



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño de una máquina para
pruebas de fatiga en uniones
soldadas**

T E S I S

Que para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A:

Demian Santiago Sánchez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Ricardo Yañez Valdez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Septiembre 2017

Agradecimientos

Quiero agradecer en general a todas esas personas que en algún momento de este proyecto me apoyaron para alcanzar mi objetivo, a todos los que hoy están en mi vida pero también a los que ya no están porque en esos instantes también estuvieron siempre para mí y pude aprender algo de ellos y gracias a ellos hoy soy la persona que soy, un mejor ser humano.

A mis padres...

A mi papá Pedro Santiago y a mi mamá Lorena Sánchez porque siempre han estado ahí cuando más los he necesitado, siempre me han podido dar un buen consejo cuando el momento lo requiere y siempre me han levantado cuando ya no he podido más y ya no he deseado continuar, gracias a ustedes porque me han enseñado a siempre salir adelante a pesar de cualquier adversidad, gracias a ustedes por enseñarme el concepto de lo que es familia.

A mis hermanos...

A mi hermano Rodrigo Santiago y a mi hermana Dennise Santiago porque con ustedes he crecido y con ustedes he aprendido el concepto de hermandad, porque con ustedes comprendí que a pesar de que lleguemos a tener problemas siempre voy a estar ahí para ustedes.

A mis amigos...

Porque al paso de todo este tiempo, al paso de tanta gente que he conocido me he quedado con los mejores, aquellos que sé que no te abandonarían en tus malos ratos, gracias amigos por estar ahí conmigo en todo momento y por enseñarme a disfrutar siempre de esto tan hermoso que se llama vida.

A mi asesor tesis...

Al Dr. Ricardo Yáñez porque me apoyó en el punto más importante de mi carrera y siempre supo guiarme por el camino más adecuado, gracias por escucharme cuando lo necesité y por tener siempre un consejo para mí.

Finalmente quiero dedicar este trabajo a mi abuelita Aurelia García porque nos hicimos una promesa, que ambos llegaríamos juntos a esta etapa de mi vida y que lamentablemente tuvo que partir antes, gracias abuelita por quererme tanto, esto es para tí...

“El fracaso es una gran oportunidad para
empezar otra vez con más inteligencia”
-Henry Ford

Contenido

Introducción.....	vi
Problema.....	viii
Justificación.....	viii
Objetivo general.....	ix
Objetivos específicos.....	ix

1 ANTECEDENTES

1.1 Tipos de máquinas.....	10
1.1.1 Máquina universal Trayvou.....	10
1.1.2 Máquina de fatiga con pulsador Amsler.....	11
1.1.3 Máquina de Wöhler.....	11
1.1.4 Máquina de Sondericker.....	12
1.1.5 Máquina Schenck.....	13
1.1.6 Máquina Alemana D.V.L.....	13
1.1.7 Máquina Schenck-Erlinger.....	14
1.1.8 Máquina Maybach.....	14
1.1.9 Máquina de ensayo Gough y Pollard.....	15
1.1.10 Máquina de Moore.....	15
1.1.11 Máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas.....	16

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Tipos de cargas actuantes en un chasis de automóvil.....	18
2.1.1 Para la torsión longitudinal.....	19
2.1.1.1 Rigidez torsional.....	19
2.1.2 Para la flexión vertical.....	19
2.1.2.1 Cortante estático.....	19
2.1.2.2 Rebote o “Bump”.....	19
2.1.3 Para la flexión horizontal.....	19
2.1.3.1 Curveo.....	19
2.2 Carga a considerar.....	20
2.3 Teoría de falla.....	20
2.3.1 Etapas del proceso de fallas por fatiga.....	22
2.4 Requerimientos de soldadura.....	22
2.4.1 Welding Process Check.....	22
2.4.2 Prueba destructiva.....	23
2.4.2.1 Prueba destructiva no válida.....	23
2.4.2.2 Prueba destructiva válida.....	24
2.4.3 Prueba de inspección destructiva.....	24
2.5 Soldadura GMAW.....	26
2.5.1 Alambres para acero al carbono.....	27
2.6 Esfuerzo en la unión soldada de una probeta tubular.....	28
2.7 Ciclos de fatiga.....	30

3 DISEÑO DEL PROTOTIPO

3.1 Falla por fatiga para caso de probeta tubular soldada normalizada.....	34
3.2 Esfuerzo en cordón de soldadura.....	34
3.3 Factores de corrección.....	36
3.4 Resistencia media.....	38
3.5 Ciclos de vida.....	38
3.6 Diagrama S-N.....	40
3.7 Requerimientos de máquina.....	40
3.8 Especificaciones de máquina.....	40
3.9 Subsistemas a utilizar en el diseño.....	41
3.9.1 Descripción de los subsistemas.....	41
3.9.1.1 Subsistema de fuerza a flexión.....	41
3.9.1.2 Subsistema de sujeción de tubo.....	41
3.9.1.3 Subsistema de ajuste de tubo.....	41
3.9.1.4 Subsistema de ajuste de fuerza.....	41
3.9.1.5 Subsistema de almacenamiento.....	41
3.10 Diagrama de caja negra.....	42
3.11 Matriz de decisión.....	43
3.11.1 Sistema de fuerza de flexión.....	43
3.12 Diseño de máquina prototipo 1.0.....	45
3.13 Diseño de detalle.....	45
3.13.1 Lista de piezas a utilizar.....	45
3.13.1.1 Subsistema de sujeción de tubo.....	45
3.13.1.2 Subsistema de movimiento de tubo.....	46
3.13.1.3 Subsistema de traslación del actuador.....	49
3.13.1.4 Subsistema de almacenamiento.....	52
3.13.1.5 Subsistema de fuerza de flexión.....	53

4 PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 Resultados.....	55
4.1.1 Propuesta final de la máquina.....	55
4.2 Conclusiones.....	60
Referencias.....	62
Anexo.....	63

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura i.1 Proceso de diseño.....	vii
Figura 1.0 Máquina Universal Trayvou.....	10
Figura 1.1 Máquina de fatiga con pulsador Amsler.....	11
Figura 1.2 Máquina de Wöhler.....	12
Figura 1.3 Máquina de Sondericker.....	12
Figura 1.4 Máquina de Schenck.....	13
Figura 1.5 Máquina Alemana D.V.L.....	13
Figura 1.6 Máquina Schenck- Erlinger.....	14
Figura 1.7 Máquina de Moore.....	15
Figura 1.8 Máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas.....	16
Figura 2.0 Tipos de cargas actuantes en un chasis de automóvil.....	18
Figura 2.1 Unión a 90 grados.....	23
Figura 2.2 Pruebas destructivas no válidas.....	23
Figura 2.3 Prueba destructiva válida.....	24
Figura 2.4 Union a 30 grados.....	24
Figura 2.5 Prueba de inspección destructiva no válida.....	25
Figura 2.6 Prueba de inspección destructiva válida.....	25
Figura 2.7 Representación de sistema de soldadura MIG.....	26
Figura 2.8 Esfuerzo en pieza empotrada.....	28
Figura 2.9 Esfuerzo en pieza tubular soldada.....	28
Figura 2.10 Vista de cordón de soldadura en 2D.....	29
Figura 3.0 Probeta normalizada.....	33
Figura 3.1 Probeta para la máquina para pruebas de fatiga.....	34
Figura 3.2 Análisis en cordón de soldadura.....	35
Figura 3.3 Diagrama esfuerzo- vida de la probeta soldada.....	40
Figura 3.4 Diagrama de caja negra.....	42
Figura 3.5 Montaje de probeta.....	45
Figura 3.6 Descripción de movimientos en la probeta.....	46
Figura 3.7 Movimiento de actuador.....	49
Figura 4.0 Diseño del prototipo 1.0.....	55
Figura 4.1 Montaje de la probeta a 90° en la máquina propuesta.....	56
Figura 4.2 Vista superior de máquina con probeta a 90° montada.....	56
Figura 4.3 Montaje de la probeta a 30° en la máquina propuesta.....	57
Figura 4.4 Vista lateral superior del montaje de la probeta a 30° en la máquina propuesta.....	58
Figura 4.5 Vista superior de máquina con probeta a 30° montada.....	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.0 Matriz de decisión de actuador.....	44
Tabla 3.1 Especificaciones abrazadera de bloque V.....	46
Tabla 3.2 Lista de piezas para la rotación.....	47
Tabla 3.3 Lista de piezas para la traslación.....	48
Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador.....	49
Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador (continuación).....	50
Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador (continuación).....	51
Tabla 3.5 Lista de piezas Sistema de almacenamiento.....	52
Tabla 3.6 Lista de piezas de soporte.....	52
Tabla 3.7 Lista de piezas sistema de fuerza a flexión.....	53

INTRODUCCIÓN

La ingeniería de diseño es la creación sistemática, lógica y ordenada de componentes de máquinas y sistemas mecánicos-mecatrónicos, haciendo uso de las matemáticas, la ciencia de los materiales, electrónica y computación, orientando así su actividad a la búsqueda de soluciones tratando de optimizar la funcionalidad, costo, fiabilidad, sustentabilidad y disposición final [1].

En la actualidad la Ingeniería de Diseño cobra gran importancia ya que está muy relacionada con la creatividad y el desarrollo tecnológico. Los países avanzados han logrado gran desarrollo puesto que le han dado gran importancia e impulsado la creatividad personal de sus profesionistas y no profesionistas que han tenido la inquietud de crear algo nuevo.

El proceso de diseño consiste en la acumulación de varias decisiones que tienen un efecto de entre el 70% y 80% del costo de manufactura de un producto. Viéndolo de otro punto, todas aquellas decisiones que se tomen más allá del diseño, en la manufactura, influirán en sólo un 25% del costo final del producto. Si el diseño produce algún defecto poco antes de que el producto salga a la venta, tendrá un alto costo corregir el problema. El diseño también ayuda a mejorar la calidad de un producto, debe ser realizado para que el producto no tenga defectos en una comparativa de costos [1]. Es decir, el diseño es muy importante hoy en día ya que permite reducir tiempo y costos para la elaboración de un producto.

La ingeniería de diseño comienza con definir el problema que siempre nace de una necesidad, a partir de ahí se piensa en la forma o esquema para resolverla, después de eso se plantean soluciones múltiples que la satisfagan, una vez realizado lo anterior se escoge una solución final para posteriormente diseñar de forma preliminar la máquina, estructura, sistema o proceso seleccionado; permitiendo establecer las características globales y las específicas de cada componente; finalmente se realiza el análisis de todos y cada uno de los componentes para preparar los dibujos necesarios con sus respectivas especificaciones. La figura i.1 muestra una metodología de diseño para crear un producto.

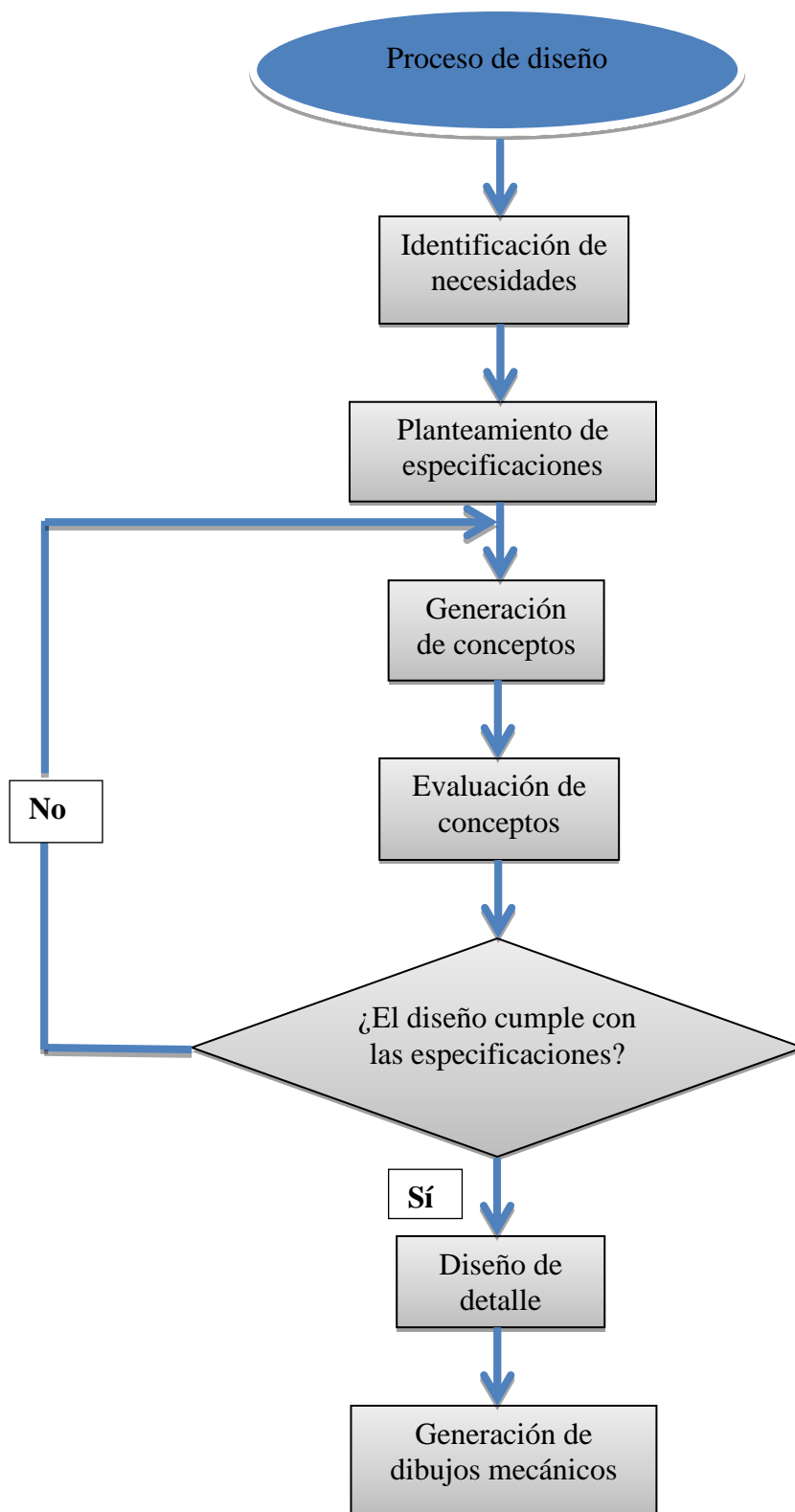


Figura i.1 Proceso de diseño [5].

Definición del problema

El chasis de un automóvil es muy importante ya que es la estructura que soporta los componentes que lo constituyen. Es por ello que el chasis se encuentra en una constante interacción con esfuerzos transferidos debido a diversas cargas. Es importante predecir en qué momento podría presentarse una falla en sus uniones soldadas, y esto se logra con base en el número de ciclos de esfuerzo, a los cuales se espera que se someta las piezas durante su tiempo de vida. Con el propósito de hacer esto de forma automática, se percibe viable diseñar una máquina de ensayo que permita comprobar si la técnica de la aplicación de la soldadura en el chasis es la correcta o si se tiene que corregir.

Si bien como estudiante el contacto con el diseño de un vehículo no es muy común, si es cierto que se puede percibir un problema muy similar por medio de las asociaciones que se crean en la comunidad para participar en competencias nacionales e internacionales. Específicamente, en el diseño de vehículos para la competencia denominada Baja SAE se han presentado problemas durante la misma, en donde el chasis llega a sufrir fracturas en las uniones soldadas, lo cual pudo derivar de un mal proceso de soldado. Para prevenirlo se vislumbra la oportunidad de diseñar un dispositivo que asemeje las fuerzas de aplicación en un chasis de competencia y de este modo hacer una evaluación sobre la técnica de soldadura.

La presente tesis se centra en el diseño de una máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas. Para esto se considerarán las reglas y especificaciones para perfiles tubulares en forma de T que dicta la norma SAE. El diseño comprenderá la identificación de la necesidad, la propuesta de especificaciones, generación de concepto, diseño de detalle, la generación de dibujos mecánicos y conclusiones.

Justificación

Muchas fallas en un chasis se presentan por rupturas en sus uniones soldadas, el diseño de una máquina de ensayo para pruebas de fatiga permitirá reproducir las condiciones reales de las fuerzas actuantes en un chasis lo cual ayudará a predecir a que cantidad de ciclos de fatiga la estructura tubular fallará e incluso si el método y procedimiento de soldadura aplicado en la estructura se está aplicando de una manera correcta o si se están presentando discontinuidades.

Objetivo general

Diseñar una máquina para pruebas de fatiga que compruebe la calidad de la soldadura aplicada a partes estructurales soldadas en una montura tipo T bajo esfuerzos de flexión conforme a la norma SAE.

Objetivos específicos

- Proponer el diseño de una máquina para pruebas de fatiga de partes tubulares soldadas siguiendo un proceso de diseño mecánico.
- Definir especificaciones de diseño de la máquina, considerando la unión con soldadura de cordón (MIG) y la posibilidad de adaptarse a la unión de piezas con ángulos diferentes a 90 grados.
- Definir el tamaño de probeta y las condiciones que reproducirán las mismas condiciones a las que estaría sometida la pieza en la práctica.
- Definir dimensiones y comportamiento dinámico del mecanismo de movimiento de la máquina.
- Realizar los dibujos de detalle y de conjunto de la propuesta final.

Capítulo 1

1 ANTECEDENTES

1.1 Tipos de máquinas

A lo largo de la historia se han tenido registros de diferentes máquinas para pruebas de fatiga en probetas, de las cuales se describen las más importantes a continuación:

1.1.1 Máquina universal Trayvou

La máquina universal de Trayvou (figura 1.0) es utilizada para realizar ensayos estáticos y dinámicos. Cuando se desean hacer ensayos de fatiga se monta un pulsador hidráulico el cual permite hacer oscilaciones regulares de carga entre dos límites. La frecuencia de pulsaciones es regulada en función de la velocidad de rotación del distribuidor y puede alcanzar 600 r.p.m.

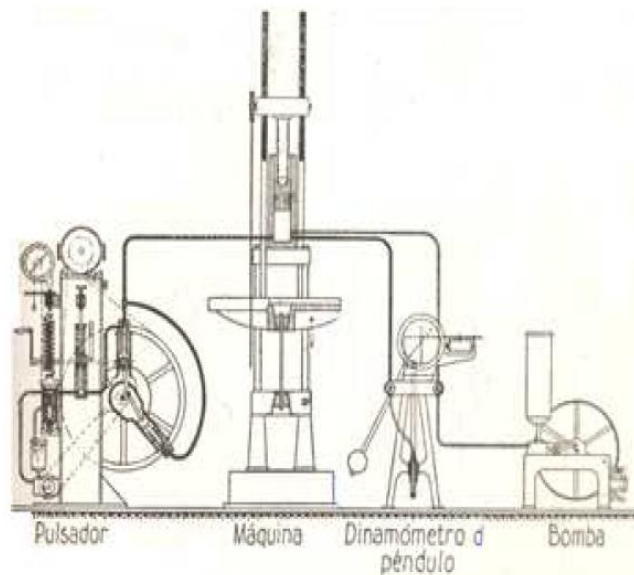


Figura 1.0 Máquina Universal Trayvou [2].

1.1.2 Máquina de fatiga con pulsador Amsler

En ésta máquina (figura 1.1) se permiten aplicar esfuerzos axiales alternados, intermitentes y ensayos de flexión. El pulsador Amsler es movido por aceite a presión, la presión varía entre un límite superior y uno inferior. Los impulsos aplicados en la máquina varían con el tiempo; la frecuencia de las pulsaciones pueden regularse en un margen de entre 60 y 600 ciclos por minuto.

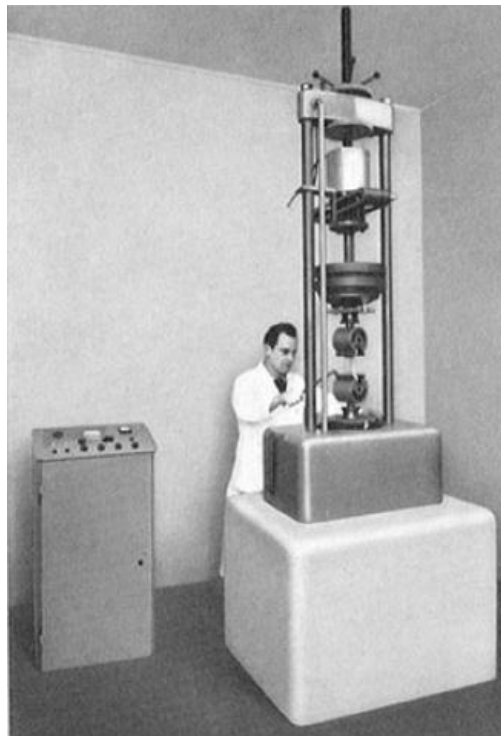


Figura 1.1 Máquina de fatiga con pulsador Amsler [2].

1.1.3 Máquina de Wöhler

Wöhler llevó a cabo la primera máquina doble de ensayo por flexión rotativa en ménsula (figura 1.2). En esta máquina el esfuerzo está dado por la tensión de un resorte y la velocidad de rotación es de 80 r.p.m., el momento de flexión varía linealmente con la distancia considerada desde el eje de aplicación de la carga.

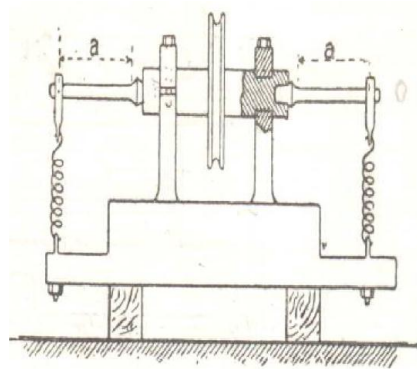


Figura 1.2 Máquina de Wöhler [2].

1.1.4 Máquina de Sondericker

Es una modificación de la máquina de Wöhler, aquí la probeta se muestra en el centro y es sujeta por sus extremos (figura 1.3). La ventaja que presenta sobre las máquinas de ménsula, es producir un momento de flexión constante en la sección de la probeta comprendida entre los dos apoyos centrales.

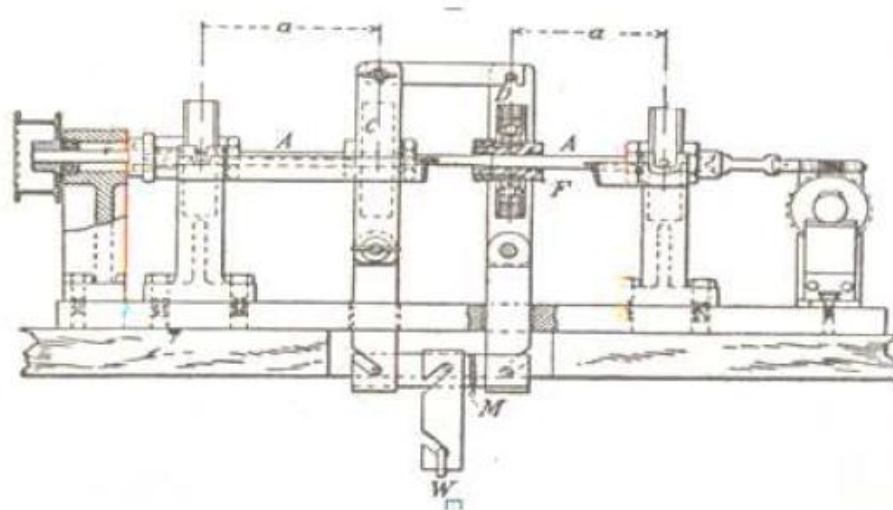


Figura 1.3 Máquina de Sondericker [2].

1.1.5 Máquina Schenck

En esta máquina la carga aplicada proviene de un sistema brazo-balanza, esto gracias a un peso que puede ser desplazado al momento de realizar el ensayo (figura 1.4). La probeta puede girar a través de un motor que se encuentra en un extremo y se puede hacer la medición del par y la potencia absorbida mediante un dispositivo parecido a una balanza dinamométrica.

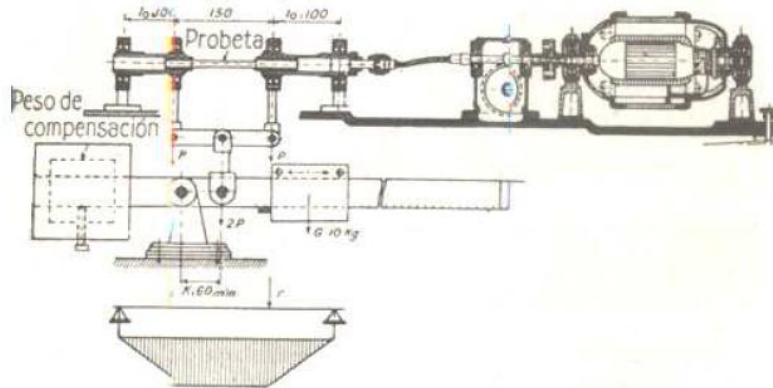


Figura 1.4 Máquina de Schenck [2].

1.1.6 Máquina Alemana D.V.L.

En esta máquina se sujeta la probeta mediante dos mandíbulas donde son unidas por un mecanismo el cual va conectado a un disco para darles movimiento (figura 1.5), esto permite ejercer flexiones alternadas sobre la probeta.

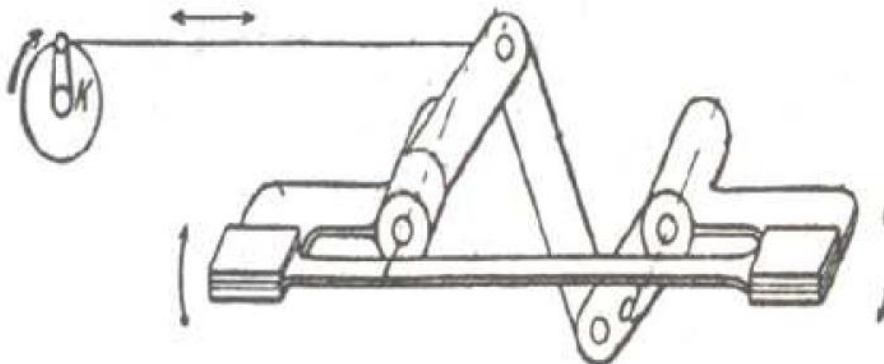


Figura 1.5 Máquina Alemana D.V.L. [2].

1.1.7 Máquina Schenck-Erlinger

Esta máquina trabaja a 1400 flexiones por minuto, se producen esfuerzos de flexión los cuales provienen de una excéntrica ajustable a una biela en donde una de las cabezas de la probeta gira sobre una palanca de mando, alrededor de un eje de rotación que está situado en el centro de la probeta (figura 1.6). El otro extremo de la probeta está ajustado sobre una palanca de medida que acciona a un resorte helicoidal, en donde se determina el momento de flexión ejercido según el grado de deformación medida por dos comparadores.

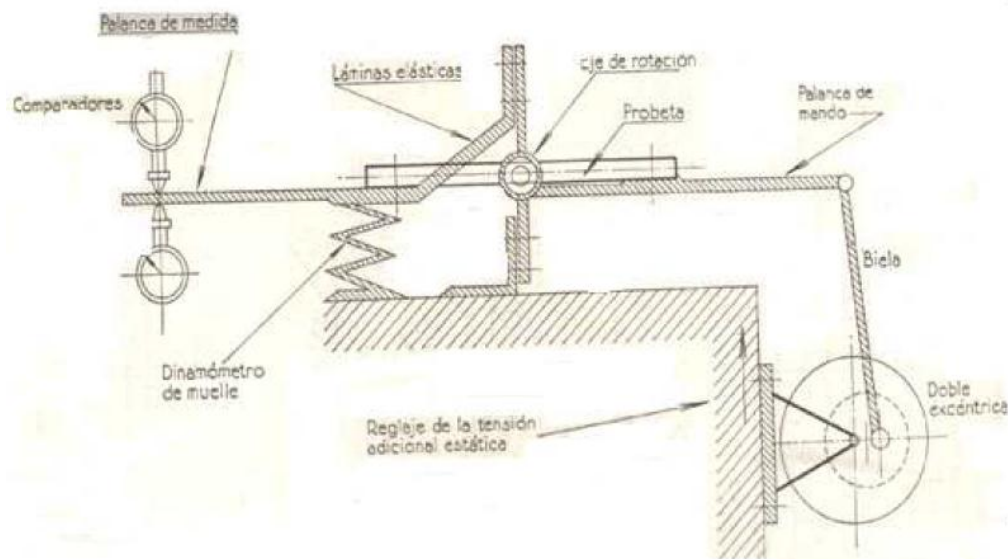


Figura 1.6 Máquina Schenck- Erlinger [2].

1.1.8 Máquina Maybach

Esta máquina permite determinar los esfuerzos del metal en el momento del choque. Sobre dos puntos separados, la probeta recibe choques por intermedio de rodillos (masa que cae desde una altura constante), que son accionados por el árbol de un motor eléctrico, cada dos pares de choques la probeta gira 90°. La frecuencia de los choques es de 60 a 80 ciclos por segundo, y así la rotura por fatiga se origina en dos puntos diametralmente opuestos.

1.1.9 Máquina de ensayo Gough y Pollard

Es una máquina construida especialmente para ensayos de fatiga de probetas de aceros y fundiciones sometidas a esfuerzos combinados de flexión y torsión alternadas. En este tipo de máquinas la probeta está sometida a torsiones y a flexiones planas alternadas, al mismo tiempo. La variación de la relación de los esfuerzos, se efectúa modificando el ángulo del eje de la probeta respecto al eje de la máquina [2].

1.1.10 Máquina de Moore

La máquina de Moore (figura 1.7) trata de un motor en el que va acoplada la probeta en la que se inducirá la falla, la probeta está sujeta con dos acoples móviles los cuales le permitirán el movimiento. En el centro tiene una carga para que se tenga una fuerza actuante durante todo el ensayo. Para que se pueda medir el número de ciclos, en la flecha se tiene acoplado también un sensor el cual se hará cargo.

La carga es aplicada entre los rodamientos libres, produciéndose el caso de una viga simplemente apoyada, sometida a flexión pura. El giro del motor hace que se tenga la aplicación de esfuerzos alternantes. Además, su giro es transmitido a los ejes que soportan la probeta por medio del acople. La probeta tiene rotación libre gracias a los rodamientos, lo que permite que ningún elemento en movimiento de la máquina esté sometido a esfuerzo torsionante. Al girar media revolución la probeta, un punto de la viga sobre el eje neutro pasa de tener un esfuerzo de compresión para tener un esfuerzo de tracción, la siguiente media revolución hace que los esfuerzos en dicho punto se inviertan [3].

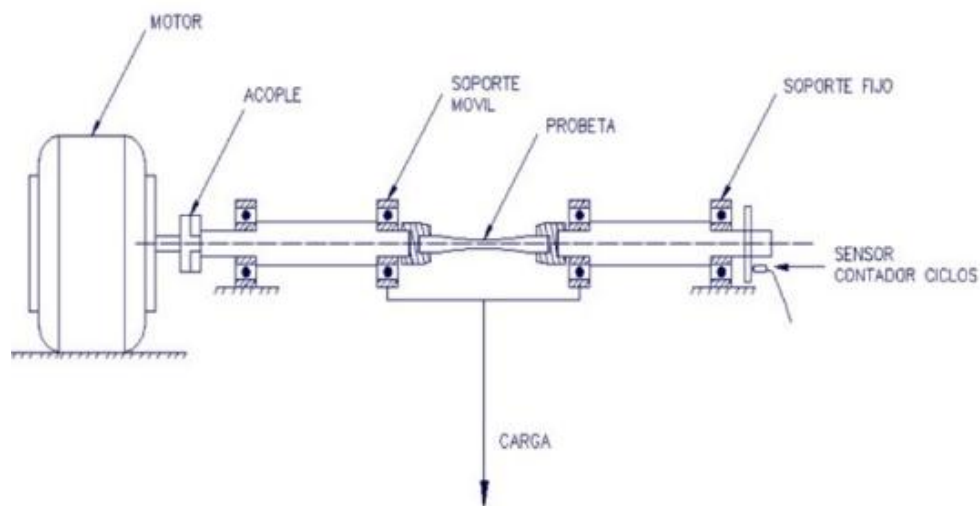


Figura 1.7 Máquina de Moore [3].

1.1.11 Máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas

Es una máquina diseñada en la Universidad Autónoma Metropolitana, unidad Azcapotzalco (figura 1.8) que aplica ciclos de fuerza sobre una probeta tubular soldada en T, la probeta se fija en dos soportes y mediante un mecanismo de manivela, biela, corredera se le aplica una fuerza alternante hasta que se produzca la falla. Cabe mencionar que la máquina funciona para probetas soldadas a 90° [4].

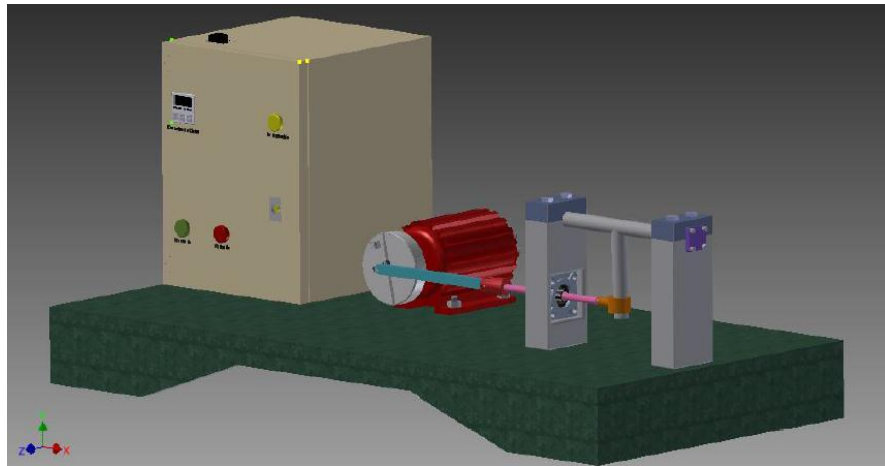


Figura 1.8 Máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas [4].

Se pudieron observar diferentes tipos de máquinas en las que se sometían probetas de diferentes dimensiones a pruebas de flexión, cabe señalar que en algunas máquinas el esfuerzo inducido es alternante y en algunas otras se realizaba una modificación para lograr que el esfuerzo pudiera aplicarse de una manera continua. Para el caso de estudio que nos ocupa, en el que las probetas son tubulares soldadas, ninguna máquina se adecúa a excepción de la última, la reportada en [4]. Esta propuesta considera el cuerpo tubular de la probeta, aunque no es posible variar el ángulo de la misma. En este caso es necesario incluir esa función a la máquina.

Capítulo 2

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Tipos de cargas actuantes en un chasis de automóvil

El chasis de un automóvil está sometido a diferentes cargas que actúan a lo largo de éste en todas sus condiciones de funcionamiento. En [5] se hace un análisis de las aceleraciones del chasis por el sistema de telemetría y adquisición de datos de los años 2014 y 2015 de la escudería UNAM Motorsports. Se obtuvieron las aceleraciones máximas siguientes que experimenta un vehículo; 3.5G en dirección vertical, 1.5G de aceleración lateral y 1.5G en desaceleración al frenado.

El chasis presenta diferentes modos de deformación producidos por cargas ejercidas en éste. Los casos de cargas más significativos se presentan en la figura 2.0.

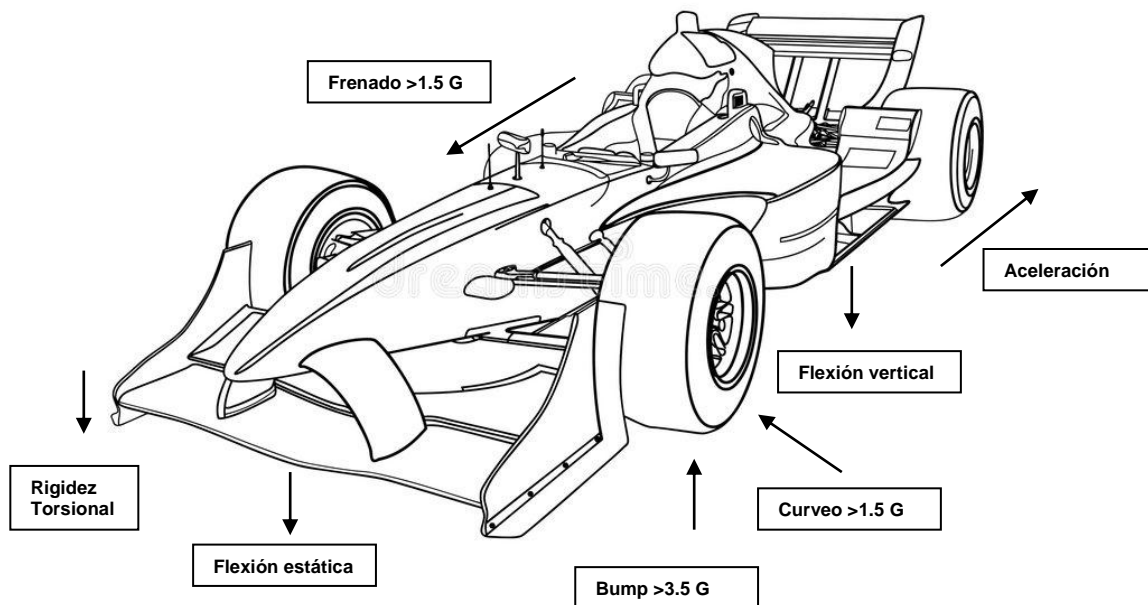


Figura 2.0 Tipos de cargas actuantes en un chasis de automóvil [6].

Cuando se encuentra un chasis en interacción con el exterior, se ve influido por diferentes fuerzas a lo largo de éste, dichas fuerzas actúan en varias direcciones como se observa en la figura 2.0. Como una consecuencia de tales fenómenos, se presentan diferentes esfuerzos de torsión y flexión de los cuales se describirán los más significativos a continuación.

2.1.1 Para la torsión longitudinal

2.1.1.1 Rigidez torsional

Para la prueba de rigidez torsional de un chasis se simula lo que sucede cuando un vehículo sube una banqueta con una rueda.

2.1.2 Para la flexión vertical

2.1.2.1 Cortante estático

En este caso el chasis se comporta como una viga en cantiléver. El objetivo es que soporte su propio peso en flexión, y así sea suficientemente rígido para el caso de impacto y que no se presenten deformaciones que puedan herir las piernas del conductor. También es importante para controlar la transferencia de carga longitudinal en situaciones de aceleración y frenado.

2.1.2.2 Rebote o “Bump”

En este caso el chasis es asumido como una viga simplemente apoyada. Este caso de carga se presenta cuando el vehículo es transportado o se deja caer de una altura poco significativa.

2.1.3 Para la Flexión Horizontal

2.1.3.1 Curveo

Como se mencionó con anterioridad, la flexión vertical se presenta en caso de curveo. Aquí el chasis se puede ver como una viga simplemente apoyada, pero a diferencia del caso de rebote las cargas se presentan en dirección horizontal. En este caso de carga se aplican las condiciones para la flexión horizontal a la derecha y a la izquierda.

2.2 Carga a considerar

En estudios que se han hecho a automóviles se muestran las fuerzas aproximadas que se ejercen en éste y la forma en la que se aplican [5]. Para diseñar la máquina se piensa inmediatamente en la simulación de esfuerzos cortantes y de flexión. Sin embargo, después de analizar los modos de las cargas y las magnitudes aplicadas en el auto se puede observar que las simulaciones se hicieron aplicando las cargas directamente en cada nodo de la estructura del chasis, es decir en donde se une cada elemento tubular entre sí. Viéndolo a nivel de cada nodo se observa que la mayoría de cargas y de mayor influencia son las cargas de flexión, partiendo de esto, únicamente se tomará en cuenta la flexión para el diseño de la máquina ya que es este esfuerzo el que mayor impacto tiene en cada nodo de la estructura del chasis.

Los esfuerzos generados en la estructura de un chasis dependen en gran medida del peso del vehículo, del material de sus elementos, la velocidad a la que se conduce y la magnitud de las fuerzas actuantes. En [5] se reporta que regularmente las fuerzas que actúan en un chasis específicamente aplicadas a cualquier unión de éste oscilan entre magnitudes de 70 N y 770 N.

Entonces, para la máquina necesitamos un elemento que reproduzca estas magnitudes para acercarse a una representación más real.

2.3 Teoría de falla

Cuando el chasis se encuentra en movimiento y se ve expuesto a todas esas cargas antes mencionadas puede llegar en algún momento a fracturarse en algún punto. Por lo tanto, se necesita tomar en cuenta la teoría de falla al momento de hacer cualquier diseño para prever la vida del elemento.

Se le conoce a la fatiga de materiales como el deterioro progresivo de los metales que produce la rotura. La fatiga se produce cuando se aplica un esfuerzo repetitivo al metal. La deformación de un material o un objeto como resultado del esfuerzo se denomina fluencia. El esfuerzo de fatiga de una aleación corriente de acero es de alrededor de un 50% del esfuerzo límite y de un 75% del esfuerzo elástico, pero puede ser mucho menor en el caso de los aceros más duros tratados térmicamente.

Los fallos producidos por la fatiga representan la mayoría de los daños estructurales que se producen en aparatos con funcionamiento cíclico; es por lo mismo que se debe tener en cuenta el esfuerzo de fatiga de una máquina, en lugar del esfuerzo elástico o el esfuerzo límite [7].

El comportamiento de los materiales metálicos en régimen estático es ampliamente conocido y la totalidad de las propiedades necesarias para el diseño

están perfectamente caracterizadas (por ejemplo: esfuerzos de fluencia, resistencia a la ruptura, elongación, módulo de elasticidad, etc.). Desde el punto de vista de diseño estático es suficiente con estos datos de partida para realizar proyectos, ya que se conocen las características de los materiales. Sin embargo, cuando una pieza se somete a esfuerzos variables por efecto de que las fuerzas actuantes lo hagan, o por movimientos de la propia pieza, tanto los procedimientos de diseño estático como las propiedades estáticas del material pierden su valor, debido a que las piezas fallan por haber sufrido un determinado número de ciclos de trabajo. En general, las fallas se producen muy por debajo de los esfuerzos que se pueden considerar aceptables en diseño estático y de forma repentina, sin sufrir ninguna deformación que advierta acerca del fallo del material.

Este fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de esfuerzos variables en el tiempo, se denomina, fatiga. Esta ocurre porque hay deformaciones plásticas cíclicas que provocan cambios irreversibles en la dislocación de la micro estructura de los materiales.

Actualmente se tiene información precisa sobre la fatiga en materiales de la cual se puede mencionar que:

- Las fuerzas necesarias para provocar la ruptura con cargas dinámicas son inferiores a las necesarias en el caso estático.
- Existe un rango por debajo del cual las probetas no se rompen, a esto se le conoce como el límite de fatiga.

El fenómeno de fatiga se produce por lo general en zonas donde el material es más propenso a sufrir deformaciones plásticas, esto se debe a la presencia de efectos como: las inclusiones, porosidades o concentraciones de esfuerzos, los cuales aumentan las probabilidades de formación de fisuras o micro grietas por el efecto cíclico de cargas.

En las zonas donde se inicia la formación de grietas, los materiales pueden soportar cargas mientras no sea excedido el límite elástico de esfuerzo, de lo contrario, se produce una deformación localizada. En este último caso la grieta puede ser tratada como una perturbación si sus efectos son mínimos, pero si el ataque es severo bajo la acción de esfuerzos aplicados se puede llegar a formar una zona plástica donde la fragilidad de la misma conduce a la propagación de grietas y falla de las piezas o estructuras mecánicas [8].

De acuerdo a estudios hechos microscópicamente, los efectos de la fatiga en las fibras de la zona de fractura evidencian la formación de núcleos en el origen de los bordes de grano y planos de deslizamiento.

2.3.1 Etapas del proceso de fallas por fatiga

Existen básicamente tres etapas del desarrollo de una grieta en un componente sometido a cargas de fatiga.

- **Etapa I:** Se producen los primeros cambios microestructurales, con aumento de la densidad de dislocaciones y formación de microfisuras.
- **Etapa II:** En esta etapa se inician las macrogrietas y la formación de fisuras con tamaños similares al tamaño de grano del material, con tendencia a la propagación total de las grietas.
- **Etapa III:** Aquí se produce un proceso de propagación inestable, provocando la fractura o fallo total de la pieza. La magnitud de la concentración de deformación plástica en el extremo de la grieta controla el radio de crecimiento de la misma.

La duración de cada una de las etapas descritas anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga aplicada, geometría, temperatura e irregularidades. A menudo resulta difícil distinguir estas etapas antes mencionadas.

Es por esto que se podrá saber si el procedimiento del aplicado de la soldadura en el chasis es el adecuado ya que si la probeta tubular se fractura en el cordón de soldadura esto indicará que es incorrecto, y de lo contrario, si la probeta se fractura en el material base esto indicará un buen proceso de soldado.

2.4 Requerimientos de soldadura

Dentro de Baja SAE existen normas que regulan un buen procedimiento del soldado de una estructura las cuales se mencionan a continuación:

2.4.1 Welding Process Check

Cada persona que realice cualquier unión soldada en cualquiera de los elementos del chasis debe, personalmente, realizar dos muestras de soldadura usando los mismos materiales y procesos utilizados en las soldaduras de los elementos del roll cage. Todas las muestras de soldadura deberán ser presentadas en la inspección técnica.

Los vehículos que no presenten ambas muestras de soldadura, o si alguna de las muestras de soldadura se considera inadecuada, no podrán competir en eventos dinámicos o de resistencia.

2.4.2 Prueba destructiva

Es una unión soldada a 90 grados (figura 2.1). Esta unión debe ser probada destructivamente induciendo la falla de la misma, de manera que ésta se produzca en el material y no en la soldadura. El método de prueba es libre, falla a tracción o flexión son permitidas.



Figura 2.1 Unión a 90 grados [5].

A continuación, se muestran algunos ejemplos de pruebas destructivas de soldadura válidas y no válidas para la inspección técnica:

2.4.2.1 Prueba destructiva no válida: Se considera una prueba destructiva no válida cuando la pieza se fractura en la parte soldada. Algunos factores a considerar al momento de soldar es evitar discontinuidades en el cordón de soldadura, que no haya bajo grado de fusión entre los materiales, evitar la aplicación de alto calor, la relación entre el cordón y la pared del tubo y cuidar que ambas piezas tengan un buen ajuste de ensamble.

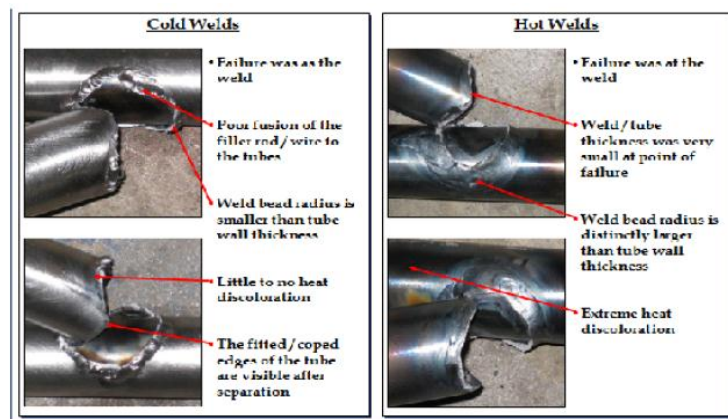


Figura 2.2 Pruebas destructivas no válidas [5].

2.4.2.2 Prueba destructiva válida: Se considera una prueba destructiva válida cuando la pieza falla en el material y no en la soldadura. Algunos factores a considerar es que el radio sea aproximadamente el espesor de la pared del tubo y que la aplicación de calor se haga con moderación.

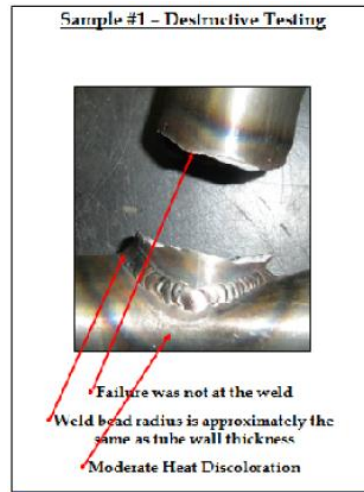


Figura 2.3 Prueba destructiva válida [5].

2.4.3 Prueba de inspección destructiva

Consta de dos tubos unidos a 30 grados con una longitud de al menos 150 [mm] (5.9 pulgadas) desde el centro de la unión (figura 2.4). La muestra debe ser seccionada a lo largo de la longitud del tubo para revelar una penetración adecuada y uniforme de la soldadura [9].

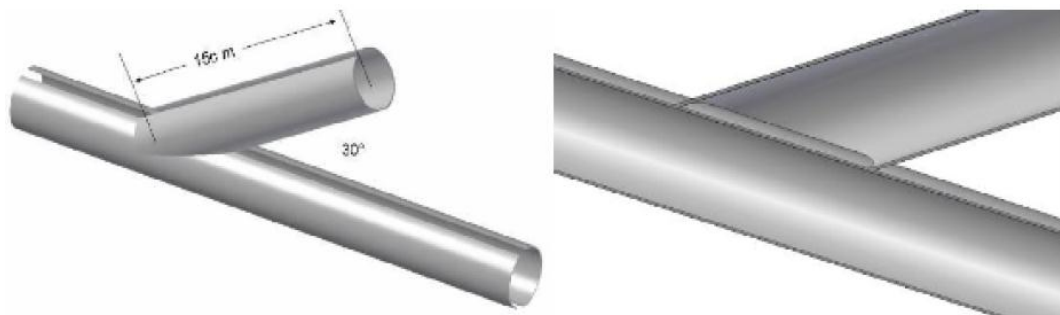


Figura 2.4 Union a 30 grados [5].

Ejemplos de pruebas de inspección destructiva válidas y no válidas para la inspección técnica:

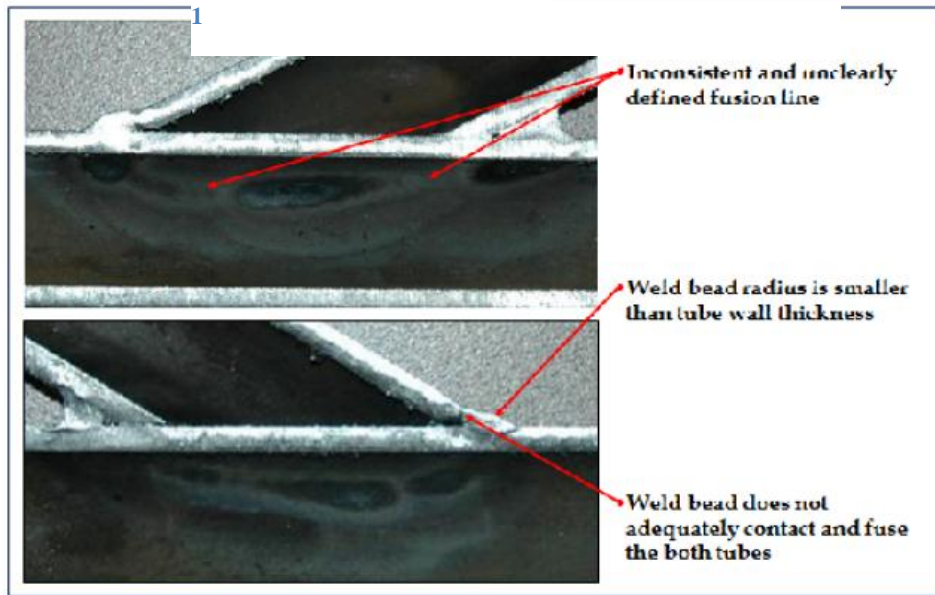


Figura 2.5 Prueba de inspección destructiva no válida [5].

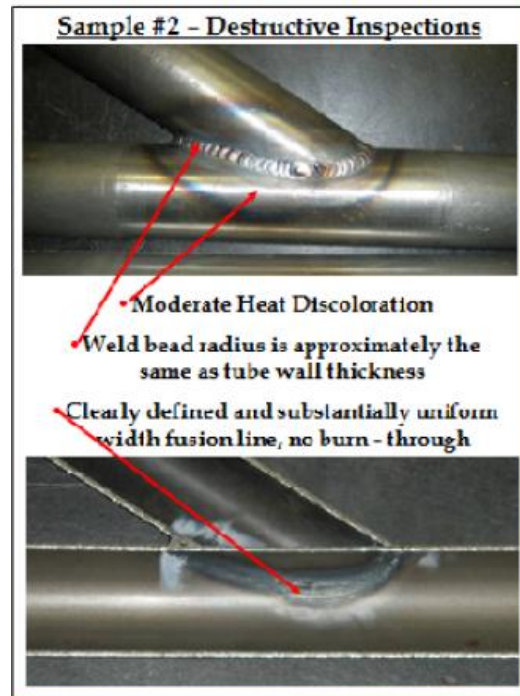


Figura 2.6 Prueba de inspección destructiva válida [5].

2.5 Soldadura GMAW

Para este caso interesa saber la falla en uniones soldadas con soldadura MIG por lo cual se describen sus características a continuación.

Este proceso de soldadura también se conoce como soldadura MIG (Metal Inert Gas) (figura 2.7). El proceso se caracteriza por la utilización de un electrodo consumible alimentado continuamente a la zona de la unión. El electrodo no posee recubrimiento por lo que la protección del pozo metálico y la zona del cordón se realizan por medio de un gas inerte, el cual es suministrado desde una fuente externa al lugar donde existe el arco eléctrico.

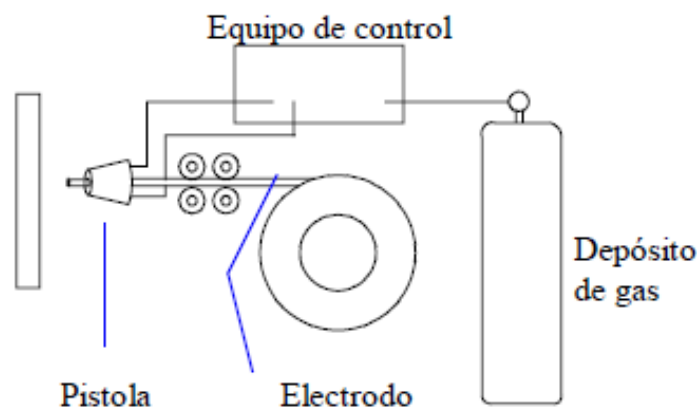


Figura 2.7 Representación de sistema de soldadura MIG [9].

El equipo MIG posee regulación automática de la velocidad a la que se suministra el electrodo, así como de las características eléctricas del arco y la rapidez con que se deposita metal en la unión. Las únicas operaciones manuales requeridas en equipos semiautomáticos son la posición de la pistola, la dirección del movimiento del electrodo, y su velocidad de avance. La longitud del arco y la corriente de soldadura son reguladas automáticamente.

La pistola de soldar cumple básicamente tres funciones importantes en este proceso: entrega gas inerte a la región cercana al arco, guía y regula el avance del electrodo consumible para que toque la superficie del metal base, y provee la corriente eléctrica para generar el arco. Cuando se enciende el interruptor de la pistola, el gas inerte, el electrodo y la corriente eléctrica son suministrados al metal base simultáneamente.

En este proceso de soldadura, no existe la desventaja de utilizar un electrodo de longitud limitada. En la soldadura manual, el tener que detener el arco para cambiar el electrodo genera discontinuidades en el cordón, las cuales disminuyen la

eficiencia del mismo (debido al tiempo perdido en cambiar el electrodo) y tienen la potencialidad de generar defectos en el cordón. Además, debido a que el electrodo no posee recubrimiento, no se genera escoria en la soldadura, lo cual tiene dos ventajas. La primera es que no existe la posibilidad de generar inclusiones dentro del cordón. La segunda es que no se pierde tiempo retirando la escoria del cordón durante el proceso. Entonces, desde el punto de vista del tiempo del proceso, la soldadura MIG es un método muy eficiente cuando se deben fabricar cordones largos, y presenta menos peligro de generar defectos en el cordón [10].

En general, la composición de los alambres sólidos es muy similar a la del metal base a soldar, a la que se agregan cantidades variables de desoxidantes, en función de la aplicación y el gas protector.

El desoxidante más común es el silicio, al que se le agregan pequeños porcentajes de diversos metales para mejorar las propiedades mecánicas o la resistencia a la corrosión. Los alambres que presentan los niveles más elevados de desoxidantes son, por lo general, más adecuados para soldar con CO₂ porque evitan la formación de poros.

2.5.1 Alambres para acero al carbono

La mayoría de los alambres para acero al carbono están catalogados bajo una designación de la American Welding Society (AWS) del tipo E R 70 S – x (sistema imperial), donde:

E: Electrodo.

R: *Varilla de aporte.*

70: Resistencia mínima a la tracción expresada en miles de libras/pulgada cuadrada (psi).

S: Sólido.

x: Dígito que representa la composición química del electrodo, puede valer “2”, “3”, “4”, “6” o “7” y corresponde a cantidades variables de carbono, manganeso y silicio, además de cantidades fijas de fósforo, azufre, níquel, cromo, molibdeno, cobre y otros.

Dentro de la gama de tipos de alambres para soldadura MIG se tiene entre los más comunes [7]:

- Alambre ER70S-3
- Alambre ER70S-4
- Alambre ER70S-6
- Alambre ER70S-7

En este caso se decidió utilizar el alambre ER70S-3 ya que es uno de los alambres MIG más comunes y menos costosos, con más desoxidantes y un charco más fluido que forma un cordón más amplio. Se ha utilizado con éxito durante años en automóviles, maquinaria agrícola y electrodomésticos.

2.6 Esfuerzo en la unión soldada de una probeta tubular

Cuando se aplica fuerza en el extremo de un cuerpo empotrado se produce un esfuerzo en su unión (figura 2.8).

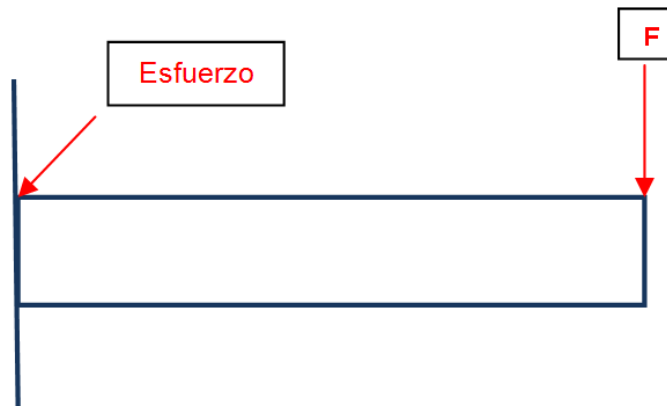


Figura 2.8 Esfuerzo en pieza empotrada.

Para el caso especial en donde se aplica una fuerza sobre un cuerpo tubular soldado a una base se aplica el mismo principio sólo que en este caso el esfuerzo se distribuye a lo largo del cordón de soldadura (figura 2.9).

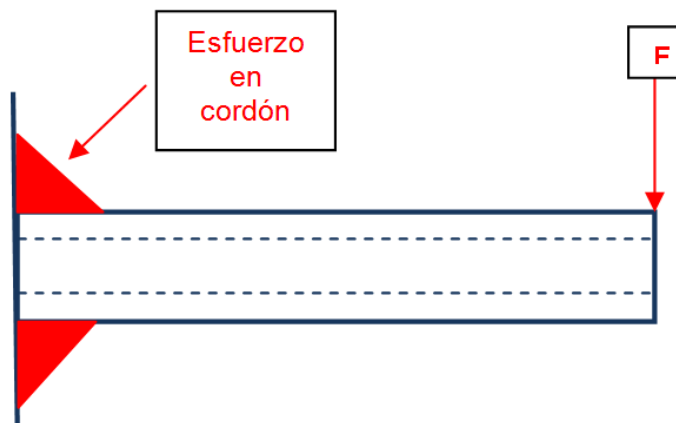


Figura 2.9 Esfuerzo en pieza tubular soldada.

Es por lo mismo que para analizar el esfuerzo es necesario enfocarse en el cordón de soldadura que visto en un plano en 2D se puede observar de la siguiente manera.

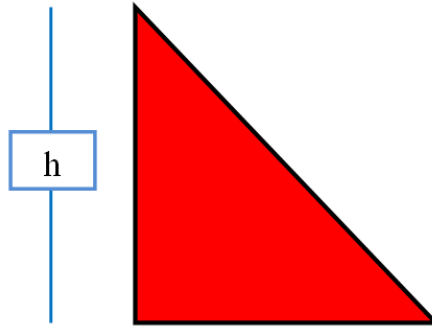


Figura 2.10 Vista de cordón de soldadura en 2D.

Todo esfuerzo de flexión producirá un esfuerzo cortante en la unión soldada [11].

$$\tau = \frac{M c}{I} \quad (1)$$

El segundo momento de área I con base en el área de la garganta de la soldadura es:

$$I = 0.707 h I_u \quad (2)$$

Donde I_u para un elemento de sección circular es:

$$I_u = \pi r^3 \quad (3)$$

Sustituyendo (3) en (2)

$$I = 0.707 h \pi r^3 \quad (4)$$

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{M c}{0.707 h \pi r^3} \quad (5)$$

$$\mathbf{T} = \frac{\frac{M d}{2}}{0.707 h \pi r^3} \quad (6)$$

$$\mathbf{T} = \frac{M r}{0.707 h \pi r^3} \quad (7)$$

$$\mathbf{T} = \frac{1.414 F l}{h \pi r^2} \quad (8)$$

La ecuación 8 muestra el esfuerzo cortante ejercido en su base soldada producido por una carga a flexión en un cuerpo tubular.

2.7 Ciclos de fatiga

Todo material al estar sometido a condiciones de uso llega a fracturarse por una falla de fatiga. Por esta razón siempre es necesario conocer el límite de resistencia a la fatiga del material para tomarlo en cuenta en diseños a realizar.

Para ajustar el límite de resistencia a la fatiga se usan algunos factores de corrección:

$$S_e = k_{carga} k_{tamaño} k_{superficie} k_{temperatura} k_{confiabilidad} S_e' \quad (9)$$

Para calcular la resistencia media S_m

Para flexión:

$$S_m = 0.9 S_{ut} \quad (10)$$

Para la resistencia a la fatiga a cualquier ciclo N se tiene:

$$S_m = a N^b \quad (11)$$

Dónde:

$$b = \frac{1}{z} \log \left(\frac{S_m}{S_e} \right) \quad (12)$$

Considerando:

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \quad (13)$$

Para encontrar los ciclos de falla:

$$\log(S_n) = \log(a) + b \log(N) \quad (14)$$

$$\frac{\log(S_n) - \log(a)}{b} = \log(N) \quad (15)$$

En este capítulo se presentó la teoría más importante alrededor del diseño de la máquina. Se comenzó por identificar los tipos de cargas que actúan en el chasis para conocer cuál sería la carga más significativa y su magnitud. También se introdujo la teoría de falla con el fin de encontrar la vida de la probeta, donde se partió de la ecuación del esfuerzo cortante ejercido en la base soldada producido por una carga a flexión en un cuerpo tubular. Hay que puntualizar que al realizar los análisis previos se encontró el tipo de carga que tiene mayor relevancia en un chasis con el fin de reproducir el mismo fenómeno en la máquina a diseñar y el ángulo que debería tener el cuerpo tubular en su unión para poder hacer la prueba destructiva de soldadura.

Capítulo 3

3 DISEÑO DEL PROTOTIPO 1.0

La probeta a utilizar según la norma SAE [9] tendrá una longitud de 150 mm, el tubo base al que se suelda queda libre por lo que se consideró una longitud de 250 mm, el diámetro externo permitido es de 25.4 milímetros y 3 milímetros de espesor por lo que el diámetro interno será de 22.4 mm. En ediciones anteriores de competencia de Baja SAE la escudería consideró para el chasis un acero 1018 con una resistencia a la tensión de 440 MPa y un límite elástico de 370 MPa por lo cual para la probeta se utilizará el mismo material [12].

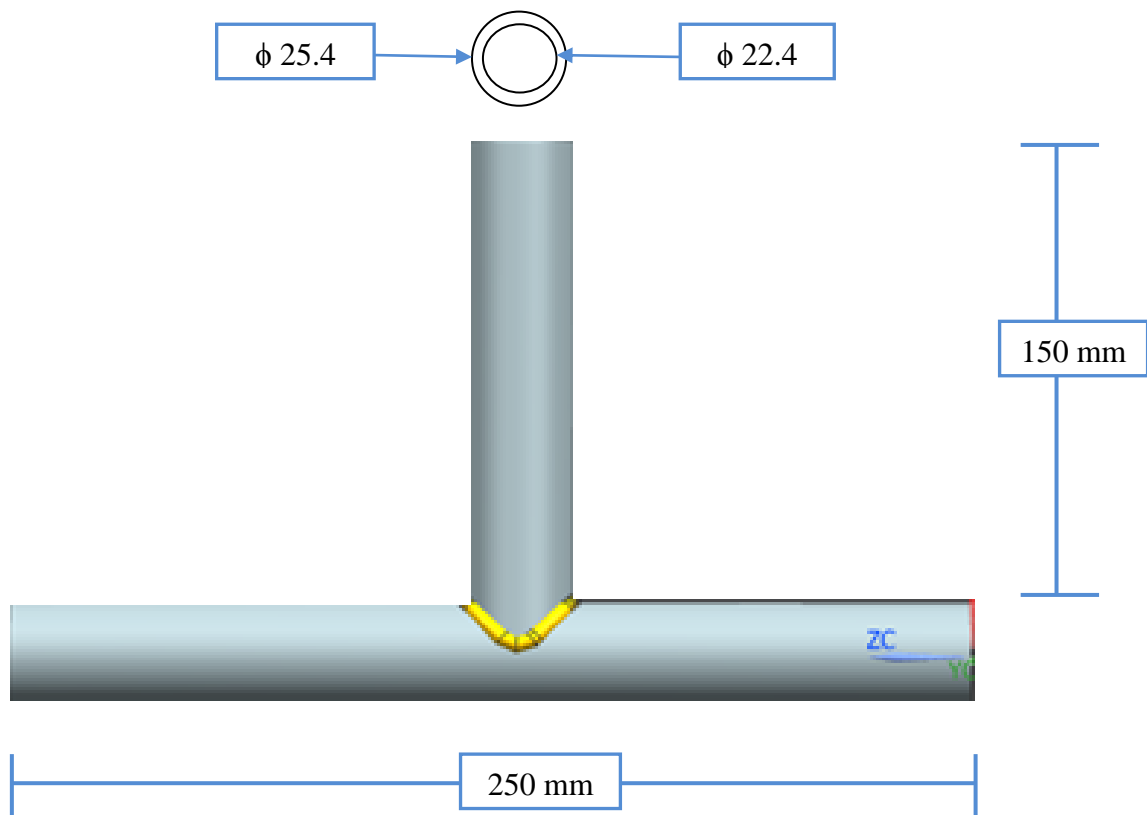


Figura 3.0 Probeta normalizada.

3.1 Falla por fatiga para caso de probeta tubular soldada normalizada

Para saber el ciclo de vida de un chasis se tomó en cuenta las fuerzas que actúan en éste y la norma de inspección de soldadura de Baja SAE. Sabiendo que la fuerza que es aplicada a un chasis tubular oscila entre 70 N y 770 N, se desea saber a qué cantidad de ciclos fallarán las uniones del chasis en sus uniones por lo que para los cálculos se considera una probeta de 150mm de largo, $d_i=22.4\text{mm}$, $d_e=25.4\text{mm}$, esto para simular las condiciones de los elementos tubulares usados en un chasis de competencia de Baja SAE (figura 3.0).

Se toma en cuenta el proceso de soldadura MIG.

Se considera Alambre ER70S-3.
Resistencia a la tensión: 480 MPa.
Esfuerzo de cedencia: 400 MPa.

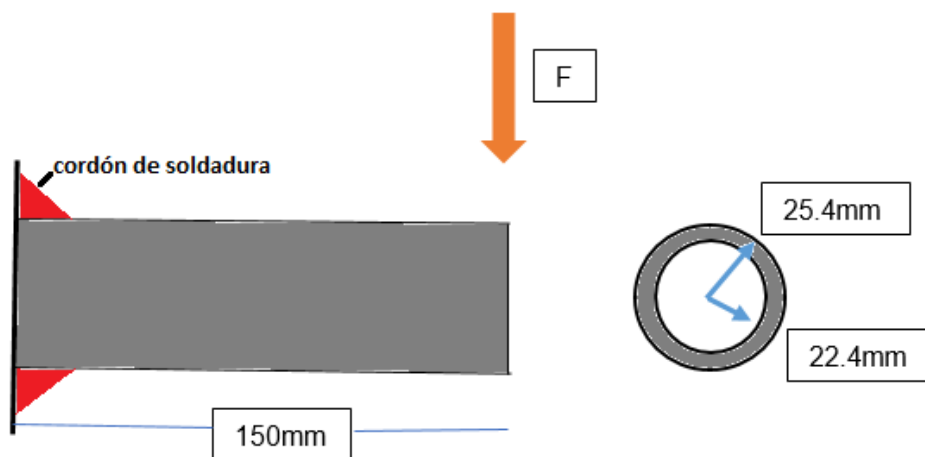


Figura 3.1 Probeta para la máquina para pruebas de fatiga.

3.2 Esfuerzo en cordón de soldadura

Cuando se aplica una fuerza a lo largo de alguna estructura tubular se produce un esfuerzo en su extremo que es donde está unida a otro cuerpo mediante alguna técnica de soldadura. Al encontrar el esfuerzo actuante en la unión se logrará aplicar la teoría de falla para hallar los ciclos de vida de la probeta.

Primero se calculará el esfuerzo producido por 70 N y 770 N en la unión de la probeta soldada. Para el alambre ER70S-3 se consideró un diámetro de cordón de 0.89mm.

A continuación, se hace el análisis en el cordón de soldadura (figura 3.1).

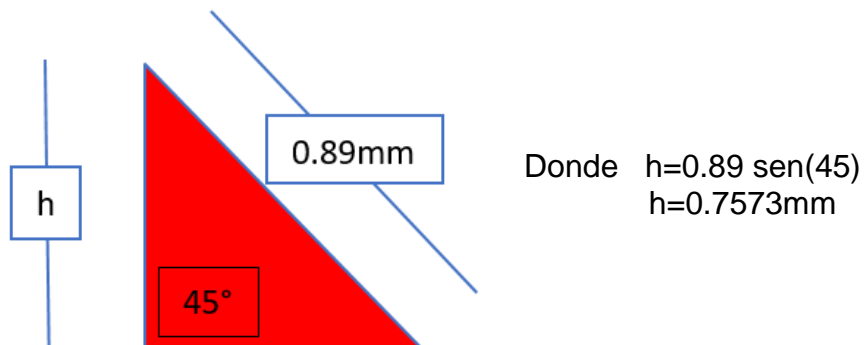


Figura 3.2 Análisis en cordón de soldadura.

Considerando que $F = 70 \text{ N}$, y
sustituyendo en (8)

$$\tau_1 = \frac{1.414 (70 \text{ N})(0.15 \text{ m})}{(0.0007573 \text{ m})(\pi)(0.0127 \text{ m})^2} \quad (16)$$

$$\tau_1 = 38.7 \text{ MPa} \quad (17)$$

Considerando $F = 770 \text{ N}$
Sustituyendo 770 N en (8)

$$\tau_2 = \frac{1.414 (770 \text{ N})(0.15 \text{ m})}{(0.0007573 \text{ m})(\pi)(0.0127 \text{ m})^2} \quad (18)$$

$$\tau_2 = 425.6 \text{ MPa} \quad (19)$$

Se tiene entonces que la soldadura soportará ambos esfuerzos ya que están por debajo de su esfuerzo último de 480 MPa .

3.3 Factores de corrección

Para calcular los ciclos de falla primero se encontrará el límite de resistencia a la fatiga.

La soldadura está hecha a base de hierro aleado con otros componentes, para su esfuerzo último de 480 MPa se tiene que [13]:

$$S_e' = 160 \text{ MPa} \quad (20)$$

A continuación, se hace mención de los factores para hacer la corrección del límite de resistencia a la fatiga.

➤ k_{carga}

Para un elemento sujeto a flexión

$$k_{carga} = 1 \quad (21)$$

➤ $k_{tamaño}$

El diámetro efectivo de una barra no rotativa es

$$d = 0.370 D \quad (22)$$

Entonces

$$d = 0.370(25.4\text{mm}) = 9.39\text{mm} \quad (23)$$

Por lo que para $8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm}$

$$k_{tamaño} = 1.189 d^{-0.097} \quad (24)$$

$$k_{tamaño} = 1.189 (9.39)^{-0.097} \quad (25)$$

$$k_{tamaño} = 0.9567 \quad (26)$$

➤ $k_{superficie}$

Considerando que el hilo de alambre se hizo estirado en frío.

$$\alpha = 4.51 \text{ MPa} \quad (27)$$

$$\beta = -0.265 \quad (28)$$

$$k_{superficie} = \alpha(S_{ut})^\beta = (4.51)(480)^{-0.265} \quad (29)$$

$$k_{superficie} = 0.8783 \quad (30)$$

➤ $k_{temperatura}$

Puesto que el proceso se hace a temperatura ambiente, entonces

$$k_{temperatura} = 1 \quad (31)$$

➤ $k_{confiabilidad}$

Suponiendo una confiabilidad del 99.9, entonces

$$k_{confiabilidad} = 0.753 \quad (32)$$

Sustituyendo (21), (26), (30), (31), (32) en (9)

$$S_e = (1)(0.9567)(0.8783)(1)(0.753)(160 \text{ MPa}) \quad (33)$$

$$S_e = 101.2356 \text{ MPa} \quad (34)$$

3.4 Resistencia media

Para calcular la resistencia media S_m

Sustituyendo S_{ut} en (10):

$$S_m = 0.9 S_{ut} = (0.9)(480 \text{ MPa}) \quad (35)$$

$$S_m = 432 \text{ MPa} \quad (36)$$

3.5 Ciclos de vida

Considerando

$$z = -6.699 \quad (37)$$

Sustituyendo (37), (34) y (36) en (12)

$$b = \frac{1}{-6.699} \log \left(\frac{432 \text{ MPa}}{101.2356 \text{ MPa}} \right) \quad (38)$$

$$b = -0.09406 \quad (39)$$

Sustituyendo (36) y (39) en (13)

$$\log(a) = \log(432 \text{ MPa}) - 3(-6.699) \quad (40)$$

$$a = 10^{8.917} \quad (41)$$

$$a = 827301376.288 \quad (42)$$

Donde:

a y b son constantes definidas por las condiciones de frontera
z es una constante definida por el número de ciclos

Con $\tau_1 = 38.7 \text{ MPa}$

Despejando N y sustituyendo en (15)

$$\log(N) = \frac{\log(38.7 \text{ MPa}) - \log(827301376.288)}{-0.09406} = 14 \quad (43)$$

$$N = 10^{14} \quad (44)$$

$$N_1 = 1.4 \times 10^{14} \text{ ciclos} \quad (45)$$

Con $\tau_2 = 425.6 \text{ MPa}$

Despejando N y sustituyendo en (15)

$$\log(N) = \frac{\log(425.6 \text{ MPa}) - \log(827301376.288)}{-0.09406} = 3 \quad (46)$$

$$N = 10^3 \quad (47)$$

$$N_2 = 1172 \text{ ciclos} \quad (48)$$

3.6 Diagrama S-N

El diagrama S-N permite mostrar gráficamente el ciclo de vida del material, en éste caso de la probeta tubular. De 0 a 10^3 ciclos se presenta una vida de bajo ciclaje, de 10^3 ciclos en adelante se presenta una vida de alto ciclaje.

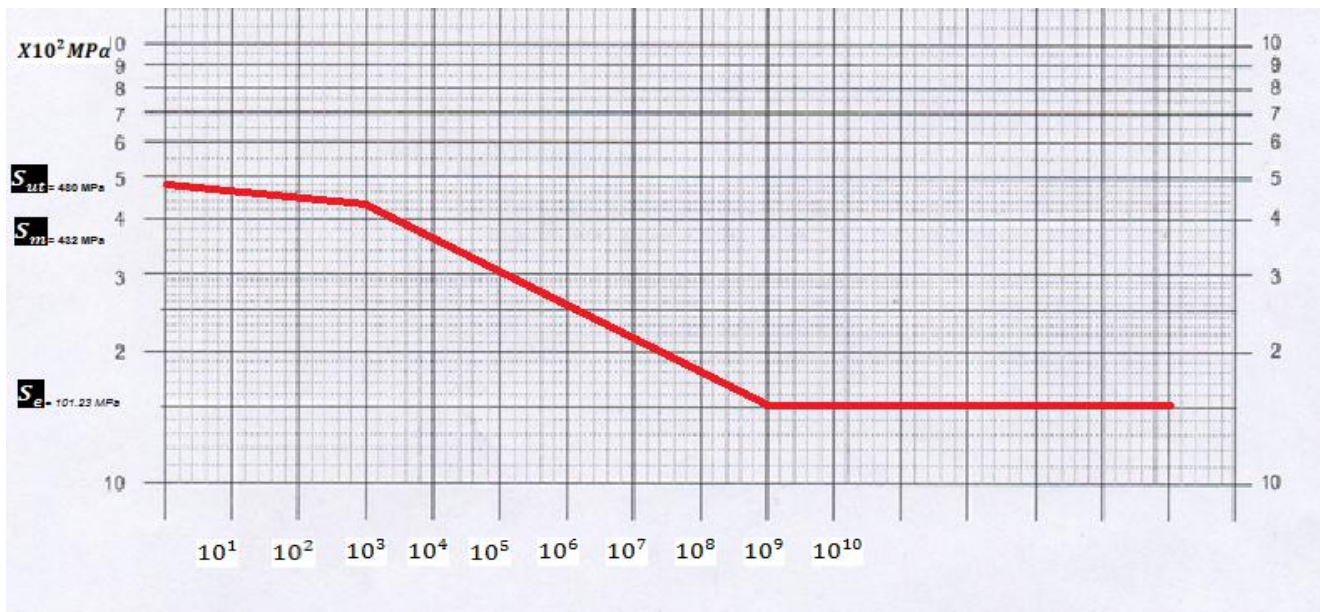


Figura 3.3 Diagrama esfuerzo- vida de la probeta soldada

3.7 Requerimientos de la máquina

- Capacidad de sujeción de piezas tubulares en ángulos diferentes a 90 grados.
- Capacidad de ajuste de sujeción de piezas tubulares de diámetros diferentes.
- Generar fuerzas en pieza tubular que represente las cargas aplicadas.
- Realizar los dibujos de detalle y de conjunto de la propuesta final.

3.8 Especificaciones de la máquina

- Sujeción en piezas tubulares en T de 0 a 180 grados.
- Sujeción de piezas tubulares con diámetro mínimo de 25.4 milímetros (1in.) y máximo de 31.75 milímetros (1.25 in.), con un espesor mínimo de 0.89 milímetros (0.35 in).
- Fuerza de flexión en el tubo con un intervalo de 70 N a 770 N.

3.9 Subsistemas a utilizar en el diseño

La máquina es un sistema complejo que se comprende mejor si se analiza por subsistemas, dichos subsistemas juntos son los que componen la máquina por lo cual a continuación se hará mención de ellos.

- Subsistema de fuerza a flexión.
- Subsistema de sujeción de tubo.
- Subsistema de ajuste de tubo.
- Subsistema de ajuste de actuador.
- Subsistema de almacenamiento.

3.9.1 Descripción de los subsistemas

- **3.9.1.1 Subsistema de fuerza a flexión:** Este subsistema es el encargado de ejercer la fuerza necesaria a la probeta tubular para hacerla llegar a la fractura.
- **3.9.1.2 Subsistema de sujeción de tubo:** Subsistema cuya función es la de sujetar la probeta tubular en sus extremos para que al recibir la carga proveniente del sistema de fuerza no permita deslizamientos o rotaciones en la probeta tubular.
- **3.9.1.3 Subsistema de ajuste de tubo:** Es el subsistema encargado de proporcionar el movimiento de traslación y rotación al sistema de sujeción para que la probeta tubular pueda colocarse a la distancia deseada y con el ángulo necesario.
- **3.9.1.4 Subsistema de ajuste de fuerza:** Dicho subsistema es el encargado de sujetar el sistema de fuerza y permitirle un movimiento de traslación a fin de ajustarlo a la distancia requerida.
- **3.9.1.5 Subsistema de almacenamiento:** Este subsistema será el encargado de guardar el material eléctrico a fin de crear una seguridad en la máquina y no queden partes sueltas o expuestas al usuario.

3.10 Diagrama de caja negra

El diagrama de caja negra le permite al diseñador acomodar la información sobre los subsistemas de la máquina y crear una relación entre cada uno para dar a entender el funcionamiento; por la caja entra información la cual son procesos que harán funcionar los subsistemas que están dentro de la caja, como resultado se arrojará otro dato que indicará el funcionamiento.

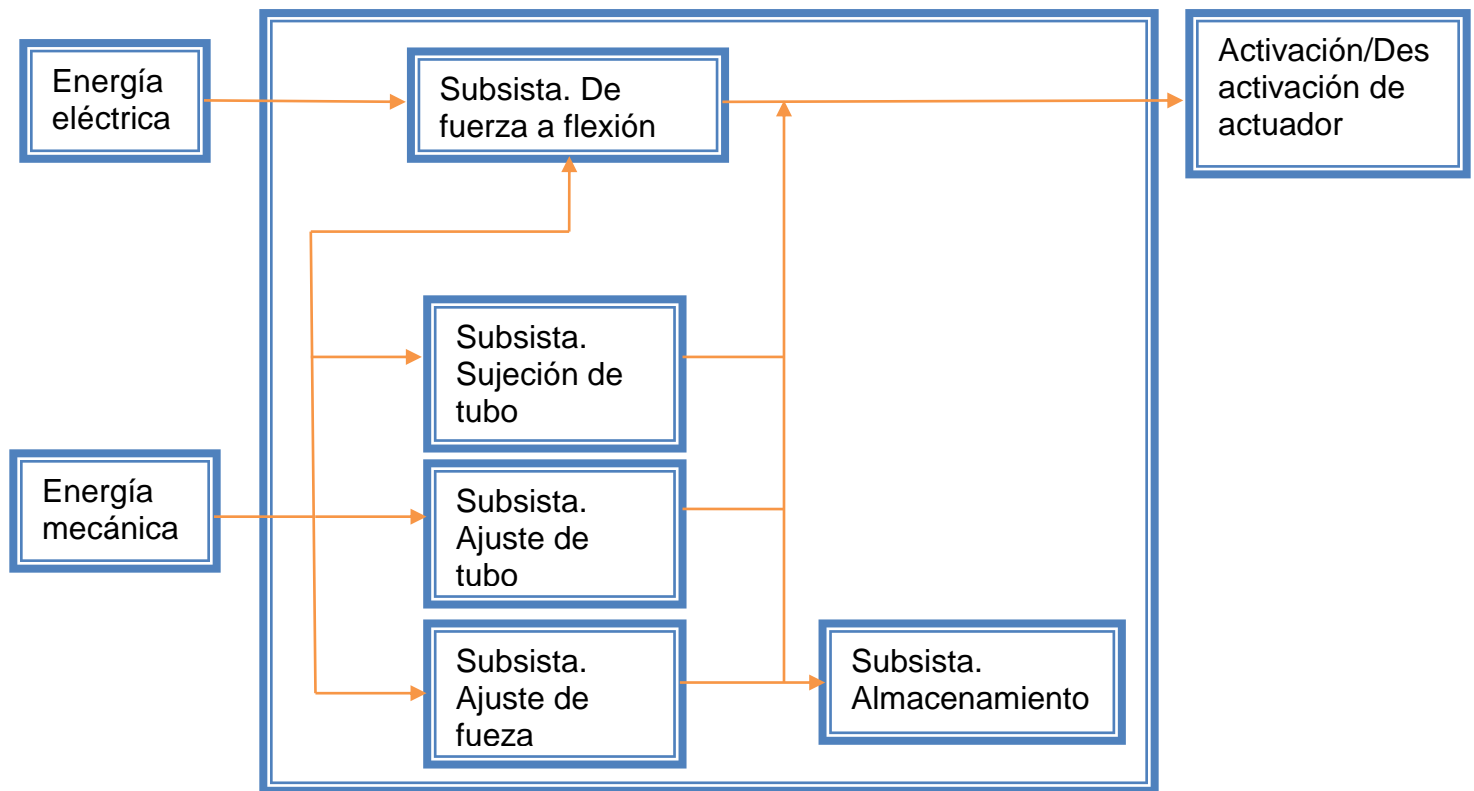


Figura 3.4 Diagrama de caja negra.

3.11 Matriz de decisión

3.11.1 Sistema de fuerza de flexión

Con el propósito de seleccionar el actuador para el prototipo, se aplicará una matriz de decisión definida en la tabla 3.0.

5- Más adecuado.

1- Menos adecuado.

El número 5 indica que la ponderación es la que más se ajusta a las especificaciones del diseño; por el contrario, el número 1 indica que las características de la pieza no se ajustan a la ponderación indicada.

En la columna de importancia se le da un valor a cada ponderación según sea su nivel de mayor influencia; la suma del valor en cada ponderación debe ser 1. En el apartado de cada pieza se cuenta con dos columnas, la del lado izquierdo tendrá el valor del 1 al 5 según sea el caso, la del lado derecho tendrá el valor de la multiplicación de la columna de importancia por el de la columna izquierda. Al final para cada pieza se suman los datos de cada ponderación, la pieza con un valor más alto será la que más se adecúe a las especificaciones solicitadas.

Fuerza [N]- Newton.
 Tiempo [s]- Segundos.
 Distancia [mm]- Milímetros.

Tabla 3.0 Matriz de decisión de actuador.

Criterios de diseño	Actuadores eléctricos		Actuadores hidráulicos		Actuadores neumáticos		Importancia
							
Capacidad de fuerza referente a especificación [N]	5	0.25	5	0.25	5	0.25	5%
Tiempo de operación (facilidad de control) [s]	5	1.25	3	0.75	4	1	25%
Disponibilidad en mercado [s]	5	0.25	3	0.15	4	0.2	5%
Facilidad de instalación [s]	5	1.5	3	0.9	4	1.2	30%
Mínima cantidad de elementos [s]	5	1	3	0.6	4	0.8	20%
Precisión de ajuste [m]	5	0.75	5	0.75	4	0.6	15%
Total	5		3.4		4.05		100%

El actuador que resulta de la aplicación de la matriz de decisión para este prototipo es uno de tipo eléctrico.

3.12 Diseño de máquina prototipo 1.0

Durante el proceso de diseño se hizo la propuesta de varios conceptos (lluvia de ideas) de los cuales se optó por la opción de la figura 3.5. A continuación se muestra el diseño de detalle que comprende todo el proceso.

3.13 Diseño de detalle

El diseño de detalle comprende la especificación de medidas y piezas de la máquina, se toman en cuenta los materiales a utilizar y las partes comerciales para poder así realizar los dibujos mecánicos de dichas piezas.

3.13.1 Lista de piezas a utilizar

A continuación, se hace mención de cada subsistema acompañado con una descripción de las piezas a utilizar en cada uno y su funcionamiento.

3.13.1.1 Subsistema de sujeción de tubo

El montaje de la estructura tubular tiene que estar sujeto en sus dos extremos como se muestra en la figura 3.2 entre las flechas rojas y debe de ser capaz de tener un margen de sujeción en el diámetro del tubo de (1in-1.25in) según el reglamento de Baja SAE [9].

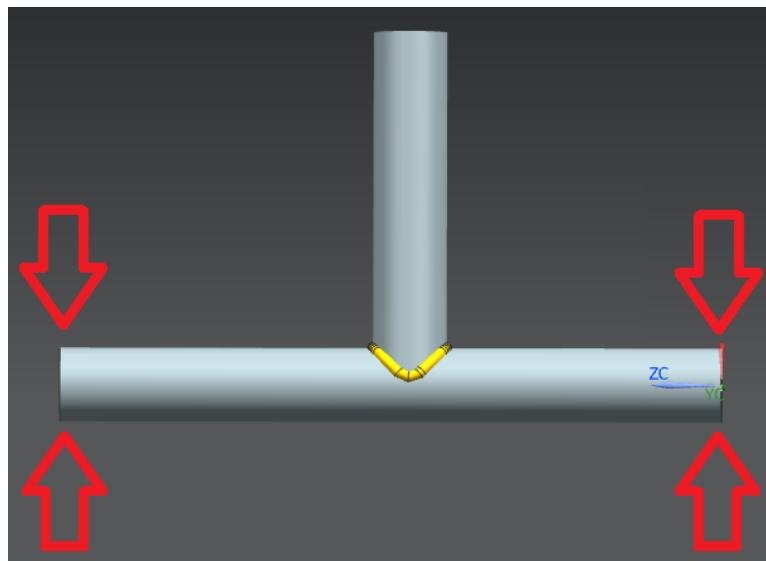



Figura 3.5 Montaje de probeta.

Con estas características se hizo la búsqueda del elemento de sujeción del tubo tomando en cuenta la facilidad de adquisición en el mercado, tamaño, y que tenga las características de sujeción antes mencionadas por lo que se optó por una abrazadera de bloque V (Tabla 3.1).

Tabla 3.1 Especificaciones abrazadera de bloque V.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
1		Abrazadera de bloque V	4 barrenos 0.165" Ø, 0.43" profundidad, #8-32 Thread.	2

3.13.1.2 Subsistema de movimiento de tubo

Para hacer el ajuste de la colocación de la probeta es necesario brindar al sistema un grado de libertad en una dirección preferente. Además, la probeta debe contar con un grado de libertad adicional para que pueda girar a un ángulo diferente a 90°, Cabe señalar que la prueba destructiva del reglamento de Baja SAE requiere también un ajuste en la probeta a 30°. En la figura 3.3 se muestran los movimientos de la probeta.

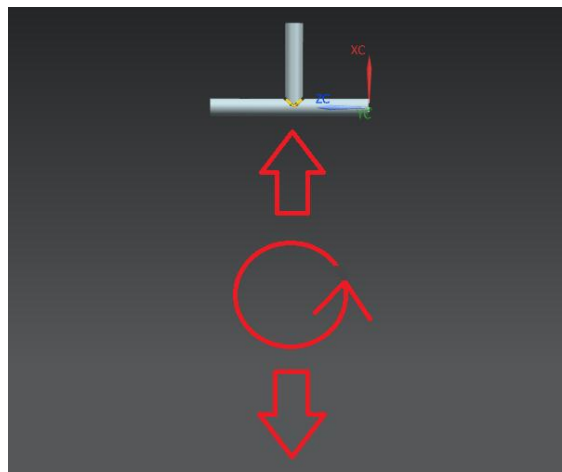


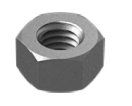

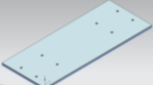



Figura 3.6 Descripción de movimientos en la probeta.

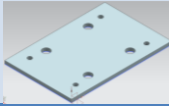

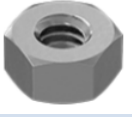
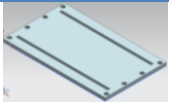
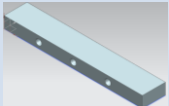


Para proporcionar la orientación requerida a la probeta una vez montada en la máquina, se optó incluir los siguientes elementos mecánicos.

Tabla 3.2 Lista de piezas para la rotación.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
2		McMasterCarr Ball Bearing with NickelPlated Cast Iron Housing, FourBolt FlangeMounted, for 3/4" Shaft Diameter	-----	1
3		McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw, 7/16"-14 Thread Size, 1" Long	-----	4
4		McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Nut, Grade 2, Hot-Dipped Galvanized, 7/16"-14 Thread Size	-----	4
5		Aceros y Metales Cuautitlán Barra de Aluminio redonda 3/4" diámetro, 12 ft largo	Barra de 0.6" de largo.	1
6		Mipsa Placa de aluminio 3/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 4x10" 8 barrenos de 0.164 Ø.	1
7		McMasterCarr 188 Stainless Steel Hex Head Screws, 8-32 Thread Size, 5/8" Long	-----	8

Para proporcionar el movimiento de traslación requerido se consideraron los siguientes componentes mecánicos.

Tabla 3.3 Lista de piezas para la traslación.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
8		Mipsa Placa de aluminio 3/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa 4 x 6" 4 barrenos 1/2" Ø 4 barrenos 7/16" Ø.	1
9		McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 1-1/4" Long, Fully Threaded	-----	4
10		McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut, Grade 2, Zinc-Plated, 1/4"-20 Thread Size	-----	4
11		Mipsa Placa de aluminio 5/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 10 x 6" 8 barrenos 1/4" Ø con cabeza de 3/8" Ø a 0.21" de altura, 0.01" altura con 1/4"-20 thread size. 2 cortes de 9 x 1/4"	1
12		Mipsa Placa de aluminio 1/2" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 6 x 1" 4 barrenos 1/4" Ø, 0.5625" profundidad, 1/4"-20 thread size 3 barrenos 1/4" Ø, 0.65" profundidad, 1/4"-20 thread size.	2
13		McMaster-Carr- Super- Corrosion-Resistant 316 Stainless Steel Socket Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 3/4" Long	-----	8
14		McMaster-Carr- Super- Corrosion-Resistant 316 Stainless Steel Socket Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 2" Long, Fully Threaded	-----	6

3.13.1.3 Subsistema de traslación del actuador

Se sabe que la probeta estará soldada a 90° y a 30° por lo que la distancia con la del actuador será variable, para resolver esto el actuador requerirá ajustarse a la distancia demandada por la probeta por lo tanto se optó por un riel el cual le permitiera al actuador ese grado de libertad para poder posicionarse a la distancia deseada. (Figura 3.4).

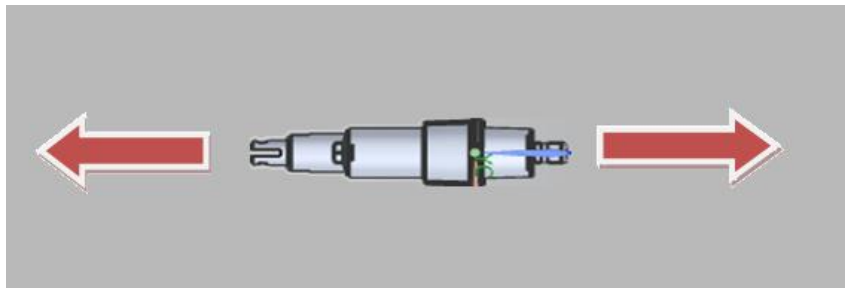


Figura 3.7 Movimiento de actuador.

La lista de piezas se menciona en las tablas 3.4, 3.5 y 3.6

Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador.

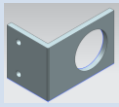

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
15		Mipsa Placa de aluminio 3/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 4.7" x 2" con doblez en 1.7" a 90° Barreno 1.42" Ø, 2 barrenos 0.216" Ø.	1
16		McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screws, 12-24 Thread Size, 5/8" Long	-----	2

Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador (continuación).

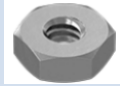
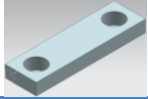


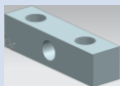


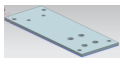


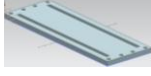
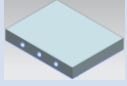


Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
17		McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut, Zinc-Plated, 12-24 Thread Size	-----	2
18		Aceros y Metales Cuautitlan Barra de aluminio cuadrada 5/8"	Corte a 5/8" x 0.24" x 2.2" 2 Barrenos 3/8" Ø.	1
19		McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw, 3/8"-16 Thread Size, 1-1/4" Long	-----	5
20		McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut, Grade 2, Zinc-Plated, 3/8"-16 Thread Size	-----	5
21		Aceros y Metales Cuautitlan Barra de aluminio cuadrada 5/8"	Corte a 5/8" x 5/8" x 2.5" 3 barrenos 0.375" Ø.	2
22		McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw, 3/8"-16 Thread Size, 2" Long, Fully Threaded	-----	1
23		McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut, Grade 2, Zinc-Plated, 3/8"-16 Thread Size	-----	1
24		Mipsa Placa de aluminio 3/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 7.7" x 3" 4 barrenos 1/4" Ø. 2 barrenos 0.216" Ø. 4 barrenos 0.375" Ø.	1
25		McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 1-1/4" Long, Fully Threaded	-----	4



Tabla 3.4 Lista de piezas del soporte del actuador (continuación).

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
26		McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut, Grade 2, Zinc-Plated, 1/4"-20 Thread Size	-----	12
27		Mipsa Placa de aluminio 5/16" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 10 x 3.5" 8 barrenos 1/4" Ø con cabeza de 3/8" Ø a 0.21" de altura, 0.01" altura con 1/4"-20 thread size. 2 cortes de 8.75" x 1/4"	1
28		Mipsa Placa de aluminio 1/2" espesor, 3 x 8 ft	Placa de 2.685" x 3.5" 4 barrenos 1/4" Ø, 1.8981" profundidad, 1/4"-20 thread size. 3 barrenos. 1/4" Ø, 1.75" profundidad, 1/4"-20 thread size.	2
29		McMaster-Carr- Super- Corrosion-Resistant 316 Stainless Steel Socket Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 2" Long, Fully Threaded	-----	8
30		McMaster-Carr- Super- Corrosion-Resistant 316 Stainless Steel Socket Head Screw, 1/4"-20 Thread Size, 3" Long, Fully Threaded	-----	6

3.13.1.4 Subsistema de almacenamiento

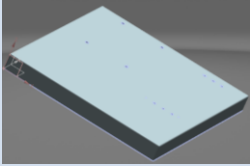
Para almacenar todo tipo de componente eléctrico que se utilice en el actuador se optó por el siguiente sistema de almacenamiento. Tabla 3.7.

Tabla 3.5 Lista de piezas Subsistema de almacenamiento.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
31		McMaster-Carr- Stainless Steel Corrosion- Resistant Washdown Enclosure, with Hinged Cover and Screw- Down Clamps, 6" x 6" x 4"	-----	1
32		McMaster-Carr- 316 Stainless Steel Hex Drive Rounded Head Screw, Super-Corrosion- Resistant, 5/16"-18 Thread Size, 1" Long.	-----	4

Para la base en donde se montarán todos los sistemas se consideró una placa como en la Tabla 3.8.

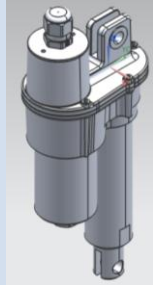
Tabla 3.6 Lista de piezas de soporte.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Cantidad
33		Aceros AHMSA Placa de acero ASTM A-36 1.5" espesor x 56" x 60"	Placa de 15" x 17" 12 barrenos 1/4" Ø, 1/4"-20 thread size con cabeza de 3/8" d a 0.25" de altura, 1.25" altura con 1/4"-20 thread size 4 barrenos 0.3125" Ø, 0.92" altura, 5/16"-18 thread size.	1

3.13.1.5 Subsistema de fuerza de flexión

De la tabla 3.9 se optó por un actuador eléctrico ya que es el que más se ajustó a los requerimientos solicitados esto por tener una capacidad de fuerza necesaria para cumplir las especificaciones, por ser fácil de controlar, por su amplio acceso al mercado, por su fácil instalación, por tener muy pocos elementos lo que hace más fácil su operación y por ser muy preciso en cuanto al control de la carrera del vástago. Esto fue lo que definió su elección frente a otros ya que los demás, aunque muy buenos también, no se ajustaron a lo que se necesitó para esta máquina.

Tabla 3.7 Lista de piezas sistema de fuerza a flexión.

Pieza	Imagen	Descripción	Especificación de Pieza	Núm. de piezas
34		McMasterCarr Max Jac	-----	1

Recapitulando se encontró el esfuerzo que la fuerza aplicada en el extremo de la probeta produce en el cordón de soldadura en la unión, esto con el fin de poder aplicarse en la teoría de falla y de esta manera hallar los ciclos de vida de la probeta usando la fuerza más baja y la más alta estimada. Estos datos se analizaron en un diagrama esfuerzo-vida dónde se halló que con una fuerza de 770 N la vida de la probeta es de un rango alto mientras que con la fuerza de 70 N la probeta presenta una vida infinita por lo que a esta fuerza nunca sufrirá fractura. Cabe señalar que para la primera fuerza mencionada, la probeta fallará en su unión soldada a los 1172 ciclos mientras que con la segunda fuerza nunca se fracturará ya que presentó una resistencia de 1.4×10^{14} ciclos lo que la coloca en rango de vida infinita.

Al hacer el diseño de detalle se hizo una adaptación entre piezas manufacturadas y piezas comerciales las cuales todas en conjunto integran la máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas, se hizo una selección de piezas tomando en cuenta las especificaciones de la máquina donde, la selección se hizo con base en una matriz de decisión, un diagrama de caja negra y tablas de datos con las características de cada parte. Los dibujos mecánicos aparecen en el anexo.

Capítulo 4

4 RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

4.1 Resultados

4.1.1 Propuesta final de la máquina

En la figura 4.0 se muestra el diseño final de la máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas donde se hace una escala para dar una idea de la dimensión de la máquina.

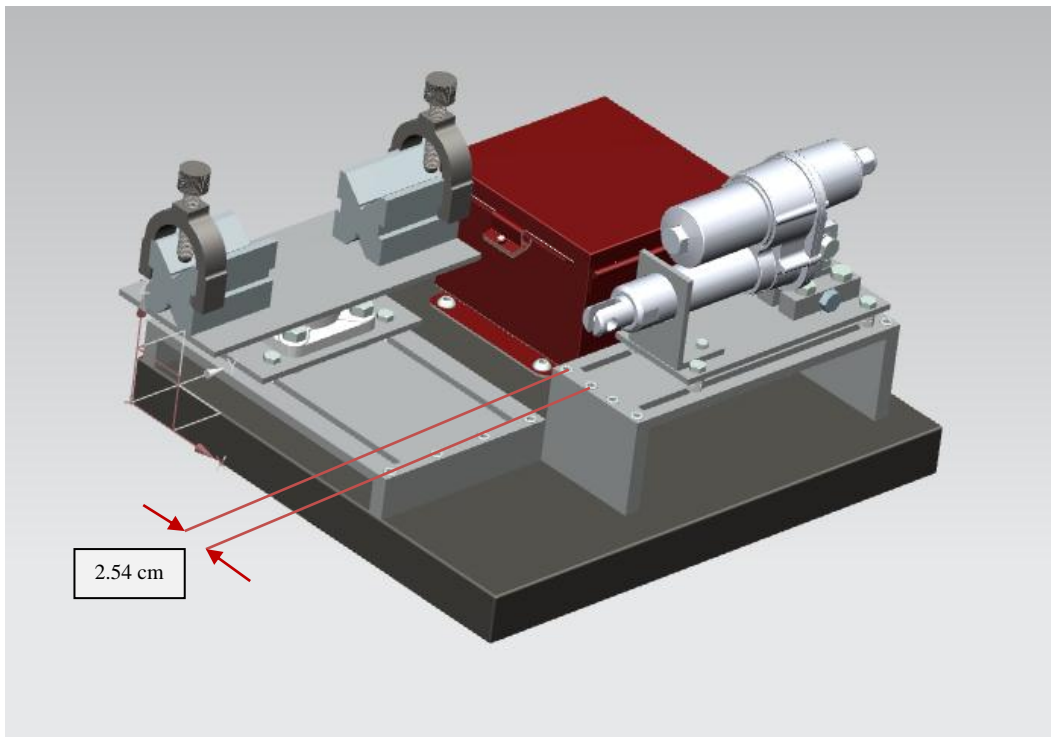


Figura 4.0 Diseño del prototipo 1.0.

En las figuras 4.1 y 4.2 se muestra la probeta de 90° montada sobre el sistema de sujeción donde se nota la forma en la que interactúa con el actuador. Cabe señalar la capacidad que tiene el sistema de sujeción y el sistema de traslación del actuador para adaptarse entre sí mismos.

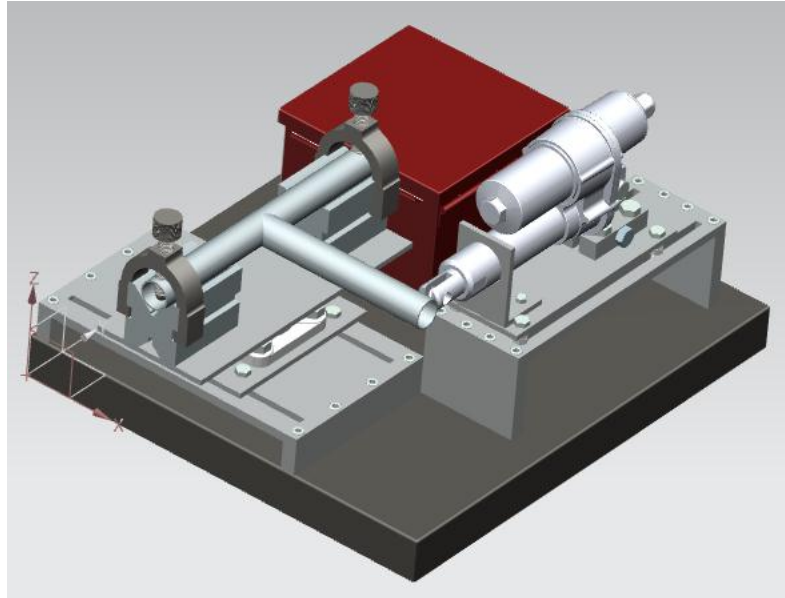


Figura 4.1 Montaje de la probeta a 90° en la máquina propuesta.

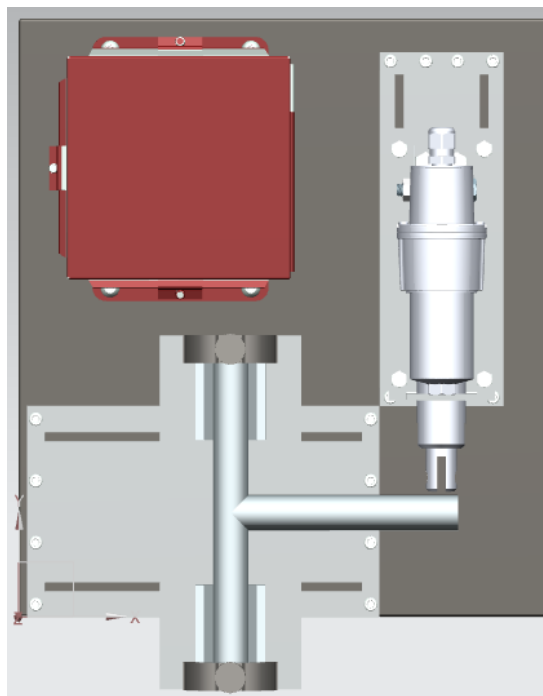


Figura 4.2 Vista superior de máquina con probeta a 90° montada.

Partiendo de la necesidad de acoplar una probeta en ángulos diferentes a 90° se pudo hacer el diseño de la máquina donde la probeta podrá ajustarse en un rango de (0° - 180°) sin excepción de algún valor dentro de esta escala.

En las figuras 4.3, 4.4 y 4.5 se muestra una probeta montada a 30° sobre el sistema de sujeción, aquí se puede observar la capacidad de dicho sistema para ajustarse al ángulo que requiera la probeta.

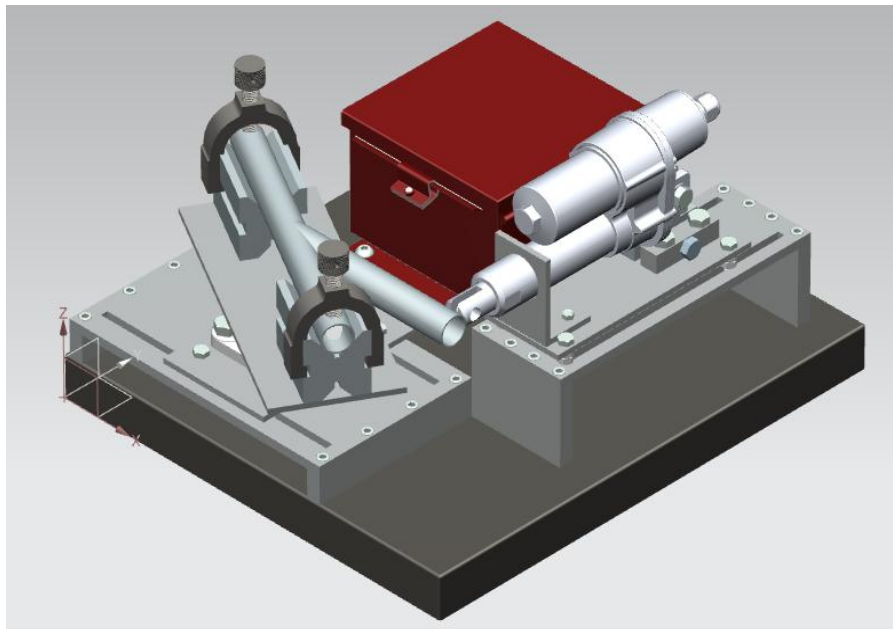


Figura 4.3 Montaje de la probeta a 30° en la máquina propuesta.

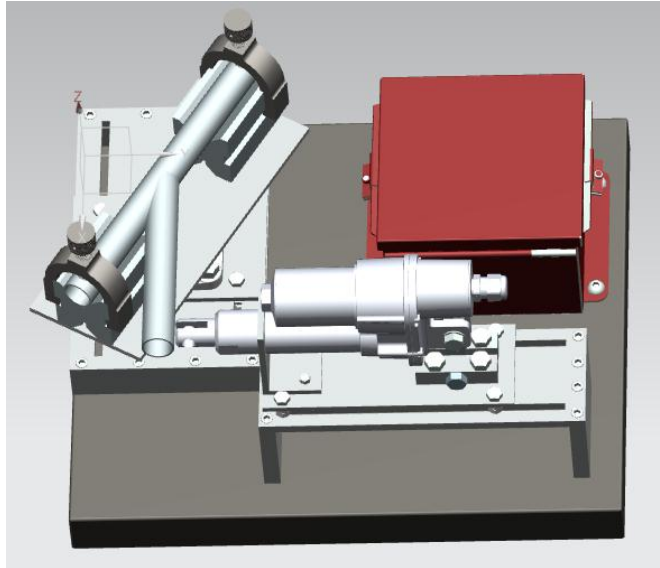


Figura 4.4 Vista lateral superior del montaje de la probeta a 30° en la máquina propuesta.

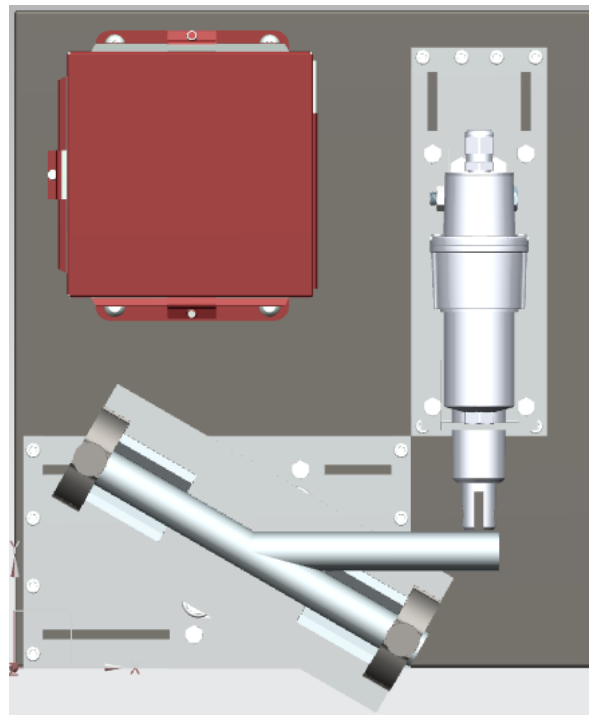


Figura 4.5 Vista superior de máquina con probeta a 30° montada.

Cabe señalar que se hizo la combinación de dos teorías, la teoría de soldadura y la teoría de falla; donde se partió desde la teoría de falla para encontrar el esfuerzo cortante actuante en el cordón de soldadura, a partir de dicho valor se adentró en la teoría de falla para encontrar un valor estimado de ciclos de vida al cual la probeta se fracturaría.

Al analizar la gráfica de esfuerzo-ciclos de vida y con los resultados ya obtenidos con anterioridad se logró observar que con la carga menor de 70 N el chasis puede operar sin que se produzca alguna falla en algún momento ya que con el valor registrado de 1.4×10^{14} ciclos tiende en la gráfica a un rango de vida infinito mientras que con la carga mayor de 770 N el chasis llegará a tener un rango de vida de alto ciclaje pero con una falla estimada a los 1172 ciclos; estos resultados varían cambiando el diámetro del cordón de soldadura y el material del mismo, por lo que se puede buscar un mejor rango de vida alternando materiales y espesores.

Como resultado final se hace el anexo con los dibujos de detalle y de conjunto del prototipo propuesto en dónde se pueden observar todas las especificaciones de la máquina, también se anexan los dibujos de detalle de las piezas a manufacturar que se utilizarán.

4.2 Conclusiones

Se logró concluir el diseño de detalle de la máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas tomando como base una metodología de diseño descrita en capítulos anteriores donde se partió con el planteamiento del problema para hacer la generación de requerimientos y de esta manera poder plantear las especificaciones de la máquina.

Una vez hecho lo anterior se plantearon varios prototipos que resolvieran la necesidad (lluvia de ideas) del cual se hizo la elección de una propuesta final con la que se procedió a elaborar el diseño de detalle en el que se especificaron todos los componentes a utilizar incluyendo piezas a manufacturar y piezas comerciales. Para el diseño cabe mencionar que también se especificó el comportamiento dinámico en cada sistema y cómo se comporta cada uno de estos.

Después de hacer la investigación sobre los fenómenos que afectan un chasis en funcionamiento se lograron encontrar las condiciones en las que se encuentra éste. Dicha información fue útil para generar las especificaciones de la máquina y especificar el tamaño de la probeta a utilizar. Esto con la finalidad de que el prototipo representara con más precisión las condiciones reales de carga en el chasis.

La máquina para pruebas de fatiga en uniones soldadas logrará ayudar para saber si la técnica utilizada de soldadura en el chasis es la indicada o si se están presentando errores ya que si la probeta se rompe en el cordón de soldadura indicará que hay fallas en la técnica, si se rompe en la parte del material base indicará que la técnica de soldadura es la correcta, para prototipos posteriores a éste se puede adaptar un contador al actuador el cual ayudará a saber a qué número de ciclos la probeta sufrirá la fractura y se podrá hacer una comparación teórica y experimental sobre el ciclo de vida de la misma.

Este proyecto ha sido importante para un futuro desarrollo profesional ya que se lograron adquirir nuevas habilidades y reforzar algunas que ya se tenían; al utilizar el programa Unigraphics NX 10.0 Versión estudiantil se aprendieron diversas funciones del mismo, acerca de cómo elaborar ensambles, renderizar, hacer escalas, cambiar unidades, buscar, descargar y adaptar piezas comerciales al ensamble, así como hacer los dibujos mecánicos acompañados de sus datos que le corresponden. También se aprendió a hacer la búsqueda y el contacto con los proveedores para informarse sobre las piezas que se estuvieron buscando. Otra cosa importante fue llevar a cabo la metodología de diseño, aprender el orden en el que se hace cada paso y el seguimiento que se le va dando al trabajo. También se aprendió a hacer cronologías de tiempo para organizar el mismo.

Trabajo futuro

Este trabajo muestra un avance importante del diseño de una máquina para pruebas de fatiga que facilitará mucho su eventual implementación. Si bien queda pendiente el detalle del aspecto eléctrico de la máquina, si se consideró en el diseño el sistema de componentes eléctricos necesarios para activar el actuador. Otro aspecto que acompaña este pendiente es el de incluir un visualizador o pantalla que permita mostrar información de manera visual. Dicha información tiene que ver con el número de ciclos que soporta una probeta o bien, el nivel de esfuerzo al que falla la misma.

REFERENCIAS

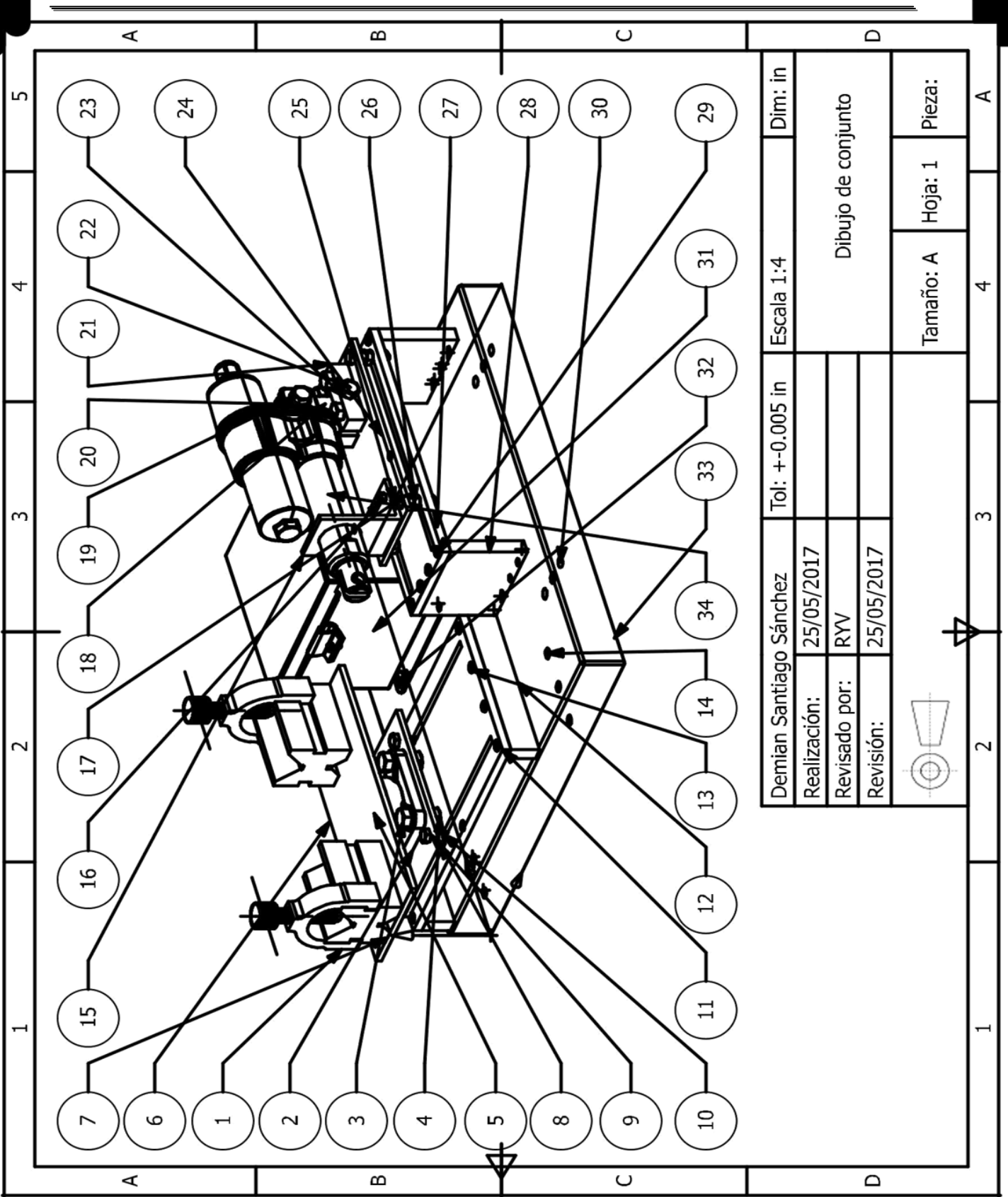
- [1] González, L. (2017). Definiciones de ingeniería de diseño. *Ingeniería de diseño*. Recuperado el 15 de mayo de 2017 de <http://dimeibd.cia.unam.mx/~materiaslgg/clase2.html>
- [2] Tobar , M. (2010). *Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria versión II*. Tesis de licenciatura. Escuela Politecnica Nacional.
- [3] Alex, G. (2017). Scribd. *R.R.Moore*. Recuperado el 11 de mayo de 2017 de <https://es.scribd.com/doc/183715729/R-R-MOORE>
- [4] Gonzalez, L. (2016) *Diseño de una máquina de fatiga para estructuras tubulares soldadas*. Tesis de licenciatura. Universidad Autónoma Metropolitana.
- [5] Sleman, A. (2015). *Desarrollo de una herramienta para optimización estructural aplicada al chasis de un vehículo*. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.
- [6] Drouyer, R. (2017). Dreamstime. *Coche del F1*. Recuperado el 4 de Septiembre de 2017 de <https://es.dreamstime.com/imagen-de-archivo-libre-de-regal%C3%ADas-coche-del-f%C3%B3rmula-1-image4955836>.
- [7] Cuitláhuac, O. (2008). Diseño de elementos de máquinas. *Teorías de falla por fatiga*. Recuperado el 5 de enero de 2017 de <http://www.bib.uia.mx/gsdldocdig/didactic/Ingenierias/dem023.pdf>
- [8] Mireles, R. (1992). *Teorías de falla y sus aplicaciones*. Tesis de maestría. Universidad Autónoma de Nuevo León.
- [9] SAE International. (2017). *Collegiate Design Series, Baja SAE rules*. Baja SAE.
- [10] ----- . (2000). UCA. *Soldadura*. Recuperado el 20 de mayo de 2017 de <http://www.uca.edu.sv/facultad/clases/ing/m210034/doc4.pdf>
- [11] Shigley, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. México: The McGraw-Hill Companies.
- [12] Cortes, I. (2015). Diseño y construcción del chasis del vehículo baja SAE UNAM 2015. Tesis de licenciatura. Universidad Nacional Autónoma de México.
- [13] Yañez Valdez, R. (2017). *Apuntes de diseño de elementos de máquinas*. Facultad de Ingeniería. Universidad Nacional Autónoma de México.

Anexo

Se hace el anexo de la página donde se encuentran las piezas comerciales.

<https://www.mcmaster.com/>

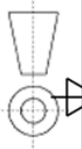
A continuación, se presentan los dibujos de conjunto y de detalle de la máquina propuesta.



Demian Santiago Sánchez		Tol: ± 0.005 in	Escala 1:4	Dim: in
Realización:	25/05/2017	Dibujo de conjunto		
Revisado por:	RYV			
Revisión:	25/05/2017			
		Tamaño: A	Hoja: 1	Pieza:

1 2 3 4 A

1		2		3		4		5	
A		B		C		D			
#	Nombre	Nu	#	Nombre	Nu	#	Nombre	Nu	
1	Abrazadera de horquilla	2	17	McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut	2	18	SopORTE trasero actuador	1	A
2	McMasterCarr Ball Bearing with NickelPlated Cast Iron Housing	1	19	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated	5	20	McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut	5	
3	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw	4	21	Barra de soporte	2	22	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated	1	
4	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Nut, Grade 2	4	23	McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut	1	24	SopORTE de actuador	1	
5	Barra de ensamble	1	25	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated	4	26	McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut	12	B
6	Base de horquilla	1	27	Guía de actuador	1	28	Base guía de actuador	2	
7	McMasterCarr 188 Stainless Steel Hex Head Screws	8	29	McMaster-Carr- Super- Corrosion- Resistant 316	8	30	McMaster-Carr- Super- Corrosion- Resistant 316	6	
8	Base Rodamiento	1	31	Almacenamiento	1	32	McMaster-Carr- 316 Stainless Steel Hex Drive	4	C
9	McMaster-Carr - Low-Strength Zinc-Plated Steel Hex Head Screw	4	33	Placa base	1	34	Max Jac	1	
10	McMaster-Carr - Low-Strength Steel Hex Nut	4							
11	Guía de soporte	1							
12	Base guía de soporte	2							
13	McMaster-Carr- Super- Corrosion- Resistant 316	8							
14	McMaster-Carr- Super- Corrosion- Resistant 316	6							
15	Ajuste de actuador	1							
16	McMaster-Carr-Low-Strength Zinc-Plated	2							

Demian Santiago Sánchez	Tol:	Escala: sin	Dim: in
Realización: 25/05/2017			
Revisado por: RYV		Lista de piezas	
Revisión: 25/05/2017			
		Tamaño: A	Hoja: 2
		Pieza:	

A

4

3

2

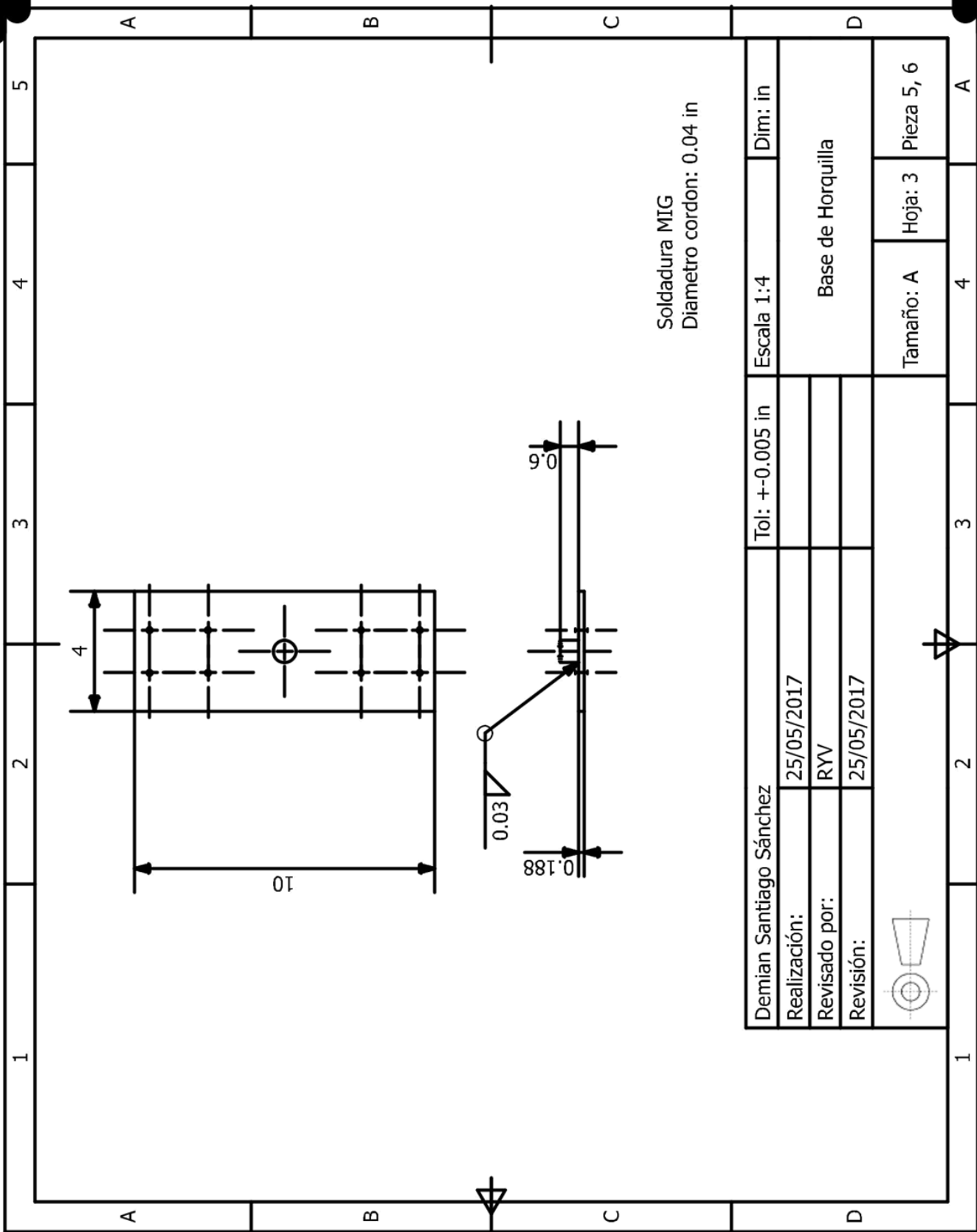
1

D

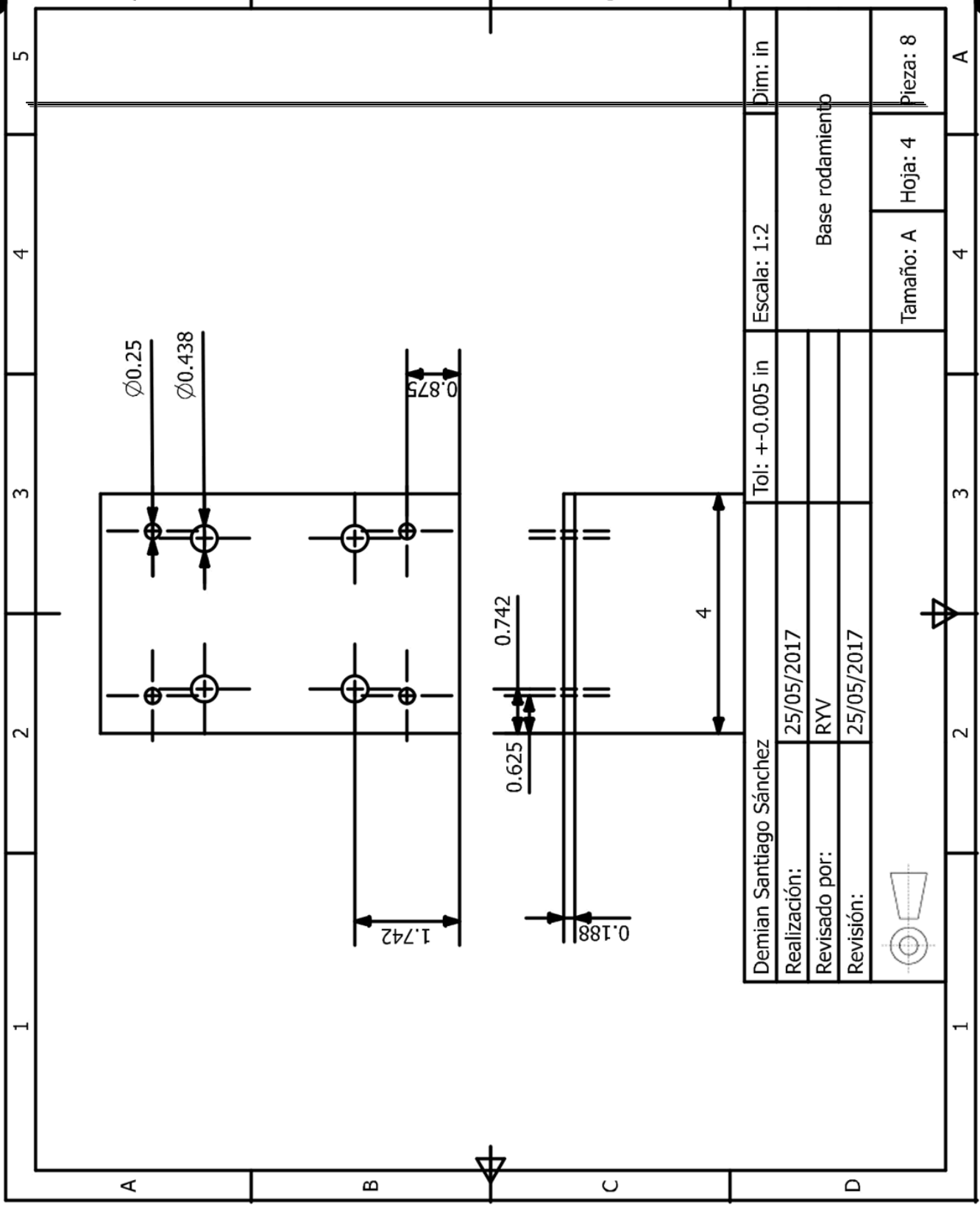
C

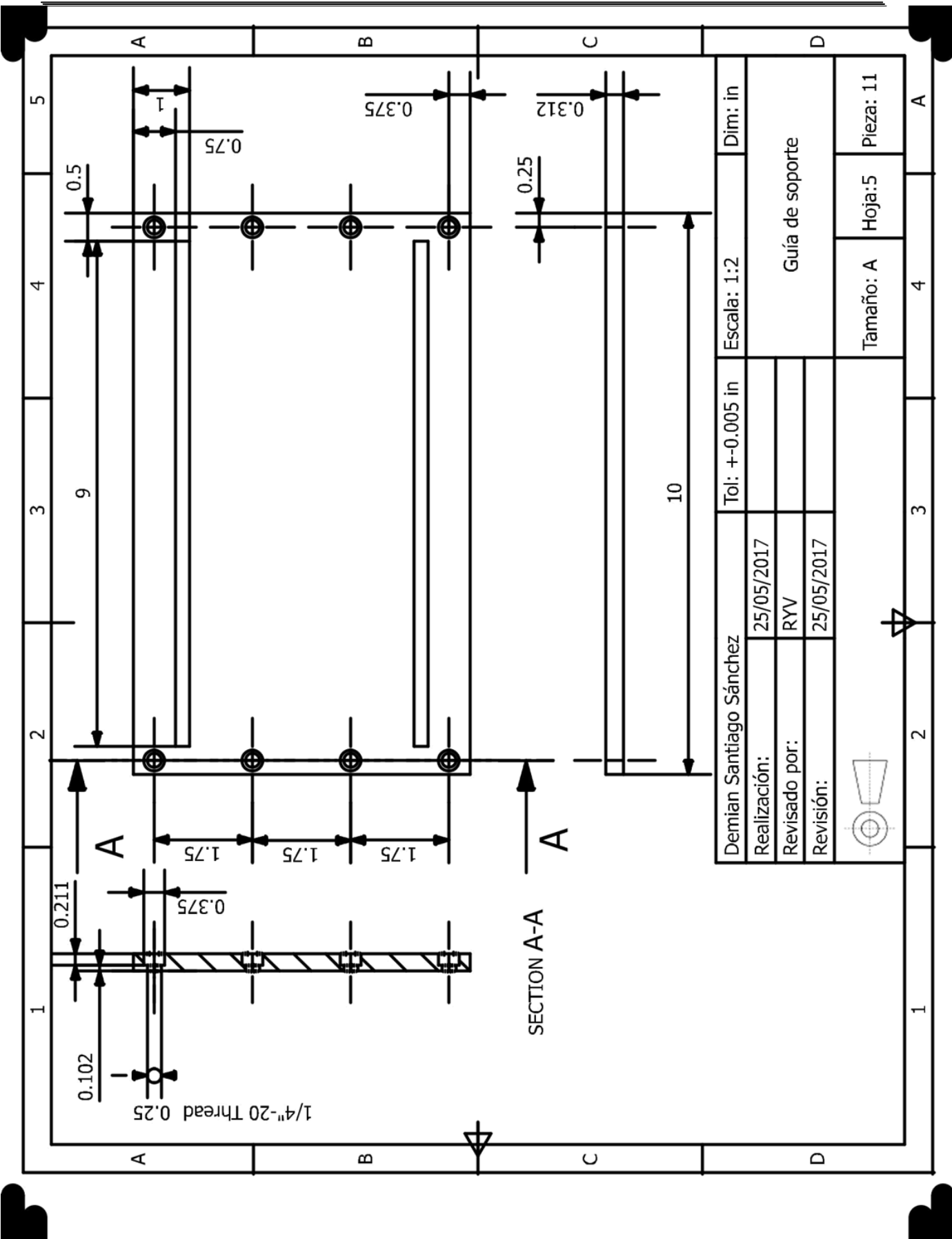
B

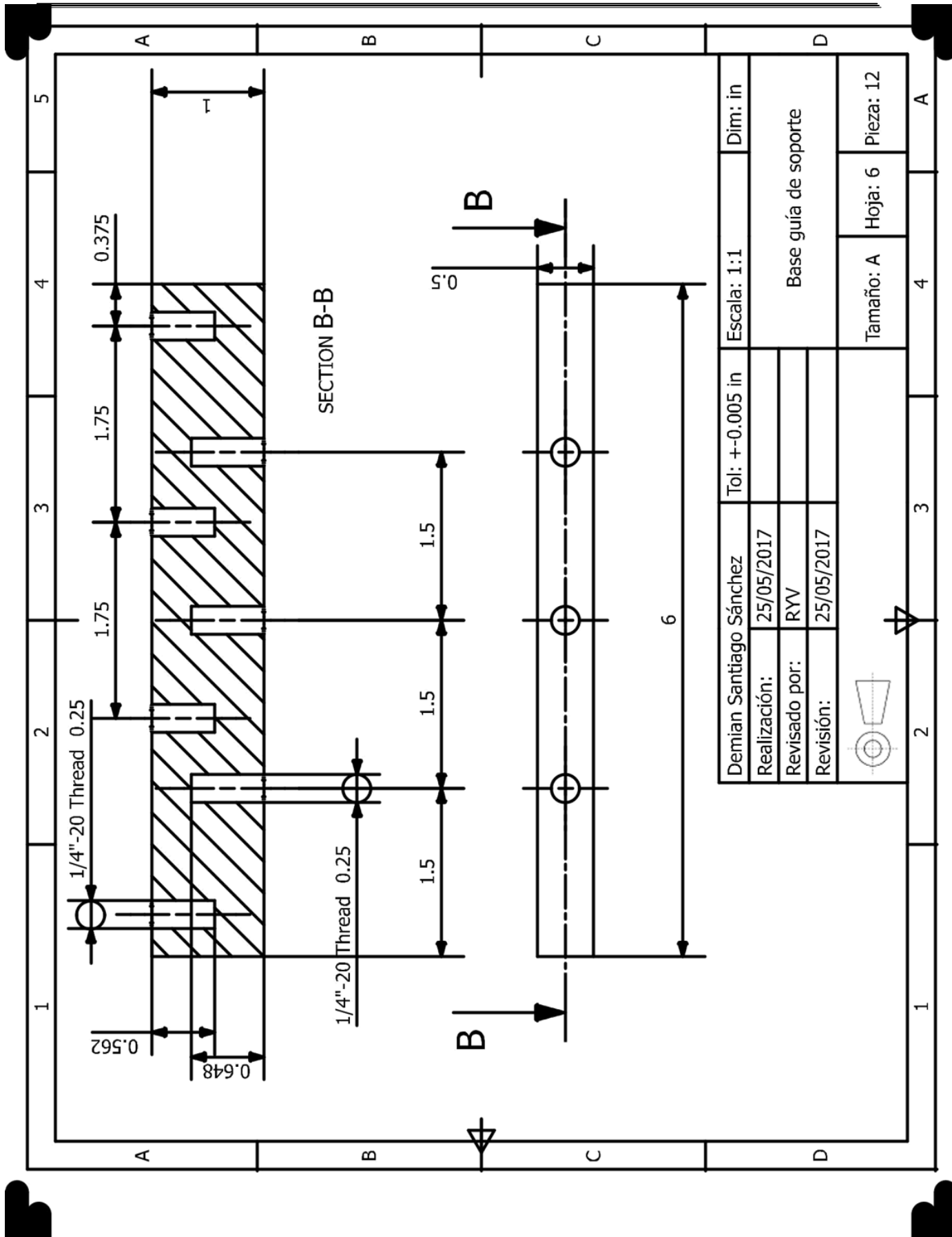
A

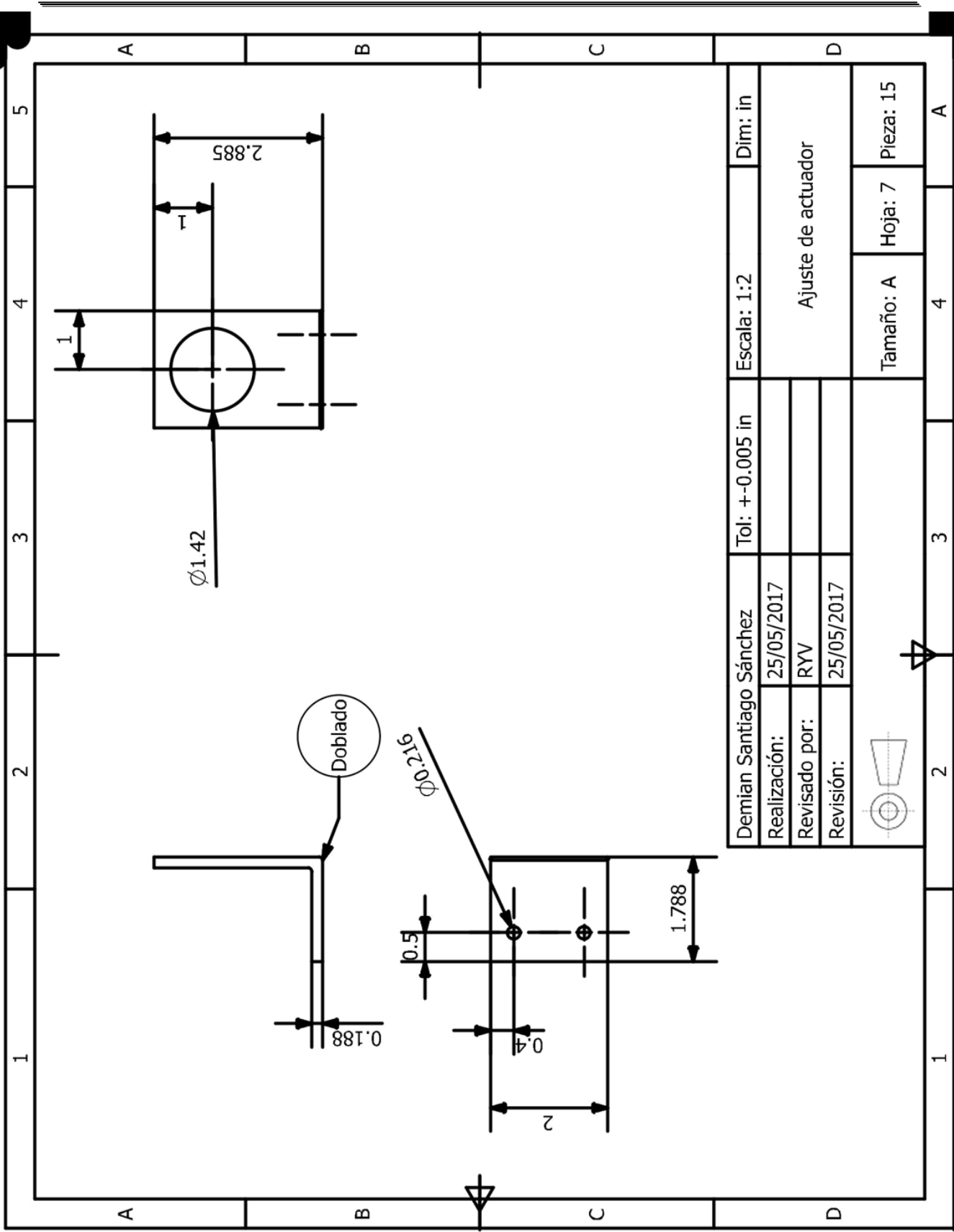


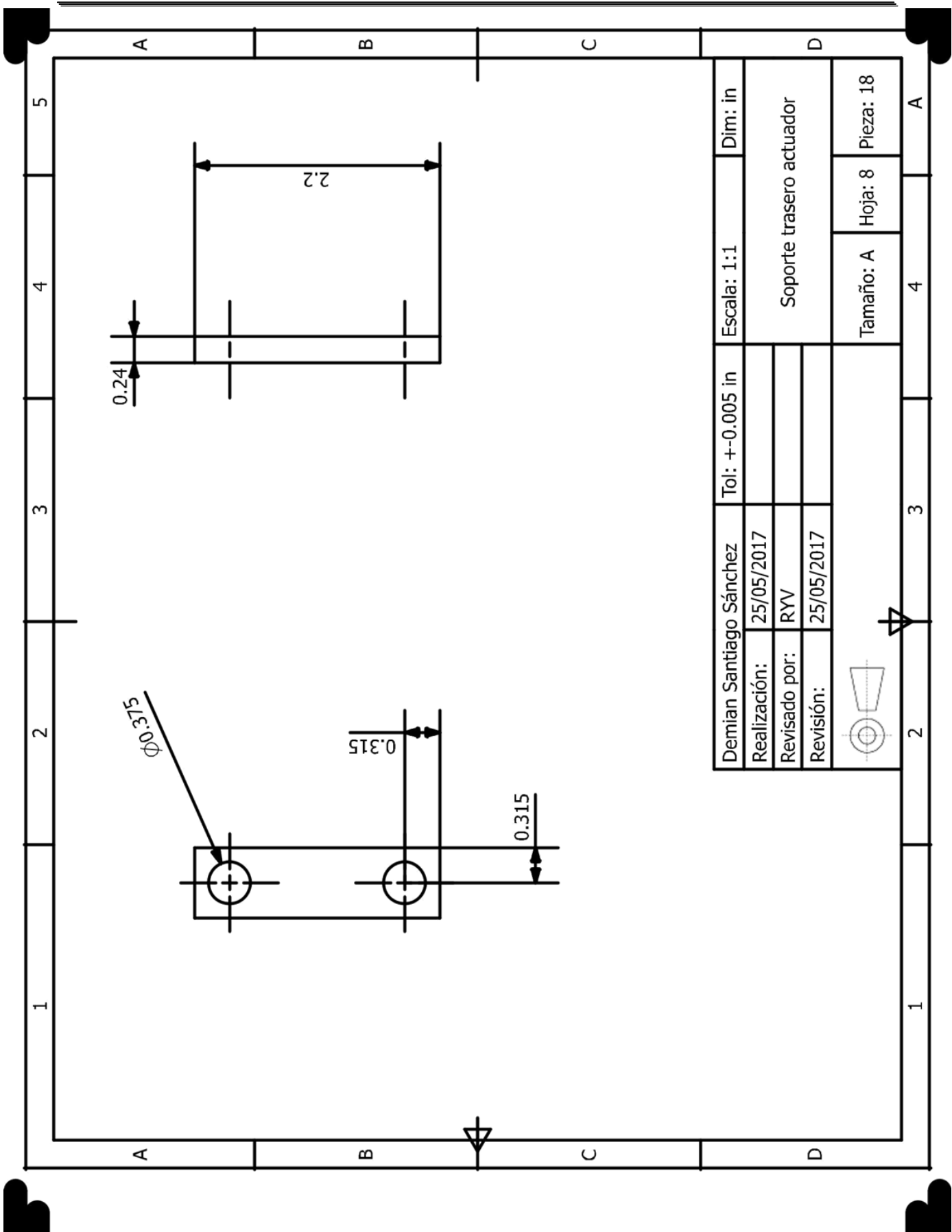
Demian Santiago Sánchez		Tol: ± 0.005 in		Escala 1:4		Dim: in	
Realización: 25/05/2017						Base de Horquilla	
Revisado por: RW							
Revisión: 25/05/2017							
				Tamaño: A		Hoja: 3	
						Pieza 5, 6	

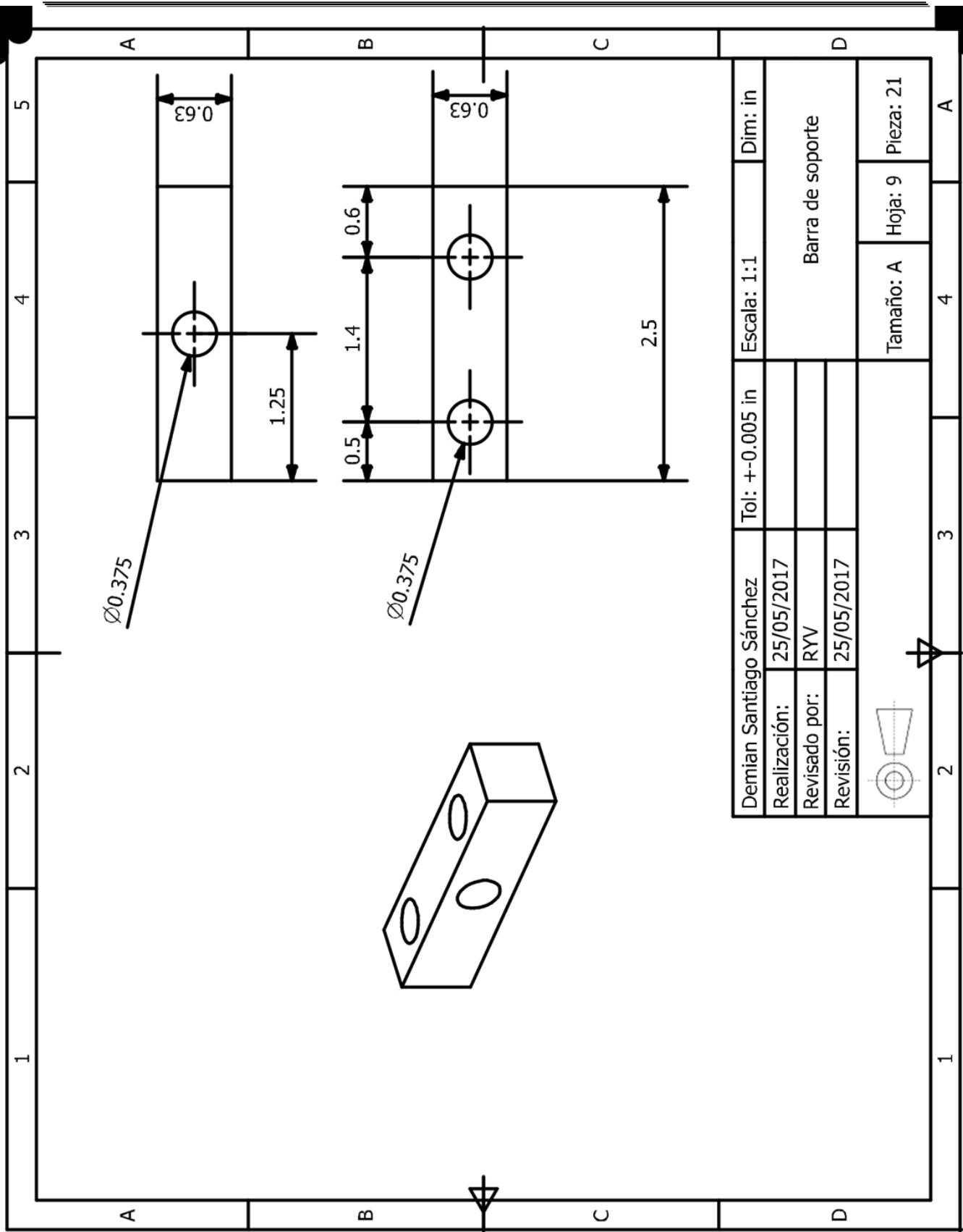


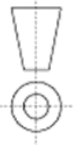


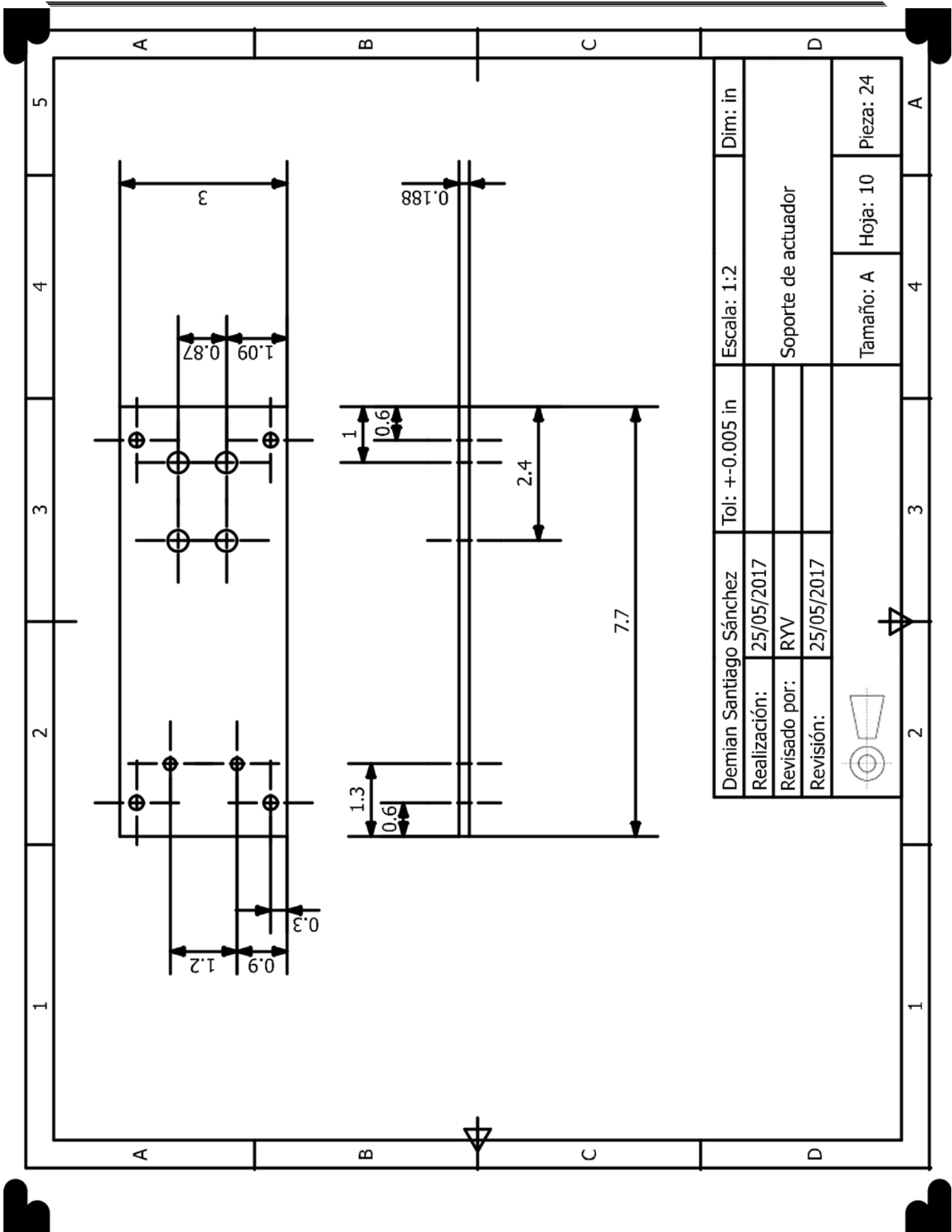




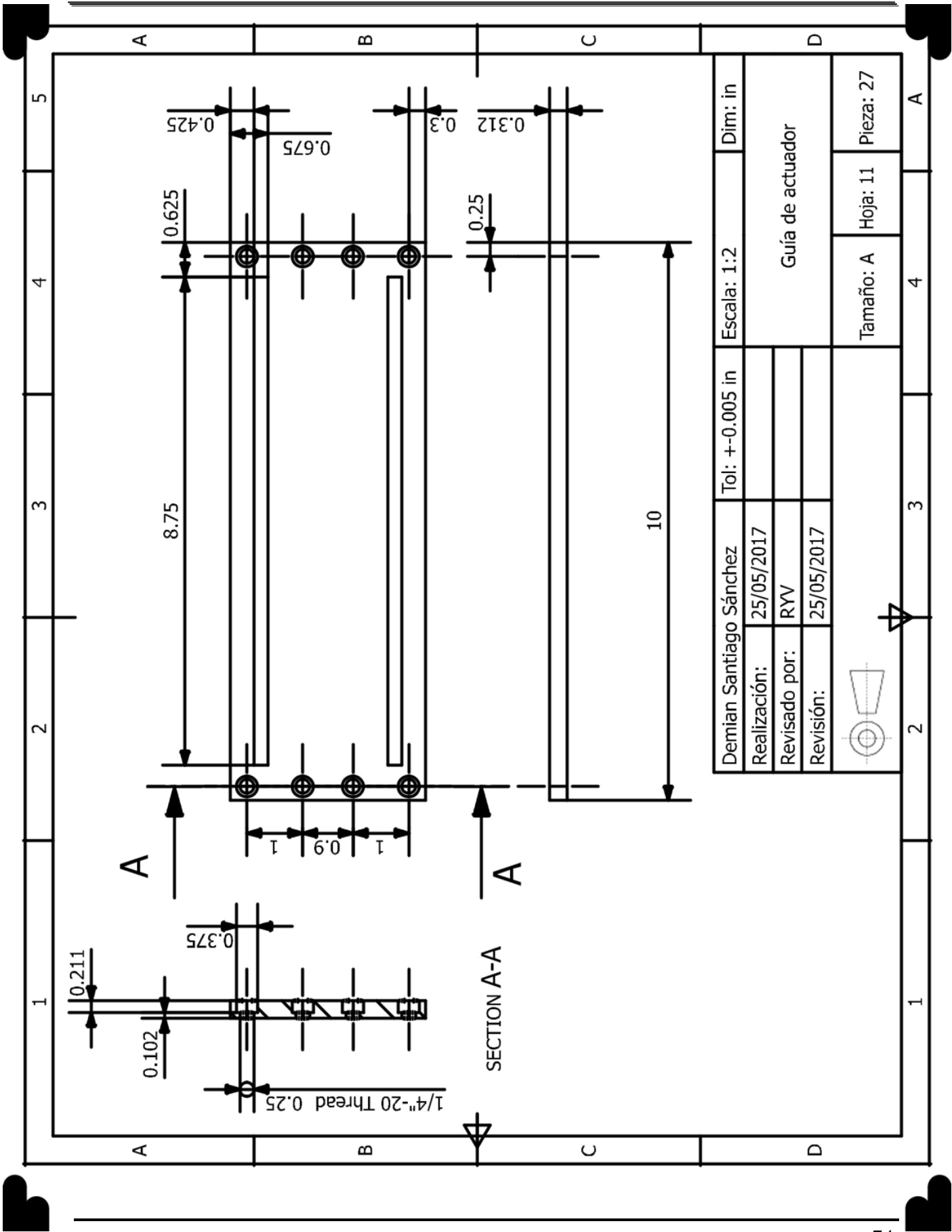




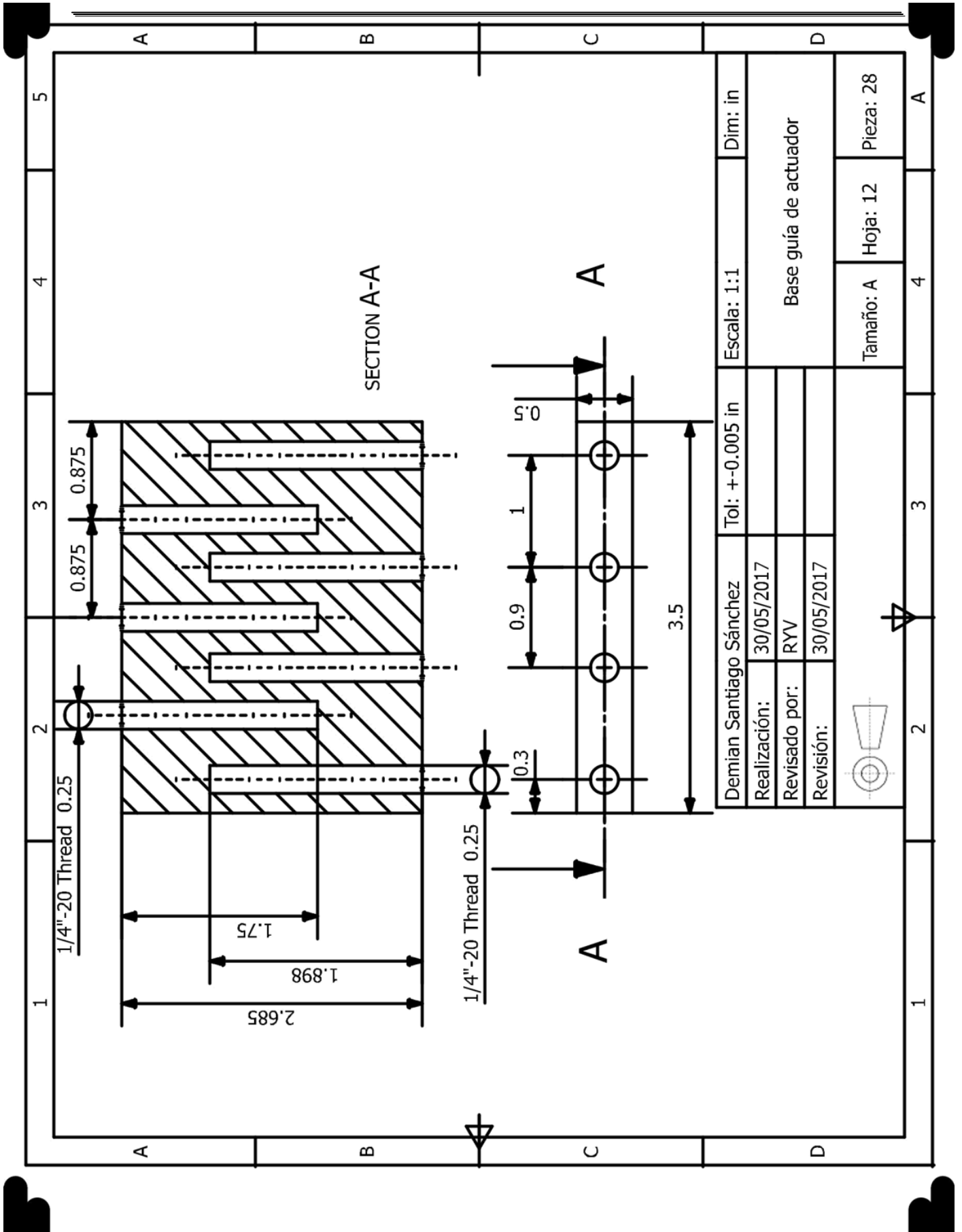
Demian Santiago Sánchez	Tol: ± 0.005 in	Escala: 1:1	Dim: in
Realización: 25/05/2017			
Revisado por: RYV			Barra de soporte
Revisión: 25/05/2017			
		Tamaño: A	Hoja: 9
			Pieza: 21

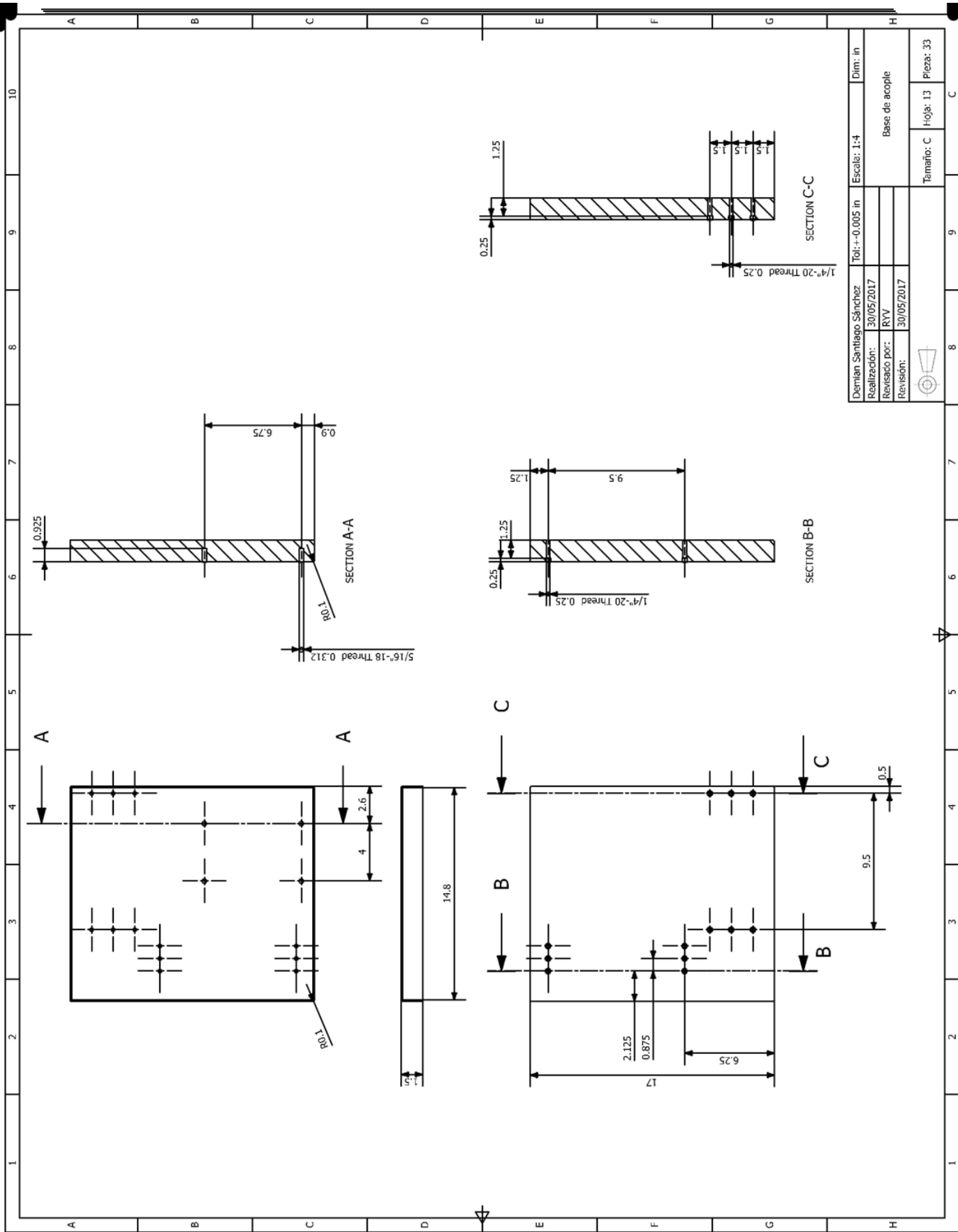


Demian Santiago Sánchez		Tol: ± 0.005 in		Escala: 1:2		Dim: in	
Realización:	25/05/2017						
Revisado por:	RW					Soporte de actuador	
Revisión:	25/05/2017						
				Tamaño: A		Hoja: 10	
						Pieza: 24	



Demian Santiago Sánchez	Tol: ± 0.005 in	Escala: 1:2	Dim: in
Realización: 25/05/2017		Guía de actuador	
Revisado por: RYV			
Revisión: 25/05/2017			
		Tamaño: A	Pieza: 27
		Hoja: 11	





Demilian Santiago Sánchez	Tol: ±0.005 in	Escala: 1:4	Dim: in
Realización: 30/05/2017			
Revisado por: RYV			Base de acople
Revisión: 30/05/2017			
		Tamaño: C	Hoja: 13
			Pieza: 33