command Window

```

Ingrese el largo de la probeta en [m]
149e-3
Ingrese el Ancho de la probeta en [m]
76e-3
Ingrese el Espesor de la probeta en [m]
3e-3
Ingrese el Modulo de Young del material a ser utilizado en Pascales
200e9
Ingrese el esfuerzo ultimo del material a ser utilizado en Pascales
400e6
Ingrese la deflexion a la que estara sometida la probeta en [m]
9e-3
Ingrese a que revoluciones por minuto estara sometida la probeta
420
Para estar a 420 [rpm] se necesita una Potencia: 73.66 [W]
equivalente a 0.099 [Hp]

```

El esfuerzo que recibe la probeta para generar una deflexion de 0.009 [m] es: 2.43e+008 [Pa] equivalente al 60.81 % del esfuerzo ultimo del material

fx >>

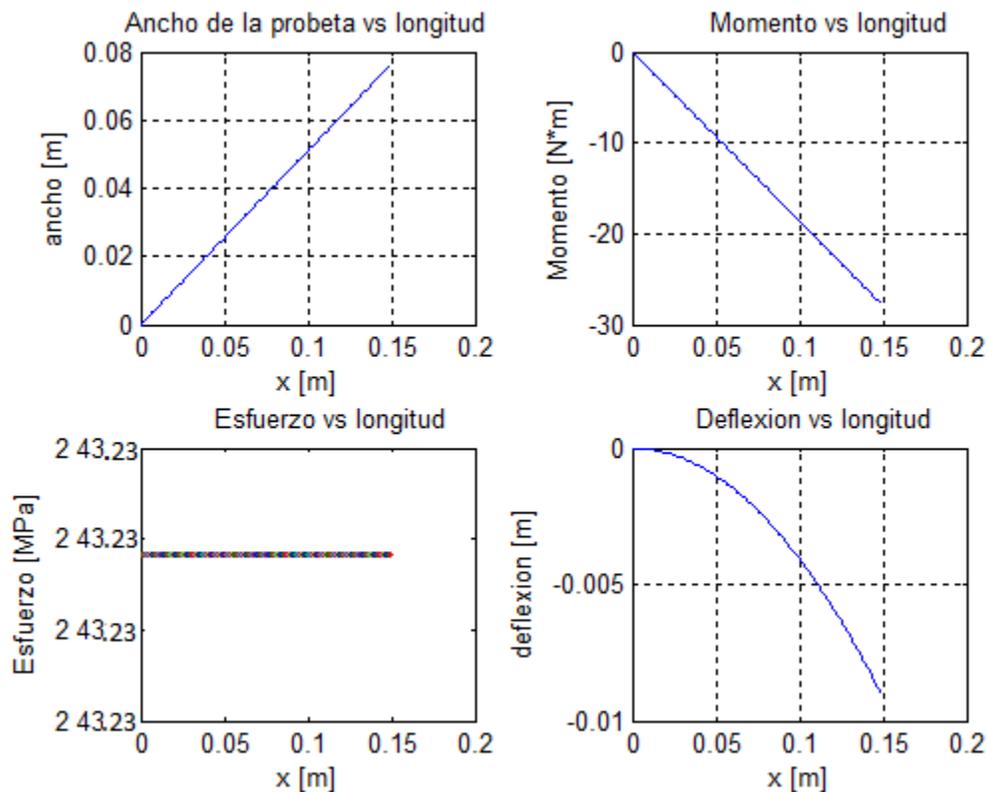


Figura 60: Resultados de las probetas a ser probadas a una deflexión de 9mm

Con estos datos se inicio las pruebas para observar cuantos ciclos toma para que la probeta falle por fatiga a una deflexión de 9mm. Se aprecian los datos en las Tablas 23-26.

Primera Probeta a 9mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
9	270	40	10800
16	480	65	31200
17	510	9	4590
20	600	10	6000
26	780	10	7800
30	900	10	9000
40	1200	8	9600
34	1020	137	139740
Total hasta rotura		289	218730

Tabla 23: Resultados de la primera probeta a 9mm de deflexión



Figura 61: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión

Segunda Probeta a 9mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
34	1020	230	234600
35	1050	50	52500
36	1080	7.35	7938
Total hasta rotura		287.35	295038

Tabla 24: Resultados de la segunda probeta a 9mm de deflexión



Figura 62: Resultado de la primera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión

Tercera Probeta a 9mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
36	1080	276	298080
37	1110	18.35	20368.5
Total hasta rotura		294.35	318449

Tabla 25: Resultados de la tercera probeta a 9mm de deflexión



Figura 63: Resultado de la tercera probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión

Cuarta Probeta a 9mm de deflexión			
HZ	RPM	Tiempo [min]	Revoluciones
35	1050	30	31500
36	1080	240	259200
37	1110	11.72	13009.2
Total hasta rotura		281.72	303709

Tabla 26: Resultados de la cuarta probeta a 9mm de deflexión



Figura 64: Resultado de la cuarta probeta al análisis de fatiga a 9mm de deflexión

Analizando los datos obtenidos por las pruebas a 9mm de deflexión se obtiene los resultados de la *Tabla 27* que indican que a una deflexión de 9mm en promedio se necesitan 4.68 veces más revoluciones para llegar a la rotura que cuando se

analiza a 13mm de deflexión. Se puede apreciar que los errores absolutos y relativos son aceptables para todas las probetas a excepción de la probeta 1. Eso puede haberse producido por una diferencia en el material a la hora de haber sido procesado, manufacturado o en el tratamiento térmico, también influye la variabilidad natural que cada material posee. Los resultados indican lo esperado, muestran una repetividad que entrega confianza en el funcionamiento de la máquina.

	Probeta 1	Probeta 2	Probeta 3	Probeta 4
Rev. Totales	218730	295038	318449	303709
Promedio	283981			
S.D	44561			
Error Absoluto	-65251	11057	34467	19728
Error Relativo (%)	-22.98	3.89	12.14	6.95

Tabla 27: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 9mm.

Al Comparar los resultados sin considerar la probeta 1 se puede apreciar que los errores absolutos y relativos bajan considerablemente. Ningún error relativo sobrepasa el 5% indicando que la máquina trata a las probetas de la misma manera entregando resultados confiables. Se puede observar estos resultados en la *Tabla 28*.

	Probeta 2	Probeta 3	Probeta 4
Rev. Totales	295038	318449	303709
Promedio	305732		
S.D	11836		
Error Absoluto	-10694	12717	-2023
Error Relativo (%)	-3.50	4.16	-0.66

Tabla 28: Resultados y Errores de las pruebas de deflexión a 9mm sin considerar la probeta 1.

Curva S-N

El objetivo final de las pruebas de fatiga para diferentes materiales es el entregar datos relevantes de la resistencia a las cargas cíclicas a diferentes esfuerzos y para ello se utilizan las graficas o curvas S-N. Por esa razón se realizo una curva S-N sobre los datos obtenidos experimentalmente en las pruebas de fatiga por flexión a deflexiones de 13 y 9 milímetros. A ello se le agrego un punto teórico del límite de fatiga del acero, al 50% del esfuerzo último se estabiliza y se asume que a partir de ese punto la resistencia a esas cargas es infinita superando los 10^7 ciclos o revoluciones (Gere, 2008). En la gráfica se muestran los datos promedios de las 4 pruebas en cada deflexión y a su vez también se muestran los datos de cada prueba para así observar gráficamente cual es su error y repetividad. Se incluye en la curva S-N datos aproximados de la resistencia a la fatiga del acero tomados del *Grafico 1*, para comparar la tendencia entre las dos curvas. La *Figura 65* muestra la Curva S-N para el acero ASTM-36 con el que se trabajo y la curva S-N aproximada del acero tomada de (Gere, 2008).

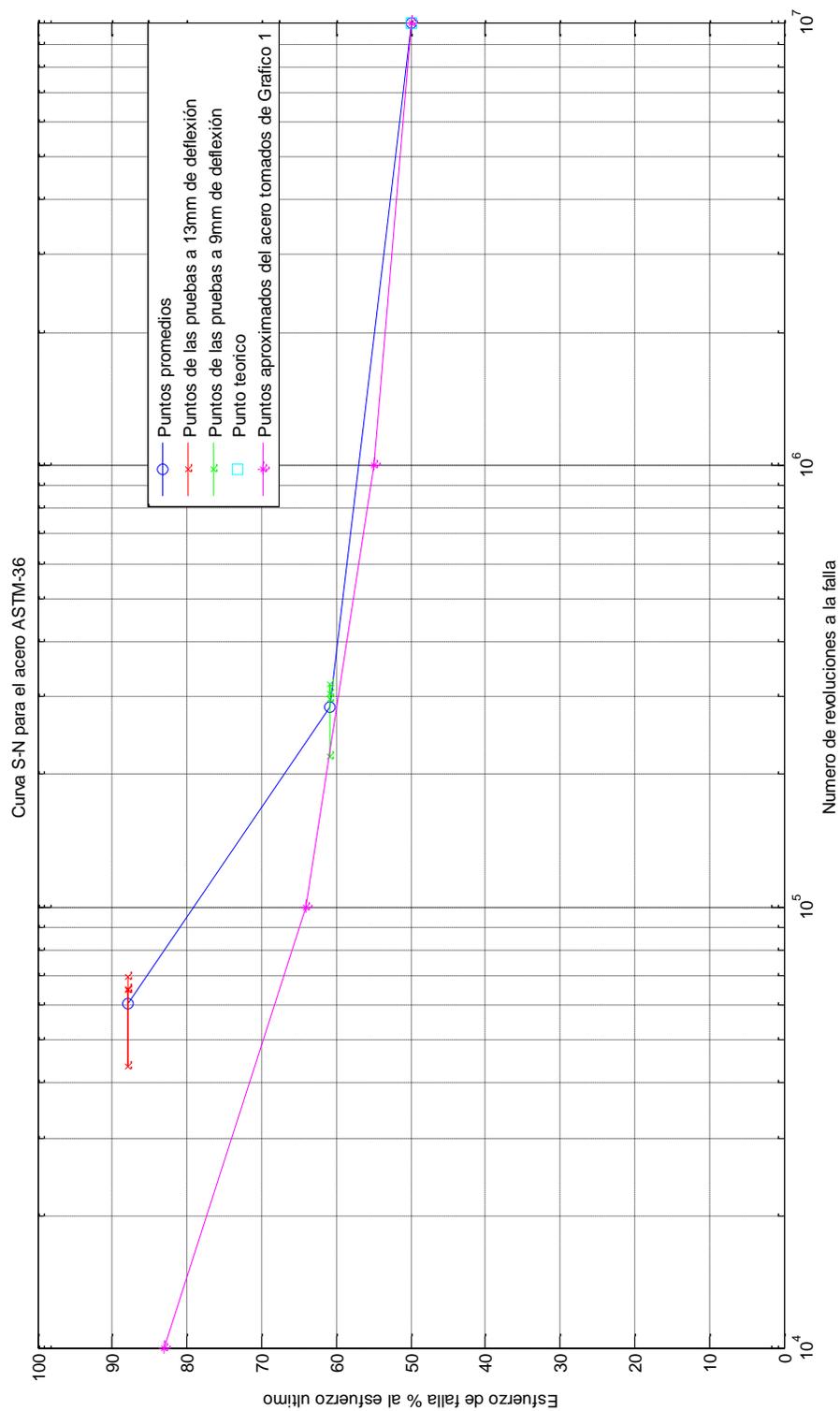


Figura 65: Curva experimental S-N del acero ASTM-36

Con la curva S-N se comprobó que la máquina para prueba de fatiga por flexión funciona de una manera correcta, los resultados fueron los esperados y a pesar de dos pruebas que incrementan el error, debido a factores fuera del funcionamiento de la máquina, se puede decir que es confiable. Si bien no podemos comparar los datos con otras curvas S-N del acero ASTM-36, ya que no se dispone en la literatura, se puede apreciar que los datos siguen la coherencia al disminuir el esfuerzo aumentan las revoluciones necesarias hasta la rotura.

6.3: Mantenimiento

Para preservar el correcto funcionamiento de la máquina, la seguridad del operador es necesario implementar un buen plan de mantenimiento que permita mantener todas las piezas en óptimas condiciones. Para ello se deben seguir los siguientes pasos antes de cada prueba:

1. Revisar que las conexiones eléctricas no tengan ningún cable suelto o flojo.
2. Observar el estado del perno al cual va conectado la barra vertical y de tener cualquier indicio de desgaste cambiarlo.
3. Verificar que todos los pernos, prisioneros y tuercas estén debidamente ajustados.
4. Revisar que ninguna pieza tenga rastros de desgaste.
5. Asegurar que la máquina no vaya a entrar en contacto con cualquier objeto extraño una vez encendida.

6. Cerciorarse que la máquina este soportada sobre un bastidor capaz de amortiguar vibraciones y fuerzas generadas por la misma.
7. Mantener las entradas y salidas de aire del motor y variador de frecuencia libres.
8. Nunca excederse con la velocidad del motor si se observa que las vibraciones están aumentando.
9. No utilizar la máquina si se están produciendo caídas repentinas de voltaje (es recomendable instalar un regulador de voltaje).
10. No utilizar la máquina si la temperatura ambiente está fuera de -20°C - $+40^{\circ}\text{C}$.
11. Si se escucha sonidos extraños detener la máquina inmediatamente oprimiendo el botón rojo del variador de frecuencia.

Con estas consideraciones se podrá alargar la vida útil de la maquina y asegurar el bienestar del operador.

Capítulo 7: Conclusiones

Al terminar con la construcción y la prueba de la máquina para prueba de fatiga por flexión se muestra que los objetivos propuestos previos al inicio del proyecto fueron cumplidos. La máquina prueba que tiene la capacidad y robustez necesaria para trabajar con materiales como el acero ASTM-36 llevándole a 87.83% del esfuerzo último. Tiene la velocidad necesaria para poder efectuar las pruebas sin que estas tomen demasiado tiempo, donde se llegó a una velocidad máxima de 1200 RPM en la prueba de 9mm de deflexión. Los resultados de las *tablas 22 y 28* muestran que el error relativo no supera el 5% demostrando que la repetividad, precisión y confiabilidad de la máquina es la necesaria para este tipo de pruebas de materiales sometidos a desgaste por fatiga. Asimismo se estimo que el diseño de las probetas mantiene el esfuerzo constante a lo largo de toda la probeta. Por esa razón la falla o rotura de la probeta no necesariamente se cumple en el mismo lugar, depende de donde se inicie la falla o grieta.

El sistema eléctrico que incluye el motor, sus conexiones y elementos de seguridad funcionan de una manera apropiada permitiendo ser una maquina fácil de utilizar y segura para el operador.

El sistema mecánico tiene la flexibilidad suficiente para poder trabajar con varias dimensiones de probetas y a su vez tiene la rigidez necesaria en sus componentes para que éstos no se vean afectados por los varios ciclos y esfuerzos a los que

son sometidos. El diseño de los componentes mecánicos siempre dio prioridad a la confiabilidad de estos, enfocándose en la simplicidad para evitar errores inesperados que compliquen al operario o los resultados de las pruebas. El diseño también permite someter a las probetas a cualquier tipo de ciclo de carga.

El sistema de control mantiene la sencillez para el operario y tiene la precisión necesaria. Aprovecha del diseño de la máquina para así poder identificar cuando la probeta falla o se rompe, utilizando la probeta para transmitir voltaje. De esa manera se evita implementar otros sensores que determinen la rotura del material que deben entrar en contacto con las partes móviles de la máquina dando la posibilidad de que sean afectadas por golpes, vibraciones.

El principal objetivo a la hora del diseño fue encontrar uno que pueda aguantar largas pruebas sometidas a repetidas cargas cíclicas. Los componentes debían estar disponibles en las dimensiones que se puede encontrar en el mercado nacional. Otra dificultad a la hora de tomar decisiones en el diseño de la máquina es que esta debía ser robusta para evitar las vibraciones pero tampoco había como sobredimensionar demasiado para no malgastar recursos. Otro aspecto importante que se tomó en cuenta fue la ergonomía para armar y desarmar la máquina con la menor cantidad de herramientas posibles, así evitando complicar al operador o usuario de ser necesario cualquier ajuste.

En la construcción las principales dificultades se dieron al mantener la precisión en las dimensiones diseñadas por lo que se optó por comprar el material con dimensiones mayores para llevarla a la dimensión deseada. Esto implicaba un

trabajo extra y desgaste para las herramientas por lo que se pretendía comprar el material lo más preciso posible sin afectar la precisión del diseño. Al ser material cortado por herramientas que llegan a altas temperaturas y sin tener el cuidado de su enfriamiento muchas veces se enfriaban bruscamente con agua generando tensiones en el material volviéndolo más duro. Eso implicaba que era un mayor trabajo para las herramientas utilizadas como por ejemplo las fresas, cuchillas del torno causando que se desgasten más rápido. En la construcción se hizo algunos cambios en el diseño de ciertas piezas debido a que se tenía diseños complicados de manufacturar, por la disposición de los materiales o por que se encontraban posibles mejoras en el diseño inicial.

El mayor inconveniente se presento en el sistema eléctrico debido a que inicialmente se utilizaba un motor eléctrico monofásico pero al buscar controladores de frecuencia para poder tener control sobre su velocidad no había ningún equipo que funcione con motores monofásicos. Debido a eso se cambió a un motor trifásico, ocasionando que todas las conexiones eléctricas cambien y ciertas dimensiones del motor, produciendo que se deba modificar la base donde se asentaba.

Los inconvenientes en el sistema de control se presentaron al hacer las pruebas ya que al sobrepasar los 9 hz que llegan al motor equivalente a que gire a 270 rpm el encoder envía los pulsos demasiado rápido y el cublock no alcanza a interpretarlo por lo que deja de contar de manera adecuada las revoluciones. Debido a que las pruebas debían ser efectuadas a mayor velocidad la solución fue calcular el número de revoluciones tomando el tiempo y a la velocidad a la que

gira el motor. Se especifica por tanto que la máquina puede trabajar con el sistema de control dispuesto hasta 9 hz.

La máquina para prueba de fatiga por flexión es una importante herramienta para el análisis de propiedades mecánicas de los materiales. Es de gran interés para ver qué efecto tienen los distintos procesos, manufactura, tratamientos térmicos, recubrimientos y aleaciones en los materiales. Con estos análisis se puede obtener nuevos diseños más eficientes, seguros determinando que material y procesos son los apropiados para cada situación.

Se concluye que los recursos planificados fueron suficientes. Esto genera un ahorro para la Universidad San Francisco al comparar con el costo que se debería asumir si se desea comprar una maquina acabada, por otro lado también es un gran beneficio el tener toda la información de cómo se desarrollo la máquina desde sus inicios.

7.1: Recomendaciones

Para el mejoramiento de la máquina se puede cambiar el sistema de conteo de las revoluciones a un tipo de sensor en el cual solo se envié un pulso cada vuelta en vez de 3104 pulsos por vuelta. Esto permitiría que el cublock lea de manera correcta el número de revoluciones aún cuando se sobrepase las 270 rpm. Sería de gran ayuda el incluir un programa amigable para el uso de la máquina que incluya todos los datos o propiedades como el esfuerzo ultimo y modulo de Young de los posibles materiales a utilizar, para evitar que el usuario tenga que investigar

sobre cada material antes de utilizar la máquina. Se podría empotrar de manera fija a alguna mesa o piso para así evitar que al trabajar a altas velocidades la maquina empiece a incrementar sus vibraciones.

Bibliografía:

Budinas, R., Nisbett, J. (Eighth Edition). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Mc Graw Hill.

Ensayo para Fatiga. (2011). *Instron*. Recuperado de:
<http://www.instron.com.ar/wa/glossary/Fatigue-Test.aspx>

Fatigue test types. *Instron*. Recuperado de:
http://www.instron.com.es/wa/applications/test_types/fatigue/lcf_hcf.aspx?ref=http://www.google.com.ec/url

Fatigue testing. (2006). *Elsevier Inc*. Recuperado de:
http://www1.us.elsevierhealth.com/books.elsevier/companionsites/JenkinsKhan/mmd/fatigue_text/fatigue_text_5a.html

Fracture Mechanics. *Accutek Testing Laboratory*. Recuperado de:
<http://www.accutektesting.com/testing-services/mechanical-testing/fracture-mechanics/>

Garavito, J. Fatiga. *Escuela Colombiana de Ingeniería*. Recuperado de:
<http://copernico.escuelaing.edu.co/lpinilla/www/protocols/MATE/PROTOCOLO%20FATIGA.pdf>

Gere, J. (sexta edición). (2008). *Mecánica de Materiales*. México D.F: Cengage Learning.

High-Cycle fatigue. *Efunda*. Recuperado de:
http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_highcycle.cfm

Kingsbury. (2005). Constant Stress Beams. *Arizona State University*. Recuperado de:
http://enpub.fulton.asu.edu/imtl/HTML/Manuals/MC106_Constant_Stress.htm

Mechanical Properties. *Integrated Publishing*. Recuperado de:
<http://www.tpub.com/steelworker1/2.htm>

Moreno Morales, M. (2002). *Variabilidad ene el crecimiento de grietas por fatiga bajo cargas aleatorias*.(Tesis inédita de doctorado). Universidad de Málaga, Málaga, ES.

Pruitt, L. (2007). ME C117 Lecture 13: Fatigue design. *UC Berkeley*. Recuperado de: <http://www.youtube.com/watch?v=2bgN05d2Cj8&feature=relmfu>

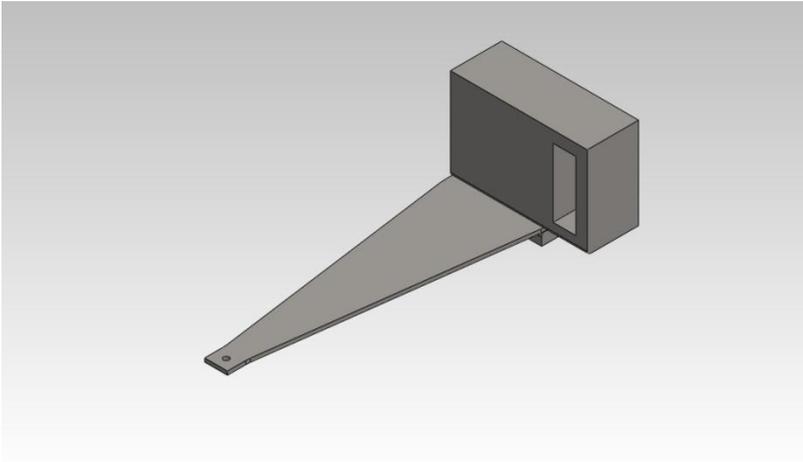
R.R. Moore Rotating Beam Fatigue Testing System. *Instron*. Recuperado de: <http://www.instron.com.es/wa/product/RR-Moore-Rotating-Beam-Fatigue-Testing-System.aspx>

Tensile Testing. Recuperado de: <http://www.mae.syr.edu/composites/mae415/instru.html>

Torsión. (2005). *Metcut Research Inc*. Recuperado de: <http://www.metcut.com/pages/services/torsion.htm>

Vincenzi, N. (2011). Research Activity. *Universita di Bologna*. Recuperado de: <http://diem1.ing.unibo.it/personale/vincenzi/Research.html>

Anexo A: Simulaciones probetas de esfuerzo constante



Simulación de Ensamblaje para análisis

Fecha: lunes, 12 de marzo de 2012

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Estudio Probeta 1

Tipo de análisis: Estático

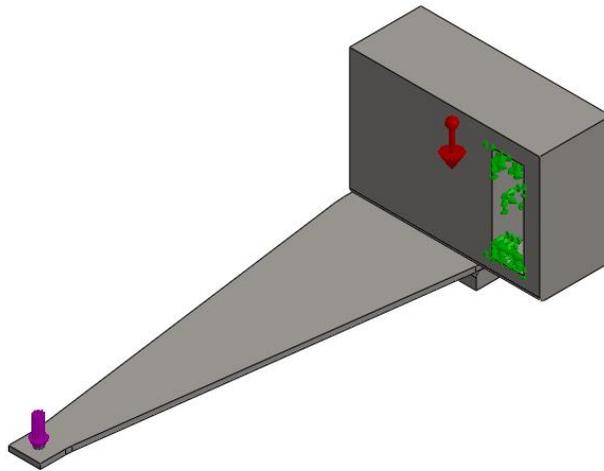
Descripción

En esta simulación se intenta comprobar si el diseño de la probeta permite tener esfuerzo constante y evitar cualquier tipo de concentración de esfuerzos.

Suposiciones

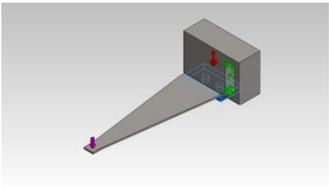
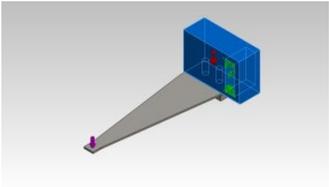
La fuerza a la que se somete la probeta en el extremo es el 90% del esfuerzo último. Se supone que la probeta no presenta ninguna falla de manufactura o proceso.

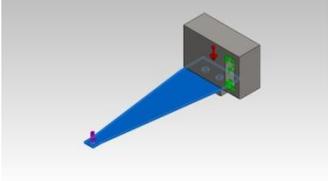
Información de modelo



Nombre del modelo: Ensamblajeparaanalysis
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Redondeo2 	Sólido	Masa:0.581833 lb Volumen:2.09157 in ³ Densidad:0.27818 lb/in ³ Peso:0.581439 lbf	C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2\agarradera deslizante parte inferior.SLDPRT Mar 12 17:32:17 2012
Redondeo1 	Sólido	Masa:6.34618 lb Volumen:22.8132 in ³ Densidad:0.27818 lb/in ³ Peso:6.34187 lbf	C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2\agarradera deslizante.SLDPRT Mar 12 17:30:34 2012

<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	Masa:0.809314 lb Volumen:2.90932 in ³ Densidad:0.27818 lb/in ³ Peso:0.808765 lbf	C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2\probeta.SLDPRT Mar 12 17:28:16 2012
--	--------	---	---

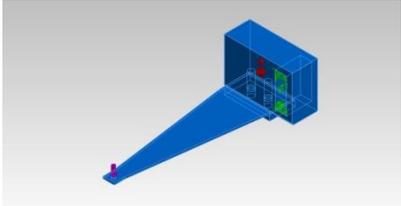
Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2)

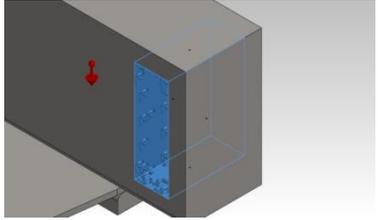
Unidades

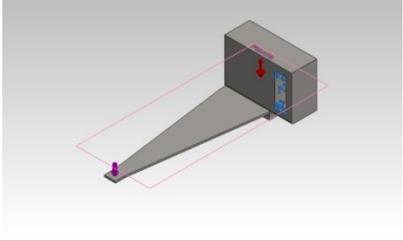
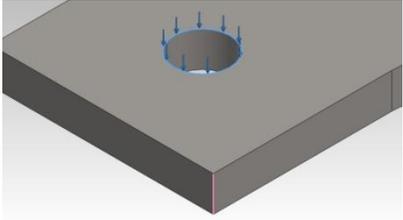
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/mm ² (MPa)

Propiedades de material

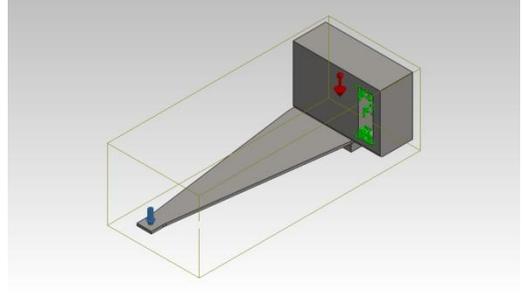
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 6.20422e+008 N/m² Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7700 kg/m³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo2)(agarradera deslizante parte inferior-1), Sólido 1(Redondeo1)(agarradera deslizante-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(probeta-1)</p>
Datos de curva: N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-5.36442e-006	244.429	-2.47955e-005	244.429	
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI			
Fuerza-1		Entidades: 1 arista(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -210 N			

Información de contacto

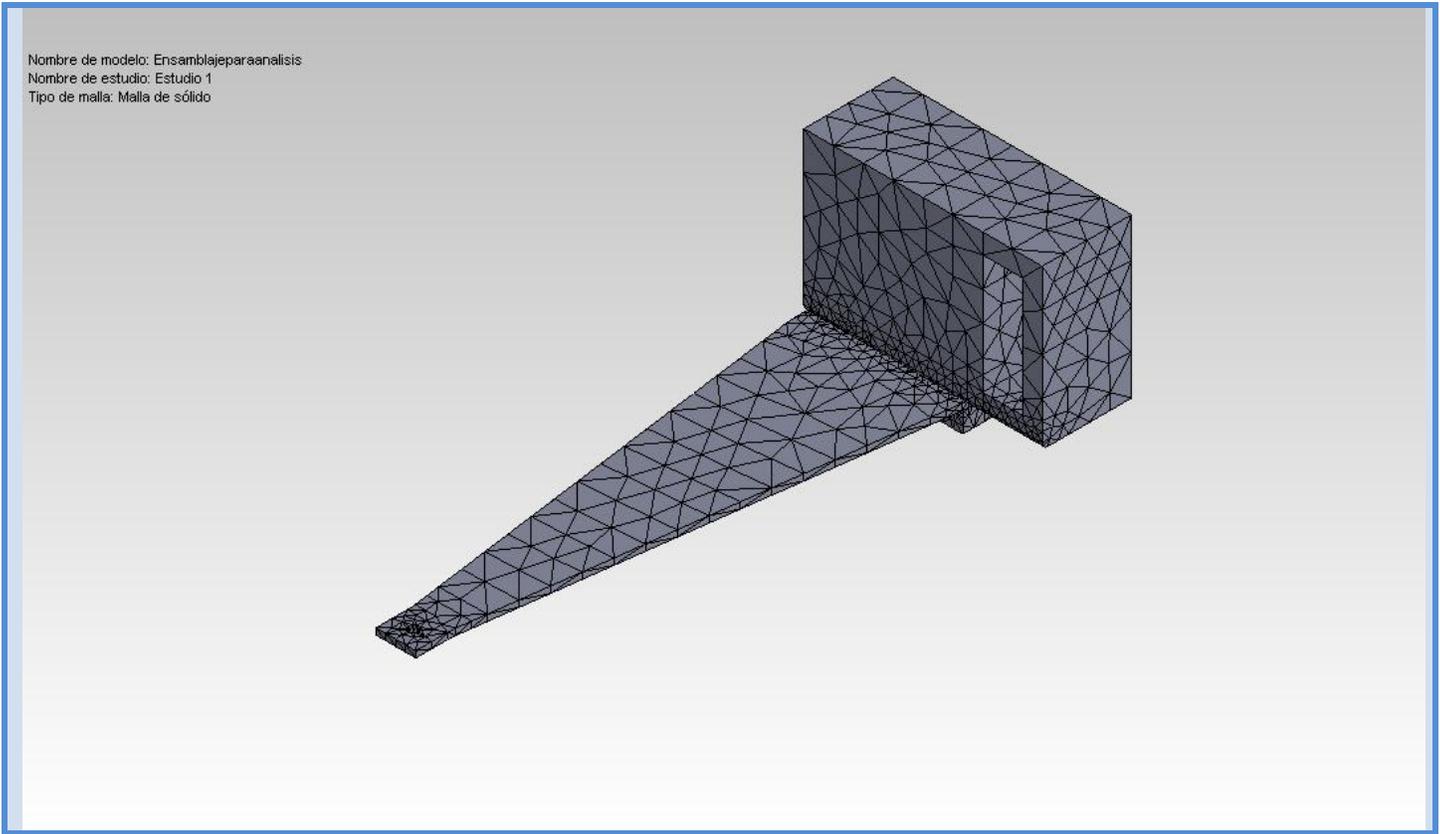
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallado utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	15.3956 mm
Tamaño mínimo del elemento	3.07912 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	15220
Número total de elementos	9450
Cociente máximo de aspecto	9.7592
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	92.7
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:06
Nombre de computadora:	JOACO-PC



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

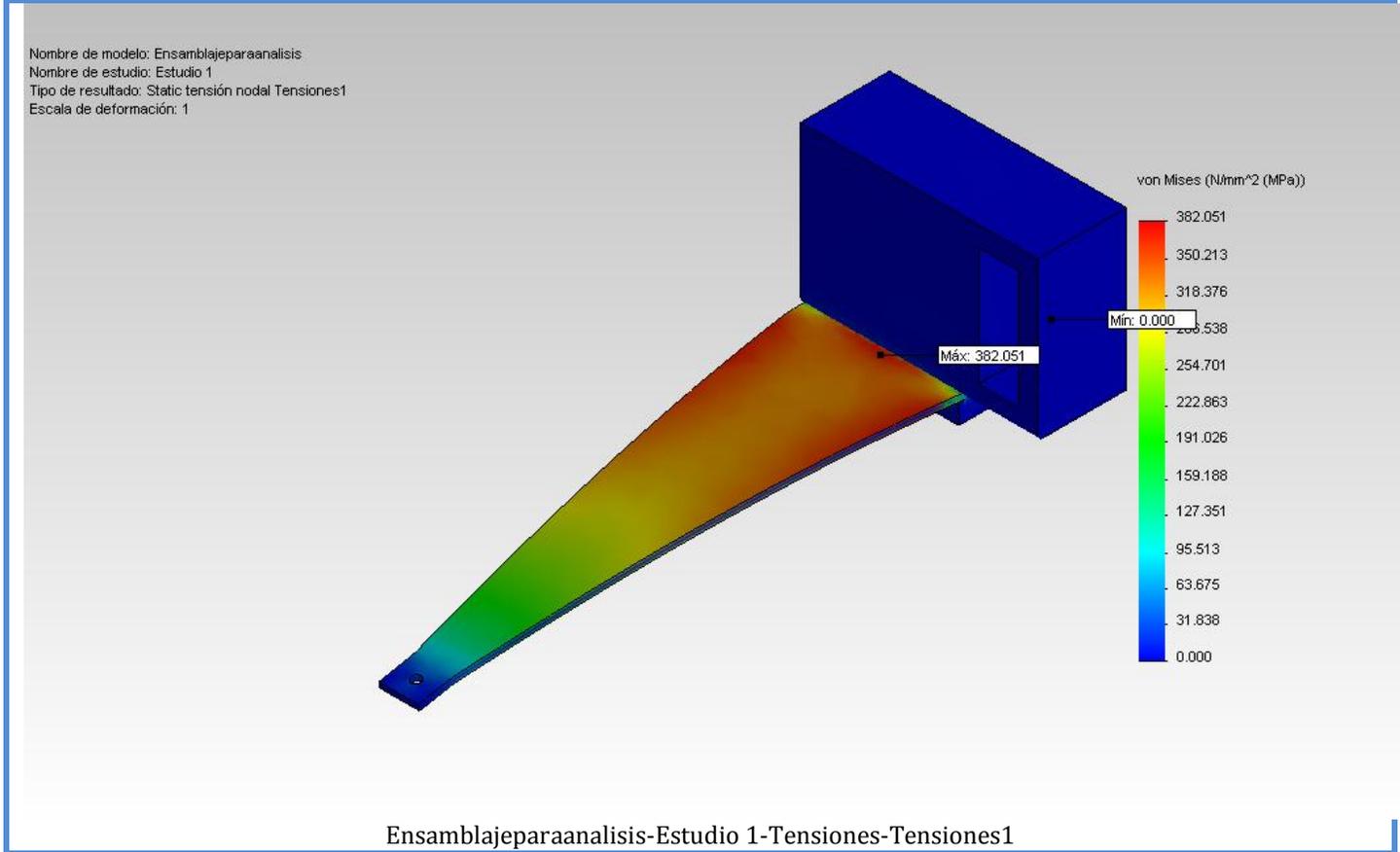
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-5.36442e-006	244.429	-2.47955e-005	244.429

Momentos de reacción

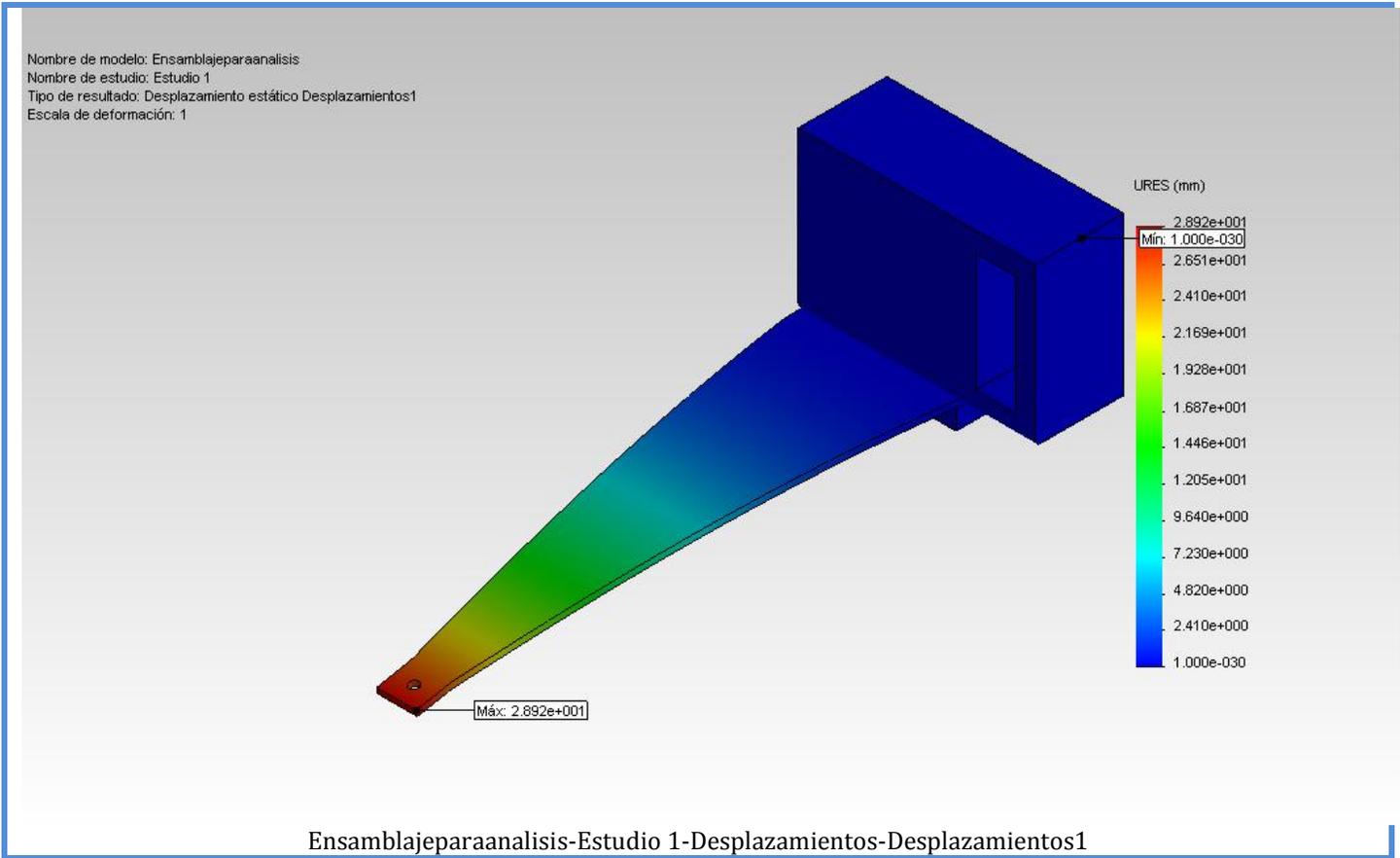
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N-m	0	0	0	0

Resultados del estudio

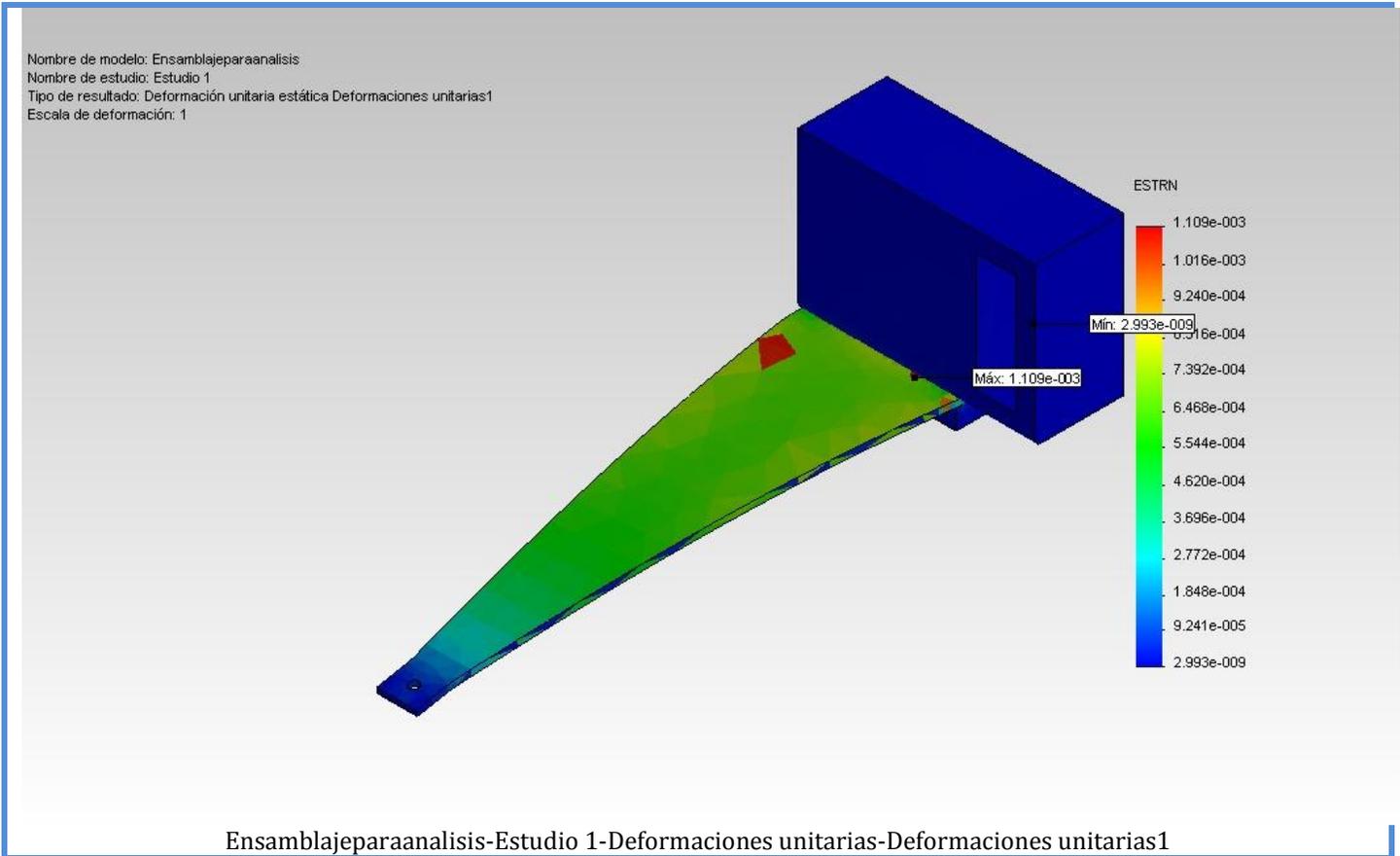
Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000449815 N/mm ² (MPa) Nodo: 6201	382.051 N/mm ² (MPa) Nodo: 13482



Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 3528	28.9188 mm Nodo: 12838

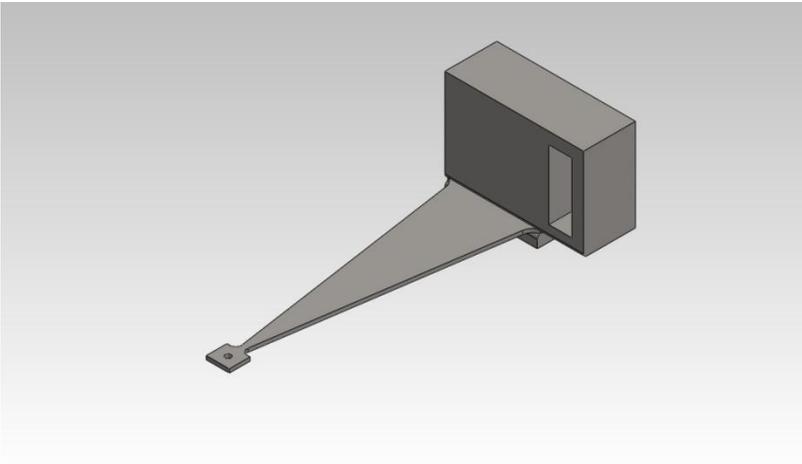


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.99286e-009 Elemento: 7299	0.00110884 Elemento: 7894



Conclusión

Por los resultados que se pueden observar en el estudio VON: Tensión de von Mises se puede apreciar que la probeta no se encuentra en esfuerzo constante ya que hay unas ligeras concentraciones de esfuerzo en la parte más cercana al extremo fijo.



Simulación de Ensamblaje para análisis

Fecha: martes, 13 de marzo de 2012

Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de análisis: Estático

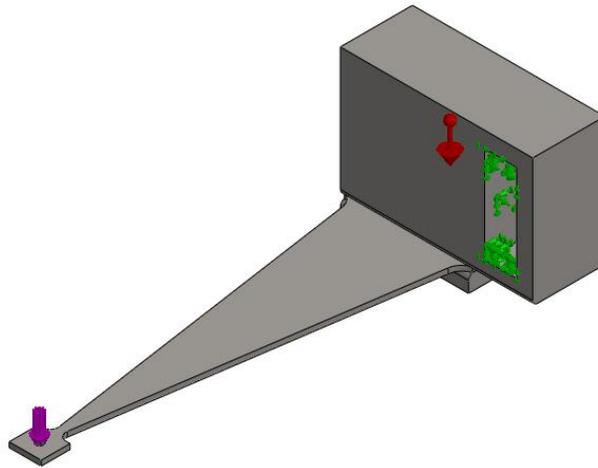
Descripción

En esta simulación se intenta comprobar si el diseño de la probeta permite tener esfuerzo constante y evitar cualquier tipo de concentración de esfuerzos.

Suposiciones

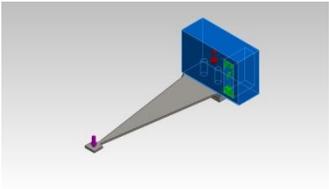
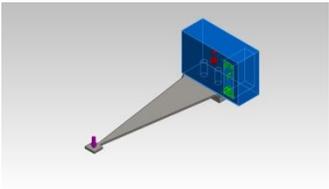
La fuerza a la que se somete la probeta en el extremo es el 90% del esfuerzo último. Se supone que la probeta no presenta ninguna falla de manufactura o proceso.

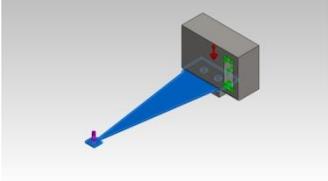
Información de modelo



Nombre del modelo: Ensamblaje1
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Redondeo1 	Sólido	Masa:0.581833 lb Volumen:2.09157 in ³ Densidad:0.27818 lb/in ³ Peso:0.581439 lbf	C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2\agarradera deslizante parte inferior.SLDPRT Mar 12 17:32:17 2012
Redondeo1 	Sólido	Masa:6.34618 lb Volumen:22.8132 in ³ Densidad:0.27818 lb/in ³ Peso:6.34187 lbf	C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno 1\ensamblaje 2\agarradera deslizante.SLDPRT Mar 12 17:30:34 2012

<p>Saliente-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:0.611615 lb Volumen:2.19863 in³ Densidad:0.27818 lb/in³ Peso:0.611201 lbf</p>	<p>C:\Users\Joaco\Desktop\tesis\SolidWork\diseno1\ensamblaje2\probeta2.SLDPRT Mar 12 18:31:46 2012</p>
--	--------	--	---

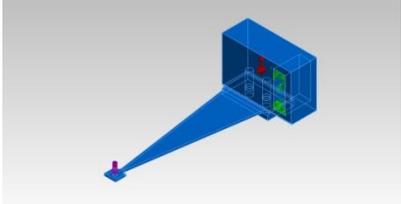
Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (c:\users\joaco\appdata\local\temp)

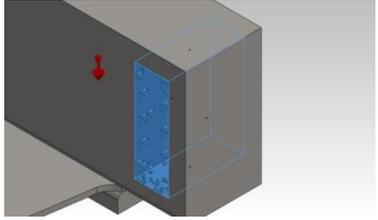
Unidades

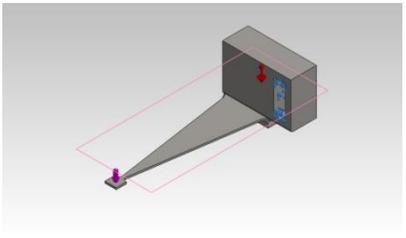
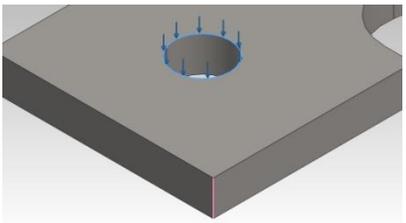
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/mm ² (MPa)

Propiedades de material

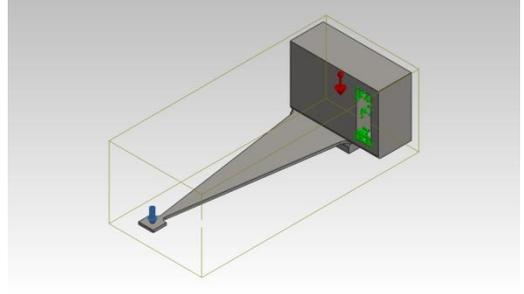
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: Acero aleado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de von Mises Límite elástico: 6.20422e+008 N/m² Límite de tracción: 7.23826e+008 N/m² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7700 kg/m³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.3e-005 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Redondeo1)(agarradera deslizante parte inferior-1), Sólido 1(Redondeo1)(agarradera deslizante-1), Sólido 1(Saliente-Extruir1)(probeta2-1)</p>
Datos de curva: N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-3.44515e-005	243.55	-5.11408e-005	243.55	
Momento de reacción(N-m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Gravedad-1		Referencia: Planta Valores: 0 0 -9.81 Unidades: SI			
Fuerza-1		Entidades: 1 arista(s) Referencia: Arista< 1 > Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -210 N			

Información de contacto

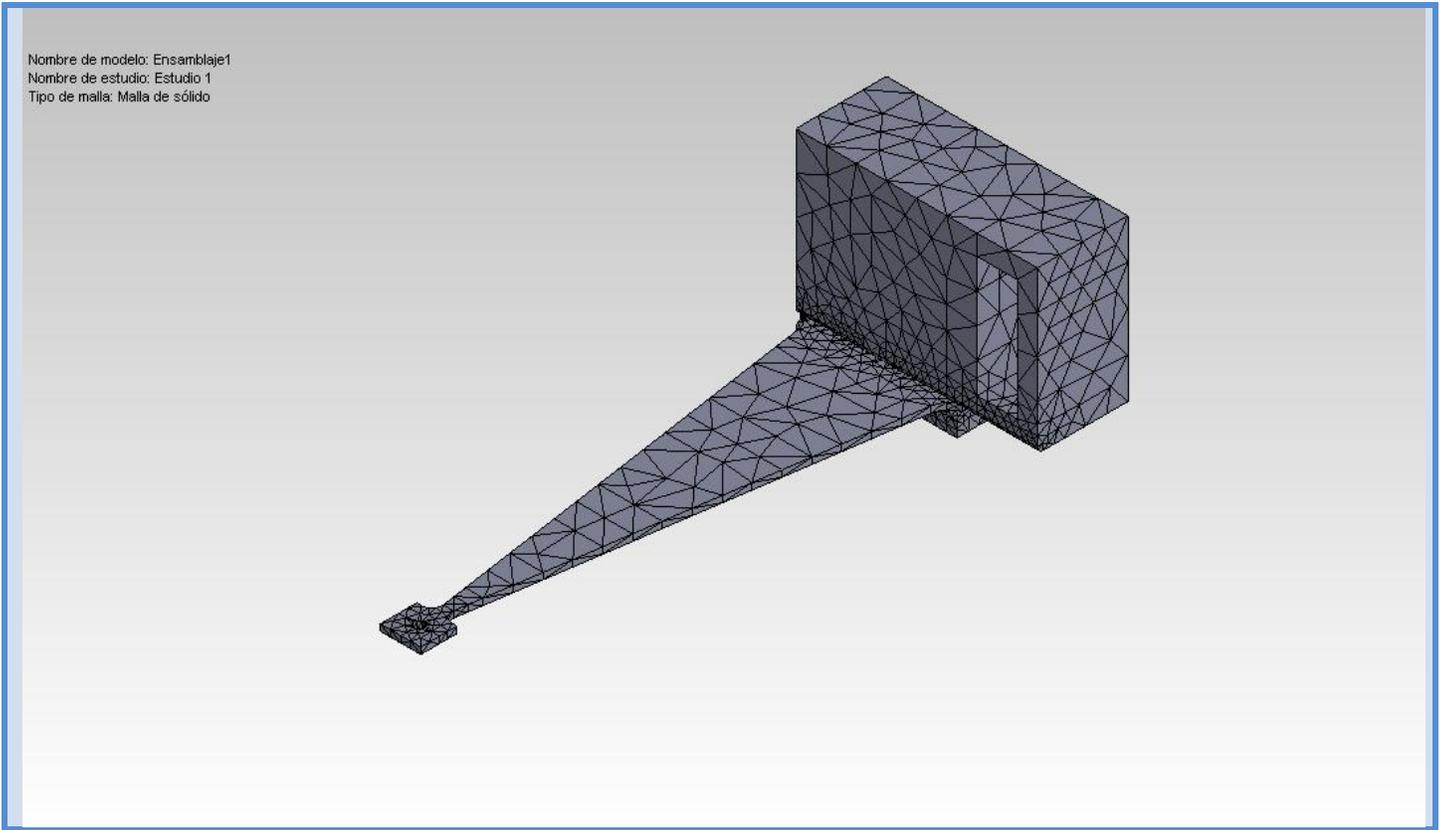
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		Tipo: Unión rígida Componentes: 1 componente(s) Opciones: Mallado compatible

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallado utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	15.2634 mm
Tamaño mínimo del elemento	3.05267 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	15121
Número total de elementos	9402
Cociente máximo de aspecto	10.905
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	93.2
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.117
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:08
Nombre de computadora:	JOACO-PC



Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

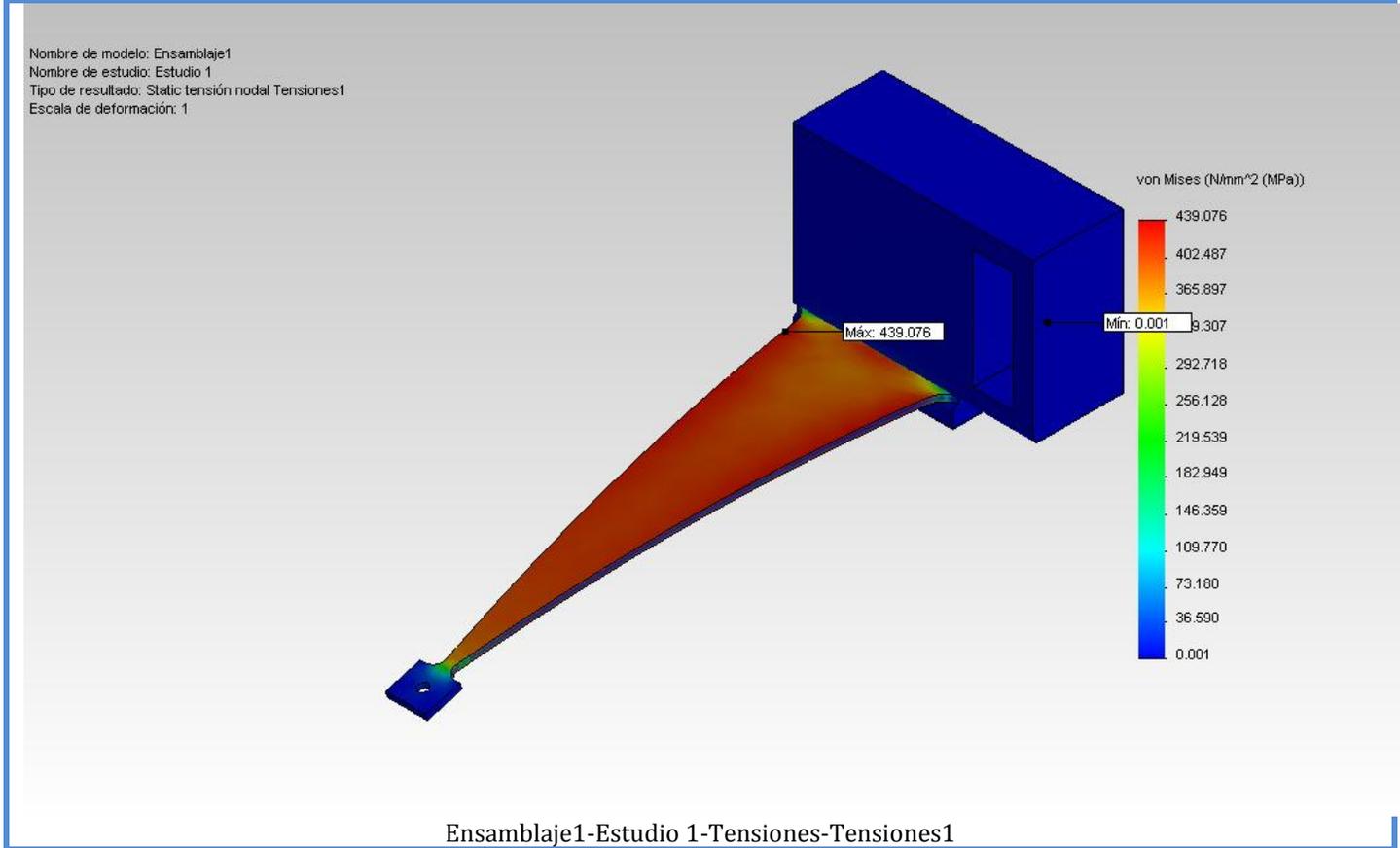
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N	-3.44515e-005	243.55	-5.11408e-005	243.55

Momentos de reacción

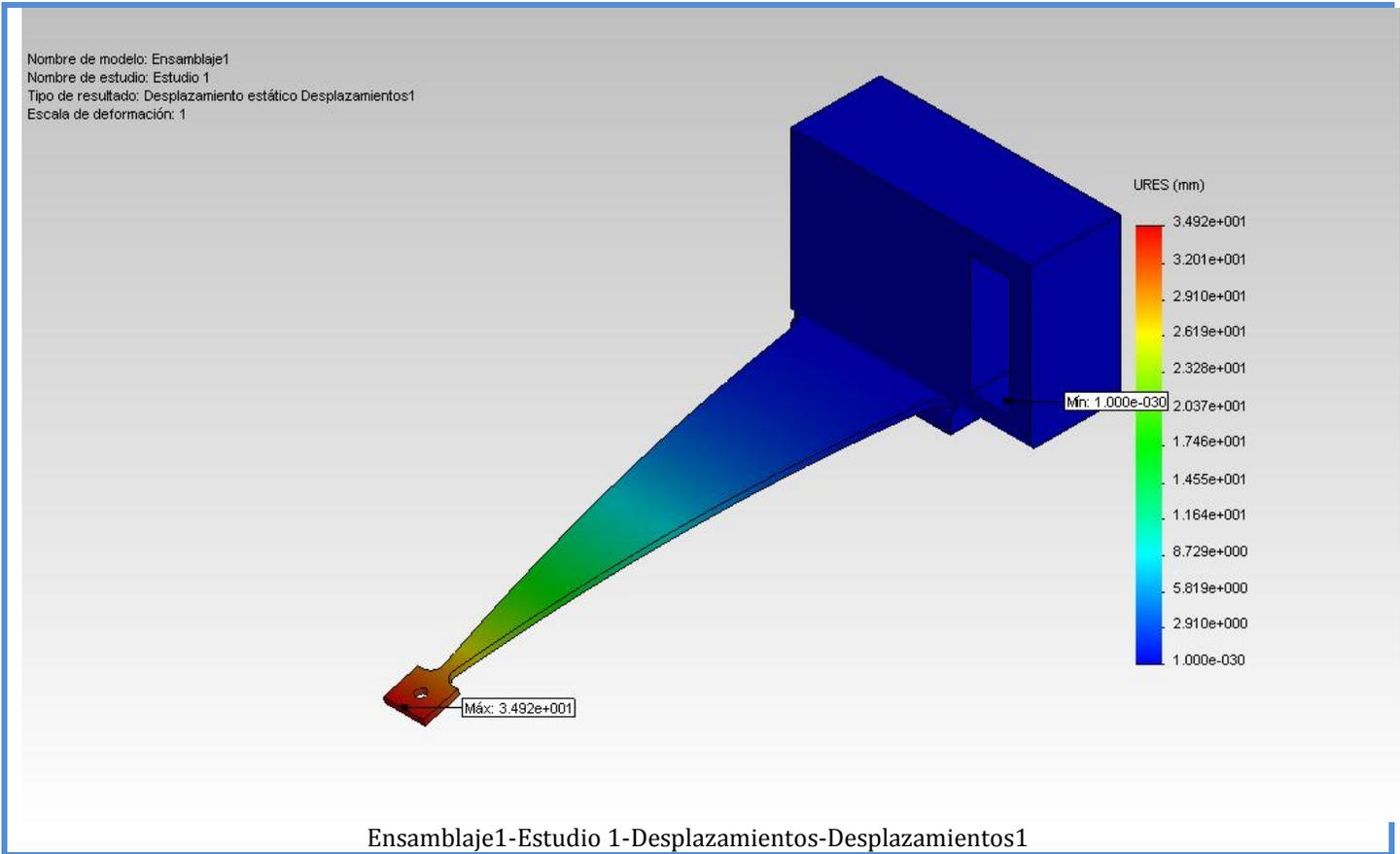
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	N-m	0	0	0	0

Resultados del estudio

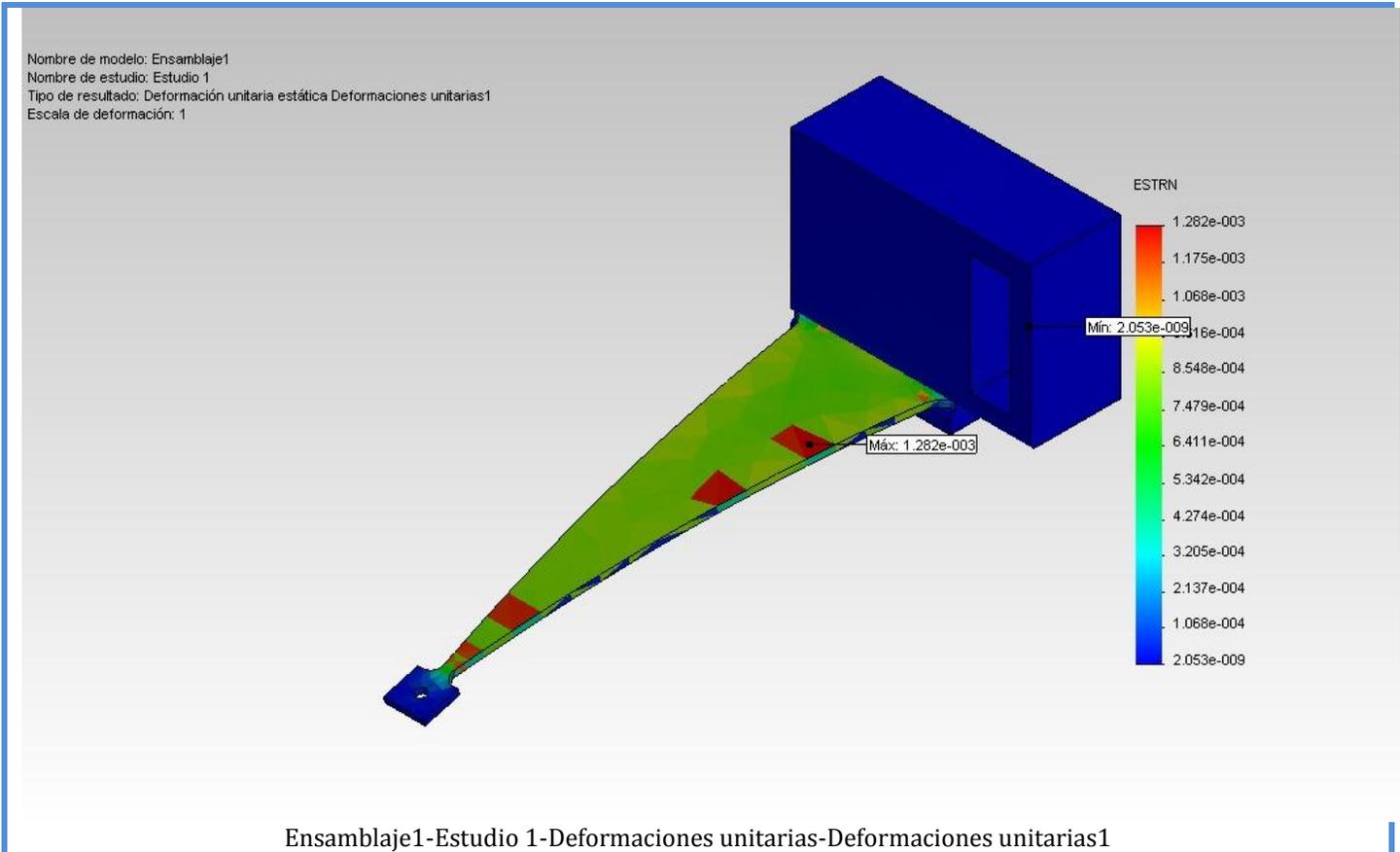
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.000614506 N/mm ² (MPa) Nodo: 6090	439.076 N/mm ² (MPa) Nodo: 12936



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 3380	34.9164 mm Nodo: 12913



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.05266e-009 Elemento: 6876	0.00128214 Elemento: 7880



Conclusión

Por los resultados que se pueden observar en el estudio VON: Tensión de von Mises se puede apreciar que la probeta se encuentra en esfuerzo constante ya que en toda la probeta se observan prácticamente la misma magnitud de tensión.

Anexo B: Programas

%Análisis de una probeta de stress constante conociendo la deflexión

```

clear
clc
L=input('Ingrese el largo de la probeta en [m]\n'); %Largo[m]
b=input('Ingrese el Ancho de la probeta en [m]\n'); %Ancho[m]
A=b/L; %constante para el ancho variable
x=(0:.01:L);
t=input('Ingrese el Espesor de la probeta en [m]\n'); %Espesor[m]
E= input('Ingrese el Modulo de Young del material a ser utilizado en
Pascales\n'); %Modulo de Young[Pa]
uts=input('Ingrese el esfuerzo ultimo del material a ser utilizado en
Pascales\n');
def=input('Ingrese la deflexión a la que estará sometida la probeta en
[m]\n'); %deflexión[m]
rev=input('Ingrese a que revoluciones por minuto estará sometida la
probeta\n'); %[rpm]
r=def; %Radio del eje al brazo[m]

F=(def*E*A*t^3)/(6*L^2); %[N]
%fprintf('La fuerza en el extremo de la probeta para generar una
deflexión \n de 5cm es: %6.2f [N]\n\n', sh)

w=rev*2*pi/60;
T=F*r*w;
Thp=T/746;
fprintf('Para estar a %6.0f [rpm] se necesita una Potencia: %6.2f [W] \n
equivalente a %6.3f [Hp]\n\n', rev,T,Thp)

ancho=A*x;
subplot(2,2,1);
plot (x,ancho)
grid on
xlabel('x')
ylabel('ancho')
title('Ancho de la probeta vs longitud')

Mo=-F*x;
subplot(2,2,2);
plot (x,Mo)
grid on
xlabel('x')
ylabel('Momento [N*m]')
title(' Momento vs longitud')

Sh=(6*F)/(t^2*A);
Shuts=(Sh/uts)*100;

```

```
subplot(2,2,3);  
plot (x,Sh)  
xlabel('x')  
ylabel('Esfuerzo [N]')  
title('Esfuerzo vs longitud')  
fprintf('El esfuerzo que recibe la probeta para generar una deflexión \n  
de %5.3f [m] es: %6.2e [Pa] equivalente al %5.2f %% del esfuerzo ultimo  
del material\n\n',def, Sh, Shuts)
```

```
def2=(-6*F*x.^2)/(E*A*t^3);  
subplot(2,2,4);  
plot (x,def2)  
grid on  
xlabel('x')  
ylabel('deflexion [m]')  
title('Deflexion vs longitud')
```

Programa 1: Análisis de una probeta de stress constante conociendo la deflexión

%Análisis de una probeta de stress constante conociendo la fuerza

```

clear
clc
L=.3; %Largo [m]
b=.1; %Ancho [m]
A=b/L; %constante para el ancho variable
x=(0:.01:L);
t=.005; %Espesor [m]
E= 69e9; %Modulo de young [Pa]
F=20; % Fuerza ejercida en el extremo de la probeta[N]

ancho=A*x;
subplot(2,2,1);
plot (x,ancho)
grid on
xlabel('x')
ylabel('ancho')
title('Ancho de la probeta vs longitud')

Mo=-F*x;
subplot(2,2,2);
plot (x,Mo)
grid on
xlabel('x')
ylabel('Momento [N*m]')
title('Momento vs longitud')

Sh=(6*F)/(t^2*A);
subplot(2,2,3);
plot (x,Sh)
xlabel('x')
ylabel('Shear [N]')
title('Shear vs longitud')

def=(-6*F*x.^2)/(E*A*t^3);
subplot(2,2,4);
plot (x,def)
grid on
xlabel('x')
ylabel('deflexion [m]')
title('Deflexion vs longitud')

```

Programa 2: Análisis de una probeta de stress constante conociendo la fuerza

```

%Programa para saber fuerza, deflexion y dimensiones maximas.
clear
clc
fprintf('Programa para encontrar las dimensiones, fuerzas y deflexiones
maximas \nque pueden ser utilizadas en la maquina para prueba de fatiga
por flexion\n\n')
h=input('Ingrese 1 si conoce el ancho y espesor de la probeta,\nIngrese 2
si conoce el largo y ancho de la probeta,\nIngrese 3 si conoce el espesor
y largo de la probeta,\nIngrese 4 si conoce el espesor, largo y ancho de
la probeta\n\n');
if (h~=1)&& (h~=2) && (h~=3) && (h~=4)
    fprintf('El numero no es valido\n')
end
uts=input('Ingrese el esfuerzo ultimo del material a ser utilizado en
Pascales\n');
E=input('Ingrese el Modulo de Young del material a ser utilizado en
Pascales\n');
rev=input('Ingrese las revoluciones a las que se hara el experimento en
[rpm]\n');
w=rev*2*pi/60;
Thp=5; %Torque en [hp]
T=Thp*746; %Torque en [W]
def=.05; %la deflexion maxima que se puede obtener en la maquina
r=def;

if h==1
    b=input('Ingrese el Ancho de la probeta en [m]\n');
    t=input('Ingrese el Espesor de la probeta en [m]\n');
    Lmin=(def*E*t^3*b*r*w)/(6*T);
    Lmin=nthroot(Lmin,3);
    fprintf('El largo minimo que puede tener la probeta es de %6.3f
[m]\n',Lmin)
    L=Lmin;
    defmax=(uts*L^2)/(E*t);
    fprintf('La deflexion debe ser inferior a %6.3f [m] con la longitud
%6.3f [m]\n',defmax,Lmin)
    r=defmax;
    Treal=(defmax*E*t^3*b*r*w)/(6*L^3);
    Thp=Treal/746;
    fprintf('Para estar a %6.0f [rpm] se necesita una Potencia: %6.2f [W]
\n equivalente a %6.3f [Hp]\n\n',rev,Treal,Thp)
end

if h==2
    b=input('Ingrese el Ancho de la probeta en [m]\n');
    L=input('Ingrese el Largo de la probeta en [m]\n');
    tmax=(6*T*L^3)/(def*E*b*r*w);
    tmax=nthroot(tmax,3);
    fprintf('El Espesor maximo que puede tener la probeta es de %6.3f
[m]\n',tmax)
    t=tmax;
    defmax=(uts*L^2)/(E*t);

```

```

    fprintf('La deflexion debe ser inferior a %6.3f [m] con el espesor
maximo %6.3f [m]\n', defmax, tmax)
    r=defmax;
    Treal=(defmax*E*t^3*b*r*w)/(6*L^3);
    Thp=Treal/746;
    fprintf('Para estar a %6.0f [rpm] se necesita una Potencia: %6.2f [W]
\n equivalente a %6.3f [Hp]\n\n', rev, Treal, Thp)
end

if h==3
    t=input('Ingrese el Espesor de la probeta en [m]\n');
    L=input('Ingrese el Largo de la probeta en [m]\n');
    defmax=(uts*L^2)/(E*t);
    fprintf('La deflexion debe ser inferior a %6.3f [m]\n', defmax)
    bmax=(6*T*L^3)/(def*E*t^3*r*w);
    b=bmax;
    fprintf('El Ancho maximo que puede tener la probeta es de %6.3f
[m]\n', bmax)
    r=defmax;
    Treal=(defmax*E*t^3*b*r*w)/(6*L^3);
    Thp=Treal/746;
    fprintf('Para estar a %6.0f [rpm] se necesita una Potencia: %6.2f [W]
\n equivalente a %6.3f [Hp]\n\n', rev, Treal, Thp)
end

if h==4
    b=input('Ingrese el Ancho de la probeta en [m]\n');
    t=input('Ingrese el Espesor de la probeta en [m]\n');
    L=input('Ingrese el Largo de la probeta en [m]\n');
    defmax=(uts*L^2)/(E*t);
    fprintf('La deflexion debe ser inferior a %6.3f [m]\n', defmax)
    r=defmax;
    Treal=(defmax*E*t^3*b*r*w)/(6*L^3);
    Thp=Treal/746;
    fprintf('Para estar a %6.0f [rpm] se necesita una Potencia: %6.2f [W]
\n equivalente a %6.3f [Hp]\n\n', rev, Treal, Thp)
end

```

Programa 3: Programa para saber fuerza, deflexión y dimensiones máximas.

```

1 Const Device = CB280
2
3 Usepin 7, Out
4 Usepin 40, Out
5 Usepin 15, In
6
7 Dim contador As Single
8 Dim contadorfinal As Long
9 Dim contadorint As Long
10 Const R As Single = 3104
11
12
13 Set Count0 On
14 Opencom 1,9600,3,200,200
15
16
17 High 7 'Salida al contactor del motor (P40)
18
19 contador=0
20
21 Do
22
23 ' Probeta completa
24 If In(10)=1 Then
25     contador=Count(0)/R 'Lectura Contador
26     contadorint=contador
27     'Envia numero de revoluciones por serial
28     @ "Revoluciones: ",Dp(contadorint),"
29 End If
30
31 ' Ruptura probeta
32 If In(10)=0 Then 'In 10 conectado a probeta
33     High 40 ' Indicador Desconexion
34     Low 7 'Desconecta motor
35     @ "Probeta desconectada. Revoluciones: ",Dp(contador),"
36 End If
37
38 Loop

```

Programa 4: Control de revoluciones hasta rotura de la probeta

Anexos C: Cotización Máquina para prueba de fatiga

Mikrotron-20kN- Resonant Fatigue Tester

www.WorldofTest.com/mikrotron.htm

The Mikrotron 20 kN fatigue testing machine is equipped with software program that can perform extended fatigue test. The result is a field proven and easy to operate testing machine which can be used to full resonance, i.e. the operating point is situated on the top of the resonance curve.

Taking advantage of the resonant effect, the power consumption is very low (typical 20 to 500 Watts), with the operating frequency in the range of 50 to 300 cpm.

Machine equipped for immediate operation.

Part #	Description	Unit Price
Mikrotron 20	<p>Mikrotron – Low frequency resonant testing machine</p> <p>20 kN (4496 lbf) max. capacity in Tension/Compresion</p> <p>MACHINE STRUCTURE</p> <p>Machine table (550 x 740 mm)</p> <p>With T-slots for M16 nuts in order to grip components or other devices.</p> <p>Integrated quick-acting gripping device</p> <p>Suitable for max. load up to 20 kN.</p> <p>For specimens or additional loading devices with threaded ends, max. load 20 kN, consisting of 2 gripping heads with toothed discs for inserts. Inserts with threads M22x1, 16x1 and M10 as well as one pair of spanners included; other threads on request.</p> <p>Static load adjustment</p> <p>Via preloaded ball screw spindle system with servomotor.</p>	<p>\$ 143,900 US</p>

LOAD CELL - 50 kN max. capacity, fixed

With integrated acceleration transducer in order to compensate mass forces, to be mounted on the machine table or on the oscillation head.

Control concept

The control unit **TOPP** (Testing with **O**ptimized **P**ower and **P**recision) with the well established dual computer approach ensures a clear and easy to understand Windows-based user environment. The embedded device is running a powerful and robust Linux operating system to control all machine tasks in parallel. Latest technologies like digital signal processing and FPGA integration (Field Programmable Gate Array) in connection with an embedded 32-bit processing architecture have been used to achieve a most reliable control system with best long-term stability. The operator terminal computer is a commercial computer with Windows operating system. It runs the software for Fatigue Tests (as well as optionally the Block, Crackgrowth, Precrack or ProTest programs) and communicates via standard interface (RS232 or optional Ethernet) with the integrated process computer responsible for online measuring, data processing and controlling servo amplifiers for static and dynamic drive.

Stroke measurement

- Measuring stroke of the oscillating head
- Measuring stroke of the crosshead.

Strain measurement

- Prepared for strain controlled or monitored tests

Machine control

- Measuring amplifiers for load and stroke and optional strain
- Digital converters
- Integrated online process computer
- Servoamplifiers
- Power supply

Operator terminal

- Latest commercial computer with WINDOWS operating system
- 17"-TFT monitor to display the relevant data of the test
- Keyboard and mouse for entering commands
- Remote control with integrated digital display for static and dynamic load and stroke and crosshead position for operating the machine during set-up

TECHNICAL FEATURES AND PERFORMANCES

- Max. peak value : 20 kN tension/compression
- Max. peak-peak value : 20 kN (± 10 kN)
- Max. static load : 20 kN tension/compression
- Dynamic stroke : 4 mm (± 2 mm)
- Frequency range : 60-250 Hz (in 5 steps)
- Daylight between columns : 480 mm
- Weight of machine: 580 kg approx.

Software (extended fatigue test)

- Mouse-operation of testing machine
- Display of set and actual values on monitor
- Display with max. indicator functions
- Monitoring the machine with different possible reactions: message, alarm, stop
- Display of frequency drop (frequency tripping):

The resonant frequency which is depending on specimen's stiffness and therefore also on the crack length will be measured and compared with a preselected value. The machine will be switched off as soon as the frequency reaches the set value. Accuracy of measuring 0.01 Hz.

- Online help system
- Saving of test- and software settings in test schemes
- Saving of intermediate results in records defined by user. Storage either in intervals depending on events.
- Graphical and numerical record of complete test (History)
- LAN-integration with messaging

The following software are optionally available for special test requirements and can easily be installed at any time:

- Block: fatigue test on different load horizons within the test
- Crack growth: extensive program for crack growth investigation supporting the standard specimen types, several methods of crack length measuring
- PreCrack: precracking of fracture mechanics specimens according to standards
- ProTest: free programmable software with optimized commands and 8 digital in- and outputs to operate external devices

More detailed information is available! The programs guide to a functionally correct operation of the machine. All the set values will be memorized when quitting the programs.

SOFTWARE up-dates will be provided within a 18 months period without additional costs.

Evaluation Software SAFD to the program "fatigue test"

**\$ 7,150.00
US**

Software (Windows) for universal evaluation of stress controlled fatigue tests in the high cycle fatigue (HCF) and the long life fatigue region (LLF). Presentation of the evaluation results and test data as S-N diagram (semi- or double logarithmic) and in probability graphics.

Probability distributions and statistical methods:

Implementation of log-/normal, sine and Weibull distribution, standards according to DIN 969 (1997-12) and ISO 3800 (1993-E), alternative tools with variable estimator function for correlation optimum and global HCF-distribution with scatter normalized to the mean slope.

Supported testing methods:

Practice oriented compatibility of Woehler- / step down test, complete test matrix, level tests (e.g. boundary method), staircase tests and combined test procedures.

<p>"Block" program (block test) Several load steps defined by their mean and dynamic load and number of cycles form a sequence. The sequence will be repeated until a selectable criterion interrupts the test.</p>	\$ 3,745.00 US
<p>"Precrack" program (precracking of notched specimens) With decreasing load steps for fracture mechanics tests. Each step corresponds with a certain fatigue crack growth and the appropriate change in frequency will indicate the end of a step. Protocol to document the precracking process (step, load, r-ratio, number of stress cycles).</p>	\$ 3,745.00 US
<p>"Crack" program (fatigue crack growth according to ASTM E 647) Controlling of the machine to run the test via the stress intensity down to ΔK-Threshold. Program supports various fracture mechanic specimen as per ASTM and specimens with free eligible geometry functions</p> <ul style="list-style-type: none"> - various control modes: ΔK decreasing with K_{max}, K_{mid} or R constant ΔK increasing with K_{max}, K_{mid} or R constant constant ΔK constant load - different inputs of the crack length measurement: FRACTOMAT and KRAK GAGES external signal (i.e. drop method) compliance (load vs COD) keyboard (optical measurement) - recording of crack closure effects - editing of test results - comfortable adaption and graphical online display <p>the results</p> <ul style="list-style-type: none"> - graphical display with "Copy and Paste" to be used in WINDOWS applications - saving of test relevant data 	\$5,200.00 US
<i>Grips Devices-Options</i>	
<p>Inserts for integrated quick-acting gripping device (20 kN). Inserts with threads M22x1, M16x1 or M10x1 at choice (other threads on request). Each set with 2 pieces.</p>	\$ 769.00 US
<p>Hydraulic gripping heads HYBROGRIP 20kN With 1 clamping piston per head. Thin specimens will be clamped together with shims which are part of the delivery. The heads are designed to avoid lateral forces to the hydraulic piston. The change of specimen is similar to that on a "open head". The maximum oil pressure of 700 bar is supplied by a hand pump. 1 pair without hand pump.</p>	\$ 9360.00 US
<p>Hand pump to HYDROGRIP with valves, quick couplers and 2 manometers for separate display of pressure for the both gripping heads top/bottom.</p>	\$ 3960.00 US
<p>20 kN 3-point bending device Oscillating force 20 kN (0/-20 kN), distance between supports 0-200 mm, width of specimen max. 80 mm. Device consisting of</p>	\$ 3830.00

ending beam with two movable end supports and one mid tool. Fitting: threaded shaft M22x1.	US
10 kN clevis for specimens CT 0,5" Oscillating force 10 kN (0/+10 kN) for fracture mechanics tests. CT-specimen 0,5" W= 1"; B=0,5", Ø of loading pins 6 mm with cylindric drilling (metric dimension possible upon request). Fitting: threaded shaft M22x1.	\$ 2840.00 US
30 kN clevis for specimens CT 1 " Oscillating force 30 kN (0/+30 kN) for fracture mechanics tests. CT-specimen 1" W=2"; B=1", Ø of loading pins 12 mm with cylindric drilling (metric dimension possible upon request). Fitting: threaded shaft M22x1.	\$ 3425.00 US
20 kN compression plates Oscillating force 20 kN (0/-20 kN), outside Ø 60 mm. Fitting: threaded shaft M22x1.	\$ 2145.00 US
Crack Length Measurement Devices	
Extensometer FRACTOTRON Clip-on type "low temperature" with strain gages in full bridge configuration, built in a light alloy casing, for tests at temperatures -120 ° C. Frequency max. : 120 Hz Operating "compliance" : 90 Hz Supply : 6 V Sensitivity approx. : 5 mV/V Static travel max. : 2,5 mm Dynamic travel : ± 0,5 mm Distance between knife-edges: 26 mm	\$ 3880.00 US
Measuring amplifier for strain Highly stabilized DC-voltage for strain gage transducer, e.g. extensometers, qualified to run the machine in strain controlled mode.	\$ 2690.00 US
Alternatively	
Crack length measuring system FRACTOMAT The system works based on the indirect potential drop method and serves to measure crack lengths on specimens or suitable components in fracture mechanics and fatigue tests.	\$ 15990.00 US
Consisting of: FRACTOMAT - two channel amplifier - 4½ digit display - readings in mm or % of the nominal crack length - separate analogue outputs per channel - display of mean- and difference value - limit detectors with relay outputs - peak value memory to eliminate crack closure effects - cables of 1,5 m for the KRAK GAGES	
KRAK GAGES as crack length measuring sensors The FRACTOMAT in connection with a suited testing machine and the corresponding control system (e.g. SOFTWARE) allows to run fatigue crack growth tests controlled by the cyclic stress intensity.	
Crack length measuring foils KRAK-GAGE The KRAK GAGES are bonded on either one or both sides of a specimen or a structural component. They have an identical shape and are available for various sizes: the number stated in the type	

nomination corresponds to its nominal measuring length in mm.

A: KRAK-GAGE RMF-A5

Package of 6 foils. In ordering 1-4 packages.

Each package

**\$ 228.00
US**

B: KRAK-GAGE RMF-A10

Package of 6 foils. In ordering 1-4 packages.

Each package

**\$ 300.00
US**

Adhesive Araldit Standard

2 x 15 ml cold to hot curing, solvent free epoxy resin.

High Temperature Device

\$ 15.00 US

THERMOTRON

To run tests at elevated temperatures (up to 900 °C).

Heating system: 2 zones

Execution: hinged

Testing room (HxWxD): 140x90x100mm

Thermal elements: Chromel-Alumel

Power consumption: 2,4 kW

Weight: 20 kg approx.

**\$ 23,970.00
US**

Consisting of:

- two-part furnace

- cooling fans (high/low)

- openings for load connection (high/low)

- temperature controller with 2 independent electronically

controlled circuits, digital temperature indicator with cold junction

compensation and selector switch with semiconductor relays for

the power, including connection cables for furnace and

thermocouples.

Holding Device

For fitting the furnace into the testing machine

**\$ 1,530.00
US**

Specimen-holders

Made of high temperature resisting alloy, for round specimens

with threads M16x1, each pair

**\$ 8,250.00
US**

Environmental Chamber made of stainless

steel

The environmental chamber is double-walled, designed in two parts, made of stainless steel and is welded (chamber is resistant against condensation and salt water).

The chamber is designed with openings \varnothing 105 so that the load has access to the specimen. It is possible to reduce the size of the openings by using cover plates (a set of cover plates is included, but individual adaptations, i.e. openings have to be made by the user). Incl. 50 l Nitrogen tank.

**\$ 57,600.00
US**

Temperature range -50° up to +250°C

Inner dimensions (WxHxD) 150x150x280

Thermo element Chromel-Alumel (Typ K)

Cooling medium liquid Nitrogen

Cooling performance

(Room temp. up to -60° C) approx. 40 minutes

Heating performance

(Room temp. up to 250° C) approx. 40 minutes

Power supply 230 V/50 Hz

Power consumption 1,2 kW

Weight chamber 27 kg

Controller type Eurotherm

Weight controller 4,6 kg

Equipped for immediate operation

Prices: FOB Plant

Delivery: approx. 10-12 weeks depending on stock availability

Warranty: 24 months

Excluding Freight and Packing

Installation and Commissioning Quoted Upon Request

Flexible Leasing/ Financing Packages (Available in the USA only)



Anexo D: Planos

Se muestran los planos de construcción de todas las piezas desde la siguiente hoja.