Diseño y fabricación de un martillo pilón accionado por energía mecánica

Autores

Juan Esteban Triviño Pérez

Santiago Castro Veloza

Docente director
Alexander Alvarado Moreno

Universidad Distrital Francisco José De Caldas
Tecnología Mecánica / Ingeniería Mecánica
Bogotá, Colombia
2024

Dedicatoria

Dedicamos este trabajo de grado principalmente a nuestros padres, pues a lo largo de toda esta etapa nos brindaron de su apoyo e impulso incondicional. Su voz de aliento fue vital para poder decir hoy con orgullo que pudimos graduarnos como tecnólogos mecánicos. A nuestros amigos y cercanos que nos ofrecieron ánimo en momentos difíciles. Sin el apoyo de estas personas no hubiésemos finalizado a tiempo con este proyecto.

Agradecimientos

Expresamos nuestro profundo agradecimiento con nuestra alma mater, la Universidad Distrital Francisco José de Caldas, por brindarnos la oportunidad de formarnos dentro sus instalaciones. Por abrirnos las puertas y permitirnos crecer tanto personal como profesionalmente.

De igual manera, agradecemos a los docentes que nos formaron dentro de la Universidad. Damos gracias a cada una de sus enseñanzas, concejos y anécdotas que, aun sin saber si escuchábamos atentamente, marcaron en gran medida muchas de las decisiones que tomamos y nos guiaron en el camino que elegimos para culminar con la carrera.

Gracias por supuesto al apoyo incondicional de nuestros familiares y allegados, gracias a su voz de aliento y confianza en nosotros logramos sobrellevar muchos de los momentos de dificultad que se nos presentaron a lo largo de esta etapa. Gracias especialmente a nuestros padres y hermanas.

Extendemos un especial agradecimiento también a todas las personas que aportaron en la fabricación y construcción del martillo. Gracias a Yesid Camelo, Karol Vega, Sebastián Murillo y especialmente a Yamith Gonzales, Alfonso Giraldo Toro y Brayan Gonzales por todo el apoyo que nos brindaron en este proceso. Sin la ayuda de estas personas no hubiera sido posible culminar con este proyecto.

Por último, damos gracias a nuestro docente director, el Ing. Alexander Alvarado Moreno, por creer en la realización del martillo y confiar en nuestras capacidades para culminar satisfactoriamente con el proyecto.

A todas estas personas les expresamos nuestro más profundo agradecimiento. Sin su ayuda no hubiera sido posible sacar adelante esta tesis de grado.

Tabla de contenido

1. Resumen del proyecto.....1

2. Planteamiento del problema..... 2

3. Justificación..... 4

4. Objetivos..... 5

4.1. Objetivo específico..... 5

4.2. Objetivos específicos..... 5

5. Antecedentes. 6

5.1. Antecedentes. ……..... 3

5.1.1. Estudio mecánico y modelado de un martillo pilón para forja (Bustos, 2019). ……6

5.1.2. Model of analysis of design and implication of automated power Hammering machine Hossain, Mazumder, Ahmed & Imon, s.f). ……...7

5.1.3. Design and build low-cost power hammer machine based on throttle stomp (Sifa, Endramawan, Suwandi, Farhan & maulana 2022). ……8

5.1.4. Mecánica general: colecciones básicas Cinterfor, herrero (Cinterfor, 1977). ……..9

5.1.5. Propuesta de diseño de un equipo didáctico para forja en caliente (Chacón,2022). ……10

6. Marco teórico. ……..11

7. Metodología de desarrollo. ….19

7.1. Matriz QFD. ……..... 21

7.1.1. Requerimientos del cliente (qué's). 21

7.1.2. Benchmarking. 22

8. Matrices PUGH. ……..26

8.1. Matriz de selección sistema de amortiguamiento.....26

8.2. Matriz de selección del diseño. 28

9. Diseño preliminar. 31

10. Desarrollo. 40

10.1. Generalidades de diseño.....40

10.2. Guía de cálculos. 41

10.3. Cálculos.....41

10.3.1. Fuerza necesaria.....41

10.3.2. Columna porta punzón inferior 53

10.3.2.1. Selección del perfil de la columna porta punzón inferior.....56

10.3.3. Cálculos y análisis posicional de la estructura del muelle 57

10.3.3.1. Cálculo de fuerzas presentes en la estructura en la posición 1. 63

10.3.3.1.1. Cálculo del eslabón 2. 64

10.3.3.2. Cálculo de fuerzas presentes en la estructura en la posición 2. 65

10.3.3.2.1. Cálculo del eslabón 3. 66

10.3.4. Cálculo del esfuerzo sobre los pivotes. 67

10.3.5. Cálculo del aplastamiento en la perfilería de la estructura del muelle..70

10.3.6. Cálculo de las dimensiones necesarias en el cuerpo del punzón superior para que tenga una masa de 38 Kg. 71

10.3.7. Cálculo del resorte. 72

10.3.8. Cálculo de la columna que soporta la estructura del muelle. 76

10.3.9. Cálculo de las catarinas y la cadena. 79

10.3.10. Cálculo del eje. 81

10.3.10.1. Determinación de las dimensiones del eje a partir de consideraciones técnicas. 89

10.3.11. Consideraciones constructivas posteriores al proceso de cálculo y diseño. 90

10.3.11.1. Implementación de bujes para los pivotes en los eslabones. 90

10.3.11.2. Buje de la guia para el golpeador del martillo.....91

10.3.11.3. Ensamblaje de los portapunzones porta punzones.....92

10.3.11.4. Modificación a las platinas que unen el punzón a la estructura del muelle. ……93

10.3.11.5 Modificación al sistema de sujeción de los punzones.....94

10.3.12. Cálculo de la soldadura en la zona que presenta mayor criticidad.....95

10.3.12.1. Cálculo de la soldadura aplicada entre el acople para sujetar el golpeador y el golpeador. 96

10.3.12.2. Cálculo de la soldadura aplicada entre la columna larga y el soporte de la guía. **……**.....99

10.3.13 Sujeción del martillo al suelo. ……102

11. Resultados. 105

12. Conclusiones. 109

13. Referencias. 111

Índice de figuras

Figura 1. Martillo pilón diseñado por Marcos Bustos. ……7

Figura 2. Martillo automático diseñado en la universidad de Sonargaon. ……8

Figura 3. Martillo pilón con sistema de muelle. ……..……..9

Figura 4. Diagrama de fases Fe-C. ……..……12

Figura 5. Diagrama de temperatura, tiempo transformación de acero eutectoide. 12

Figura 6. Gráfica esfuerzo-deformación. ……..……..13

Figura 7. Gráfica esfuerzo-número de ciclos. ……15

Figura 8. Efectos de la temperatura sobre la gráfica de esfuerzo-deformación……16

Figura 9. Efectos de la temperatura y velocidad sobre la resistencia de un material……... 17

Figura 10. Forjado en troquel abierto. ……..……18

Figura 11. Diagrama de flujo de la metodología de diseño. ……20

Figura 12. Mecanismo de golpeo. ……..……..…32

Figura 13. Mecanismo de amortiguación. ……..……33

Figura 14. Mecanismo de activación. ……..……..34

Figura 15. Transmisión de movimiento. ……...……..…..35

Figura 16. Sistema de sujeción de los punzones. ……35

Figura 17. Punzón plano. ……..…..36

Figura 18. Punzón de tronzado. ……..……36

Figura 19. Punzón redondeado. ……..……36

Figura 20. Boceto del diseño preliminar del martillo. ……..……..……38

Figura 21. Temperatura máxima reportada por la forja. ……..…42

Figura 22. Representación de las dimensiones estimadas. ……43

Figura 23. Distancia entre el elemento golpeador y la base de trabajo. ……46

Figura 24. Esquema del material de trabajo y su relación con el elemento de trabajo……..47

Figura 25. Esquema de la fuerza actuando sobre la columna. ……54

Figura 26. Esquema del mecanismo de muelle en la posición 1. ……58

Figura 27. Disposición general de las platinas para fabricar los eslabones. ……59

Figura 28. Punzones y columnas portapunzones en su posición más baja (caso en el que no se encuentra posicionada la pieza de diseño). ……60

Figura 29. Punzones y columnas portapunzones en su posición más alta (caso en el que se posiciona la pieza de diseño). ……60

Figura 30. Ángulos presentes en la estructura en la posición de diseño 1. ……61

Figura 31. Ángulos presentes en la estructura en la posición de diseño 2. ……62

Figura 32. Análisis de fuerzas del muelle en la posición 1. ……..63

Figura 33. Fuerzas presentes en el eslabón 2, en la primera posición. ……..64

Figura 34. Análisis de fuerzas del muelle en la posición 2. ……..65

Figura 35. Fuerzas presentes en el eslabón 3, en la segunda posición. ……66

Figura 36. Diagrama de la fuerza actuando sobre el eslabón 3, la columna porta punzón superior y el pasador. ……67

Figura 37. Diagrama del área proyectada del perfil de la columna porta punzón superior. ……70

Figura 38. Diagrama a escala real del martillo pilón. ……77

Figura 39. Ensamblaje parcial del martillo pilón. ……81

Figura 40. Esquema de la propuesta de diseño del eje. ……82

Figura 41. Diagrama de torque del eje. ……..83

Figura 42. Efecto del torque sobre los puntos de interés del eje. ……84

Figura 43. Reacciones en los puntos de análisis del eje. ……85

Figura 44. Diagramas de fuerza cortante y momento flector. ……86

Figura 45. Unión de los eslabones por medio del pasador. ……91
Figura 46. *Sólido modelado y ensamblado en el software CAD*. ……92

Figura 47. *Unión del porta punzón superior con el golpeador del martillo*. ……93

Figura 48. *Sujeción del golpeador a la estructura del muelle*. ……94

Figura 49. *Sujeción del punzón*. ……95

Figura 50. *Fuerza de golpeo actuando sobre la soldadura aplicada entre el acople de sujeción y el golpeador*. ……96

Figura 51. *Vista superior del cordón de soldadura aplicado en el golpeador*. ……97

Figura 52. *Disposición de la fuerza actuando sobre la soldadura aplicada entre la columna larga y el soporte de la guía*. ……100

Figura 53. *Disposición del cordón de soldadura y sus dimensiones*. ……101

Figura 54. *Agujero realizado en el suelo para aplicar la mezcla sobre la que se ubicará el martillo*. ……102

Figura 55. *Estructura metálica de la cimentación para fijar el martillo.*. ……103

Figura 56. *Mezcla aplicada sobre el agujero realizado para posicionar el martillo*.104

Figura 57. *Modelo de Martillo Pilón*. ……106

Figura 58. *Martillo Pilón*. ……107

Índice de tablas

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento, competidor 1. ……22

Tabla 2. Parámetros de funcionamiento, competidor 2. ……23

Tabla 3. Parámetros de funcionamiento, competidor 3. ……23

Tabla 4. Parámetros de funcionamiento, competidor 4. ……24

Tabla 5. Parámetros de funcionamiento, competidor 5. ……24

Tabla 6. Matriz QFD. ……25

Tabla 7. Selección del sistema de amortiguamiento. ……26

Tabla 8. Matriz de selección de características de los martillos encontrados en los antecedentes. ……28

Tabla 9. Relación de la temperatura del acero al carbono y sus propiedades mecánicas. ……44

Tabla 10. Variación de la altura y la velocidad angular para la determinación de la masa. ……52

1. RESUMEN DEL PROYECTO

Cuando se piensa en un taller casero o rudimentario de forja, seguramente lo primero que se piensa sea la gran cantidad de esfuerzo y desgaste que este oficio amerita. Para nadie es un secreto que martillar es sinónimo de fuerza, agotamiento, fatiga y trabajo arduo, por lo que automatizar esta tarea repetitiva sin duda facilitaría en gran medida la labor de los herreros. El objetivo de este trabajo escrito es el de mostrar todo el procedimiento (diseño, fabricación y ensamblase) que trae consigo la elaboración de un martillo pilón accionado por energía mecánica. Al final de esta monografía se muestran todos los cálculos y procedimientos implementados para diseñar el mecanismo y que, además, se obtenga como resultado un martillo pilón completamente funcional y capaz de deformar aceros al bajo y mediano carbono en caliente. Para hacerlo se hizo una recopilación de diferentes autores que publicaron sus propios diseños de martillo, se evaluaron todas las opciones y se seleccionó la mejor alternativa teniendo en cuenta matrices de selección (matriz Pugh y QFD); Se reunió toda la fundamentación teórica necesaria para realizar los cálculos; se elaboraron los planos y, con ello, dimensionamiento de todas las piezas que componen la estructura del martillo; se fabricaron estos componentes para posteriormente ensamblarlos.

Se espera además que este dispositivo pueda quedar dentro de las instalaciones de la Facultad Tecnológica de la Universidad Distrital para facilitar e impulsar las prácticas de forjado dentro de las clases y, por qué no, que este documento pueda servir como guía técnica para cualquiera que desee fabricar su propio martillo pilón con base a sus requerimientos funcionales (tipo de material a forjar o fuerza de impacto, por ejemplo).

2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La forja es un proceso de manufactura basado en la deformación plástica controlada de un metal hasta una forma deseada a partir de impactos sucesivos. Por medio de este se pueden obtener propiedades y características favorables en los metales (tenacidad, ductilidad, resistencia a la fatiga y resistencia a la corrosión). En términos generales, la forja puede clasificarse como *Forja en caliente* o *Forja en frío,* y en ambos tipos de proceso se puede implementar una *matriz abierta* o *matriz de forma o estampa* para controlar la deformación de los objetos. En el primero de los casos, los dados del martillo pilón no poseen una geometría compleja, por lo que solo se pueden obtener elementos de limitada complejidad (sobre todo objetos y utensilios artesanales y rudimentarios), sin embargo, al utilizar matrices estampadas la variedad de productos que se pueden procesar aumenta considerablemente. Como su nombre lo indica, en la *Forja de matriz cerrada o de forma* los dados actúan como moldes a los que se les mecaniza con anterioridad para plasmar, en estos, alguna forma deseada, después, por la acción del impacto del martillo, esta geometría se estampa en el metal y gracias a este principio se pueden fabricar objetos de alta complejidad (tornillos, bielas, engranajes y muchas más piezas estructurales para maquinaria).

Lo cierto es que la realidad en muchos pequeños talleres de forja rudimentaria es que la deformación de metales se realiza con una simple masa y un yunque, por lo que la cantidad de esfuerzo físico que se requiere para golpear los materiales calientes y lograr darles una geometría deseada representa un desgaste significativo. Es por esta razón por la que es común oír a los herreros decir que se debe “saber martillar” para no terminar con el brazo molido al siguiente día. La mejor técnica que utilizan quienes practican este arte es la de aprovechar la fuerza de reacción que produce el impacto sobre el material para no tener que implementar mucho esfuerzo a la hora de levantar el martillo para dar el siguiente golpe. Sin embargo, hasta el herrero más experimentado y con la mejor técnica no puede negar que este movimiento repetitivo tendrá repercusiones físicas a mediano y largo plazo.

En el semestre académico 2022-III de la facultad Tecnológica de la Universidad Distrital se intentó incursionar con la explicación de las técnicas de forjado en la asignatura de Procesos de Conformado. En dicho espacio académico (con la ayuda de un pequeño horno de forja, un yunque y un martillo de mano) se lograron materializar distintos productos y artilugios con este tipo de técnicas, y los estudiantes que aprovecharon este tipo de lecciones lograron experimentar de primera mano el arte de “saber martillar”, sin embargo, debido a la ausencia de un martillo pilón que facilitara la deformación de los materiales, otorgar una forma específica a los objetos se tornaba algo complejo y desgastante. En vista de esta situación, y con el ánimo de impulsar este tipo de metodologías de estudio dentro de la facultad, se realizó un martillo pilón que pueda quedar dentro de las

instalaciones de la universidad para ser aprovechado por los futuros cursantes de la materia. Se espera que con la ejecución de este proyecto se pueda tanto facilitar el proceso de aprendizaje y enseñanza de la materia, así como impulsar la realización de este tipo de prácticas dentro de la universidad, de forma que el aprendizaje pueda ir más allá de solo clases teóricas.

3. JUSTIFICACIÓN

El diseño y elaboración de un martillo pilón represento (en términos de desarrollo personal y profesional) un interesante reto para medir y poner en práctica los conocimientos que se adquirieron a lo largo de la vida académica dentro de la universidad. Llevar a la realidad los conceptos de análisis de esfuerzos y cálculo de estructuras vistos en materias como Elementos de Máquinas I y II o Resistencia de Materiales fue una buena manera de reforzar y afianzar lo que se revisó en la teoría. Además de comprobar de primera mano que los criterios de diseño, que se aprendieron tras cursar y aprobar estos espacios académicos, son de utilidad para diseñar, calcular y finalmente fabricar mecanismos y maquinaria.

Adicionalmente, con el matillo pilón en funcionamiento, este proyecto podrá ser de provecho para el resto de estudiantes que también estén interesados en crear productos por medio de las técnicas de forjado, lo cual pueden hacer de una manera más fácil y rápida; para los docentes de materias como Procesos de Conformado, la presencia de un martillo pilón dentro de las instalaciones de la facultad tecnológica representa la oportunidad de explicar más de cerca al menos uno de los muchos procesos de manufactura que se estudian en la materia, además de abrir las puertas a la posibilidad de idear prácticas y actividades relacionadas con el proceso de forja; en materias como Procesos de mecanizado I y II, se podría pensar en la fabricación de piezas de mayor complejidad y exigencia, articulando así las operaciones de mecanizado por arranque de viruta con las piezas que se puedan moldear con ayuda del martillo; y para el espacio académico de Materiales Metálicos podría aprovecharse el martillo para estudiar, por ejemplo, la influencia de la temperatura en el comportamiento de propiedades del acero como la ductilidad y la dureza, o por qué no, realizar un estudio metalográfico para observar las tensiones internas que quedan en la estructura de los objetos luego de ser forjados.

Por último, se espera que este proyecto sirva para incentivar este tipo de prácticas, y que el martillo pilón pueda quedar dentro de la Facultad Tecnológica, aportando así a mejorar la dotación de máquinas disponibles en la facultad Tecnológica. Además, sería interesante también que la documentación y análisis plasmados en este documento puedan servir de guía para aquellos que quieran diseñar y fabricar un martillo pilón de acuerdo con las necesidades que tengan.

4. OBJETIVOS

4.1 Objetivo General

- Diseñar y fabricar un martillo pilón accionado por energía mecánica que pueda generar una fuerza de golpeo de por lo menos 60 Kg.

4.2 Objetivos Específicos

- Buscar y recolectar toda la información necesaria para el diseño, ejecución y fabricación del martillo.

- Determinar el diseño más favorable a partir de matrices de selección construidas por medio de diseños consultados de martillos pilones.

- Efectuar los cálculos y análisis necesarios para diseñar la estructura segura y funcional, además de la selección de materiales.

- Elaborar la ingeniería de detalle que incluye planos CAD y fichas técnicas.

5. ANTECEDENTES

5.1 ANTECEDENTES

Teniendo en cuenta el primer objetivo específico del documento, y con la intención de darle un mejor punto de inicio, ruta y mayor fluidez al diseño del martillo pilón, se optó por buscar en distintas fuentes de información autores que hayan fabricado este tipo de mecanismos, por lo que la mayoría de bibliografía son proyectos de grado, artículos y tesis. Sin embargo, también se tomaron ideas de algunos libros que contenían información importante para tener en cuenta antes de meterse de lleno con la elaboración del proyecto.

5.1.1 ESTUDIO MECÁNICO Y MODELADO DE UN MARTILLO PILÓN PARA FORJA (Bustos, 2019)

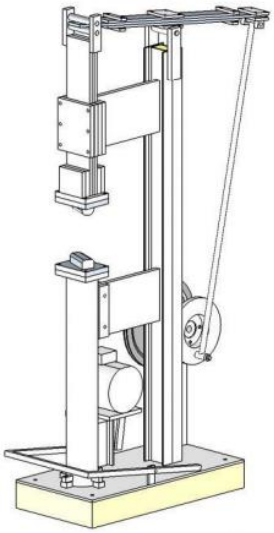
Este proyecto de tesis realizado en la Universidad de Valladolid muestra el estudio y diseño de un martillo pilón desde cero. En él se puede encontrar el análisis geométrico y estructural de la propuesta de martillo partiendo de simples eslabones y nodos para revisar la viabilidad de las dimensiones de la estructura; los cálculos y fórmulas utilizados para hallar la fuerza de diseño que debía tener el mecanismo; la determinación de las velocidades y aceleraciones que presentan las partes móviles del martillo; la estimación de la potencia y par necesario para que la máquina funcione correctamente; el análisis de las fuerzas y diagramas de cuerpo libre en los puntos críticos del diseño; el cálculo y determinación de los esfuerzos en las partes que presentan mayor criticidad; y muchos otros más aspectos relacionados con sensores de carga y variadores de par y frecuencia implementados en el motor.

El autor de este documento usa como herramienta de cálculo matemática el programa de MATLAB, de manera que se pueda establecer un sistema de ecuaciones que dependa de ciertos datos de entrada que puedan ser cambiados con facilidad para establecer unas condiciones de trabajo distintas. Algo curioso de este diseño es que el martillo pilón (a diferencia de la mayoría de los diseños) implementa un sistema de ballesta para absorber las fuerzas excesivas que puedan presentarse en el martilleo (ver figura 1).

A pesar de que la matemática utilizada en este trabajo es bastante avanzada y, por lo tanto, difícil de comprender, existen muchos análisis y criterios que pueden ser de provecho para la elaboración del martillo en el presente documento, así como tablas y gráficas que muestran el comportamiento de la dureza y la ductilidad del acero a distintas temperaturas, información que sin duda es de provecho para el desarrollo de esta monografía.

Figura 1

Martillo mecánico diseñado por Marcos Bustos



Fuente: (Bustos, 2019)

5.1.2 MODELO DE ANÁLISIS DE DISEÑO E IMPLICACIÓN DE MÁQUINA PERFORADORA AUTOMATIZADA (Hossain, Mazumder, Ahmed & Imon, s.f)

En este proyecto de grado realizado en Universidad de Sonargaon, Bangladesh, se presenta la fabricación de un prototipo de martillo automático que facilite las tareas manuales para todos los oficios en los que se ejerza la acción del martilleo (remachado, recalcado, punzado, forjado, entre otras). La estructura del mecanismo es bastante simple (ver figura 2), pero en esta se plantea un principio de funcionamiento distinto al que se usa en el resto de tesis que se encontraron.

En el contenido de este trabajo se explica el proceso de forja, abordando un poco de su historia, tipos de procesos y variedades de punzones implementados en los diferentes martillos que se usan en esta industria para golpear el material de trabajo. Se presentan además las dimensiones y características de la perfilería implementada para fabricar la base del martillo y demás partes, accesorios y elementos de sujeción del mecanismo. Por último, se realiza el cálculo de algunos parámetros de funcionamiento del martillo, incluyendo el torque del motor, la potencia transmitida, la fuerza y velocidad presentada por el mecanismo en el punto más alto y bajo de su recorrido y los esfuerzos soportados por las uniones atornilladas de la estructura.

Figura 2

Martillo automático diseñado en la Universidad de Sonargaon.



Fuente: (Hossain, Mazumder, Ahmed & Imon, s.f)

5.1.3 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MARTILLO ELÉCTRICO DE BAJO COSTO BASADO EN EL ACELERADOR (Sifa, Endramawan, Suwandi, Farhan & Maulana 2022).

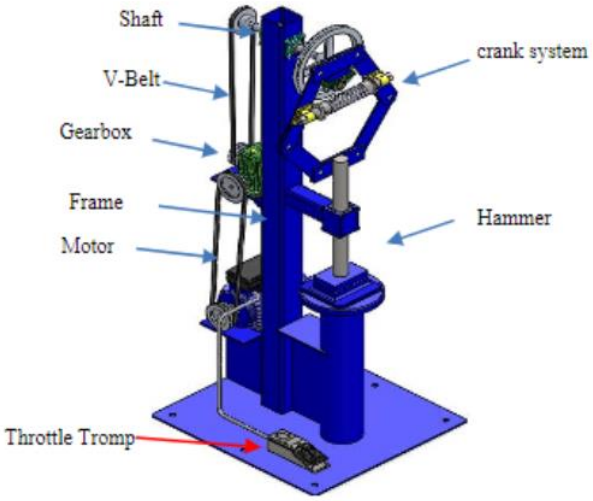
El presente trabajo escrito es un artículo de revista publicado en *Invotek*, una revista de innovación vocacional y tecnológica de Indonesia. En este se presenta todo el proceso de diseño y posterior fabricación de un martillo pilón que, a diferencia de los ya mencionados anteriormente, posee un sistema de muelle para absorber las fuerzas adicionales que puedan presentarse en el martilleo (ver figura 3).

En el documento se presenta a detalle todo el procedimiento que se siguió para determinar las fuerzas y reacciones presentes en la estructura del muelle en las posiciones de mayor y menor cercanía del dado superior del martillo con respecto al dado inferior o yunque. Se calcula además los esfuerzos de flexión y torsión presentes sobre el eje de la máquina y a partir de ellos se estima el diámetro mínimo necesario para soportar estas cargas. Se realiza el análisis de transmisión de potencia en cada una de las poleas presentes en el diseño para dar un martilleo con una determinada fuerza y se determina la potencia requerida por el motor para que

el martillo funcione correctamente. Al final del artículo se muestra también el martillo pilón ya terminado y algunas pruebas que se le realizaron una vez ya se encontraba en funcionamiento, en donde se analizaba el cambio de espesor y ancho del material de trabajo en relación con el tiempo de martilleo.

Figura 3

Martillo pilón con sistema de muelle.



Fuente: (Sifa, Endramawan, Suwandi, Farhan & Maulana 2022).

5.1.4 MECÁNICA GENERAL: COLECCIONES BÁSICAS CINTERFOR, HERRERO (Cinterfor, 1977).

La colección básica de Cinterfor sintetiza la descripción de una amplia cantidad de labores realizadas en ocupaciones afines con la mecánica general. En las publicaciones realizadas por CBC se puede encontrar una breve explicación de operaciones que van desde el uso de una amplia lista de instrumentos de medición; la forma adecuada de afilar todo tipo de herramientas de corte (buriles, brocas, escariadores, etc.); labores en torno, fresa, rectificadora, taladro, entre otras; hasta conceptos relacionados con la medición de la dureza, manejo y operación de moldes de inyección, soldadura, oxicorte y una gran variedad de más oficios. Particularmente, en la publicación de *Herrero* que Cinterfor hace se describen todas las operaciones y acciones que se hacen en la industria de la forja. Se explica la manera correcta de aplanar, estampar, doblar, estirar, curvar, cortar, redondear, retorcer, agujerear y muchas más labores, además de mostrar los diagramas de los instrumentos, herramientas y punzones utilizados para realizar cada una de estas operaciones.

La información que otorga el libro es de utilidad debido a que ayuda a considerar y tener presente cuáles son las acciones más importantes que realiza un herrero.

Además, los diagramas que se muestran son de gran ayuda para darse una primera idea de la forma que deben tener los punzones que se realicen en el presente proyecto para diversificar las operaciones del martillo pilón. Por último, también se plantean las temperaturas idóneas para forjar los metales, además de presentar una tabla que asocia el color que adquieren los aceros al bajo carbono, semiduros y duros al aplicarles calor, y esta información se asocia a un posible rango de temperaturas a los que deberían estar estos materiales.

5.1.5 PROPUESTA DE DISEÑO DE UN EQUIPO DIDACTICO PARA FORJA EN CALIENTE (Chacón, 2022).

Este escrito es una tesis publicada por la universidad del Salvador, presentada por Juan Francisco Chacón Navarrete para optar al título de ingeniería mecánica. En su trabajo, Chacón aborda conceptos relacionados con la forja, el acero y sus propiedades en caliente, y también los tipos de máquinas golpeadoras y sus partes. El propósito de esta publicación es el de mostrar el procedimiento de diseño de un mecanismo que pueda ser utilizado en forja.

El desarrollo conceptual de este equipo basado en el aprovechamiento de la caída libre de una masa se fundamenta (inicialmente) con un procedimiento y fórmulas parecidas a las que presenta Marcos Bustos en su documento. Sin embargo, lo interesante de este trabajo escrito es que el autor se percata que al realizar los cálculos de esta manera se obtiene una fuerza de golpeo muy grande. Por esta razón, Juan Francisco Chacón opta por partir de una masa dada, la cual estima teniendo en cuenta indagaciones hechas a martillos de este estilo presentes en el mercado. Después, con uso de la conservación de energía y partiendo de la velocidad de caída desde una determinada altura, determina una masa que sea semejante a las que encontró.

Una vez que se determinó la fuerza de golpeo que el martillo de gravedad iba a ejercer, el autor plantea una propuesta de diseño para la estructura de su martillo y después realiza el cálculo y análisis de los componentes mecánicos que presentaran mayor criticidad en esta. Aunque al final de documento no se demuestra que este diseño haya sido fabricado, Juan Francisco Chacón realizó todos los cálculos, averiguaciones de costos y planos correspondientes a los elementos que componían su propuesta.

1. MARCO TEÓRICO

En el desarrollo de este proyecto se requiere de conceptos útiles para el diseño y construcción del martillo pilón, por tal motivo, enfocándonos únicamente en el diseño, serán necesarios conceptos en las áreas: de materiales, estática, dinámica, elementos de máquinas, resistencia de materiales. A grandes rasgos estos conceptos abarcaran temas como esfuerzos de los materiales, geometría, Graficas TTT, transmisiones de potencia, tratamientos térmicos, etc.

La primera de las áreas que se explorará es la de los materiales. Existen distintos tipos de materiales entre ellos polímeros, cerámicos, metálicos y compuestos. Sin embargo, antes de hablar de materiales será necesario definir qué es un material: este podemos entenderlo como la materia prima necesaria para la fabricación de elementos útiles para el entorno; todos los materiales tienen distintas características: mecánicas, elásticas, geométricas, gama de colores, etc. Estas características permiten clasificarlos en los grupos anteriormente mencionados.

A pesar de la gran gama de materiales que existen aquí sólo se tratarán dos: Metálicos y polímeros, pues, debido a las características que los distinguen serán los más adecuados para la creación del martillo pilón.

Hablando específicamente de los metales, un metal puede definirse como aquellos que “Conducen perfectamente el calor y la electricidad y opacos a luz visible; la superficie metálica pulida tiene apariencia lustrosa. Además, los metales son resistentes, aunque deformables, lo que contribuye a su utilización en aplicaciones estructurales” (WILLIAM D. CALISTER JR., 1998). También existente otras características como la son la dureza, la tenacidad, esfuerzo, capacidad de aleación, entre otras, de las cuales algunas se explicarán a continuación.

“La dureza, que como término no puede definirse de manera precisa pues depende del contexto, representa la resistencia a los rayones o a la indentación y una medida cualitativa de la resistencia del material” (Askeland & Wright, 2015). Existen distintos tipos de pruebas para medir la dureza de los materiales como lo son la dureza Brinell, Rockwell, Vickers y Knoop.

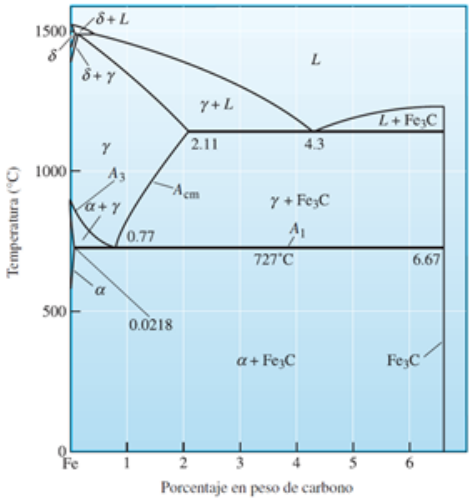
La dureza de un material en materiales metálicos, más específicamente en aceros, está muy relacionada con el método de obtención de dicho material, pues debido a que la mayoría de estos son tratados y transformados a partir del calor, por ello es importante tener presente lo diagramas de fase y los diagramas TTT

“Un diagrama de fases muestra las fases y sus composiciones a cualquier combinación de temperatura y composición de la aleación. Cuando sólo se presentan dos elementos o dos compuestos en un material, se puede trazar un diagrama de fases binario” (Askeland & Wright, 2015). Por otro lado, “el diagrama de tiempo-temperatura-transformación(TTT) …, también llamado diagrama de transformación isotérmica (TI) o curva C, permite pronosticar la estructura,

propiedades y tratamiento térmico que requieren los aceros” (Askeland & Wright, 2015). Estos diagramas permitirán entender las características de los materiales para la su posterior comparación y selección.

Figura 4.

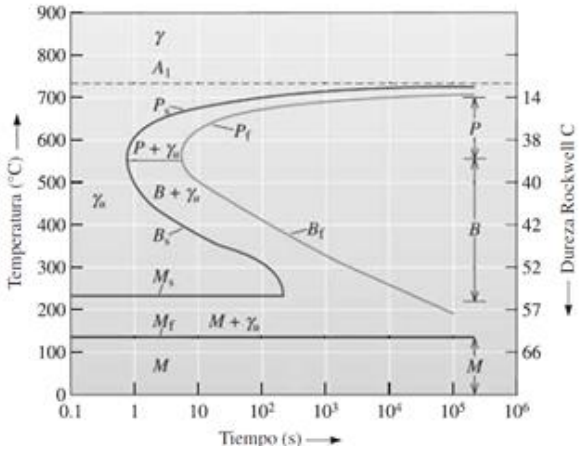
Diagrama de fases Fe-C.



Nota. Tomado de ciencia e ingeniería de los materiales (p.435), por Donald R. Askeland, 2015, CENGAGE.

Figura 5.

Diagrama de temperatura, tiempo transformación de acero eutectoide.

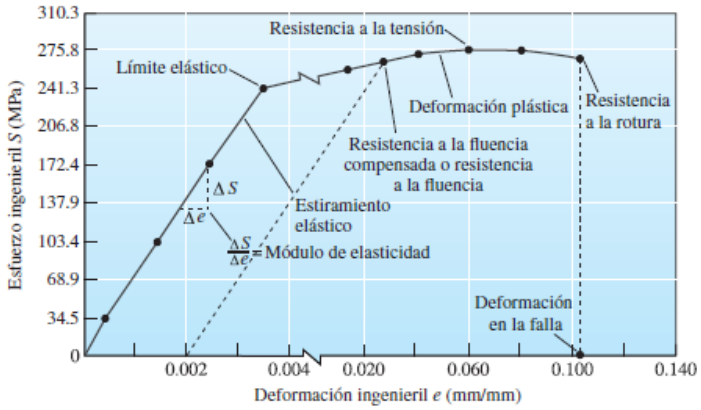


Nota. Tomado de ciencia e ingeniería de los materiales (p.440), por Donald R. Askeland, 2015, CENGAGE.

Por otro lado, otra característica importante en los materiales metálicos es la ductilidad esta puede definirse como la “Capacidad de un material para deformarse de manera permanente sin romperse cuando se le aplica una fuerza” (Askeland & Wright, 2015). De esta propiedad se desprenden las gráficas de esfuerzo-deformación, estas permiten visualizar el cambio en la deformación unitaria de un material en base al esfuerzo admisible de este. El esfuerzo es posible definirse como “Fuerza por unidad de área sobre la que actúa la fuerza.” (Askeland & Wright, 2015).

Figura 6.

Gráfica esfuerzo-deformación.



Nota. Tomado de ciencia e ingeniería de los materiales (p.189), por Donald R. Askeland, 2015, CENGAGE.

La grafica esfuerzo deformación de los metales y aleaciones cumple con la forma de la Figura 6. Este tipo de graficas permiten identificar características específicas de cada material como la resistencia a la fluencia, el límite de esfuerzo necesario para que un material se deforme de manera permanente, es decir, que deforme plásticamente (Askeland & Wright, 2015).

Otra característica identificable es, la resistencia a la tensión “la cual es el esfuerzo máximo en la curva de esfuerzo-deformación ingenieriles. Este valor también se conoce como resistencia máxima a la tracción” (Askeland & Wright, 2015). A pesar de que se pueden evidenciar más características de la gráfica esfuerzo deformación sólo se tomaran estas como las útiles para el desarrollo de este trabajo.

Por otro lado, las características explicadas anteriormente, son puntuales, pues se puede evidenciar de puntos exactos de la gráfica, sin embargo, existen otro tipo de características, deducibles de la gráfica, que también describen el comportamiento de un material, aquí sólo se hablará de una. “El módulo de elasticidad, o módulo de Young (E), es la pendiente de la curva de esfuerzo-deformación unitaria en la región elástica” (Askeland & Wright, 2015). Este describe el comportamiento de un material

en su primera zona de deformación, en donde el comportamiento es elástico, es decir, que el material puede recuperarse después de la deformación (Askeland & Wright, 2015). Todas estas características serán útiles al momento del diseño que se tratará más adelante.

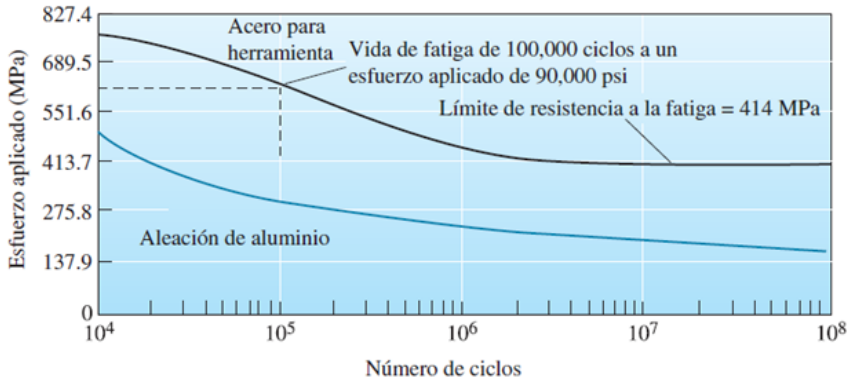
Por otro lado, en los materiales para la fabricación y construcción de piezas es importante identificar las características que pueden ser de utilidad, pues estas características determinaran muchos factores críticos de la operación de dichas piezas, características como lo son su geometría, tamaño, color, vida útil, costo, peso, entre otros. Pero entre todos los materiales es difícil escoger alguno sólo por sus características inherentes, por lo que, las condiciones a la que se operará dicho material como la carga, dureza, vida útil, temperatura etc. serán un buen criterio para elegir aquellos materiales que serán útiles, por su respuesta a dichas condiciones.

En un primer lugar, la carga o esfuerzo, el cual ya se definió anteriormente, este puede ser afectar a una pieza hecha de un material y geometría concreta. Esta carga afectara al material también dependiendo en la manera en que sea aplicada sobre la pieza, generando a si afecciones en elemento de análisis, una de las consecuencias de la carga puede ser la fractura, por exceso de carga; deformación una carga mayor al límite de fluencia; fatiga, acritud en el material debido a cargas aplicadas prolongadas a lo largo del tiempo pudiendo generar incluso ruptura (Askeland & Wright, 2015).

Entre estos la fatiga es un punto a tener en cuenta, pues esta será de utilidad para determinar la vida útil de un material con determinada geometría. La fatiga afectara de distintas maneras a un material pues depende de qué tipo de carga es y cómo es aplicada a lo largo del tiempo: repetida e invertida, fluctuante, estática, impacto y aleatoria (Robert, 2006).

Figura 7.

Gráfica esfuerzo-número de ciclos.



Nota. *Tomado de ciencia e ingeniería de los materiales (p.247), por Donald R. Askeland, 2015, CENGAGE.*

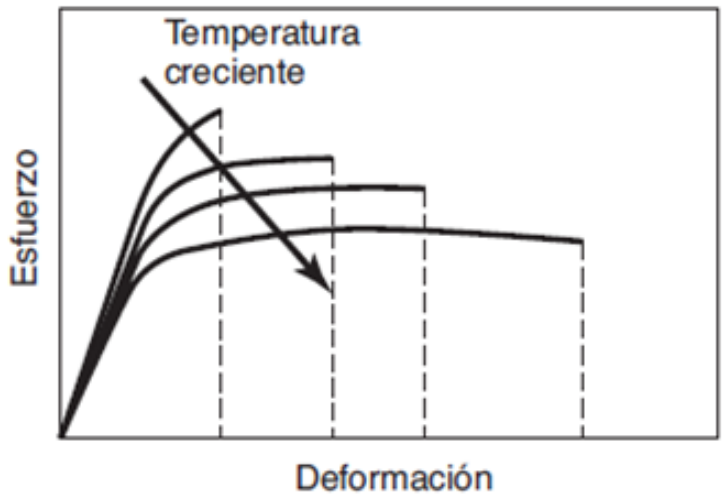
La gráfica anterior es el resultado de una prueba de fatiga para determinar la resistencia a la fatiga de un material específico. En esta prueba una serie de especímenes se les aplica una serie de cargas y cierto número de ciclos (Askeland & Wright, 2015). Este tipo de gráficas permiten determinar el límite de resistencia a la fatiga el cual es el esfuerzo máximo al cual un elemento expuesto a cargas a lo largo del tiempo no presentará una falla por fatiga.

La fatiga y en general todas las características teóricas y experimentables de un material se pueden ver afectadas por sus condiciones de servicio, es decir, las condiciones a las que se verá expuesto un material determinado en un ambiente de trabajo convencional; condiciones como temperatura, corrosión, humedad, etc. Entre ellas aquella que será de mayor importancia será la temperatura, debido a las condiciones de operación a las que se verá expuesto el martillo pilón.

“Si se aplica un esfuerzo a un material a una alta temperatura, este puede estirarse y con el tiempo fallar, aun cuando el esfuerzo aplicado sea menor que la resistencia a la fluencia a esa temperatura” (Askeland & Wright, 2015). Este es prácticamente el principio que se usa para el forjado en caliente de materiales pues, este requiere la deformación de un material a partir de un incremento en la temperatura para moldear el material fácilmente. Las afecciones que realiza la temperatura sobre los metales en su esfuerzo se pueden evidenciar en la figura 8.

Figura 8.

Efectos de la temperatura sobre la gráfica de esfuerzo deformación.



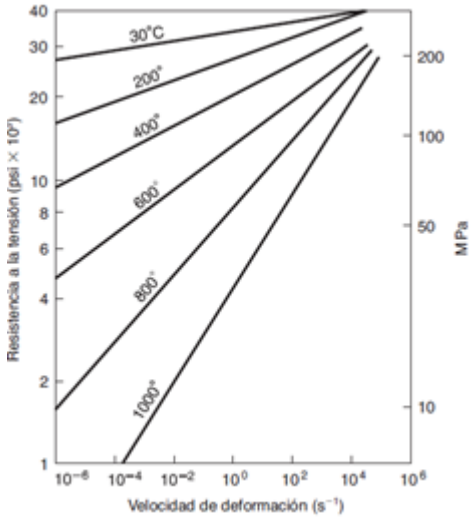
Nota. *Tomado de Manufactura, ingeniería y tecnología (p.74), por S. Kalpakjian & S.R. Schmid, 2015, PEARSON.*

Una parte importante del forjado no solamente es la temperatura, sino que también la velocidad a la que se realiza la deformación. Pero, primero, se considera que un material está siendo forjado en caliente cuando se deforma “por arriba o por debajo de la temperatura de cristalización” (Groover, 2016) esto puede cambiar según sea el material. Un ejemplo es el plomo pues a temperatura ambiente se consideraría como forjado en caliente.

La temperatura y la velocidad de deformación de un material en el forjado son fundamentales y están prácticamente relacionadas una con la otra, pues a mayor temperatura “eleva la ductilidad y la tenacidad y reduce el esfuerzo a la fluencia y el módulo de elasticidad” (Kalpakjian & Schmid, n.d.). Tanto la temperatura como la velocidad de deformación afectan en conjunto las propiedades de los materiales, específicamente los metales como se evidencia en la figura 9.

Figura 9.

Efectos de la temperatura y velocidad sobre la resistencia de un material.



Nota. Tomado de Manufactura, ingeniería y tecnología (p.75), por S. Kalpakjian & S.R. Schmid, 2015, PEARSON.

Según Groover (2016) existen distintos tipos de forjado, que se pueden clasificar de distintas maneras, con base a esto el forjado en caliente de troquel abierto con martinete de pistón guiado será en el cual se centrará especial atención. El forjado de troquel abierto se refiere a “El caso más simple de forjado en troquel abierto consiste en comprimir una pieza de sección cilíndrica entre dos troqueles planos, muy semejante a una prueba de la compresión” (Groover, 2016). Además, el proceso de pistón guiado hace referencia a un mecanismo que ejerce fuerza de impacto sobre el material.

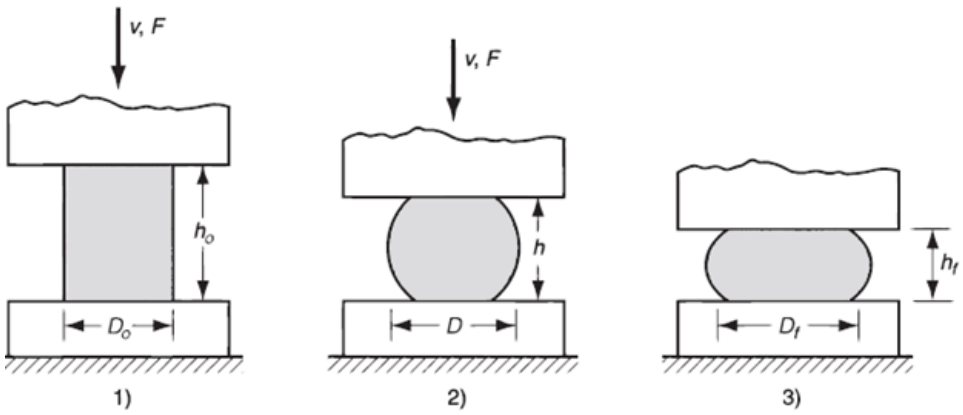
Es posible identificar la fuerza necesaria por el pistón para deformar un material implementando la Ecu. 1, en donde se relacionan el límite de fluencia del material a una determinada temperatura (Y_f); el área de la sección transversal sobre la cual se aplicará la fuerza (A); y un factor de corrección (K_f) que depende de la fricción (μ) presente debido a la dificultad que sufre el material para fluir sobre el troquel, ocasionada por la transferencia de temperatura entre el troquel y el material. También incluye la dificultad de deformarse por las dimensiones aproximadas del diámetro del material (*D)* y la altura de la pieza que se deformará (*h*).

$$F = K_f Y_f A \qquad \text{Ecu. 1}$$

$$K_f = 1 + 0.4\mu D/h \qquad \text{Ecu. 2}$$

Figura 10.

Forjado de troquel abierto.



Nota. Tomado de Fundamentos de manufactura moderna (p.403), por P. Grover, 2016, Mc Graw Hill.

Por otro lado, otra parte fundamental para el diseño del martillo pilón fue que el principio de este es a base de impactos repetitivos, otorgado así al material una forma deseada poco a poco; por tal motivo es importante tener en cuenta la influencia del impacto sobre la deformación, para esto se usó la *Ecu. 3* (Norton, 1999). Esta ecuación describe la deformación unitaria que recibe el material con base a al esfuerzo de fluencia y la energía del que absorbe dicho material.

$$U_R \cong \frac{1}{2} \cdot \frac{S_y^2}{E} \qquad \text{Ecu. 3}$$

7. METODOLOGÍA DE DESARROLLO

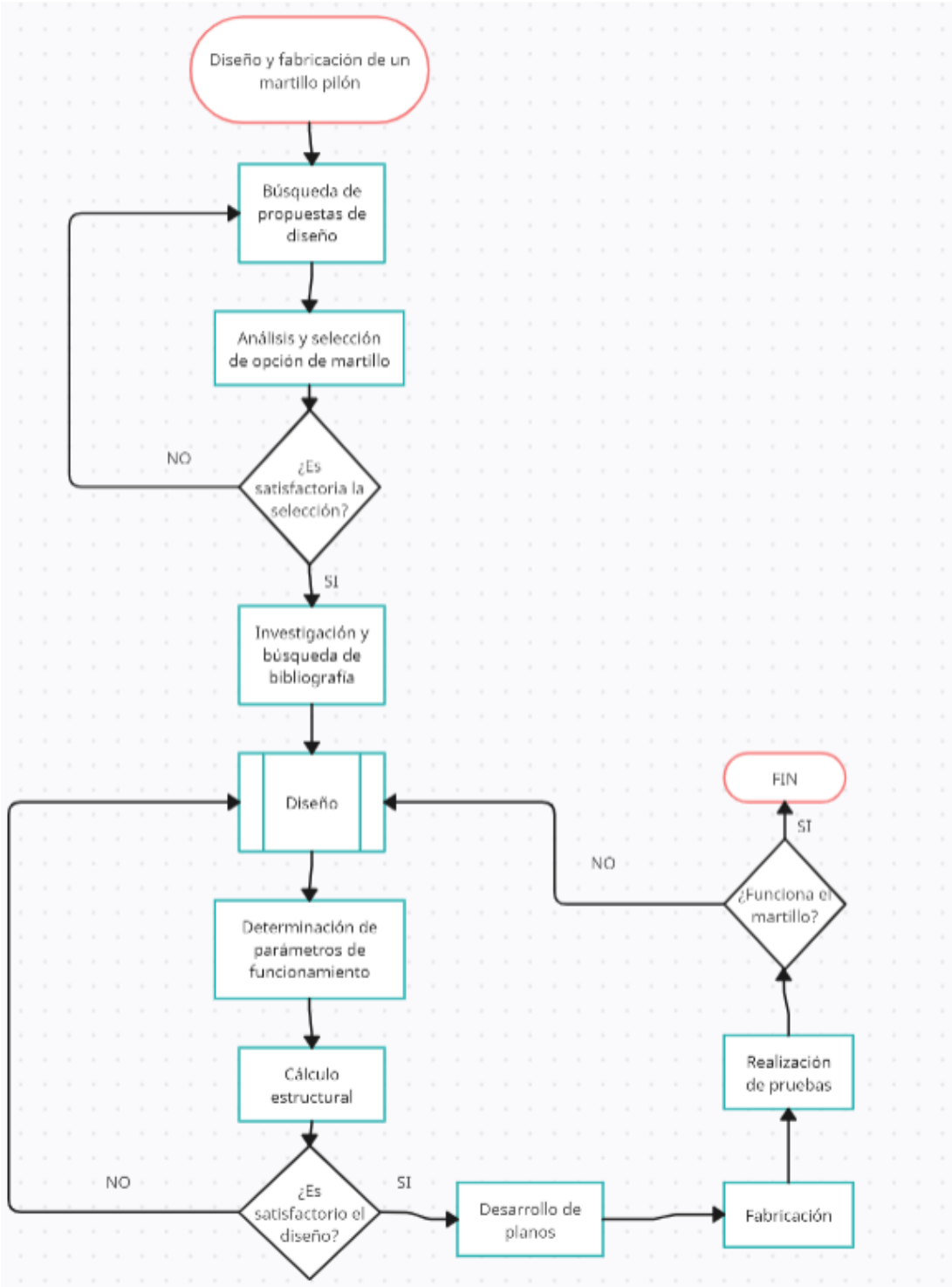
Para llevar a cabo el desarrollo, diseño y construcción del martinete mecánico, se realizó, inicialmente, una primera búsqueda y recopilación de diferentes fuentes y autores que hayan realizado este tipo de mecanismo con anterioridad. Posteriormente, se analizó cada una de estas opciones implementando matrices de selección que se usaron como apoyo para desarrollar y escoger la idea de diseño, la cual tuvo una importancia primordial para esta propuesta de grado.

Una vez que se definió un martillo pilón a desarrollar, se realizó, nuevamente, un proceso de investigación en donde se acudirá a fuentes de información más especializadas y específicas, de manera que se logró reunir toda la fundamentación teórica, fórmulas y ecuaciones necesarias para describir el proceso de forja. Toda esta información (sumada a los conceptos y conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera) se utilizaron para realizar todo el desarrollo esquemático y conceptual, así como los cálculos y desarrollos matemáticos que se requieren para dimensionar y seleccionar los materiales y demás elementos que van a componer la estructura del martillo.

En la siguiente fase se realizaron los planos de las partes que conforman la estructura del martillo, los cuales son acordes a los cálculos estructurales realizados en el paso anterior. Después, con base en los dimensionamientos hechos en estos planos, se llevó a cabo todas las acciones relacionadas con la fabricación, mecanizado, compra, unión y ensamblaje de cada uno de los componentes del mecanismo. Por último, se hicieron pruebas del correcto funcionamiento en el martillo pilón terminado.

Figura 11.

Diagrama de flujo de la metodología de diseño.



Nota. Fuente propia

7.1. MATRIZ QFD

Este segmento del documento se centró en desarrollar lo propuesto en el segundo objetivo específico de este escrito. Una vez hecha la recolección de información necesaria sobre prototipos de martillos pilones existentes en el mercado (competidores) y de tener en cuenta los diseños consultados en el apartado de antecedentes, se procede ahora a elaborar una matriz QFD (Quality Funtion Deployment), con la intención de identificar las características que son más importantes de los martillos pilones para los clientes o usuarios (Qué's); y también las formas de satisfacer los anteriores (Cómo's). Además, se buscó establecer las correlaciones entre los Cómo's, para identificar las características imperantes para tener en cuenta.

Por otro lado, el despliegue de función de calidad o QFD permite establecer una comparativa entre los competidores y el prototipo que se construyó, de manera que también se pudo observar cómo el mercado está respondiendo a los Qué's y a los Cómo's. Esto ayudó al proceso de diseño pues se prestó especial atención en aquellos puntos que son importantes para los clientes y que la competencia, probablemente, no cumple de la mejor manera.

La matriz también permitió establecer aquellos parámetros de diseño que fueron fundamentales no sólo para los clientes, sino que también aquellos que fueron críticos para el diseño. Todo esto se logró a partir de métodos cuantitativos, que están presentes en la matriz QFD, por ello es tan importante en el proceso de diseño.

7.1.1. REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE (QUÉ'S).

Se plantearon los siguientes requerimientos para el cliente, los cuales se consideraron más relevantes. Para ponderar su relevancia se realizó una encuesta en donde el cliente decida cuál de estos es de vital importancia para el desarrollo de este diseño. Es importante aclarar que estos valores de funcionamiento se estimaron teniendo en cuenta a otros martillos del mercado y en base a datos que sean cómodos de alcanzar en el proceso de fabricación.

- Que la fuerza de golpeo sea superior a 25 kg.
- Que la Potencia del motor sea mayor a 1 HP.
- Que la activación sea cómoda.
- Que sea estético.
- Que la altura total del martillo no sea mayor a 2500 mm.

- Que sea económico.
- Que el mantenimiento sencillo.
- Que posea punzones intercambiables.
- Que cuente con un sistema de amortiguación del golpe.
- Que la frecuencia de golpeo sea mayor a 120 golpes por minuto.
- Que la apertura entre punzones sea mayor a 60 mm
- Que sea seguro

7.1.2. BENCHMARKING.

En esta sección se mostró, de manera organizada algunos de los productos que se pueden encontrar en el mercado, identificando que cumplan con los estándares que fueron dispuestos por y para el cliente. Además de ello, se identificaron las características más representativas de estos, lo cual permitió establecer parámetros de selección objetivos y precisos.

Tabla 1

Parámetros de funcionamiento, competidor 1.

Competidor 1: Martillo pilón de doble resorte		
Fuerza de golpeo (kg)	25	
Potencia del motor (HP)	2	
Método de activación	pedal	
Altura total del martillo (mm)	1800	
Valor (COP)	$ 7 786 586,72	
Punzones intercambiables	si	
Amortiguación del golpeo	Si, doble resorte	
Frecuencia de golpeo (Golpes por minuto)	150	
Apertura de los punzones (mm)	200	

Nota. Fuente (Sergio, 2023)

Tabla 2

Parámetros de funcionamiento, competidor 2.

Competidor 2: Loha Pitne Ka Machine		
Fuerza de golpeo (kg)	50	
Potencia del motor (HP)	3	
Método de activación	pedal	
Altura total del martillo (mm)	1600	
Valor (COP)	$ 6 810 912,97	
Punzones intercambiables	Si	
Amortiguación del golpeo	Sí, ballesta	
Frecuencia de golpeo (Golpes por minuto)	200	
Apertura de los punzones (mm)	100	

Nota. Fuente (Imlywala & sons, 2023)

Tabla 3

Parámetros de funcionamiento, competidor 3.

Competidor 3: X1 Power Hammer		
Fuerza de golpeo (kg)	50	
Potencia del motor (HP)	2	
Método de activación	Pedal	
Altura total del martillo (mm)	2337	
Valor (COP)	No registra	
Punzones intercambiables	Si	
Amortiguación del golpeo	Sí, integrada con neumatico	
Frecuencia de golpeo (Golpes por minuto)	290	
Apertura de los punzones (mm)	76	

Nota. Fuente (Anónimo, 2023)

Tabla 4

Parámetros de funcionamiento, competidor 4.

Competidor 4: martillo pilón de ballesta		
Fuerza de golpeo (kg)	70	
Potencia del motor (HP)	2	
Método de activación	pedal	
Altura total del martillo (mm)	2000	
Valor (COP)	$ 20 706 171,43	
Punzones intercambiables	Si	
Amortiguación del golpeo	Sí, ballesta	
Frecuencia de golpeo (Golpes por minuto)	130	
Apertura de los punzones (mm)	150	

Nota. Fuente (Vintage Blacksmith, 2023)

Tabla 5

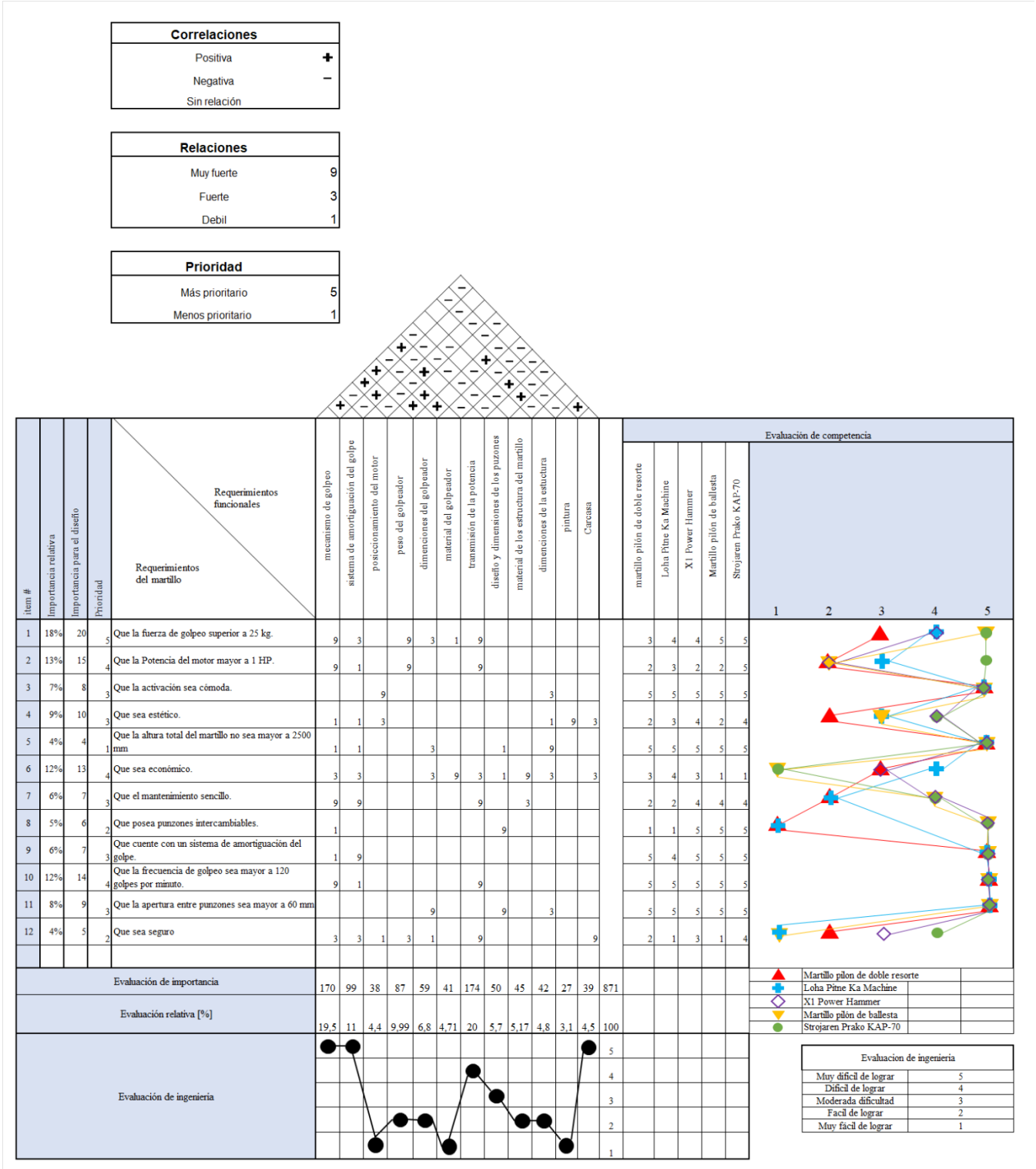
Parámetros de funcionamiento, competidor 5.

Competidor 5: Strojaren Prako KAP-70		
Fuerza de golpeo (kg)	70	
Potencia del motor (HP)	36	
Método de activación	pedal	
Altura total del martillo (mm)	1600	
Valor (COP)	No registra	
Punzones intercambiables	Si	
Amortiguación del golpeo	Sí, ballesta	
Frecuencia de golpeo (Golpes por minuto)	250	
Apertura de los punzones (mm)	220	

Nota. Fuente (WMW AG, 2023)

Tabla 6

Matriz QFD



item #	Importancia relativa	Importancia para el diseño	Prioridad	Requerimientos del martillo	mecanismo de golpeo	sistema de amortiguación del golpe	posicionamiento del motor	peso del golpeador	dimenciones del golpeador	material del golpeador	transmisión de la potencia	diseño y dimensiones de los puzones	material de los estructura del martillo	dimenciones de la estuctura	pintura	Carcasa	martillo pilón de doble resorte	Loha Pitne Ka Machine	X1 Power Hammer	Martillo pilón de ballesta	Strojaren Prako KAP-70
1	18%	20	5	Que la fuerza de golpeo superior a 25 kg.	9	3		9	3	1	9						3	4	4	5	5
2	13%	15	4	Que la Potencia del motor mayor a 1 HP.	9	1		9			9						2	3	2	2	5
3	7%	8	3	Que la activación sea cómoda.			9							3			5	5	5	5	5
4	9%	10	3	Que sea estético.	1	1	3							1	9	3	2	3	4	2	4
5	4%	4	1	Que la altura total del martillo no sea mayor a 2500 mm	1	1			3			1		9			5	5	5	5	5
6	12%	13	4	Que sea económico.	3	3			3	9	3	1	9	3		3	3	4	3	1	1
7	6%	7	3	Que el mantenimiento sencillo.	9	9					9		3				2	2	4	4	4
8	5%	6	2	Que posea punzones intercambiables.	1							9					1	1	5	5	5
9	6%	7	3	Que cuente con un sistema de amortiguación del golpe.	1	9											5	4	5	5	5
10	12%	14	4	Que la frecuencia de golpeo sea mayor a 120 golpes por minuto.	9	1					9						5	5	5	5	5
11	8%	9	3	Que la apertura entre punzones sea mayor a 60 mm					9			9		3			5	5	5	5	5
12	4%	5	2	Que sea seguro	3	3	1	3	1		9					9	2	1	3	1	4
				Evaluación de importancia	170	99	38	87	59	41	174	50	45	42	27	39	871				
				Evaluación relativa [%]	19,5	11	4,4	9,99	6,8	4,71	20	5,7	5,17	4,8	3,1	4,5	100				

Nota. Fuente propia.

Los resultados que permitió ver la matriz muestran que los aspectos que son más relevantes o tienen mayor peso en el proceso de construcción del martillo son (en orden de importancia) la transmisión de potencia, el mecanismo de golpeo, el sistema de amortiguación del golpe y el peso del golpeador. Aunque todas estas son características relacionadas directamente con el sistema principal de funcionamiento del diseño, tampoco se dejó de lado el punto de vista estético, económico o de mantenimiento.

En el apartado de análisis de ingeniería se puede observar que el mecanismo de golpeo, el sistema de amortiguación de golpe y la carcasa son los aspectos más difíciles de construir o lograr. Aunque la carcasa en principio no tuvo una relevancia importante en el diseño que se planea, los otros dos elementos si tienen una alta prioridad, por lo que en el diseño del martillo velo porque estos dos mecanismos sean sencillos de fabricar.

La evaluación de competencia que se realizó se plantea a partir de las características publicadas por el vendedor en cada uno de los martillos, además de que a partir de una inspección visual de las imágenes que se subieron en las publicaciones de cada uno de los prototipos.

8. MATRICES PUGH

Para darle mayor desarrollo a este segundo objetivo específico, se elaboraron también unas matrices PUGH que sopesan de manera más puntual las opciones y alternativas constructivas que pueden implementarse en el martillo pilón. Las matrices y la explicación de los criterios de evaluación se muestran a continuación.

8.1. Matriz de selección sistema de amortiguamiento.

Teniendo en cuenta la prioridad que representa el sistema de amortiguación en la matriz y la variedad de mecanismos de amortiguamiento que muestran los martillos del mercado, se realizó la siguiente matriz para identificar la mejor alternativa.

Tabla 7

Selección de sistema del amortiguamiento

Opción → / Criterio ↓	SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN CON DOBLE RESORTE	SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN CON BALLESTA	SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN CON RESORTE SIMPLE
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	3	2	5
FACILIDAD DE CÁLCULO	4	2	5
MANTENIMIENTO	3	1	4
SEGURIDAD	4	2	4
COSTOS	3	1	4
TOTAL	17	8	22

Nota. Fuente propia. Para el caso de esta matriz la calificación se hará por medio de la siguiente puntuación: (5) es muy favorable o positivo; (4) es favorable; (3) es indiferente; (2) desfavorable y (1) muy desfavorable.

La matriz Pugh que se muestra arriba como mejor opción fabricar un sistema que posea un solo resorte como elemento amortiguador. El análisis de cada uno de estos criterios de evaluación se plantea a continuación:

- **Facilidad de construcción y de cálculo:** El sistema que presenta mayor complejidad en cuanto a cálculos es el de ballesta. Esto se debe a que el análisis funcional de este elemento se basa principalmente en conceptos relacionados con la flexión y la fatiga, en lugar de solo compresión como sucedería con los resortes. Esto sumado a que (en cuanto al aspecto constructivo) posicionar un resorte simple o doble en el mecanismo se torna más sencillo que hacerlo con la ballesta. Por otro lado, los sistemas de doble y simple resorte poseen similar complejidad, pero (como es lógico de pensar) el mecanismo que posee un solo resorte es el que se queda con la ventaja en este aspecto.

- **Mantenimiento:** Los análisis relacionados con este aspecto no son demasiado extensos. Realizarle seguimiento de mantenimiento a un solo resorte es más sencillo de hacer que a un sistema de ballesta o a dos resortes en lugar de uno. Lo mismo ocurre cuando se deba reemplazar alguno de estos dos elementos en caso de que el mecanismo falle.

- **Seguridad:** Si se plantea una situación en la que un mecanismo de amortiguación de resorte o ballesta falle, sin duda el sistema que trabaja con láminas sometidas a flexión representaría un mayor riesgo para el operario que manipula la máquina en este momento. Es por esta razón que los sistemas basados en resorte reciben una mejor calificación en la matriz.

- **Costos:** El mecanismo basado en un solo resorte es el mejor puntuado en la matriz porque es más económico utilizar este elemento que usar un grupo de platinas de especiales características y propiedades. Además (lógicamente) implementar un resorte en el diseño es más barato que utilizar dos.

Al inicio de este apartado del documento se mencionó que se tomaría en consideración la información reunida con los martillos pilones consultados en el mercado y también la información reunida en los antecedentes. Por esta razón, se propone también realizar una matriz de selección para contemplar los pros y contra que presentas cada uno de los martillos que se plantearon en el estado del arte de este documento. Además, teniendo en cuenta las matrices anteriores para la obtención del diseño general del martillo.

8.2. Matriz de selección del diseño

Con el propósito de analizar las ventajas o desventajas que pudo traer consigo la elaboración de una propuesta de martillo pilón u otra, se planteó la siguiente matriz Pugh para comparar tres posibles opciones: La primera es la del martillo pilón equipado con un sistema de ballesta realizado por Marcos Bustos; la segunda es el martillo pilón equipado con un sistema de muelle (diseño publicado por la revista *Invotek*); y la última es una propuesta de diseño planteada por el canal de YouTube *Alexandre Bigunas* (el link y referencia de este video se encuentra en el apartado de referencias). En la matriz se plantean las principales características que posee cada uno de los diseños. Lo que se busca al hacer esto es establecer que opción de diseño presenta una mayor favorabilidad. Por ejemplo, determinar qué estructura de las tres que se ponen en consideración es más viable. De igual manera con el resto de los ítems.

Tabla 8.

Matriz de selección de características de los martillos encontrados en los antecedentes.

Opción → / Criterio ↓	MARTILLO PILÓN (DISEÑO PUBLICADO POR MRCOS BUSTOS)	MARTILLO PILÓN (DISEÑO PUBLICADO INVOTEK)	MARTILLO PILÓN (DISEÑO PUBLICADO EN YOUTUBE)
ESTRUCTURA	2	4	4
EFICIENCIA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	4	3	2
SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN DE GOLPEO	2	4	4
ENERGIA NECESARIA PARA EL FUNCIONAMIENTO	2	4	1
MECANISMO DE FRENO	1	1	2
VERSATILIDAD DE PUNZONES	1	1	4
MANTENIMIENTO	1	2	4
TOTAL	13	19	21

Nota. Para el caso de esta matriz la calificación se hará por medio de la siguiente puntuación: (5) es muy favorable o positivo; (4) es favorable; (3) es indiferente; (2) desfavorable y (1) muy desfavorable.

En esta matriz, el ítem de estructura se refiere al diseño que soporta los demás elementos móviles y fijos que tiene cada diseño (puede ser contemplada o vista como el “chasis” del martillo; en eficiencia de transmisión se observa y evalúa el aprovechamiento mecánico del sistema a partir de la fuente principal (motor), es decir que se tiene en cuenta la cantidad de pérdidas de energía que se presentan a nivel mecánico; para el caso del sistema de amortiguación lo que se busca es comparar los mecanismos de reducción de impacto que presenta cada diseño (sistema de ballesta o sistema con resorte); el ítem de energía necesaria para el funcionamiento hace referencia a la cantidad de energía que debe suministrársele al motor en cada con que metodología utiliza cada martillo para detener el movimiento del punzón una vez que se apaga o deja de accionar el motor; la versatilidad de punzones considera la facilidad que tiene cada diseño para cambiar entre un punzón y otro para otorgar una mayor diversidad de operaciones de troquelado y golpeo; por último, como el mismo nombre lo dice, en el mantenimiento lo que se tiene en cuenta es la facilidad que tienen los sistemas mecánicos de cada diseño para ser reparados o mantenidos a lo largo del tiempo.

- **Estructura:** las opciones que tienen mayor puntaje son las del artículo publicado por la revista Invotec y la del video de YouTube. La razón por la que se califica con menor puntaje el diseño presentado por Marcos Bustos es porque esta estructura parece tener menor robustez (es decir, con menos puntos de apoyo y conexión que eviten que el martillo vibre con el golpeo , lo cual perjudicaría la cantidad de fuerza que puede emplearse en el golpeo del

martillo). Además, se considera que las estructuras presentadas en los otros dos diseños son más estéticas.

- **La eficiencia en la transmisión de potencia**: del martillo pilón publicado en el video de YouTube se califica con menor puntaje debido a que el movimiento se transmite del motor a la rueda que acciona el punzón por medio de fricción, lo cual, en comparación con los otros dos mecanismos, representa unas mayores pérdidas. Por otro lado, el martillo de Marcos Bustos recibe una mayor puntuación en este ítem debido a que el motor transmite directamente la potencia a la manivela que permite en funcionamiento del punzón, minimizando al máximo las perdidas mecánicas que puedan presentarse, las cuales son mayores en el diseño de la revista Invotec debido al reductor y el sistema de poleas que se implementan. Aunque los resultados muestran que la mejor opción para la transmisión de potencia sea la de conectar el motor directamente al sistema que acciona el golpeo, esta decisión también depende de los costos que se generen al implementar esta idea, ya que al no implementar un sistema de transmisión de potencia secundario distinto al motor (como un reductor, correas o cadenas) la potencia que se requiere en el motor (y, por lo tanto, el costo también) se podrían incrementar considerablemente. La decisión final con respecto a este criterio se tomará a medida que se diseñe y se determine la potencia necesaria.

- **Sistema de amortiguación de golpeo:** tal como se puede observar en la matriz, se descarta la posibilidad de implementar un sistema de ballesta. Esto, debido a que, al implementar este diseño, la posibilidad de que el martillo falle debido a la fatiga que genera el movimiento repetitivo del golpeo es mayor a la que se presentaría al utilizar un sistema de muelle (tal como se utiliza en el diseño publicado en el video de YouTube y en el de la revista). Adicionalmente, se considera que la facilidad con la que se podría reemplazar las láminas del diseño de Bustos es mucho menor si se compara con reemplazar el resorte que se implementa en el sistema de muelle.

- **Energía necesaria para el funcionamiento**: en el diseño de Marcos Bustos fue calificada con dos (2) debido a que es aquel que requiere más energía, puesto que al estar conectado directamente al mecanismo se necesita de un motor capaz de superar la inercia debida a la masa de los elementos; el diseño de INVOTEK fue punteado con cuatro (4) debido a que este posee una caja de reducción lo que hace que el motor no requiera de tanta energía para arrancar, por otro lado, la inercia de los elementos a mover es mucho menor; el diseño de YouTube fue cuantificado como uno (1) debido de que este diseño no cuenta con ningún elemento que reduzca la cantidad de fuerza que requiere el motor para superar la inercia de los elementos. Además, debido a que su transmisión es por fricción seguramente es el menos eficiente de los tres puesto que la energía eléctrica que sea convertida

en mecánica es disminuida por los posibles deslizamientos que pueden sufrir los elementos friccionantes.

- **Mecanismo de freno:** Tanto al diseño Marcos Bustos como de INVOTEK se les puntuó con uno (1) puesto que no cuentan con mecanismos que detengan por completo el movimiento de los elementos accionados por el motor luego de que este deja de imprimir potencia en el martillo. Por otro lado, puesto que en el tercer diseño si se cuenta con un mecanismo de freno por fricción, se le dio un puntaje correspondiente a cuatro (4).

- **Versatilidad de punzones:** el diseño de Marcos Bustos como de INVOTEK no cuentan con ningún tipo de versatilidad en los punzones, por ello es por lo que les calificó con uno (1); en cuanto el tercer diseño este es el único que presenta diversidad de los elementos que realizan el troquelado, por ello se le calificó con cuatro (4).

- **Mantenimiento:** el diseño de Marcos Bustos se le fue asignado el valor de uno (1) debido a que este presenta dificultades en cuanto el reemplazo o cambio del mecanismo que permite el movimiento, puesto que la ballesta puede ser difícil de obtener, además de costosa; en cuanto al diseño de INVOTEK se le puntuó con dos (2) debido al estar hecho con resortes es más fácil el reemplazo de estos, además de que su costo es mucho menor; el diseño de YOUTUBE presenta el mecanismo más fácil de mantenimiento y más barato debido a que está conformado por un buje de aluminio y un neumático, lo que además lo hace asequible, por esta razón fue puntuado con cuatro (4).

En consecuencia, se optó usar como modelo base para el martillo pilón el diseño que mayor puntuación obtuvo en la matriz (diseño publicado en YouTube), sin embargo, este sufrió una serie de cambios y adaptaciones puesto que, como se evidencia en la matriz, tiene características que no son tan favorables para el diseño.

Primero, del diseño de YouTube se tomaron aquellas características en la que se destacó como los son: estructura, sistema de amortiguación de golpeo, versatilidad de punzones y mantenimiento. Otros en los puntos en los que destacó fue el mecanismo de freno, pero este es muy sencillo y poco eficiente por lo que se decidó cambiarlo por otro más capaz.

En segundo lugar, las demás características que se modificaron del diseño planteado en el video de YouTube por la de los otros diseños fueron:

- **eficiencia de la transmisión de potencia:** Esta se cambió por la del modelo de INVOTEK, puesto que es una transmisión que pasa por una etapa de reducción lo que hace que el motor sea más eficiente, además de que no se pierde energía por deslizamientos como en transmisión por fricción del

diseño de YouTube, aquí no se tomó el que tenía mayor puntuación puesto que es el que más energía consume como se ve en el siguiente ítem

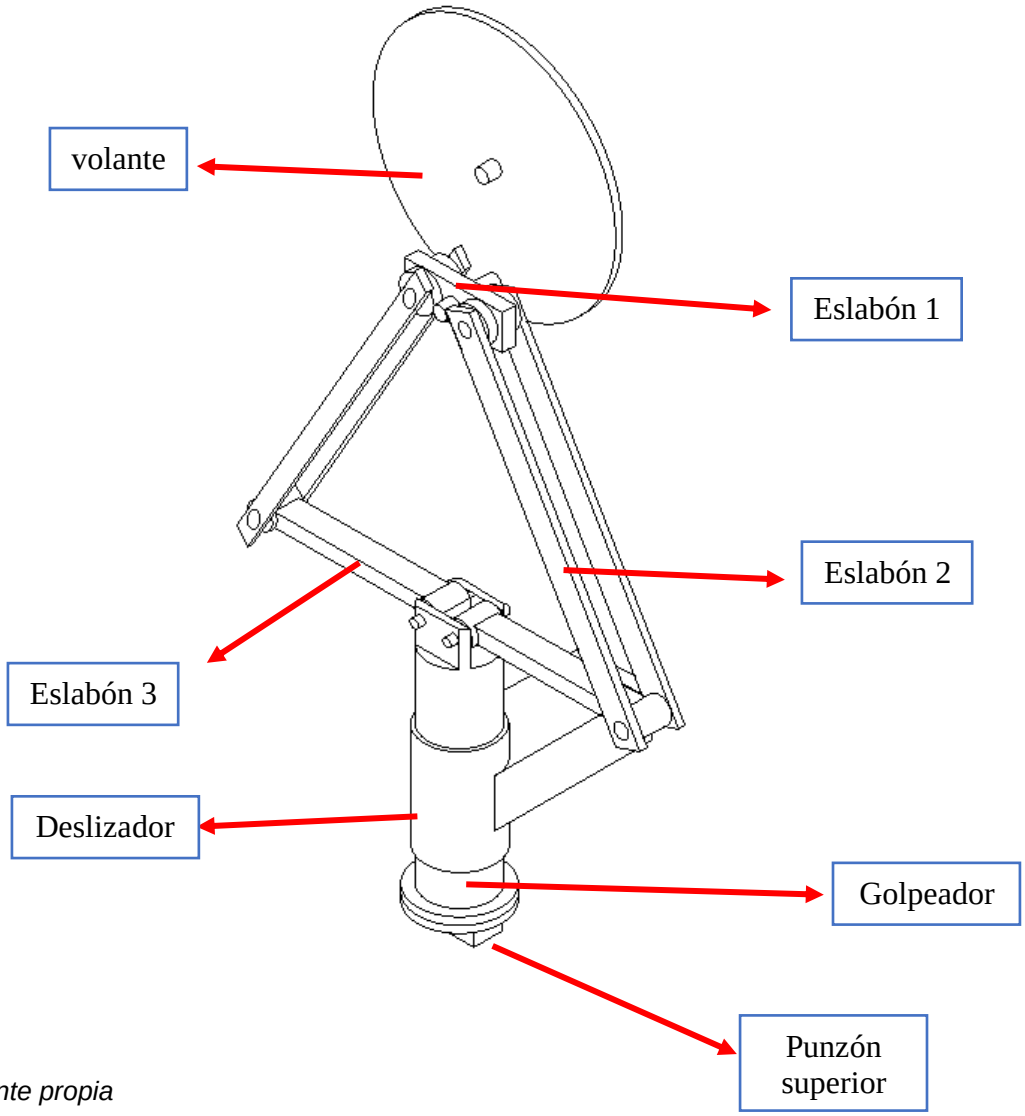
- **Energía necesaria para el funcionamiento:** Se implementara el concepto de transmisión presentado por la revista de INVOTEK puesto que es el que menor energía consume en comparación con los otros dos modelos, ya que el de Marcos Bustos requiere de mayor energía debido a la inercia que requiere mover los elementos del martillo si se conectan directamente al eje principal y el modelo de YouTube presenta muchas pérdidas debido a deslizamientos de los elementos de transmisión.

9. DISEÑO PRELIMINAR.

La búsqueda de modelos de martinetes mecánicos, y su posterior clasificación por medio de las matrices de selección utilizadas, se realizó para el desarrollo preliminar de un diseño sobre el cual se efectuaron los posteriores cálculos de las piezas. Además, se muestra un boceto preliminar del diseño del martillo, también la clasificación de las piezas que componen al mismo, esto se hace para que en el apartado de cálculos sea más fácil identificar las piezas.

Figura 12.

Mecanismo de golpeo.



Nota. Fuente propia

Este mecanismo consta de 5 eslabones, se compone de un solo eslabón 1, un par del eslabón 2 y un par del eslabón 3. Este mecanismo de eslabones está conectado en la parte superior a un volante el cual proporciona a todo el mecanismo un movimiento excéntrico; y en la parte inferior al golpeador, el cual es el encargado de conferirle la fuerza al punzón.

Todo el movimiento que confiere el volante al mecanismo se transfiera al golpeador guiado a partir del deslizador. Todo esto hace ver al mecanismo del martinete algo muy parecido o equivalente a un mecanismo manivela deslizador.

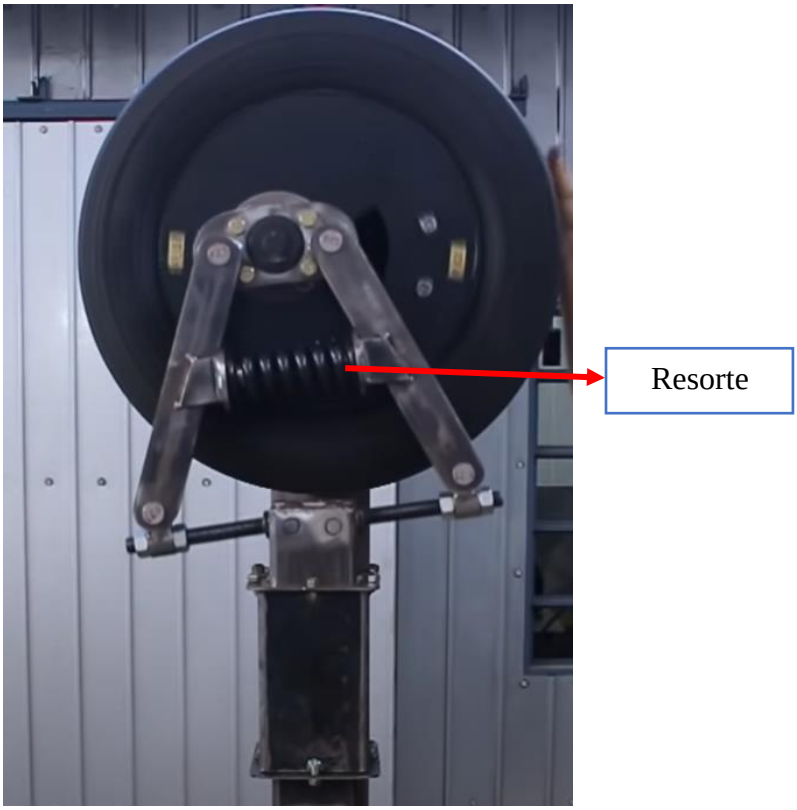
Mecanismo de amortiguación

Por otro lado, el sistema de amortiguación, como ya se mencionó, es de un solo resorte y está conectado entre los eslabones 2. La amortiguación se utiliza para que

le martillo no sufra un posible bloqueó en el funcionamiento, y también para hacer la recepción de la reacción, debido al impacto del golpeador sobre el material.

Figura 13.

Mecanismo de amortiguación.



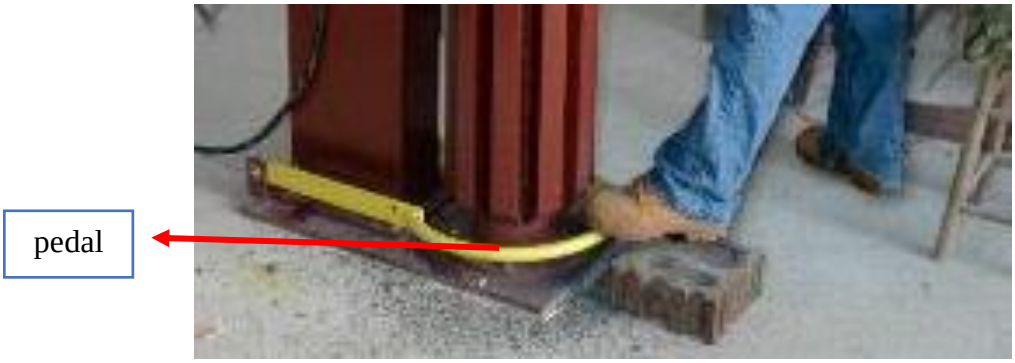
Nota. Tomada del video de YouTube "Como hacer un martillo mecánico-martillo pilón", por A. Bigunas (2019).

Activación

El método de activación del martillo es por medio de un pedal que se encuentra en la base del martillo, este método de activación es el usado en todos los martillos ya que proporciona al operario una facilidad de la activación (pues las manos de este están ocupadas con el material a forjar), además de que debido al espacio que ocupa dicho pedal puede ser activado desde cualquier posición.

Figura 14.

Mecanismo de activación.



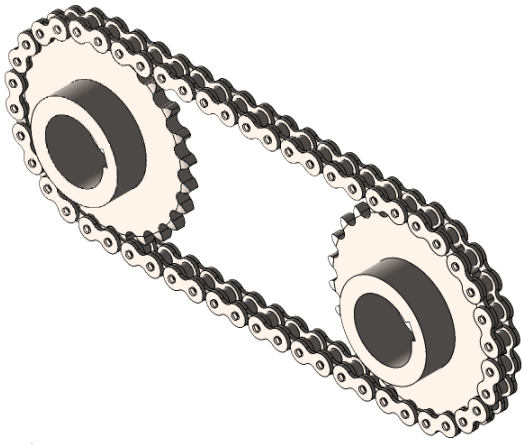
Nota. (X1 power Hammer,2015).

Transmisión del movimiento.

En cuanto a la transmisión del movimiento al mecanismo, como ya se mencionó es por medio un volante, el cual está conectado a un eje que es impulsado por un sistema de transmisión como lo puede ser un reductor, una cadena, polea y el motor, la determinación del mecanismo transmisión se hizo por medio de los cálculos, ya que, estos determinaron lo que fue necesario para este caso en específico.

Figura 15.

Transmisión de movimiento.



Nota. (comercial Pacific, 2021)

Punzones y sujeción.

Todos los martillos pilones que poseen distintos punzones tienen un método de sujeción parecido a la de una cola de milano, en donde el punzón a utilizar se desliza a través una base de sujeción y se ajusta por medio de una barra maquinada de una manera especial. Esto genera un ajuste prieto el cual impide que el punzón se salga.

Figura 16.

Sistema de sujeción de los punzones.

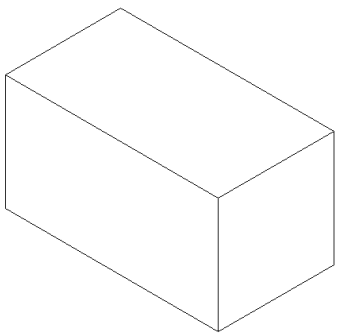


Nota. (Nargesa,2012).

Punzones para utilizar:

Figura 17.

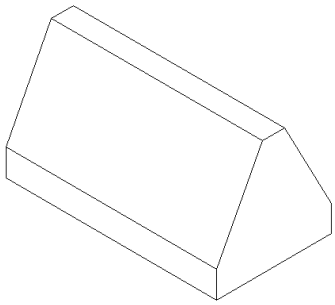
Punzón plano.



Nota. Fuente propia.

Figura 18.

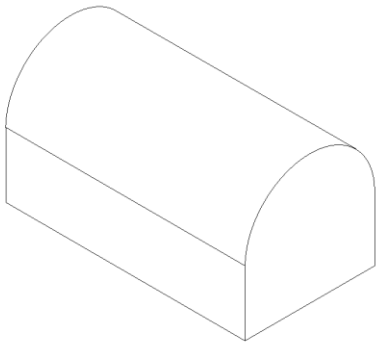
Punzón de tronzado.



Nota. Fuente propia.

Figura 19.

Punzón redondeado.



Nota. Fuente propia.

Dimensiones del material base

Otro aspecto importante para tener en cuenta es determinar la geometría límite que es golpeada y a partir de la cual plantear los cálculos para el diseño del martillo. Es decir, se debe estimar un volumen de metal tentativo a partir del que se pueda fabricar utensilios o herramientas luego de deformarlo. Por decisión de diseño, se propone partir del volumen aproximado que se requeriría para fabricar un hacha de leñador. El área de la hoja se aproxima a un rectángulo de medidas 210 mm X 91 mm y 10 mm de espesor. El volumen de esta hacha es:

$$V = ancho * alto * espesor = 210 * 91 * 10 = 191.100\, mm^3 \qquad \text{Ecu. 4}$$

Se redondeó este valor a 192.000 mm^3.

Es importante mencionar que el suponer un hacha con estas dimensiones no debe limitar la cantidad de objetos y formas que se pueden fabricar con ayuda del martillo. El hecho de suponer un objeto puntual de diseño solo se hace con la intención de

determinar una cantidad de material “razonable” a partir de la cual fundamentar los cálculos de la fuerza necesaria en el mecanismo de golpeo.

Además, se propuso inicialmente que el martillo diseñado tenga que ser capaz de forjar materiales metálicos de al menos 2 pulgadas de diámetro, por lo que la altura del volumen del material base tiene que ser mínimo de 50,8 mm. Se redondeó esta dimensión a 60 mm.

Al proponer que el martillo deba ser capaz de deformar al mismo tiempo toda el área transversal del material base, se deben fabricar entonces punzones con las mismas dimensiones que este. Si se plantea fabricar punzones rectangulares, se pueden determinar las demás cotas del volumen de metal como se muestra a continuación:

$$Volumen\ material\ base = ancho\ X\ alto\ X\ profundidad \qquad \text{Ecu. 5}$$

Ya se determinó la altura de este volumen, por lo que se debe estimar una cota más para poder determinar las dimensiones específicas para que el volumen del material sea de 192.000 mm^3. Se propone trabajar con un ancho de 80 mm, entonces:

$$192.000 = 60 * 80 * profundidad$$

$$profundidad = \frac{192.000}{60 * 80} \qquad \text{Ecu. 6}$$

$$profundidad = 40\ mm$$

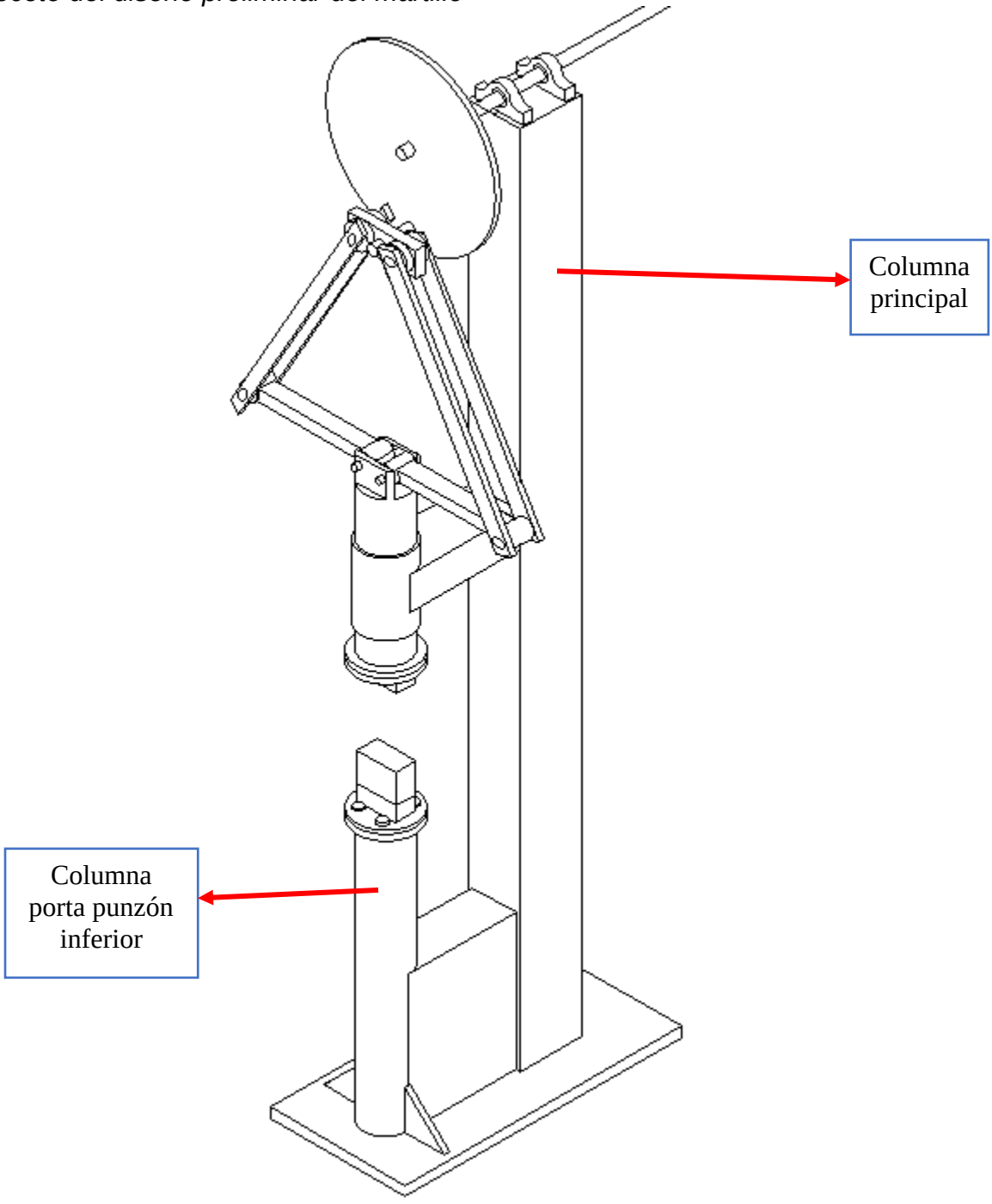
Siguiendo este razonamiento se tiene que el material supuesto debe ser de 60 mm X 80 mm X 40 mm.

Diseño base

Por último, el diseño base (boceto) bajo el cual se realizarán los cálculos necesarios para fabricar el martillo pilón.

Figura 20.

Boceto del diseño preliminar del martillo



Nota. Fuente propia.

Material base a deformar.

Para estimar el metal específico que se usó como material "límite" para forjar en el martillo, se tuvo cuenta, en primer lugar, los materiales metálicos que son utilizados con mayor frecuencia en este oficio, los cuales pueden ir desde los aceros al

carbono, aleados y aceros inoxidables, hasta aleaciones de aluminio, titanio, níquel y latón.

Con la intención de abarcar una mayor cantidad de materiales que puedan ser deformados por acción del martillo, se seleccionó el acero como metal base a deformar, ya que al contemplar una fuerza que sea capaz de deformar al acero, se incluyen también los materiales que no necesiten de tanta energía de golpeo.

Teniendo en cuenta que el martillo diseñado no fue fabricado para realizar piezas con características específicas, sino para fines de aprendizaje y didácticos, trabajar con aceros al bajo o mediano carbono fue más que suficiente para cumplir con el propósito de construcción del martillo.

El siguiente paso fue seleccionar el acero al carbono específico que se utilizó como base para el diseño, el cual se determinó al considerar los aceros al bajo y mediano carbono que son más fácilmente comercializados. Para el caso de este desarrollo se seleccionó el acero AISI/SAE 1040.

10. DESARROLLO

10.1 Generalidades de diseño

En este proceso de diseño, como en cualquier otro, lo fundamental fue hallar un problema correctamente definido, que no haga del diseño un elemento ambiguo o abstracto. Sin embargo, un problema bien definido tampoco le quita mucha dificultad al diseño, por ello en muchos de los casos se debieron realizar estimaciones de pequeños problemas para encontrar soluciones que son prácticamente fundamentales para completar el diseño. Por ello es muy importante no sólo tener el ejercicio bien definido, sino que también es necesario que el problema pueda ser dividido en pequeños pasos que permitan completar la totalidad del diseño de forma gradual.

El problema de diseño en general se puede definir de la siguiente manera: primero, definir un problema concreto, el cual ya fue establecido al inicio del proyecto (diseñar y fabricar un martillo pilón accionado por energía mecánica que pueda generar una fuerza de golpeo de por lo menos 60 Kg); sin embargo, este objetivo por sí sólo no es suficiente para determinar completamente el diseño, por ello, para seguir desarrollando el proyecto fue pertinente profundizar en dicho planteamiento, es decir, cómo logramos la creación del martillo. Bajo esta línea de pensamiento se identificó que el segundo paso a seguir fue la determinación general de la manera en que funciona el martillo, esto se logró a partir de matrices de selección.

Hasta aquí los primeros pasos no son más que herramientas que permiten pasar de lo general a lo particular y estimar el mecanismo, geometría del martillo y sus componentes, pero, se debe hacer énfasis en que no son más que estimaciones, pues estas sólo permiten al diseñador aproximar una idea de diseño a una realidad material, sin embargo, son de gran importancia para el tercer paso.

El tercer paso se basa en que esa idea de diseño, ya más clarificada y detallada, es una guía para el diseñador, pues abre paso a la fundamentación matemática, no sólo de la geometría del diseño, sino de cosas más específicas y primordiales como el tipo de mecanismo de funcionamiento. Este paso fue el que se realizó en la sección anterior, en donde se recopiló la información de las matrices para hacer un boceto del diseño final.

El boceto del tercer paso fue de guía para le calculó de todas la partes y componentes del martillo, siguiendo los parámetros establecidos tanto por las matrices como por los objetivos. En este cuarto paso se realizó una guía de los pasos a seguir en el cálculo de las distintas piezas del martillo, haciendo esto de manera ordenada, y además jerárquica, el desarrollo de algunos cálculos permitió otros.

Un punto para tener en cuenta es que a pesar de que se ha descrito este proceso de diseño como un proceso lineal, la realidad no puede ser más alejada, pues este

no será más que una corrección constante de los parámetros iniciales, hasta lograr un diseño óptimo que cumpla con todas las condiciones establecidas en lo objetivos.

10.2 Guía de cálculos

Como ya se explicó, este apartado es una guía del orden en que se realizaron los cálculos finales para el diseño del martinete mecánico

1. Fuerza del martillo: Aquí se determinó la fuerza bajo la cual funcionará el martillo y la cual será fundamental para determinar los esfuerzos sobre las piezas del martillo.
2. Columna porta-punzón inferior.
3. Esfuerzos en eslabones según su posición.
4. Esfuerzo sobre los pasadores (pivotes).
5. Aplastamiento debido a los pasadores.
6. Dimensiones del punzón
7. Cálculo de la columna principal
8. Cálculo del resorte.
9. Cálculo de las catarinas y la cadena
10. Cálculo del eje
11. Consideraciones constructivas posteriores al proceso de cálculo y diseño.

10.3 CÁLCULOS

10.3.1 FUERZA NECESARIA

Con base en esto, lo fundamental para establecer el proceso de diseño fue la fuerza necesaria que requiere el martillo para deformar un material específico. En este caso se partió de varias estimaciones: la primera de ellas fue establecer un material, en este caso fue acero AISI/SAE 1040 a una temperatura de 800 ℃. Esta temperatura se escogió con base en la temperatura que genera la forja en que se calienta el material para ser golpeado, pues la temperatura registrada es alrededor de los 1200 ℃, tomada con una pistola termográfica (ver figura 21).

A pesar de que la temperatura registrada fue mucho mayor a la temperatura de 800 ℃, escogió esta como la temperatura a la cual estará el material porque esta disminución en el valor de la temperatura tomaría en cuenta que el material no se calentase hasta 1200 ℃ sino que, a una temperatura mucho menor, además de cuando el material se saque de la forja perderá temperatura. También esta disminución en la temperatura puede permitir la inclusión de materiales muchos más fuertes que el acero AISI/SAE 1040.

Por otro lado, también se toma la temperatura de 800 ℃ porque este martillo principalmente se usa en el proceso de forjado, más exactamente forja en caliente, lo que implica trabajar materiales por encima de su temperatura de recristalización y en el caso de los aceros la temperatura de recristalización ronda alrededor de 400 ℃ a los 700 ℃.

Figura 21.

Temperatura máxima reportada por la forja.

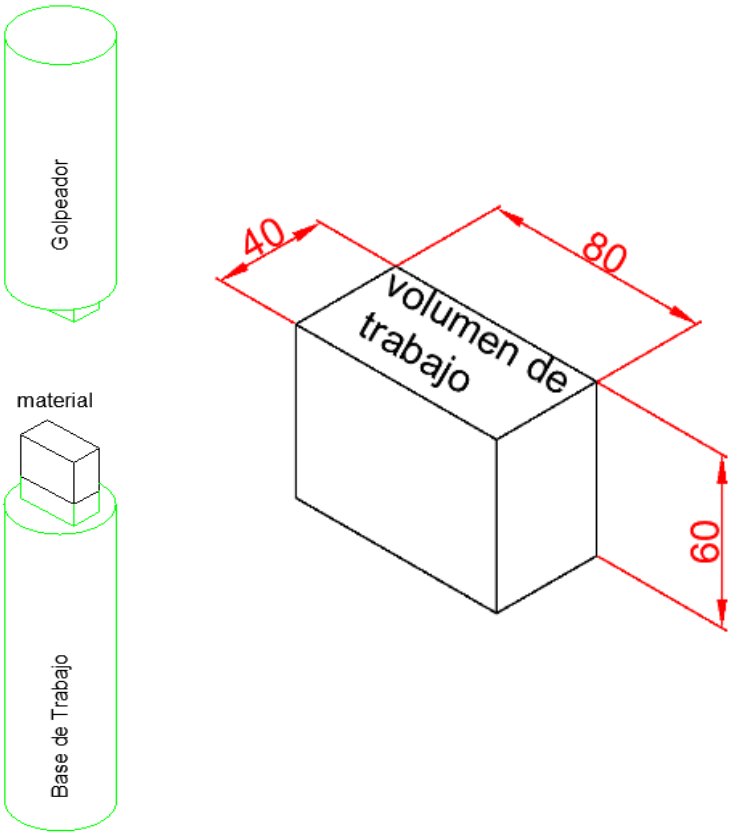


Nota. Fuente propia.

Otra de las estimaciones que se hizo fue la de establecer las dimensiones del material que se trabajará, en este caso se toma en cuenta un material con dimensiones de 80 X 60 X 40 mm.

Figura 22.

Representación de las dimensiones estimadas.



Nota. Fuente propia.

Una vez habiendo establecido el material y las dimensiones del elemento el cual se deformará por el impacto del martillo, se utilizó la ecuación usada en la forja para así comparar la fuerza necesaria para deformar dicho material, con la fuerza necesaria, establecida al inicio del proyecto (60 kg).

$$F_{60kg} = ma \qquad \text{Ecu. 7}$$
$$F_{60kg} = 60\ kg \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$F_{60kg} = 588{,}6\ N$$

Esta es la fuerza mínima necesaria cumplir con el diseño establecido. Utilizando el esfuerzo a la fluencia del material a la temperatura de 800 ℃ ($S_{y,800\,℃}$), a la cual de ahora en adelante se le denominará como temperatura de operación; con la deformación que se estima para el material, y un factor de fricción fue posible hallar la fuerza que requiere el elemento de trabajo.

Para hallar el esfuerzo de fluencia del material a la temperatura (S_y) de operación se usará la tabla 9. Así

Tabla 9

Relación de la temperatura del acero al carbono y sus propiedades mecánicas

T	$K_{y,T} = f_{y,T} / f_y$	$K_{p,T} = f_{p,T} / f_y$	$K_{E,T} = E_T / E$
20 °C	1,000	1,000	1,000
100 °C	1,000	1,000	1,000
200 °C	1,000	0,807	0,900
300 °C	1,000	0,613	0,800
400 °C	1,000	0,420	0,700
500 °C	0,780	0,360	0,600
600 °C	0,470	0,180	0,310
700 °C	0,230	0,075	0,130
800 °C	0,110	0,050	0,090
900 °C	0,060	0,0375	0,0675
1000 °C	0,040	0,0250	0,0450
1100 °C	0,020	0,0125	0,0225
1200 °C	0,000	0,0000	0,0000

Nota. (Bustos, 2019)

$$K_{y,800\,℃} = 0{,}110 \qquad \text{Ecu. 8}$$

$$K_{y,800\,℃} = \frac{f_{y,800\,℃}}{f_y} = \frac{S_{y,800\,℃}}{S_y} \qquad \text{Ecu. 9}$$

$$S_{y,800\,℃} = S_y \cdot K_{y,800\,℃} \qquad \text{Ecu. 10}$$

$$S_{y,800\,℃} = 290\ Mpa \cdot 0{,}110$$

$$S_{y,800\,℃} = 31{,}9\ Mpa$$

$$K_F = 1 + \frac{0{,}4 \cdot \mu \cdot D}{h} \qquad \text{Ecu. 11}$$

$$K_F = 1 + \frac{0{,}4 \cdot 0{,}18 \cdot 0{,}08}{0{,}06} = 1{,}096$$

$$F = K_F \cdot Y_F \cdot A \qquad \text{Ecu. 12}$$

$$F = K_F \cdot S_{y,800\,℃} \cdot A \qquad \text{Ecu. 13}$$

$$F = 1{,}096 \cdot 31{,}9\ Mpa \cdot (40 \cdot 80\ )mm^2$$

$$F = 111\,879{,}68\ N \approx 11\ Toneladas$$

Como es evidente, la fuerza que este requiere según la ecuación usada para la forja es demasiado grande, por lo que se hizo el proceso inverso, es decir, para la fuerza de 60 kg cuanta área transversal es necesaria. En este caso se estimó que la altura (h) sigue siendo la misma pues esta únicamente afecta al factor K_F y entre más pequeña sea h más grande será K_F por lo que será contra producente.

$$F_{60kg} = K_F \cdot S_{y,800\,℃} \cdot A \qquad \text{Ecu. 14}$$

$$A = \frac{F_{60kg}}{K_F \cdot S_{y,800\,℃}} \qquad \text{Ecu. 15}$$

$$A = \frac{588{,}6\ N}{1{,}096 \cdot 31{,}9\ Mpa}$$

$$A = 17{,}407\ mm^2$$

Con esto, suponiendo un material cuadrado se tiene.

$$A = a^2 \qquad \text{Ecu. 16}$$

$$a = \sqrt{A} = \sqrt{17.407\ mm^2} \qquad \text{Ecu. 17}$$

$$a = 4.172\ mm$$

Esta área para propósitos de funcionalidad es algo prácticamente ínfimo, es decir, que ni siquiera es útil, sin embargo, se determina que es debido al modelo de la ecuación, pues esta se plantea a partir de que la deformación en el material que se forja requiere fuerzas que son extremadamente enormes, las cuales tienen sentido cuando la deformación que se logra en el material es en un solo movimiento y no por movimientos consecutivos. Por esta razón se decide abordar el problema de la fuerza necesaria para la deformación a partir de la ecuación de energía de impacto.

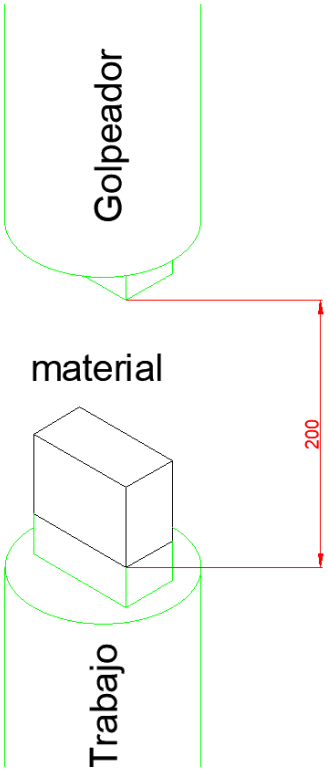
$$U_R = \frac{1}{2} \cdot S_y \cdot \varepsilon \qquad \text{Ecu. 18}$$

En este caso, U_R representa la energía de resiliencia por unidad de volumen del material, es decir, la energía por unidad de volumen que el material absorbe y luego libera debido a la elasticidad inherente del material. Por otro lado, ε representa la deformación unitaria axial del material (Norton, 1999). En este caso la manera de relacionar la energía con la fuerza de 60 kg será por medio de varios parámetros que cambiaron a lo largo del documento hasta llegar a valores funcionales.

El primero de estos parámetros es que el punzón que golpea tiene un desplazamiento máximo de 20 cm, figura 23. Este dato fue estimado debido a que esta es la altura establecida en Catalogo del matillo pilón MP60 de Nargesa, por lo que esta se tomó como guía. Sin embargo, cuando el golpeador y el material se encuentren, la energía que el primero le transmitirá al segundo será parte potencial y parte cinética. Pero no es necesario tener en cuenta esta consideración, puesto que el principio de la conservación de la energía permite igualar la energía potencial (E_p) y la combinación de las energías mencionadas.

Figura 23.

Distancia entre el elemento golpeador y la base de trabajo.



Nota. Fuente propia.

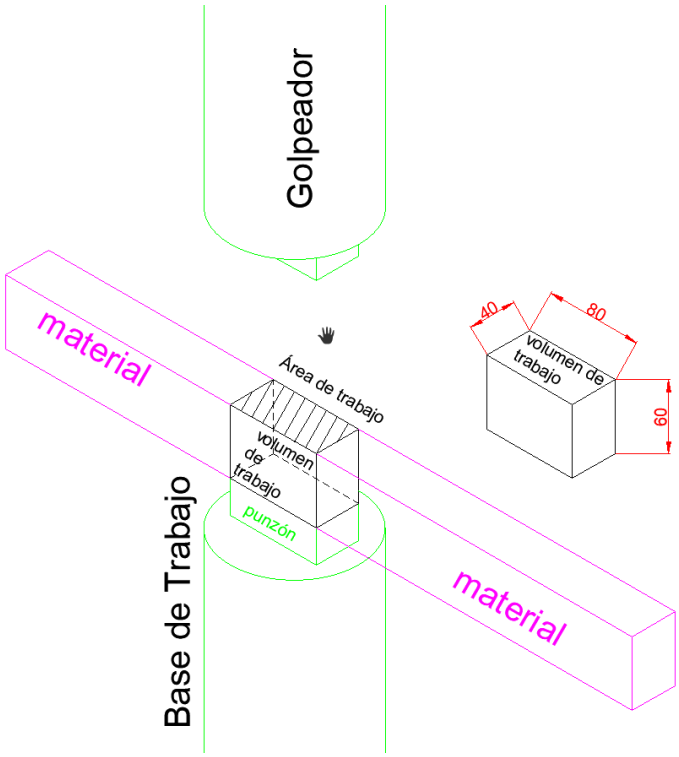
$$E_p = mhg$$
$$E_p = 60\ kg \cdot 0{,}2\ m \cdot 9{,}81\ m/s^2$$
$$E_p = 117{,}72\ J$$

Ecu. 19

La segunda estimación que se tuvo en cuenta es que el material, a pesar de su cambio temperatura, tiene un comportamiento en su zona elástica próximo o equiparable a una pendiente positiva. El tercero de los parámetros será, teniendo un material de trabajo base, con alto de 60, espesor de 40 y largo no determinado puesto que puede ser mayor al delimitado por el área de trabajo de los punzones, la cual es de 80 X 40. Sin embargo, se estimó que el volumen en cual se dispersa toda la energía de impacto (V_i) será de 80 mm X 60 mm X 40 mm. Figura 24.

Figura 24.

Esquema del material de trabajo y su relación con el elemento de trabajo.



Nota. Fuente propia.

$$V_i = 80 \cdot 60 \cdot 40\ mm^3 \qquad \text{Ecu. 20}$$
$$V_i = 192\,000\ mm^3 = 0{,}000\,192\ m^3$$

Con esto fue posible hacer uso de la ecuación de energía para saber la cantidad de deformación que realizará la masa de 60 kg.

$$U_R = \frac{1}{2} \cdot S_y \cdot \varepsilon \qquad \text{Ecu. 21}$$

$$\frac{E_p}{V_i} = \frac{1}{2} \cdot S_{y,800\,℃} \cdot \varepsilon \qquad \text{Ecu. 22}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot E_p}{V_i \cdot S_{y,800\,℃}} \qquad \text{Ecu. 23}$$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 117{,}72\ J}{0{,}000\,192\ m^3 \cdot 31{,}9 \cdot 10^6\ pa}$$

$$\varepsilon = 0{,}038\ 440\ 438\ 87$$

Este valor es la deformación unitaria axial, sin embargo, por sí sola no nos da ninguna información de la cantidad de deformación presente en el material, es por ello que se usó la ecuación 24 que define la deformación unitaria axial, pero con una pequeña variación puesto que esta es útil para tensión. En este caso el material se está comprimiendo por lo que si se usa el valor de la ecuación 24 daría negativo, por ello se usará la ecuación 25.

$$\varepsilon = \frac{l_f - l_i}{l_i} \quad \text{Ecu. 24}$$

$$\varepsilon = \frac{l_i - l_f}{l_i} \quad \text{Ecu. 25}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l_i} \quad \text{Ecu. 26}$$

$$\delta = l_i \cdot \varepsilon \quad \text{Ecu. 27}$$

$$\delta = 60\ mm \cdot 0{,}038\ 440\ 438\ 87$$

$$\delta = 2{,}30\ mm$$

Pero es importante aclarar que esta deformación es una deformación aparente, pues después de que el material reciba el golpe parte de la energía que fue transmitida por el martillo pilón deformará el material plásticamente y otra parte lo deformará elásticamente, por lo que el material recupera parte de la deformación causada. Esta deformación que se recupera elásticamente será dada por la ecuación que define el comportamiento elástico del material. Esta debe ser usada con los respectivos cambios que realiza la temperatura sobre el módulo de elasticidad del material ($E_{800\,℃}$) y el esfuerzo de fluencia ($S_{y,800\,℃}$).

Para obtener el cálculo del módulo de elasticidad a la temperatura de operación fue necesario, al igual que se hizo con el esfuerzo de fluencia, usar la tabla 9.

$$K_{E,800\,℃} = 0{,}090 \quad \text{Ecu. 28}$$

$$K_{E,800\,℃} = \frac{E_{800\,℃}}{E} \quad \text{Ecu. 29}$$

$$E_{800\,℃} = E \cdot K_{E,800\,℃} \quad \text{Ecu. 30}$$

$$E_{800\,℃} = 207\ Gpa \cdot 0{,}090$$

$$E_{800\,℃} = 18{,}63\ Gpa$$

Con esto será posible usar la ecuación que define el comportamiento elástico de los materiales para determinar la deformación unitaria axial resiliente (ε_r), es decir, la deformación que el material recupera después de haber recibido el golpe.

$$S_y = E\varepsilon \quad \text{Ecu. 31}$$

$$\varepsilon = \frac{S_y}{E} \quad \text{Ecu. 32}$$

$$\varepsilon_r = \frac{S_{y,800\,℃}}{E_{800\,℃}} \quad \text{Ecu. 33}$$

$$\varepsilon_r = \frac{31{,}9\ Mpa}{18{,}63 \cdot 10^3\ Mpa}$$

$$\varepsilon_r = 0{,}001\,712\,920\,02$$

Para determinar la deformación resiliente (δ_r) en el material se usó ecuación 35.

$$\delta = l_i \cdot \varepsilon \quad \text{Ecu. 34}$$

$$\delta_r = l_i \cdot \varepsilon_R \quad \text{Ecu. 35}$$

$$\delta_r = 60\ mm \cdot 0{,}001\,712\,920\,02$$

$$\delta_r = 0{,}10\ mm$$

Con esta deformación fue posible hallar el valor exacto que el material se deforma, este valor fue denominado como deformación real (δ_R).

$$\delta_R = \delta - \delta_r \quad \text{Ecu. 36}$$

$$\delta_R = 2{,}30\ mm - 0{,}10\ mm$$

$$\delta_R = 2{,}20\ mm \approx 2\ mm$$

Esto permite ver que la deformación que el punzón hace por golpe sobre el material es equivalente a $2\ mm$. Este valor de la deformación es mucho más coherente con el valor de la masa que se está utilizando, en comparación con el primer valor, el calculado a partir de la ecuación de forja.

Ahora bien, usando el principio de conservación de la energía se estimó que toda la energía potencial, cuando el golpeador está en el punto más alto, se transforma en energía cinética (E_K), cuando golpeador está en el punto más bajo. De aquí fue posible encontrar la velocidad lineal (v) del golpeador para determinar la potencia (P) que se necesitará en el motor.

$$E_p = E_K \quad \text{Ecu. 37}$$

$$mgh = \frac{1}{2}mv^2$$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

$$v = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \cdot 0{,}20\ m}$$

$$v = 1{,}98\ m/s$$

Ecu. 38

$$P = F \cdot v$$
$$P = 588,6\ N \cdot 1{,}98\ m/s$$
$$P = 1\ 165{,}96\ Watts \approx 1{,}6\ hp$$

Esta es una potencia aceptable, sin embargo, establecer este diseño con un punzón o golpeador de 60 kg puede ser bastante complicado no sólo por las dimensiones que la pieza debería tener, sino que también el precio de dicho material y su montaje, por lo que sería bastante contra producente. Para cambiar la masa de 60 kg sin cambiar el objetivo es necesario establecer un parámetro que me permita variar la masa del golpeador sin cambiar las afecciones que realiza sobre el material, este parámetro es la energía, pues es directamente proporcional a la deformación, así se pudo variar a una masa menor pero que produzca la misma energía que el golpeador de 60kg, respetando el objetivo de diseño.

Para variar la energía fue fundamental tener en cuenta dos cosas: la primera de ellas es que se puede variar a partir de la ecuación de la energía potencial, iterando la altura del punzón, lo que permitió disminuir la masa si se aumenta la altura del punzón; la segunda de ellas es utilizando el principio de conservación de la energía, pues la energía potencial es equivalente a la cinética, y esta última depende de la velocidad y la masa, por lo que aumentando la velocidad fue posible disminuir la masa; existe una tercera opción y es combinar los dos métodos anteriores, generando una reducción en la masa tanto por el cambio de velocidad como por el cambio de altura.

A continuación, se muestra una tabla de cálculos (tabla 10) en donde se varió estos resultados tanto de altura como de velocidad, sin embargo, es necesario especificar como se alteran estos datos. Para la altura, puesto que ya se tiene un límite o altura establecida de 20 cm, la altura que se varié tiene que ser superior a esta medida. Por otro lado, para velocidad se hizo en base en el catálogo de N NARGESA (2023), en donde mencionan que el martillo se mueve con 200 rpm, esta es la velocidad del volante con una excéntrica que activa el mecanismo de moviendo lineal, la velocidad se varia por debajo de este valor puesto que si se hace por encima la potencia aumentaría.

Antes de usar la (tabla 10), en donde se variaron los datos usando Excel, para que sea más fácil de apreciar se explica cómo se halló la velocidad lineal del punzón con base en las rpm del volante.

Se estima una velocidad angular inicial de 200 rpm

$$\omega = 200\ rpm$$
$$\omega = 200\ \frac{Revoluciones}{min} \cdot \frac{1\ min}{60\ seg}$$
$$\omega = 3{,}3\overline{3}\ \frac{revoluciones}{seg}$$

Ahora bien, viendo la figura 23 es fácil evidenciar que martillo recorre la distancia de 20 cm establecida en media revolución, por lo tanto, el tiempo en que se demora en recorrer esa distancia será.

$$t = \frac{0{,}5\ revoluciones}{3{,}3\overline{3}\ rev/seg} = 0{,}15\ seg$$

Ahora, usando las ecuaciones del movimiento uniformemente acelerado, y asumiendo que la velocidad lineal al inicio del movimiento es cero, entonces fue posible determinar:

$$v_f = v_o + at \qquad \text{Ecu. 39}$$

$$v_f = at \qquad \text{Ecu. 40}$$

$$v_f^2 = v_o^2 + 2a \cdot \Delta x \qquad \text{Ecu. 41}$$

$$v_f^2 = 2a \cdot \Delta x \qquad \text{Ecu. 42}$$

$$(at)^2 = 2a \cdot \Delta x$$

$$at^2 = 2 \cdot \Delta x$$

$$a = \frac{2 \cdot \Delta x}{t^2}$$

$$a = \frac{2 \cdot 0.2m}{0{,}15^2\ s^2}$$

$$a = 17{,}78\ m/s^2$$

$$v_f = at \qquad \text{Ecu. 40}$$

$$v_f = 17{,}78\ \ m/s^2 \cdot 0.15s$$

$$v_f = 2{,}67\ m/s$$

Así es como se obtuvo el valor de la velocidad lineal del punzón, pero lo que se hizo fue variar el valor de la velocidad angular del volante, pues este cambia el de la velocidad lineal del punzón.

Con esto es posible presentar la tabla de datos en donde se modificó la velocidad y la altura del punzón, además se calculó la potencia que tendrá el punzón con cada combinación, también se verificó que la energía que genera cualquiera de las posibles opciones fuera cuasi - idéntica.

Tabla 10

Variación de la Altura y la velocidad angular para la determinación de la masa.

Descricion de la unidad	variable	datos											unidad
Altura variable	h	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	m
masa debida al cambio en altura	m_h	60,00	57,14	54,55	52,17	50,00	48,00	46,15	44,44	42,86	41,38	40,00	kg
revoluciones por minuto	ω	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	s
aceleracion	a	17,78	18,67	19,56	20,44	21,33	22,22	23,11	24,00	24,89	25,78	26,67	m/s^2
velocidad	v_f	2,67	2,80	2,93	3,07	3,20	3,33	3,47	3,60	3,73	3,87	4,00	m/s
masa	m	33,11	30,03	27,36	25,03	22,99	21,19	19,59	18,17	16,89	15,75	14,72	kg
potencia	P	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	1569,60	$Watts$
potencia	P_h	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	2,10	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J
revoluciones por minuto	ω	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	190	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	s
aceleracion	a	16,04	16,85	17,65	18,45	19,25	20,06	20,86	21,66	22,46	23,26	24,07	m/s^2
velocidad	v_f	2,53	2,66	2,79	2,91	3,04	3,17	3,29	3,42	3,55	3,67	3,80	m/s
masa	m	36,69	33,27	30,32	27,74	25,48	23,48	21,71	20,13	18,72	17,45	16,30	kg
potencia	P	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	1491,12	$Watts$
potencia	P_h	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J
revoluciones por minuto	ω	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	180	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	s
aceleracion	a	14,40	15,12	15,84	16,56	17,28	18,00	18,72	19,44	20,16	20,88	21,60	m/s^2
velocidad	v_f	2,40	2,52	2,64	2,76	2,88	3,00	3,12	3,24	3,36	3,48	3,60	m/s
masa	m	40,88	37,07	33,78	30,91	28,39	26,16	24,19	22,43	20,85	19,44	18,17	kg
potencia	P	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	1412,64	$Watts$
potencia	P_h	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J
revoluciones por minuto	ω	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	170	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	s
aceleracion	a	12,84	13,49	14,13	14,77	15,41	16,06	16,70	17,34	17,98	18,62	19,27	m/s^2
velocidad	v_f	2,27	2,38	2,49	2,61	2,72	2,83	2,95	3,06	3,17	3,29	3,40	m/s
masa	m	45,83	41,56	37,87	34,65	31,82	29,33	27,12	25,14	23,38	21,80	20,37	kg
potencia	P	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	1334,16	$Watts$
potencia	P_h	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J
revoluciones por minuto	ω	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	s
aceleracion	a	11,38	11,95	12,52	13,08	13,65	14,22	14,79	15,36	15,93	16,50	17,07	m/s^2
velocidad	v_f	2,13	2,24	2,35	2,45	2,56	2,67	2,77	2,88	2,99	3,09	3,20	m/s
masa	m	51,73	46,92	42,75	39,12	35,93	33,11	30,61	28,39	26,39	24,61	22,99	kg
potencia	P	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	1255,68	$Watts$
potencia	P_h	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J
revoluciones por minuto	ω	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	rpm
tiempo en dar media revolución	t	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	s
aceleracion	a	10,00	10,50	11,00	11,50	12,00	12,50	13,00	13,50	14,00	14,50	15,00	m/s^2
velocidad	v_f	2,00	2,10	2,20	2,30	2,40	2,50	2,60	2,70	2,80	2,90	3,00	m/s
masa	m	59	53,39	48,64	44,51	40,88	37,67	34,83	32,30	30,03	28,00	26,16	kg
potencia	P	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	1177,20	$Watts$
potencia	P_h	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	hp
energia cinética	K	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	117,72	J

Nota. Fuente propia

Viendo los datos que presenta la tabla 10 es posible identificar 2 cosas: la primera de ellas es que en conforme la velocidad angular disminuya la potencia que requiere es menor, lo que beneficia bastante en el costo del motor, otra de las observaciones, que ya se mencionó, es que conforme aumenta la altura la masa disminuye.

Para la selección de los parámetros se escogió una velocidad angular de 150 rpm ya que representa menos costo debido a la potencia. Para estimar la altura de

recorrido del punzón se usó la masa (disminuir la masa en este caso representa un menor costo). Sin embargo, no se puede reducir la masa demasiado, pues lo ideal es que el golpeador sea un elemento macizo, y si se supone que el acero con el que se fabrique el golpeador sea AISI/SAE 1020, disminuir excesivamente el peso de este produce que su volumen sea menor (es decir, menor altura del golpeador), lo cual es contraproducente para que el golpeador recorra la distancia escogida. Además, la disminución no facilita la sujeción de los distintos punzones que dan diversas formas al material a forjar.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto, la opción seleccionada de todas las posibles combinaciones que se mostraron en la tabla 10 es:

Velocidad angular: $150\ RPM$
Masa del golpeador: $37{,}67\ Kg$
Altura de golpeo: $250\ mm$
Aceleración: $12{,}50\ m/s^2$
Velocidad lineal: $2{,}50\ m/s$
Potencia necesaria: $1177{,}20\ watts$

Teniendo en cuenta estos datos, se determina la fuerza teórica ejercida por el martillo como se muestra a continuación:

$$Fuerza\ de\ diseño = masa\ del\ golpeador\ x\ aceleración\ del\ movimiento \quad \text{Ecu. 43}$$

$$Fuerza\ de\ diseño = 37{,}67\ Kg * 12{,}50$$

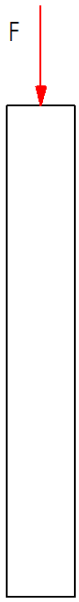
$$Fuerza\ de\ diseño = 470{,}875\ N$$

10.3.2 LA COLUMNA PORTA PUNZÓN INFERIOR

Para realizar el cálculo de este elemento del martillo se partió de la estimación de varios parámetros. El primero de ellos es la altura de la columna, la cual (teniendo en cuenta que sea lo suficientemente alta para que resulte cómodo posicionar el material a golpear encima del punzón) será de 90 cm. Se estima inicialmente un perfil redondo macizo de 60 mm de radio para dar un estimado de la inercia necesaria, después se utilizó este valor para seleccionar un perfil adecuado.

Figura 25

Esquema de la fuerza actuando sobre la columna.



Nota. Fuente propia

La inercia del área transversal de la columna se calcula por medio de:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 120^4}{64} = 10178787\, mm^4 \qquad \text{Ecu. 44}$$

$$Le = L \cdot k \qquad \text{Ecu. 45}$$

Siendo *L* la longitud de diseño dada y *k* el factor de corrección, el cual es 2,1 para una columna con un extremo empotrado y el otro libre (Mott, 2006), entonces:

$$Le = 0{,}9\, m \cdot 2{,}1 = 1{,}89\, m$$

Los cálculos y parámetros dimensionales que se mostrarán a continuación se plantean en el libro de Robert Mott (2006) anteriormente mencionado, las fórmulas y resultados se muestran a continuación:

$$rmin = \sqrt{\frac{Ixx}{A}} = \sqrt{\frac{Iyy}{A}} = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{10178787}{\pi \cdot 60^2}} = 30\, mm \qquad \text{Ecu. 46}$$

Para este caso, se estima un acero de diseño ASTM A36, el cual es el acero más comúnmente utilizado en la elaboración de perfilería. El límite de fluencia (*Sy*) y

módulo de elasticidad (*E*) de este acero es de 250 Mpa y 207 Gpa correspondientemente.

La relación de esbeltez de la columna está dada por:

$$Relación\ de\ esbeltez = \frac{Le}{rmin} = \frac{1{,}89\ m}{0{,}03\ m} = 63 \qquad \text{Ecu. 47}$$

La constante de columna se plantea por medio de la ecuación:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 207 \cdot 10^3 Mpa}{250\ Mpa}} = 127{,}84 \qquad \text{Ecu. 48}$$

Teniendo en cuenta que *Cc* es mayor que la relación de esbeltez, este caso hipotético en el que se supuso un área transversal con estas dimensiones se va a calcular por el método de *columna corta* (Mott, 2006). Al final de esta sección (cuando ya se haya seleccionado una sección transversal de la columna en base a catálogos) se comprobó si con estas dimensiones el elemento también se puede tratar por el método de columna corta.

La carga crítica que puede soportar el perfil es:

$$Pcr = \ A \cdot Sy \cdot \left(1 - \frac{Sy \cdot \left(\frac{kL}{rmin}\right)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E}\right) \qquad \text{Ecu. 49}$$

Se recuerda que la expresión $\left(\frac{kL}{rmin}\right)^2$ hace referencia a la relación de esbeltez al cuadrado y *A* representa el área de la sección transversal redonda, la cual está dada por $\pi \cdot 60^2$.

Teniendo en cuenta esto, luego de reemplazar los valores se obtiene que:

$$Pcr = \pi \cdot (60)^2 \cdot 250\ \cdot \left(1 - \frac{250 \cdot 63^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 207 \cdot 10^3}\right) = 2'484.133{,}211\ N \qquad \text{Ecu. 50}$$

El valor calculado anteriormente representa la cantidad de carga que la columna soporta antes de flectarse. Ahora bien, ya que la fuerza máxima real a la que está sometido este perfil es de 470,88 N (fuerza calculada al principio del desarrollo para deformar la pieza de diseño) se puede calcular el factor de seguridad real de la estructura como se muestra a continuación:

$$N = \frac{Pcr}{P} = \frac{2'484.133{,}211}{470{,}88} = 5.275{,}5 \qquad \text{Ecu. 51}$$

Con base al cálculo anterior se puede determinar que el diseño de esta columna con las dimensiones estimadas es bastante seguro. De hecho, teniendo en cuenta el valor del factor de seguridad se puede pensar que está sobredimensionado. Sin embargo (aunque el perfil necesario para soportar la carga de diseño pueda ser más pequeño) se seleccionó un perfil cuadrado de catálogo que sea de dimensiones semejantes a las del área redonda supuesta para mantener la proporcionalidad del diseño.

10.3.2.1 SELECCIÓN DEL PERFIL DE LA COLUMNA PORTA PUNZÓN INFERIOR.

Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente, se seleccionó del catálogo de *COLMENA*(2024) un perfil cuadrado que posee las siguientes características:

$$Dimensiones = \ 135\ x\ 135$$
$$Espesor\ de\ pared = t = 6\ mm$$
$$Área = A = \ 3003\ mm^2$$
$$Ixx = Iyy = I = 8'197.200\ mm^4$$
$$Sy = 345\ Mpa$$

Se puede observar a simple vista que el límite de fluencia es distinto al que se estimó en la sección anterior. Esto se debe a que el fabricante utiliza acero ASTM A500 grado C, en lugar de trabajar con acero ASTM A36 (tal y como se había supuesto). El módulo de elasticidad sigue siendo 207 Gpa.

Con ayuda de estos valores se realizó un proceso igual al que se utilizó en la sección 10.1 tal y como se muestra a continuación:

$$Le = 0{,}9\ m \cdot 2{,}1 = 1{,}89 \qquad \text{Ecu. 52}$$

$$rmin = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{8'197.200}{3003}} = 52{,}246\ mm \qquad \text{Ecu. 53}$$

$$Relación\ de\ esbeltez = \frac{Le}{rmin} = \frac{1{,}89}{0{,}052246} = 36{,}175 \qquad \text{Ecu. 54}$$

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{Sy}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 207 \cdot 10^3 Mpa}{345\ Mpa}} = 108{,}83 \qquad \text{Ecu. 55}$$

Cc es mayor que a relación de esbeltez, por lo tanto, se implementó el método de columna corta:

$$Pcr = 3003 \cdot 345 \cdot \left(1 - \frac{345 \cdot 36{,}175^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 207 \cdot 10^3}\right) = 978.797{,}52\ N \qquad \text{Ecu. 56}$$

El diseño de la columna utilizando este perfil es satisfactorio para soportar una carga de diseño de 470,88 N. El factor de seguridad de este elemento es:

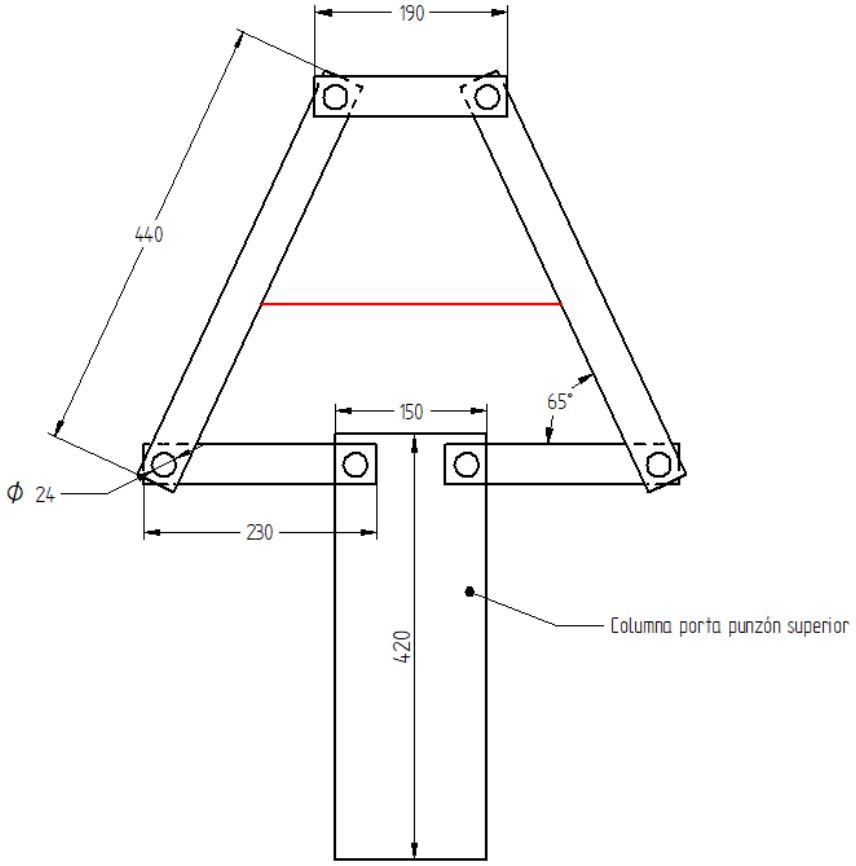
$$N = \frac{Pcr}{P} = \frac{978.797{,}52}{470{,}88} = 2.078{,}66 \qquad \text{Ecu. 57}$$

10.3.3 CÁLCULOS Y ANÁLISIS POSICIONAL DE LA ESTRUCTURA DEL MUELLE

Como bien se anticipó en el apartado de matrices, la opción que se seleccionó para absorber la fuerza sobrante que pudiera generarse con los impactos del martillo fue la del mecanismo de muelle. Para efectos prácticos, se estiman las dimensiones de los eslabones de esta estructura a partir de parámetros proporcionales tomados con base en la longitud de la columna porta punzón inferior que se calculó anteriormente. En la figura 26 se muestra un esquema general del muelle cuando se encuentra en su posición de descanso (es decir, cuando solo está sosteniendo el peso del punzón).

Figura 26

Esquema del mecanismo de muelle en la posición 1.



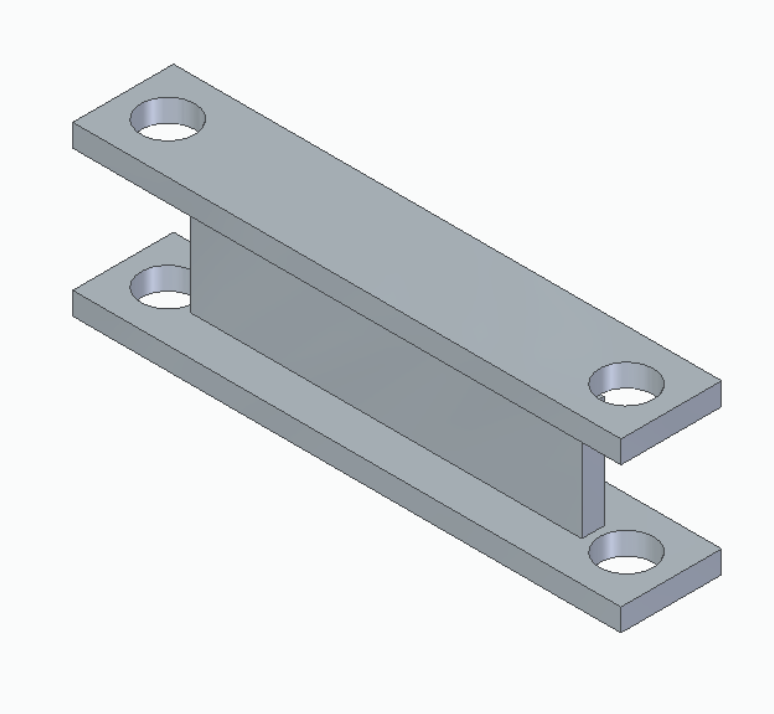
Nota. Fuente propia

Como se mencionó anteriormente, las dimensiones que se muestran en la figura se dieron con la idea de mantener proporcionalidad en el diseño, más adelante se realizan los cambios correspondientes teniendo en cuenta la cotización de materia prima realizada. Otro aspecto importante a resaltar en la imagen es que el resorte (línea roja de la ilustración) se encuentra en su máxima elongación (esto sin contar, por supuesto, la longitud del resorte cuando este no soporta ningún tipo de carga).

Se supone en este boceto provisionalmente pivotes de 24 mm de diámetro, y la perfilería utilizada en cada eslabón se construirá a partir de tres platinas: dos ubicadas en sentido horizontal (una paralela a la otra) y otra más situada de filo que une a las dos primeras (ver figura 27). Se estima inicialmente que el ancho de las platinas sea de 45 mm y que tengan un espesor de pared de 10 mm. La altura de la platina que se sitúa de filo, así como otros aspectos dimensionales y geométricos, se mostrarán con mayor detalle en el apartado de PLANOS. La viabilidad de los pivotes y la perfilería estimada se comprobará en cálculos posteriores

Figura 27

Disposición general de las platinas para fabricar los eslabones.

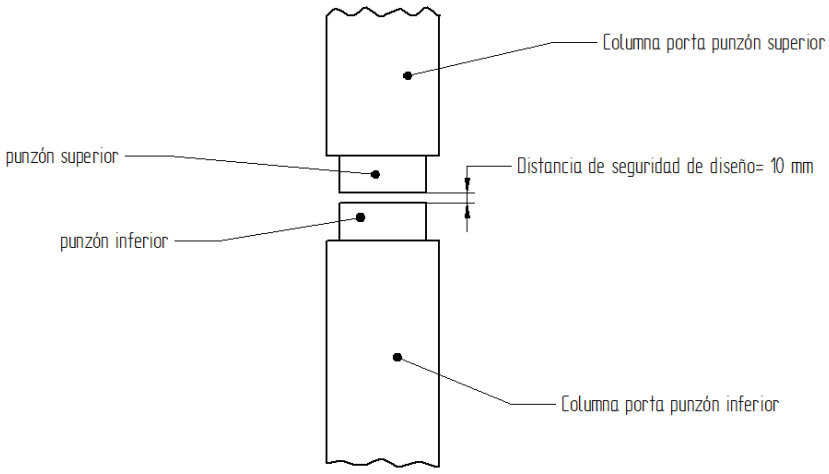


Nota. Fuente propia

La segunda posición que se va a evaluar en este diseño ocurre cuando el punzón golpea la pieza de diseño, la cual se plantea como un paralelepípedo regular con dimensiones de 60 mm de altura, 80 de ancho y 45 de profundidad. En el esquema de la figura 28 se muestra la posición hasta la que deberá bajar el punzón superior cuando no se encuentre ningún objeto sobre el punzón inferior, mientras que en la figura 29 se muestra el caso en el que se coloca la pieza de diseño.

Figura 28

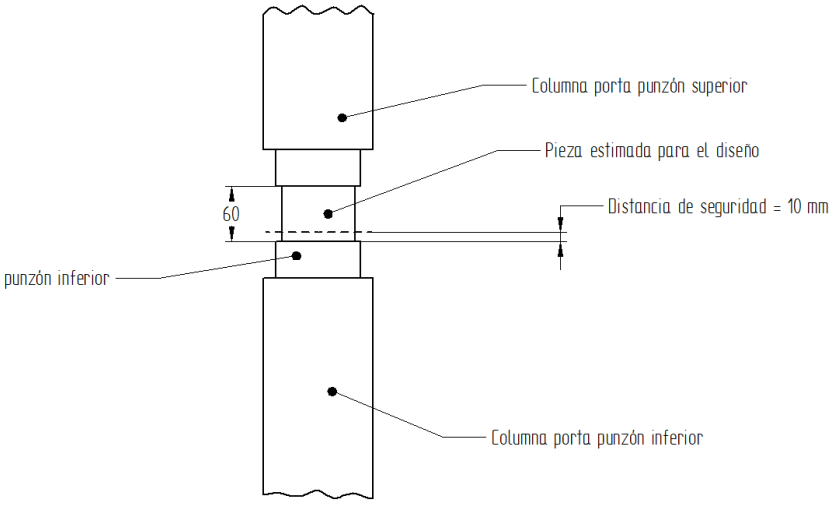
Punzones y columnas porta punzones en su posición más baja (caso en el que no se encuentra posicionada la pieza de diseño).



Nota. Fuente propia

Figura 29

Punzones y columnas porta punzones en su posición más alta (caso en el que se posiciona la pieza de diseño).



Nota. Fuente propia

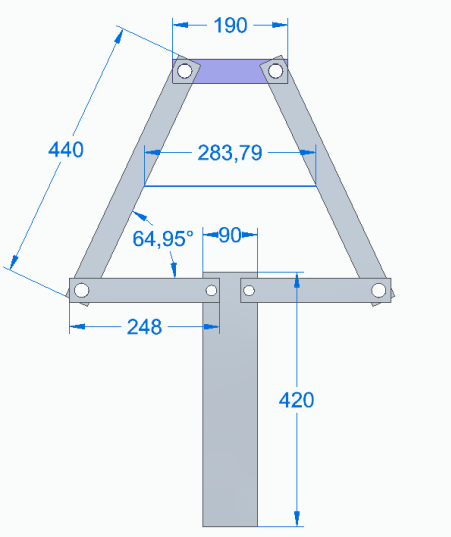
Partiendo del hecho de que el eslabón de 190 mm se encuentra ubicado en la misma posición horizontal cuando la estructura del muelle baja, y que los eslabones de 440 mm se comporta de la misma manera y, por lo tanto, ser simétricos con respecto al eje. Al observar y comparar las posiciones del punzón superior en los dos esquemas se puede determinar que cuando se golpea la pieza estimada, el punzón superior junto con la columna porta punzón superior se encuentran 50 mm más arriba si se compara con el esquema 18.

Antes de continuar con el diseño de esta estructura se realizó una búsqueda de las dimensiones comerciales de acero y perfilería y se determinó que para que el cuerpo del punzón tenga el peso adecuado y que sea capaz de generar la energía necesaria para deformar la pieza, se divide la *columna porta punzón superior* en dos: La parte encargada de otorgarle la robustez necesaria al mecanismo es de acero 1020 de 5 pulgadas de diámetro, y para lograr fijar la columna a los eslabones de 230 milímetros por medio de pivotes, se utilizó un trozo de perfil cuadrado de 90 mm de lado. El cálculo de la altura necesaria de la parte redonda de este elemento se muestra más adelante. Los demás detalles dimensionales se pueden observar con mayor detalle en el apartado de PLANOS.

Por temas de facilidad, y con la intención de hacer uso de los conocimientos en herramientas CAD adquiridas en la universidad, se optó por modelar la estructura del muelle junto con las dimensiones más importantes en Solid Edge. De esta manera se podrán encontrar los ángulos que forman los eslabones para realizar el análisis de fuerzas correspondiente.

Figura 30

Ángulos presentes en la estructura en la posición de diseño 1

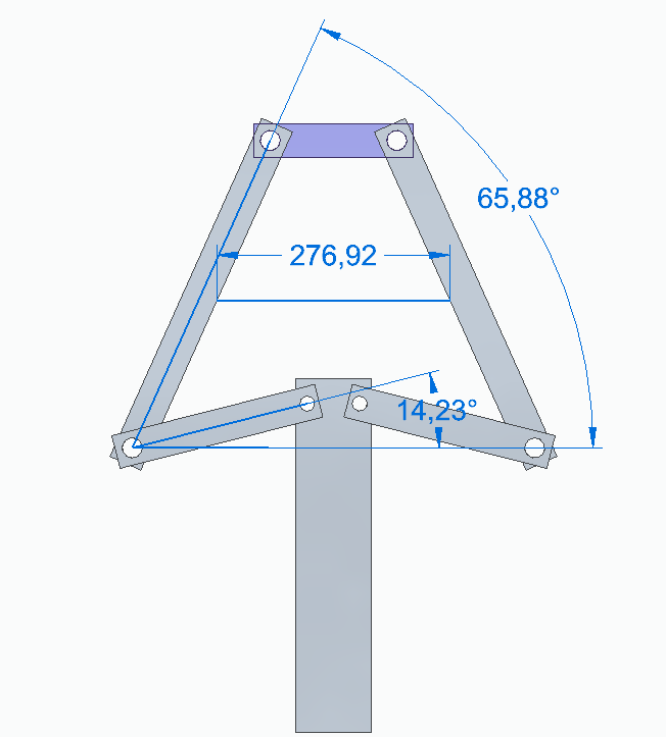


Nota. Fuente propia.

En esta figura, la línea de 283,79 mm representa la longitud del resorte en esta posición del muelle. Se propone además posicionar este resorte justo en la mitad del eslabón de 440 mm.

Figura 31

Ángulos presentes en la estructura en la posición de diseño 2



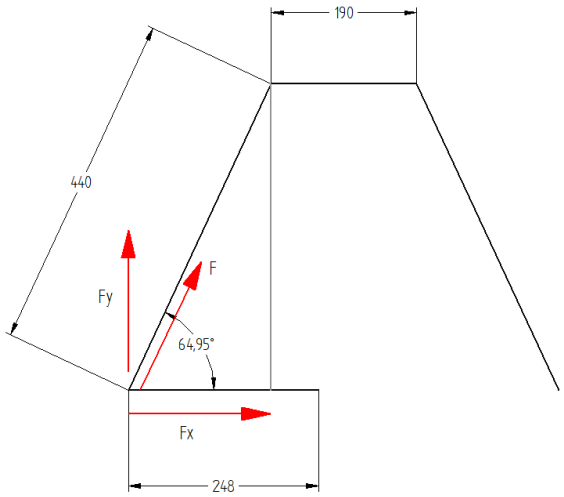
Nota. Fuente propia

Al igual que en el caso anterior, la línea de 276,92 mm representa la longitud que debe tener el resorte cuando el muelle se encuentre en esta posición. Con los ángulos mostrados en las posiciones 1 y 2 se estima de fuerzas presentes en los eslabones.

10.3.3.1. CÁLCULO DE FUERZAS PRESENTES EN LA ESTRUCTURA EN LA POSICIÓN 1.

Figura 32.

Análisis de fuerzas del muelle en la posición 1



Nota. Fuente propia

Por temas de comodidad, en lo que resta de este documento se le llamo **eslabón 1** al perfil de 190 mm de la estructura; **eslabón 2** a los perfiles de 440 mm de longitud y **eslabón 3** a los perfiles de 248 mm.

La fuerza de entrada conocida es la del peso del punzón, el cual es de 38 Kg, entonces:

$$Fy = \frac{(38 \cdot 9{,}81)}{2} = 186{,}39\ N \qquad \text{Ecu. 58}$$

$$F = \frac{Fy}{sen(64{,}95°)} = \frac{(186{,}39)}{sen(64{,}95°)} = 205{,}742\ N \qquad \text{Ecu. 59}$$

$$Fx = \frac{Fy}{\tan(64{,}95°)} = \frac{(186{,}39)}{\tan(64{,}95°)} = 87{,}1132\ N \qquad \text{Ecu. 60}$$

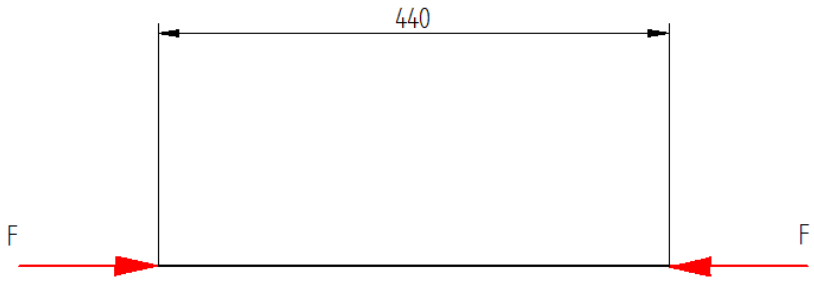
Con la intención de partir de un caso de extrema criticidad, se supone que en cada uno de los eslabones solo una de las dos platinas horizontales representadas en la figura 27 soporta toda la carga. Además, se recuerda que la dimensión estimada del área transversal de las platinas es de 450 mm^2 (45 mm de ancho por 10 mm de espesor).

Por temas de simplicidad, se anañizó el eslabón que está sometido a una mayor fuerza en esta posición, que en este caso es el número 2.

10.3.3.1.1. CÁLCULO DEL ESLABÓN 2

Figura 33.

Fuerzas presentes en el eslabón 2, en la primera posición.



Nota. Fuente propia

Datos de entrada:

$$A = 450\,mm^2$$
$$F = 205{,}742\,N$$
$$Sy = 207\,Mpa$$
$$N = 2$$

El área y la fuerza se calcularon anteriormente. Los valores de *Sy* y *N* hacen referencia al límite de fluencia del acero AISI/SAE 1020 (material propuesto para construir todos los eslabones de la estructura) y al factor de seguridad de diseño correspondientemente. Se anticipa que este mismo factor de seguridad se implementó para el diseño de todos los perfiles que componen la estructura del muelle.

Teniendo en cuenta estos valores se tiene que el esfuerzo a compresión al que es sometida una sola platina de este eslabón es:

$$\sigma_d = \frac{fuerza\ sobre\ la\ platina}{área\ transversal} = \frac{F}{A} = \frac{205{,}742\,N}{450\,mm^2} = 0{,}194\,Mpa \qquad \text{Ecu. 61}$$

Es fácilmente comprobable que el esfuerzo al que se encuentra sometida la platina es mucho menor al esfuerzo de fluencia del material, razón por la cual se puede determinar que el área transversal estimada fue más que suficiente al menos en la

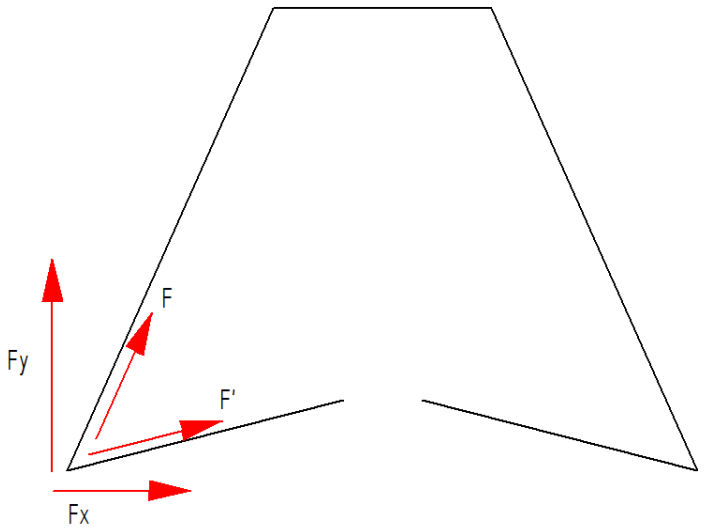
posición uno del mecanismo. De hecho, el factor de seguridad real en esta situación está dado por:

$$N = \frac{Sy}{\sigma_d} = \frac{207}{0{,}194} = 1069{,}3 \qquad \text{Ecu. 62}$$

10.3.3.2. CÁLCULO DE FUERZAS PRESENTES EN LA ESTRUCTURA EN LA POSICIÓN 2.

Figura 34

Análisis de fuerzas del muelle en la posición 2



Nota. Fuente propia

La fuerza de entrada conocida en este caso es la fuerza con la que impacta el punzón a la pieza de diseño (calculada anteriormente). Entonces se tiene que:

$$Fuerza\ conocida = \ 470{,}88\ N$$

$$Fy = \frac{470{,}88}{2} = 235{,}44\ N \qquad \text{Ecu. 63}$$

$$Fx = \frac{Fy}{\tan(65{,}88°)} = \frac{235{,}44\ N}{\tan(65{,}88)} = 105{,}416\ N \qquad \text{Ecu. 64}$$

$$F = \frac{Fy}{sen(65.88°)} = \frac{235{,}44\ N}{sen(65.88°)} = 257{,}9623\ N$$ Ecu. 65

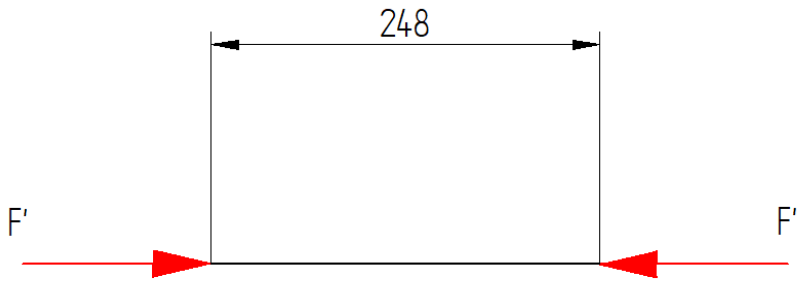
$$F' = \frac{Fy}{sen(14{,}23°)} = \frac{235{,}44\ N}{sen(14{,}23)} = 957{,}7936\ N$$ Ecu. 66

Al igual que en el caso anterior, se estima que en cada uno de los eslabones solo una de las dos platinas horizontales representadas en la figura 27 soporta toda la carga. El caso más crítico de esta posición 2 se presenta en el eslabón 3, el cual es el que soporta más carga.

10.3.3.2.1. CÁLCULO DEL ESLABÓN 3

Figura 35.

Fuerzas presentes en el eslabón 3, en la segunda posición.



Nota. Fuente propia

Datos de entrada:

$$F' = 957{,}7936\ N$$
$$A = 450\ mm^2$$
$$Sy = 207\ Mpa$$
$$N = 2$$

Al igual que para el caso del eslabón 2 en la posición uno, se calcula el esfuerzo al que está sometido una sola platina horizontal de la siguiente manera:

$$\sigma_d = \frac{957{,}7936\ N}{450\ mm^2} = 2{,}063\ Mpa$$ Ecu. 67

De igual manera, el factor de seguridad real del eslabón en esta situación está dado por:

$$N = \frac{Sy}{\sigma_d} = \frac{207\ Mpa}{2{,}063} = 100{,}33 \qquad \text{Ecu. 68}$$

Es decir que la perfilería de la estructura no fallará en ninguna de las dos posiciones.

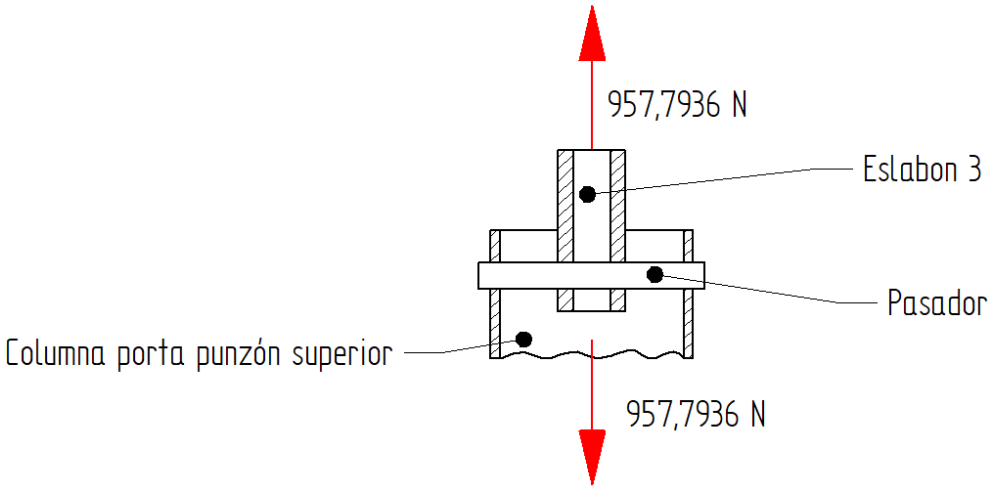
10.3.4 CÁLCULO DE ESFUERZO SOBRE LOS PIVOTES

Para evitar realizar el cálculo de todos los pasadores presentes en la estructura del muelle, se seleccionó el pasador que se encuentra sometido a una mayor cantidad de fuerza (caso de mayor criticidad), para determinar si este pivote no falla por esfuerzo cortante y (a partir de estos resultados) se fabricaron los demás con esta misma área transversal. De igual manera, para no evaluar el aplastamiento de toda la perfilería y platinas del mecanismo, se revisó solo los elementos que se encuentran en contacto con el pivote que más carga soporta.

En la sección 10.3.3.2.1. se pudo observar que el pivote sobre el que recae mayor cantidad de fuerza es que une el eslabón 3 y la columna porta punzón superior, el cual recibe una fuerza resultante de $957{,}7936\,N$. El diagrama conceptual de la manera en la que la fuerza actúa sobre el pasador se encuentra plasmado en la figura 36.

Figura 36.

Diagrama de la fuerza actuando sobre el eslabón 3, la columna porta punzón superior y el pasador



Nota. Fuente propia

En el diagrama se puede ver que la fuerza de $957{,}7936\,N$ se divide en dos cuando esta se traslada al pasador. En realidad, este pivote debe ser calculado como si

sobre la sección transversal actúa una fuerza equivalente a $478{,}8968\,N$, sin embargo, con la intensión de evaluar una situación extrema de criticidad, se estimó que la fuerza actúa en su totalidad. Se estima que para esta parte de la estructura se utiliza un pasador de 18 mm de diámetro (aunque se había supuesto uno de 24 mm en la figura 26) con la intención de no abrir un agujero tan grande en la columna porta punzón y causar de esta manera que el perfil tenga un espacio muy pequeño entre el orificio y el borde del perfil. Teniendo en cuenta estos parámetros se tiene que:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{957{,}7936\,N}{\pi \cdot (9\,mm)^2} = 3{,}764\,Mpa \qquad \text{Ecu. 69}$$

Se fabricaron estos pasadores con acero SAE 1040, por lo tanto $Sy = 290\,Mpa$. Además, se hace la aproximación de que el límite de fluencia en cortante es aproximadamente igual a la mitad del límite de fluencia del material $Ssy = 0{,}5 \cdot Sy$ (Mott, 2006). Por lo tanto:

$$Ssy = 0{,}5 \cdot 290 = 145\,Mpa \qquad \text{Ecu. 70}$$

La carga máxima que soportaría el pivote está dada por:

$$Ssy = \frac{F}{A} \qquad \text{Ecu. 71}$$

$$F = Ssy \cdot A = 145\,Mpa \cdot \pi \cdot 9^2 = 36.898\,N \qquad \text{Ecu. 72}$$

La fuerza a la que está sometida el pivote es mucho menor que la que resiste el mismo. El factor de seguridad para este diseño es:

$$N = \frac{36.898}{957{,}7936} = 38{,}5 \qquad \text{Ecu. 73}$$

Bajo estas condiciones el diseño parece ser seguro. Sin embargo, teniendo en cuenta que esta no es una carga estática se evaluó el diseño como si este fuese a fallar por fatiga. Para realizar este análisis se siguió el método de Goodman (Mott, 2006). Los datos necesarios para este procedimiento son los siguientes:

Fuerza máxima a la que está sometida el eslabón 3: $957{,}7936\,N$

Fuerza mínima a la que está sometida el eslabón 3: $87{,}1132\,N$ (esta fuerza se puede observar en la figura 32).

Ecu. 74

Esfuerzo cortante máximo: $\tau max = \frac{Fmáx}{A} = \frac{957,7936}{\pi \cdot 9^2} = 3,764\ Mpa$

Esfuerzo cortante mínimo: $\tau min = \frac{Fmin}{A} = \frac{87,1132}{\pi \cdot 9^2} = 0,342\ Mpa$ Ecu. 75

Esfuerzo cortante alternativo: $\tau a = \frac{\tau max - \tau min}{2} = \frac{3,764 - 0,342}{2} = 1,711\ Mpa$ Ecu. 76

Esfuerzo cortante medio: $\tau m = \frac{\tau max + \tau min}{2} = \frac{3,764 + 0,342}{2} = 2,053\ Mpa$ Ecu. 77

Resistencia a la tensión acero SAE 1040: $Su = 496\ Mpa$
Resistencia a la tensión acero SAE 1040 en cortante:
$Ssu = 0,75 \cdot Su = 0,75 \cdot 496 = 372\ Mpa$ Ecu. 78

Resistencia a la fatiga: $Sn = 150\ Mpa$ (Mott, 2006)

Resistencia fatiga real:
$Sn' = Sn \cdot Cm \cdot Cst \cdot C_R \cdot Cs = 150 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,81 \cdot 0,9 = 109,35\ Mpa$ Ecu. 79

Cm: Factor de material, el cual es equivalente a 1 para acero forjado.
Cst: Factor por tipo de esfuerzo, el cual es de 1 para esfuerzo flexionante.
CR: Factor por confiabilidad, para una confiabilidad del 99% (Mott, 2006).
Cs: Factor por tamaño de la pieza, (Mott, 2006).

Resistencia a la fatiga real en cortante:
$Ssn' = 0,577\, Sn' = 0,577 \cdot 109,35 = 63,095$ Ecu. 80

Con base en estos valores es posible calcular el factor de seguridad del diseño por fatiga como se muestra a continuación:

$$\frac{\tau a}{Ssn'} + \frac{\tau m}{Ssu} = \frac{1}{N}$$ Ecu. 81

$$N = \frac{1}{\frac{\tau a}{Ssn'} + \frac{\tau m}{Ssu}} = \frac{1}{\frac{1,711}{63,095} + \frac{2,053}{372}} = 30,64$$ Ecu. 82

Queda demostrado que un pasador de 18 mm de diámetro es seguro en este diseño. De hecho, seguramente un pivote más pequeño sea suficiente para soportar las fuerzas de operación, sin embargo, por decisión de diseño se determinó un diámetro de **18 mm** para todos los pasadores que componen la estructura.

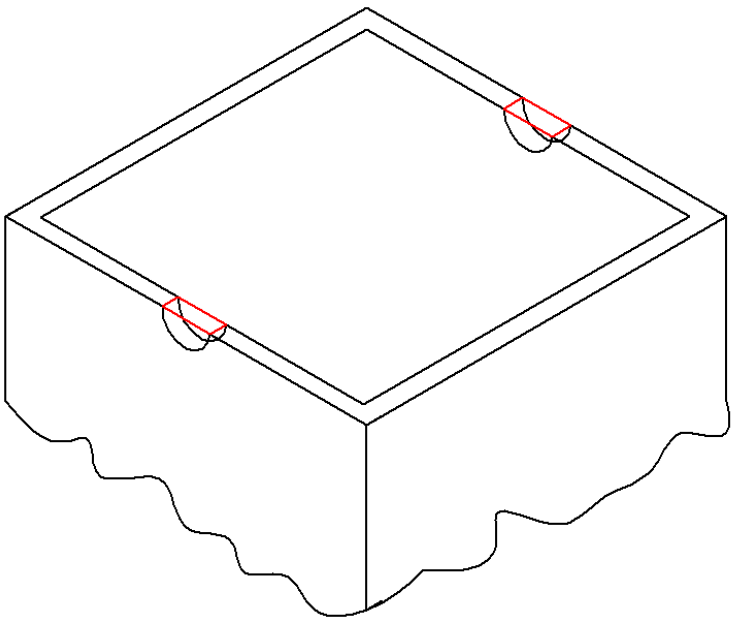
10.3.5 CÁLCULO DEL APLASTAMIENTO EN LA PERFILERÍA DE LA ESTRUCTURA DEL MUELLE.

Otro aspecto interesante para revisar es comprobar que no fallen los componentes del mecanismo del muelle es verificar que el perfil que esté sometido a una mayor fuerza y que tenga una menor área de apoyo proyectada no vaya a sufrir aplastamiento. Ya que el pasador que más fuerza soporta es el que conecta a la columna porta punzón superior y al eslabón 3, es lógico pensar que son alguno de estos dos elementos los más propensos a fallar por aplastamiento.

En vista de que el espesor de pared de la columna es 4 mm menor en relación con las platinas del eslabón 3, será este caso el que se analizará con este enfoque.

Figura 37

Diagrama del área proyectada del perfil de la columna porta punzón superior.



Nota. Fuente propia

En la figura 37 se observan dos rectángulos rojos sobre la superficie en la que se apoya el pasador. Aunque la fuerza de 957,7936 N debe dividirse en dos, para contemplar una situación crítica de funcionamiento se estimó que solo un costado del perfil soporta toda la carga. Teniendo en cuenta esto se calculó el esfuerzo a compresión que soporta la columna como se muestra a continuación:

Ecu. 83

$$\sigma = \frac{F}{Aproy} = \frac{957{,}7936}{18\,mm \cdot 6mm} = 8{,}868\,Mpa$$

Si se supone un acero ASTM A36 en el perfil cuadrado, con un módulo de fluencia de 250 Mpa, el factor de seguridad de esta situación está dado por:

$$N = \frac{Sy}{\sigma} = \frac{250}{8{,}868} = 28{,}191 \qquad \text{Ecu. 84}$$

Por lo tanto, se puede concluir que no hay aplastamiento en la perfilería usada para fabricar el mecanismo del muelle.

10.3.6. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES NECESARIAS EN EL CUERPO DEL PUNZÓN SUPERIOR PARA QUE TENGA UNA MASA DE 38 Kg.

En el apartado 10.3.3. se anticipó que para que el cuerpo del punzón tuviera el peso necesario para generar la deformación estimada, se iba a construir este elemento a partir de dos piezas distintas. Una para fijar el cuerpo a la estructura del muelle y la otra consiste en un tocho de acero AISI SAE 1020 que proporciona la robustez necesaria al martillo.

Por decisión de diseño, se consideró apropiado usar un cilindro de acero de 5 pulgadas de diámetro. La altura apropiada para que este elemento alcance los 38 kilogramos se calcula a partir del siguiente razonamiento:

Se parte de la densidad del acero SAE 1020, la cual es de $7860\ \frac{Kg}{m^3}$

El volumen de un cilindro se calculó por medio de la expresión $V = \pi \cdot r^2 \cdot h$, en donde *r* es el radio y *h* es la altura. A partir de la ecuación de densidad se puede despejar *h* como se muestra a continuación:

$$densidad = \frac{masa}{volumen} = \rho = \frac{m}{v} \qquad \text{Ecu. 86}$$

$$v = \frac{m}{\rho} \qquad \text{Ecu. 87}$$

$$\pi \cdot r^2 \cdot h = \frac{m}{\rho} \qquad \text{Ecu. 88}$$

$$h = \frac{m}{\rho \cdot \pi \cdot r^2} \qquad \text{Ecu. 89}$$

Para ser consecuente con las unidades, el radio debe pasarse de pulgadas a metros, tal como se muestra a continuación:

Ecu. 90

$$5\,pulg = \frac{5 \cdot 25{,}4}{1000} m = 0{,}127\,m$$

$$r = \frac{0{,}127\,m}{2} = 0{,}0635\,m \qquad \text{Ecu. 91}$$

Con todo esto ya se puede determinar que altura se requiere en el tocho de acero:

$$h = \frac{38}{7860 \cdot \pi \cdot (0{,}0635)^2} = 0{,}38165\,m \qquad \text{Ecu. 92}$$

10.3.7. CÁLCULO DEL RESORTE

Para determinar qué tipo de resorte es necesario para soportar las cargas que se presentan en la estructura del muelle, contemplar los parámetros de funcionamiento. Para ello se usará como referencia las figuras 30 y 31. En la primera figura se logra observar que la longitud en la posición en donde se ubicará el resorte es de 283,79 mm, sin embargo, se estima una longitud real de 200 mm ya que se debe restar el largo de los soportes con los que se fijará el resorte a los eslabones. Esta longitud de 200 mm será la longitud del muelle en precarga. Ahora bien, entre la posición uno y la posición dos existe una deflexión que se puede calcular restando las longitudes que se muestran en ambas figuras. Esta deflexión será la misma si el resorte mide solo 200 mm en lugar de 283,79 mm, entonces:

$$\Delta L = deflexión\ del\ resorte\ entre\ las\ posiciones\ 1\ y\ 2 = 283{,}79 - 276.92$$
$$\Delta L = 6{,}87\,mm \qquad \text{Ecu. 93}$$

Por lo tanto, la longitud del resorte en la posición 2 es:

$$200 - 6{,}87 = 193{,}13\,mm \qquad \text{Ecu. 94}$$

Así las cosas, solo resta determinar las cargas en X que se presentan en estas posiciones. Para hacerlo se deben analizar las fuerzas conocidas en ambos casos y determinar la fuerza horizontal presente en el eslabón dos dependiendo de la inclinación que se muestra en las figuras.

$$Fmax = 105{,}416\,N$$

$$Fmin = 87{,}113\,N$$

La fuerza alternativa que soporta el resorte es:

$$Fa = \frac{Fmax - Fmin}{2} = \frac{(105{,}416 - 87{,}113)}{2} = 9{,}1515\ N$$ Ecu. 95

Y la fuerza media está definida por:

$$Fm = \frac{Fmax + Fmin}{2} = \frac{(105{,}416 + 87{,}113)}{2} = 96{,}2645\ N$$ Ecu. 96

Como en cualquier otro problema de diseño, los datos e información relacionada con el material con el que va a ser fabricado el elemento de análisis es de suma importancia. En este caso, se propuso fabricar el resorte en acero ASTM A228. El esfuerzo último a la tensión de este acero se puede estimar con ayuda de la ecuación 10.3 y la tabla 10-4 de (Norton, 1999).

$$Sut \cong Ad^b$$ Ecu. 97

En donde:

$$A = 2153{,}5\ Mpa$$
$$b = -0{,}1625$$
$$d = 5\ mm$$

Los valores de *A* y *b* se pueden observar en la tabla 10-4 de Norton (1999). El valor de *d* es una estimación inicial de un diámetro de la espira del resorte. Teniendo en cuenta esta información se puede hallar la resistencia última a la tensión del resorte dependiendo del diámetro y el material de este.

$$Sut \cong Ad^b = 2153{,}5 \cdot 5^{-0{,}1625} = 1657{,}91496\ Mpa$$ Ecu. 98

La resistencia del resorte en cortante (según aproximaciones planteadas en el libro de Norton (1999) se puede estimar como:

$$Sus = 0{,}67 \cdot Sut = 0{,}67 \cdot 1657{,}91496 = 1110{,}803\ Mpa$$ Ecu. 99

El índice del resorte (C) se determina por medio de la relación:

$$C = \frac{D}{d}$$ Ecu. 100

En donde *D* es el diámetro de la espiral del resorte y *d* es el diámetro de la espira. Norton establece que los valores de C mayormente utilizados se encuentran

comprendidos entre 4 y 12 (1999), por lo que una buena primera estimación del índice del resorte sería tomar el valor promedio de estos dos límites. Por lo tanto:

$$C = \frac{D}{d} \Rightarrow 9 = \frac{D}{5} \quad \text{Ecu. 101}$$

$$D = 9 \cdot 5 = 45\,mm \quad \text{Ecu. 102}$$

Las ecuaciones y procedimientos que se utilizarán en los cálculos que se muestran continuación se plantean según el procedimiento de diseño de resortes de Norton (1999).

$$Ks = 1 + \frac{0{,}5}{C} = 1 + \frac{0{,}5}{9} = 1{,}055 \quad \text{Ecu. 103}$$

A partir de estos valores de calcula el esfuerzo a torsión mínimo que soporta el resorte a partir de la mínima fuerza a la que está sometida:

$$\tau_i = Ks \cdot \frac{8F_{min} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ecu. 104}$$

Al reemplazar y calcular se obtiene que:

$$\tau_i = 84{,}296\,Mpa$$

El esfuerzo medio del resorte está dado por la expresión:

$$\tau_m = Ks \cdot \frac{8Fm \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 102{,}007\,Mpa \quad \text{Ecu. 105}$$

El concentrador de esfuerzos de Wahl es un término importante de conocer, en este se contemplan los esfuerzos cortantes directos y esfuerzos debido a la curvatura. El factor de Wahl K_w solo es válido cuando $C \geq 1{,}2$, y se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0{,}615}{C} \quad \text{Ecu. 106}$$

Teniendo en cuenta que se estimó un valor de *C* de 9, el factor de Wahl en este caso es igual a:

$$K_w = \frac{4 \cdot 9 - 1}{4 \cdot 9 - 4} + \frac{0{,}615}{9} = 1{,}1621 \quad \text{Ecu. 107}$$

Con la ayuda de este factor y de la fuerza alternativa que se mostró anteriormente, se puede calcular el esfuerzo alternativo que se presenta en el resorte como se muestra a continuación:

$$\tau_a = K_w \cdot \frac{8 \cdot Fa \cdot D}{\pi \cdot d^3} \qquad \text{Ecu. 108}$$

Luego de reemplazar y resolver se obtiene que:

$$\tau_a = 9{,}7493\ Mpa$$

Por último, se requieren unos datos adicionales relacionados con el material seleccionado para determinar si este diseño es seguro. Estos datos son el límite de fluencia en cortante (Ssy) del acero ASTM A228, la cual se puede determinar con ayuda de la tabla 10-12 de Norton (1999); y el límite de resistencia a la torsión (Sew') que es de 310 Mpa para resortes sin granallar (caso más crítico) (Norton, 1999).

$$Sew' = 310\ Mpa \qquad \text{Ecu. 109}$$

$$Ssy = 0{,}45 \cdot Sut = 0{,}45 \cdot 1657{,}91496 = 746{,}062\ Mpa \qquad \text{Ecu. 110}$$

Con todo esto se puede estimar la resistencia límite del alambre por medio de la siguiente ecuación:

$$Ses = 0{,}5 \cdot \frac{Sew \cdot Sus}{Sus - 0{,}5\ Sew} \qquad \text{Ecu. 111}$$

Al reemplazar y calcular se tiene que el esfuerzo límite del resorte es:

$$Ses = 180{,}136\ Mpa$$

Con este dato se puede estimar el factor de seguridad como se muestra a continuación:

$$N = \frac{Ses(Sus - \tau_i)}{Ses(\tau_m - \tau_i) + Sus \cdot \tau_a} \qquad \text{Ecu. 112}$$

$N = 13{,}189$ Después de reemplazar y calcular.

El módulo de elasticidad en cortante (G) para el acero ASTM A228 es de 81,7 GPa (Mott, 2006)

El número de espiras activas del resorte se calcula como:

$$Na = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot k} = \frac{5^4 \cdot 79{,}3 \cdot 10^3}{8 \cdot 40^3 \cdot 4{,}3662} = 16{,}042 \qquad \text{Ecu. 113}$$

Estos resultados parecen ser coherentes. Para calcular las longitudes de funcionamiento del resorte se debe tener en cuenta que la longitud que debe comprimirse el resorte desde la posición en la que soporta la mayor cantidad de fuerza hasta posición en la que todas sus espiras se encuentran en contacto (longitud sólida) debe ser máximo de un 10 o 15% de la deflexión total del resorte (Norton, 1999). Es decir:

$$y_{choque} = 0{,}10\ (Lmax - Lmin) \qquad \text{Ecu. 113}$$

O bien:

$$y_{choque} = 0{,}15\ (Lmax - Lmin) \qquad \text{Ecu. 114}$$

Se aclara que el número de espiras totales (N_T) se calcula como el número de espiras activas más dos para resortes con extremos escuadrados y rectificados.

$$N_T = Na + 2 = 16 + 2 = 18 \qquad \text{Ecu. 115}$$

Resumen: Se necesita un resorte con un diámetro de 5 mm en el alambre y 45 mm en la espiral; con 200 mm de longitud y 18 espiras. Se debe fabricar el resorte en acero ASTM A228 y se tienen que rectificar y escuadrar sus extremos.

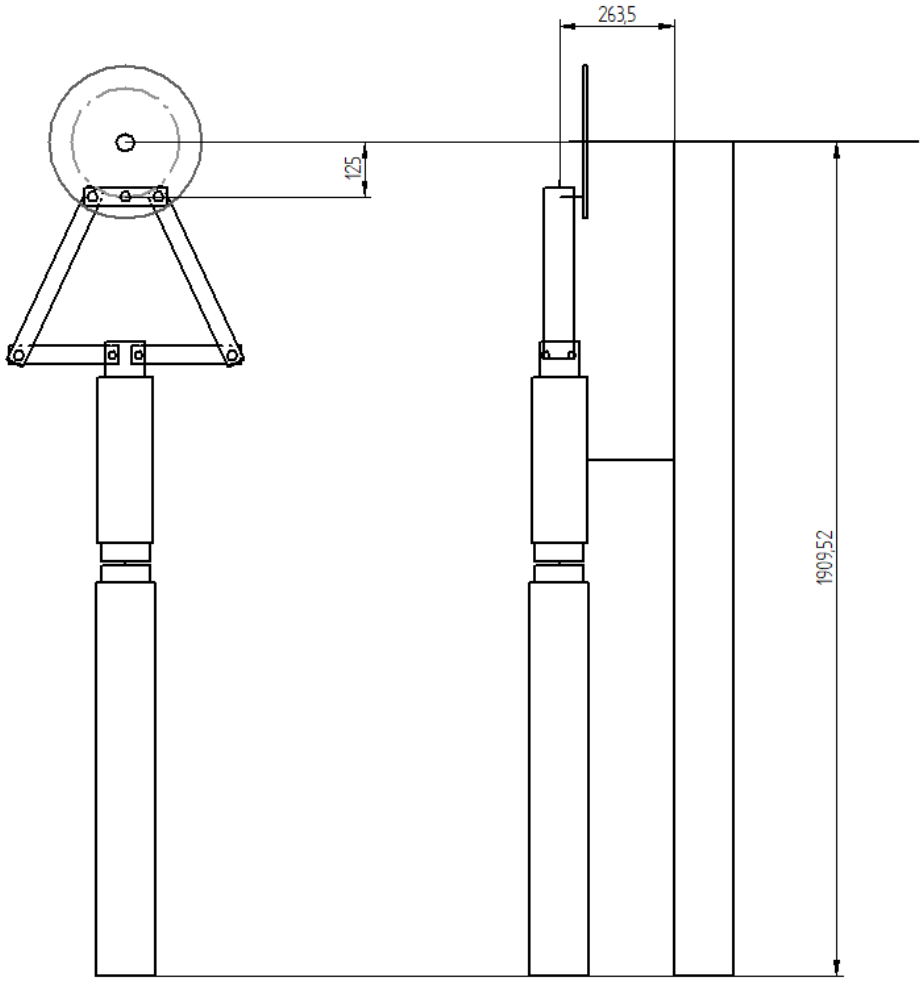
10.3.8. CÁLCULO DE LA COLUMNA QUE SOPORTA LA ESTRUCTURA DEL MUELLE.

La altura de la columna se estimó en base a las dimensiones de los elementos que ya se calcularon anteriormente; a la distancia del recorrido que debe hacer el punzón (calculado en el apartado 10.3.1.); y, adicionalmente, con la intención de mantener escalas de proporcionalidad en el diseño. Para visualizar de mejor manera las proporciones de las partes que se han estudiado hasta el momento se propone trazar un esquema simple a escala real del martillo. Este bosquejo se encuentra plasmado en la figura 38, en la cual se puede observar la altura que se estimó. A partir de este dato se puede calcular que tipo de perfil usar siguiendo el proceso de

columna con carga excéntrica que se plantea en el libro de *Diseño de elementos de máquinas* (Mott, 2006).

Figura 38.

Diagrama a escala real del martillo pilón.



Nota. Fuente propia

Como en el resto de los cálculos, se debe partir de los datos relacionados con el material. Para el caso de este desarrollo se propuso que:

$Sy = 345\ Mpa$ $lado\ del\ perfil\ cuadrado = 135\ mm$ $Área = 3003\ mm^2$

$Ixx = Iyy = 8'197.000\ mm^4$ $E = 207\ Gpa$

Tal y como se puede observar, se inició el diseño partiendo del perfil que se seleccionó para el diseño de la columna porta punzón inferior (apartado 10.3.2.1). El factor de la columna *K (*para un extremo empotrado y el otro libre*)* también es de 2,1.

En la figura 38 se observa que la longitud de la columna es de 1909,52 mm (sin tener en cuenta la longitud que debe restársele al perfil para posicionar el eje y las chumaceras que sostienen el volante y la estructura del muelle), sin embargo, se redondeo esta longitud a 1910 mm para efectos prácticos. Teniendo en cuenta estos valores se tiene que:

$$Le = L \cdot K = 1910 \cdot 2.1 = 4011\, mm \qquad \text{Ecu. 116}$$

$$rmin = \sqrt{\frac{Ixx}{A}} = \sqrt{\frac{8'197.000\, mm^4}{3003\, mm^2}} = 52{,}245609\, mm \qquad \text{Ecu. 117}$$

La carga que debe soportar la columna es equivalente a la fuerza de impacto que genera el martillo, la cual es de 470,88 N, por lo tanto:

$$Pa = 470{,}88\, N$$

La excentricidad que tiene la carga con respecto al costado de la columna es de 263,5 mm (ver figura 38) y la distancia que existe entre el costado del perfil hasta el centroide del mismo es de 67,5 mm (equivalente a la mitad de la distancia de 135 mm). Entonces se tiene que:

$$e = 263{,}5\, mm \qquad c = 67{,}5\, mm$$

Por recomendaciones según Mott (2006) cinco es un factor de seguridad razonable para estructuras bajo cargas dinámicas con ciertas incertidumbres en las cargas presentes. El valor requerido de Sy para que la columna soporte esta carga se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$Sy' = \frac{N \cdot Pa}{A}\left[1 + \frac{e \cdot c}{rmin^2} \cdot \sec\left(\frac{Le}{2 \cdot rmin} \cdot \sqrt{\frac{N \cdot Pa}{A \cdot E}}\right)\right] \qquad \text{Ecu. 118}$$

Se debe tener en cuenta que la expresión que encierra la secante debe estar en radianes. Después de reemplazar y calcular se obtiene que:

$$Sy' = 1{,}1791\, Mpa$$

El factor de seguridad real de la columna está dado por la relación:

$N = \frac{Sy}{Sy'} = \frac{345}{1{,}1791} = 292{,}596$. El diseño, por lo tanto, será seguro.
Por último, se calcula la máxima deflexión que se tendrá en el perfil por medio de:

$$ymax = e\left[\sec\left(\frac{Le}{2 \cdot rmin}\sqrt{\frac{Pa}{A \cdot E}}\right) - 1\right] \qquad \text{Ecu. 119}$$

Después de reemplazar y solucionar se obtiene una deflexión de 0,147 mm. **El diseño es satisfactorio.**

10.3.9. CÁLCULO DE LAS CATARINAS Y LA CADENA

Antes de empezar con los cálculos de estos elementos mecánicos, cabe aclarar que todos los procedimientos y ecuaciones que se muestran a continuación se basan en lo planteado según Mott (2006). Dicho esto, la información de partida que se tiene en este punto del diseño es la de la relación de transmisión del reductor; la velocidad angular de salida; la potencia del motor y las revoluciones de salida necesarias en el eje.

Ya que la velocidad angular que se obtiene en el eje de salida del reductor es de 170 RPM, y las necesarias son 150, entonces la relación de transmisión que se requiere en las catarinas es:

$$RT = \frac{170}{150} = 1{,}133 \qquad \text{Ecu. 120}$$

El factor de servicio para un choque moderado impulsado por un motor eléctrico es 1,3 (Mott, 2006). Ya que la potencia que entrega el motor es de 2 HP, entonces la potencia de diseño está dada por:

$$P_d = P_M \cdot FS = 1{,}8 \cdot 1{,}3 = 2{,}34 \qquad \text{Ecu. 121}$$

Teniendo en cuenta la potencia y las RPM a las que girará la Catarina conductora, el número de dientes mínimo que este elemento mecánico requiere es 30 y debe tener un paso de media pulgada $p = 0{,}5\ pulg$ (Mott, 2006), por lo tanto:

$$Z_e = 30$$

$$Z_s = Z_e \cdot RT = 30 \cdot 1.133 = 33{,}9 \qquad \text{Ecu. 122}$$

Se aproximó el número de dientes de la Catarina conducida al entero más cercano, por lo tanto $Z_s = 34$. El diámetro de paso de ambas catarinas se calcula como se muestra a continuación:

$$D_e = \frac{p}{sen\left(\frac{180°}{Z_e}\right)} = \frac{12{,}7\ mm}{sen\left(\frac{180°}{30}\right)} = 121{,}498\ mm$$ Ecu. 123

$$D_s = \frac{p}{sen\left(\frac{180°}{Z_s}\right)} = \frac{12{,}7\ mm}{sen\left(\frac{180°}{34}\right)} = 137{,}642\ mm$$ Ecu. 124

Se debe estimar ahora una distancia entre centros aproximada, la cual, por recomendación del libro Mott (2006), debe estar entre los 30 y los 50 pasos de la cadena. Para ser conservadores, se escogerá el valor medio, entonces:

$$C = 40$$

$$L = 2C + \frac{Z_s + Z_e}{2} + \frac{(Z_s - Z_e)^2}{4\pi^2 C} = 2(40) + \frac{34 + 30}{2} + \frac{(34 - 30)^2}{4\pi^2(40)} = 112{,}010\ pasos$$ Ecu. 125

Se usó un número entero y par de pasos (L) de 112.

La distancia entre centros **máxima** que se obtiene teniendo en cuenta estos valores es:

$$C = \frac{1}{4}\left[L - \frac{Z_s + Z_e}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{Z_s + Z_e}{2}\right]^2 - \frac{8(Z_s - Z_e)^2}{4\pi^2}}\right]$$ Ecu. 126

Al reemplazar y resolver se tiene un valor para *C* de 39,995. Entonces la distancia entre centros es:

$$C = 39{,}995\ pasos = 39{,}995 \cdot (12{,}7) = 507{,}9365\ mm$$ Ecu. 127

El ángulo de contacto de la Catarina pequeña debe ser al menos de 120° para que el diseño sea satisfactorio. Para comprobar que esto se cumpla se utiliza a expresión:

$$\theta_e = 180° - 2sen^{-1}\left(\frac{D_s - D_e}{2C}\right) = 180° - 2\,sen^{-1}\left(\frac{137{,}642 - 121{,}498}{2(507{,}9365)}\right) = 178{,}179°$$ Ecu. 128

Es aceptable. El ángulo de contacto de la Catarina de salida es:

$$\theta_e = 180° + 2\,sen^{-1}\left(\frac{D_s - D_e}{2C}\right) = 180° + 2\,sen^{-1}\left(\frac{137{,}642 - 121{,}498}{2(507{,}9365)}\right) = 181{,}821°$$ Ecu. 129

En resumen: Las especificaciones de la transmisión necesaria son las siguientes:

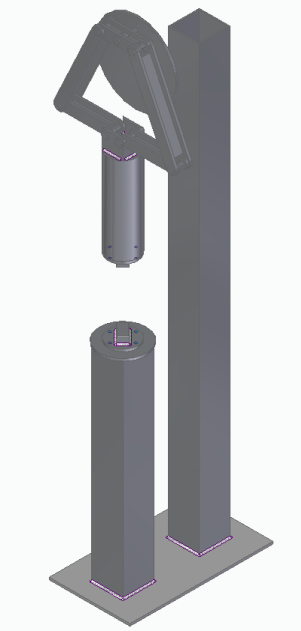
Paso: Cadena simple de rodillos número 40, paso de media pulgada
Longitud: 114 pasos = 112 (12.7) = 1422,4 mm
Distancia entre centros: 507,9365 mm
Catarinas de hilera simple, número 40 de ½ pulgada de paso.
Catarina pequeña de 30 dientes, D=121,498 mm
Catarina grande de 34 dientes, D=137,642 mm

10.3.10 CÁLCULO DEL EJE

Para realizar el diseño del eje se deben estimar las posiciones de los elementos motrices y de los apoyos que se encuentran interactuando en él. Para hacerlo, se propuso partir de un sólido CAD que se modelo con ayuda de Solid Edge (ver figura 39). La longitud total del eje se determinó luego de evaluar una distancia segura para que el volante y demás componentes no choquen con los demás elementos de la estructura.

Figura 39

Ensamblaje parcial del martillo pilón.

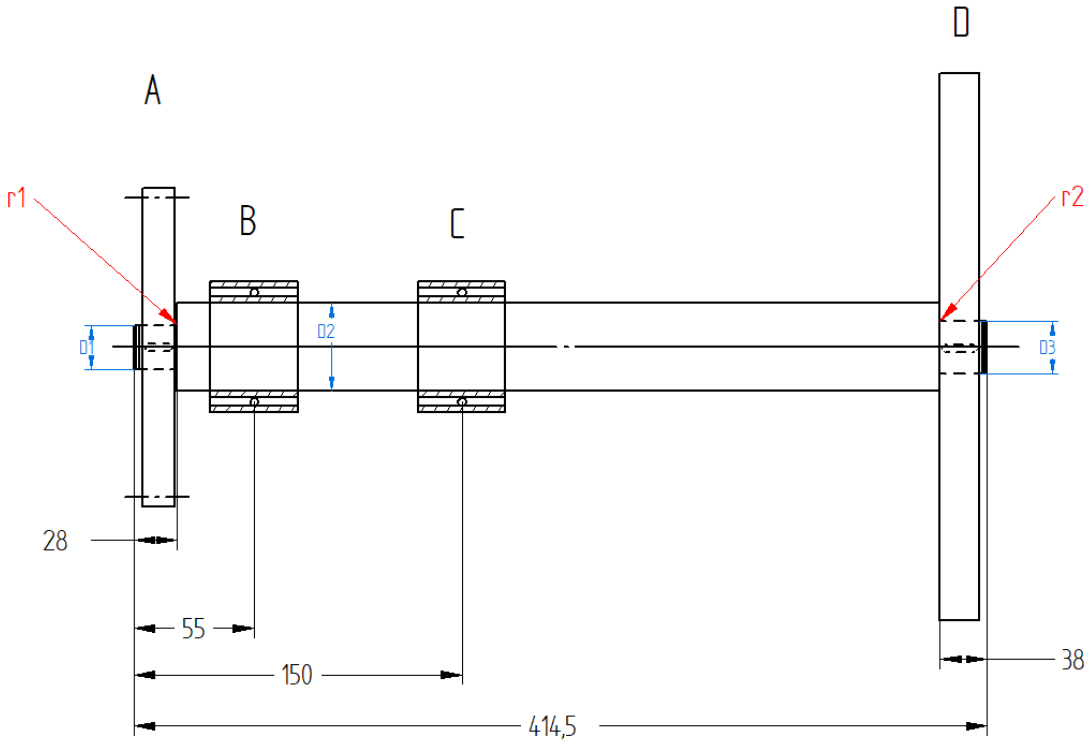


Nota. Fuente propia.

Se propuso posicionar dos chumaceras ubicadas en cada uno de los costados de la columna que soporta la estructura del muelle. El diagrama de la propuesta del eje, así como las características más importantes de pueden observar en la figura que se muestra a continuación:

Figura 40

Esquema de la propuesta de diseño del eje.



Nota. Fuente propia

Tal como se puede ver, el eje propuesto sostiene la Catarina conducida en el punto A; se ubicaron dos chumaceras de apoyo en los puntos B y C; y el volante que sostiene el muelle se posicionó en el punto D. Además, como se mencionó anteriormente, la longitud total del eje, así como la distancia desde el extremo izquierdo hasta el punto B y la dimensión de 38 mm se estimaron después de evaluar el sólido que se mostró en la figura 39 y determinar unas dimensiones seguras para que la Catarina y el volante no choquen con nada. Adicionalmente, también se tuvo en cuenta las dimensiones de las chumaceras, la Catarina y el volante para determinar las longitudes que se muestran

Es importante tener en cuenta que a pesar de que el volante se fabricará en lámina con espesor de 3/8 de pulgada, el tramo del eje en el punto D se deja de 38 mm de longitud con el propósito de poder agregarle una manzana de apoyo a esta pieza con una altura equivalente a una pulgada.

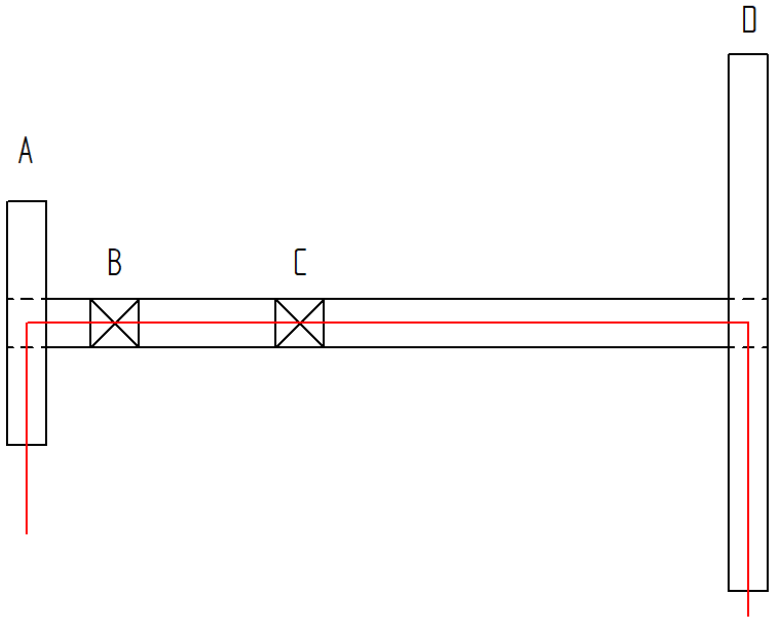
Las transiciones *r1* y *r2* que se proponen para pasar de un diámetro a otro (teniendo en cuenta que no se posiciona ningún rodamiento sobre estos alivios) pueden estimarse como radios bien redondeados, por lo que el concentrador de esfuerzos

K_T es de 1,5; se proponen cuñeros de perfil en los puntos A y D, por lo que K_T es igual a 2,0; finalmente, se realizaron dos ranuras para anillos Seeger a la izquierda de A y a la derecha de D, en ambos casos K_T es igual a 3. Los valores de los concentradores de esfuerzo fueron tomados según Mott (2006)

Es importante aclarar que para realizar todo el proceso de diseño del eje que se mostró en la figura 40, se seguirá el procedimiento y ecuaciones que se plantean en *Diseño de Elementos de Máquinas* (Mott, 2006) Teniendo presente esto, lo primero que se realizó fue el diagrama de torque que pasa por todo el eje (ver figura 41).

Figura 41.

Diagrama de torque del eje.



Nota. Fuente propia

Como es lógico, la línea de torque permanece constante hasta el punto D (lugar en el que se posiciona el volante) debido a que no existen más salidas de potencia a lo largo de su geometría. A la Izquierda de A el torque es cero debido a que la potencia no se desplaza a este costado. De igual forma, a la derecha de D el torque también es nulo debido a que toda la potencia sale del eje justamente en el centroide del volante.

Para encontrar el valor de este torque se hace uso de la siguiente relación:

$$P = T \cdot \omega \qquad \text{Ecu. 130}$$

$$T = \frac{P}{\omega}$$ Ecu. 131

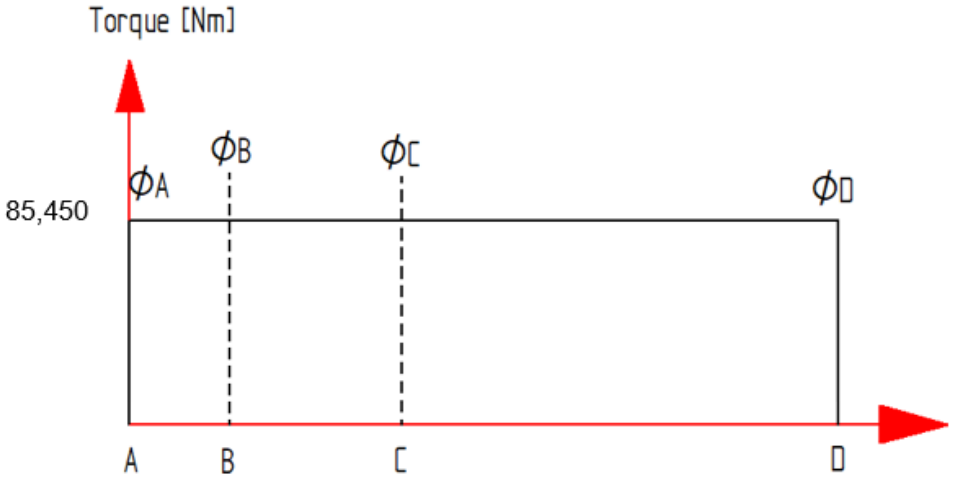
En el diseño del moto reductor se especificó que se debe usar un motor de 2,4 Hp y la velocidad angular del eje debe ser igual a 150 RPM. Con ayuda de estos datos se puede estimar entonces el valor del torque como se muestra:

$$T = \frac{1{,}8\ Hp}{150\ rpm} = \frac{1342{,}26\ Vatios}{15{,}708\ \frac{rad}{s}} = 85{,}450\ Nm$$ Ecu. 132

Este par actúa sobre los cuatro puntos de interés del eje (A, B, C y D) de la misma manera. Esta información es de gran utilidad para determinar los diámetros mínimos necesarios que se deben usar en estos lugares.

Figura 42.

Efecto del torque sobre los puntos de interés del eje.



Nota. Fuente propia

Como es lógico de pensar, la fuerza que actúa sobre la Catarina en el punto A depende del ángulo que forma la cadena al estar en contacto con la rueda conductora y la conducida. Sin embargo, debido a la similitud de diámetros de ambas Catarinas, asumir que la cadena forma un ángulo de 180° (fuerza totalmente horizontal) es una buena aproximación. Dicho esto, la fuerza que actúa sobre el punto A viene dada por:

$$F_A = \frac{T_A}{\frac{D_A}{2}}$$ Ecu. 133

Siendo T_A el torque presente en este punto y D_A el diámetro de paso de la Catarina de 45 dientes. Entonces se tiene que:

$$F_A = \frac{85{,}450\ Nm}{\frac{0{,}137642\ m}{2}} = 1241{,}627\ N \qquad \text{Ecu. 134}$$

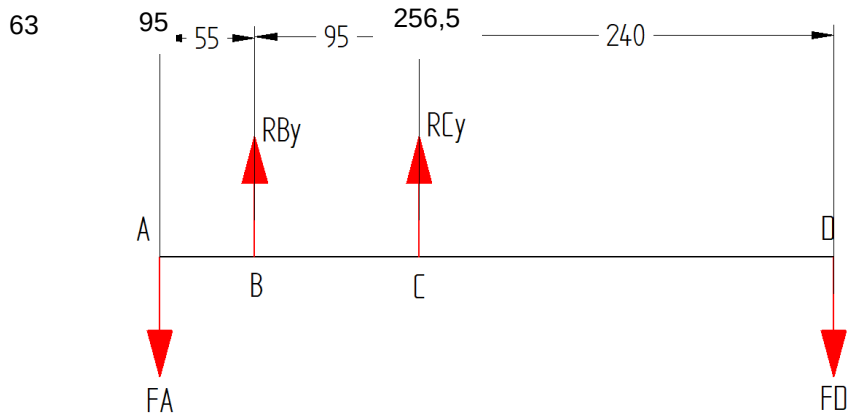
Ahora bien, para la fuerza que actúa sobre el punto D se propone partir del peso de 38 Kg que es lo que debe pesar mínimamente el punzón de la estructura. A este peso se le multiplicó un factor de 1,6 para contemplar el peso del volante y de la estructura del muelle también. Entonces:

$$F_D = 38 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}6 = 596{,}448\ N \qquad \text{Ecu. 135}$$

Con estas dos fuerzas estimadas se puede realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar la fuerza de reacción que actúan sobre las chumaceras.

Figura 43.

Reacciones en los puntos de análisis del eje.



Nota. Fuente propia

$$\sum Fy = RBy + RCy - 596{,}448 - 1241{,}627 = 0 \qquad \text{Ecu. 136}$$

$$\sum Fy = RBy + RCy - 1838{,}075 = 0$$

$$\sum M_B = 1241{,}627 \cdot (0{,}063\ m) + RCy \cdot (0{,}095\ m) - 596{,}448 \cdot (0{,}3515\ m) = 0 \qquad \text{Ecu. 137}$$

$$\sum M_B = 78{,}223 + RCy \cdot (0{,}095\, m) - 209{,}651 = 0$$

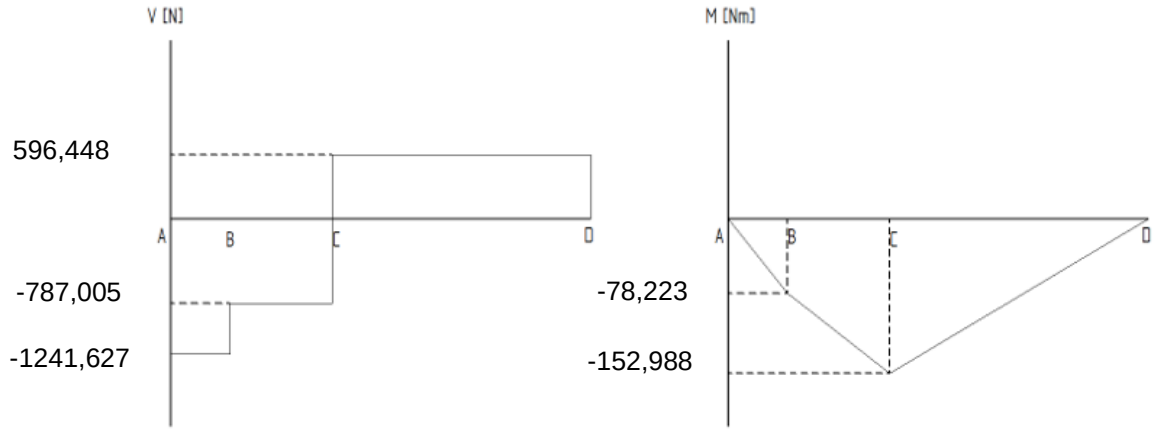
$$\sum M_B = RCy \cdot = \frac{131{,}428}{0{,}095} = 1383{,}453\, N$$

$$RBy = 1838{,}075 - 1383{,}453 = 454{,}622\, N$$

Los diagramas de momento flector y fuerza cortante del eje en el plano X-Y son los siguientes:

Figura 44.

Diagramas de fuerza cortante y momento flector.



Nota. Fuente propia

Por decisión de diseño, se optó por usar acero AISI SAE 4140. Por lo tanto, se pueden extraer los datos relacionados con el material del acero:

$Sy = 414\, Mpa$ $Su = 665\, Mpa$

Al igual que con el cálculo de esfuerzo sobre los pivotes, se debe estimar la resistencia a la fatiga y la resistencia a la fatiga corregida en el eje. Estos valores fueron determinados utilizando el mismo procedimiento que se mostró en el apartado 10.3.4. Entonces:

$$Sn = 137\, Mpa$$

Ecu. 138

$$S'n = Sn \cdot Cs \cdot C_R \cdot C_M \cdot Cst = 137 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}88 \cdot 1 \cdot 0{,}577 = 57{,}041\ Mpa$$

El factor de corrección por tamaño *Cs* se determinó al estimar un diámetro máximo del eje de 40 mm. Con esta información ya es posible calcular los diámetros mínimos necesarios en cada uno de los puntos de interés. Por recomendación del libro se usó un factor de seguridad de 2 *(N=2).*

El diámetro requerido en el eje en A por la izquierda es:

$$D_{A\leftarrow} = \left[\frac{32N}{\pi}\sqrt{\left[\frac{K_{t\ en\ A\leftarrow} \cdot M_{A\leftarrow}}{S'n}\right]^2 + \frac{3}{4}\left[\frac{T_{A\leftarrow}}{Sy}\right]^2}\right]^{\frac{1}{3}} \qquad \text{Ecu. 139}$$

En los diagramas realizados anteriormente se observa que tanto el momento como el torque en este punto es igual a cero. Razón por la cual el diámetro a la izquierda de A es 0. A continuación se calculó el diámetro necesario en A por la derecha para revisar que dimensión es satisfactoria. Este mismo procedimiento (el de calcular el diámetro del eje tanto por la izquierda como por la derecha) se implementó en el resto de los puntos de interés. En cada uno de estos casos se seleccionó el diámetro que sea mayor entre las dos situaciones.

En A por la derecha se tiene que:

$K_t = 1{,}5$ para una transición bien redondeada y 2,0 para el chavetero. En este caso se usó el concentrador de esfuerzos más grande.

$$M_{A\rightarrow} = 0$$

$$T_{A\rightarrow} = 85{,}450\ Nm$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación se obtiene que:

$$D_{A\rightarrow} = 15{,}385\ mm$$

En B por la izquierda se tiene que:

$K_t = 1{,}5$ para una transición bien redondeada

$$M_{B\leftarrow} = 78{,}223\ Nm$$

$$T_{B\leftarrow} = 85{,}450 Nm$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación se obtiene que:

$$D_{B\leftarrow} = 34{,}778 mm$$

Por la derecha de B Los valores del concentrador de esfuerzos, el momento y el torque son los mismos, por lo que el diámetro es el mismo. Sin embargo, debido a que en este punto se ubica un rodamiento, es importante analizar el comportamiento del eje bajo puras cargas cortantes. Si el diámetro diera más grande por medio de este análisis se usará este valor. La ecuación de un eje sometido a fuerza cortante pura es:

$$D = \sqrt{\frac{2{,}94 \cdot K_t \cdot v \cdot N}{S'_n}} \qquad \text{Ecu. 140}$$

Siendo v y N la fuerza cortante en un punto específico y el factor de seguridad respectivamente. Al reemplazar los valores de la ecuación se tiene que:

$$D = \sqrt{\frac{2{,}94 \cdot 1{,}5 \cdot 787{,}005 \cdot 2}{57{,}041 \cdot 10^6}} = 11{,}031\ mm \qquad \text{Ecu. 141}$$

En C por la izquierda se tiene que:

$K_t = 1{,}5$

$$M_{C\leftarrow} = 152{,}988\ Nm$$

$$T_{C\leftarrow} = 85{,}450\ Nm$$

Al reemplazar y calcular se obtiene que:

$$D_{C\leftarrow} = 43,,451\ mm$$

El diámetro por la derecha de C es el mismo que se calculó anteriormente. Debido a que en este punto también se ubica un rodamiento, es importante analizar el diámetro necesario por carga cortante pura, entonces:

$$D = \sqrt{\frac{2{,}94 \cdot 1{,}5 \cdot 596{,}448 \cdot 2}{57{,}041 \cdot 10^6}} = 9{,}6\ mm \qquad \text{Ecu. 142}$$

En D por la izquierda se tiene que:

$$K_t = 1{,}5$$

$$M_{D\leftarrow} = 0$$

$$T_{D\leftarrow} = 85{,}450\ Nm$$

Al reemplazar y calcular se tiene que:

$$D_{D\leftarrow} = 15{,}385\ mm$$

El diámetro en D por la derecha es 0 ya que el torque en este punto también se hace cero. Entonces, en resumen, se tiene que:

Diámetro 1 mínimo: 15,385 mm
Diámetro 2 mínimo: 43,451 mm
Diámetro 3 mínimo: 15,385 mm

10.3.10.1 DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL EJE A PARTIR DE CONSIDERACIONES TÉCNICAS

En el apartado anterior se calculó las dimensiones mínimas que debe tener el eje dependiendo de las fuerzas a las que iba a estar sometido. Sin embargo, estas consideraciones no son las únicas que hay que tener en cuenta. Se debe tomar en consideración también, por ejemplo, las dimensiones de chumaceras que se encuentran en el mercado y que la transición de diámetros no sea tan abrupta para que los concentradores de esfuerzos no sean tan grandes.

Diámetro en B y en C

El análisis anterior mostró que el diámetro en este tramo del eje debía ser mínimo de 43,451 mm. Después de revisar en catálogos que comercializan chumaceras se encontró que la medida nominal inmediatamente por encima del diámetro mínimo necesario es de 45 mm. Por lo tanto:

$$D_C = D_B = 45\ mm$$

Diámetro en A y en D

El diámetro mínimo en estos dos apartados del eje para soportar la carga presente en estos puntos es de 15,385 mm. Sin embargo, velar por la estética y la proporcionalidad del diseño también es importante para este proceso de construcción.

Para estimar una medida razonable para este apartado del eje se partió de la relación de radio de redondeo y el diámetro menor ($\frac{r}{d}$) para que esta sea igual a 0,15, valor que corresponde a una transición bien redondeada para una relación de diámetros ($\frac{D}{d}$) de 1,25 (Mott, apéndice 15, figura A15-1) y a un factor de concentrador de esfuerzos de 1,5.

Ahora bien, para conseguir un radio de redondeo razonable y proporcional se propuso por decisión de diseño que la relación de diámetros ($\frac{D}{d}$) sea de 1,25. Por lo tanto, partiendo del diámetro mayor D que se estimó anteriormente, se puede

determinar también el diámetro menor y el radio de redondeo como se muestra a continuación:

$$\frac{D}{d} = 1{,}25 \qquad \text{Ecu. 143}$$

$$d = \frac{D}{1{,}25} \qquad \text{Ecu. 144}$$

$$d = \frac{45}{1{,}25} = 36\ mm$$

$$\frac{r}{d} = 0{,}17 \qquad \text{Ecu. 145}$$

$$r = 0{,}17 * d = 0{,}15 * 36 = 5{,}4\ mm \qquad \text{Ecu. 146}$$

10.3.11 CONSIDERACIONES CONSTRUCTIVAS POSTERIORES AL PROCESO DE CÁLCULO Y DISEÑO

El proceso de diseño hasta ahora planteado responde a apreciaciones, estimaciones e imaginativos estructurales que, como es lógico de pensar, no contemplan posibles mejoras y cambios que favorezcan el funcionamiento del martillo. Estas alteraciones a la máquina solo pueden observarse, idearse e implementarse hasta que se inicia con el proceso constructivo. El propósito de este apartado del documento es el de proporcionar al lector una apreciación de los cambios más significativos que se le hicieron al martillo mientras que se estaba construyendo, los cuales mejoraron lo ya antes diseñado o que simplemente no se calcularon debido a que no se consideraron de especial criticidad.

10.3.11.1 IMPLEMENTACIÓN DE BUJES PARA LOS PIVOTES EN LOS ESLABONES

En principio se pensó que los pivotes y eslabones de la estructura del muelle estuvieran haciendo contacto directamente entre sí, sin embargo, debido al rozamiento que esto genera, se optó por implementar unos bujes de aluminio con la intención cuidar la vida útil de los elementos de la estructura y mejorar el ajuste que se le proporcionará a esta unión. Además, en términos de mantenimiento, se hace más sencillo y económico sustituir un buje en lugar de hacer nuevamente un pivote o un eslabón. En la figura 45 se muestra una foto tomada a los eslabones 1 y 2 unidos por medio de su respectivo pasador, el cual está haciendo contacto directamente con los bujes fabricados.

Figura 45.

Unión de los eslabones por medio del pasador.



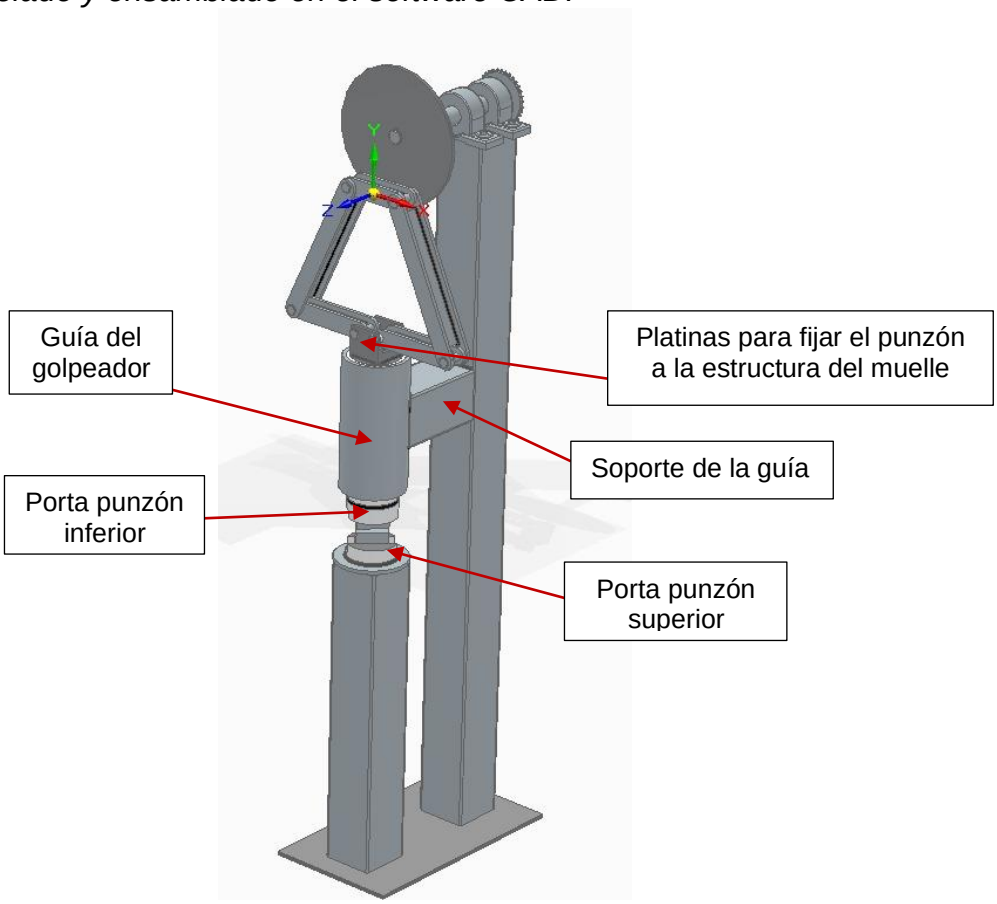
Nota. Fuente propia

10.3.11.2 BUJE DE LA GUÍA PARA EL GOLPEADOR DEL MARTILLO.

Aunque en los cálculos del presente documento no se planteó, ya desde el proceso de diseño preliminar se tenía pensado posicionar una guía o deslizador para que el golpeador del martillo suba y baje verticalmente sin que este se desplace horizontalmente hacia los lados o hacia adelante y atrás. En la figura 46 se muestra el ensamblaje casi en su totalidad modelado en el software CAD, en donde se muestra la posición y forma de esta guía. También se muestra el sistema de fijación por platinas que conecta el golpeador con la estructura del muelle y los portapunzones del mecanismo. De estos últimos dos elementos se hablará más adelante en este apartado del documento.

Figura 46.

Sólido modelado y ensamblado en el software CAD.



Nota. Fuente propia

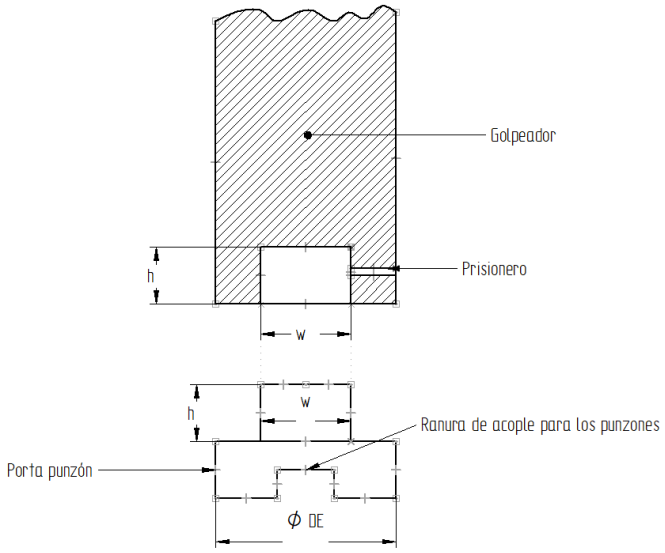
La guía del golpeador se fabricó con perfil tubular redondo de 5 pulgadas y 3/4 de diámetro interno. Observe que este se fijó a la estructura del martillo por medio de un soporte que se soldó a la columna larga del mecanismo. Este soporte se realizó con un trozo sobrante del perfil con el que se fabricaron las columnas larga y corta del martillo. Ahora bien, Al igual que la consideración que se hizo con los eslabones, se propuso fabricar un buje de Nylon que orientara de mejor manera el golpeador del martillo, y que además evitara la constante fricción que causaría el rozamiento de acero con acero

10.3.11.3 ENSAMBLAJE DE LOS PORTAPUNZONES PORTA PUNZONES.

Con la intención de que el porta punzón superior quede lo más centrado posible con respecto al golpeador de acero, se realizó un agujero por un lado del tocho de acero que se calculó en el apartado 10.3.6, de manera que en este encaje el porta punzón al cual se mecanizó por un lado con esta geometría (ver figura 48)

Figura 47.

Unión del porta punzón superior con el golpeador del martillo.



Nota. Fuente propia

Una vez que estos dos elementos coincidieron perfectamente, se realizó un agujero roscado a un lado del tocho de acero para ubicar un tornillo prisionero que sostenga el porta punzón

El porta punzón inferior se fijó a la columna corta de forma similar a la que se explicó con anterioridad, solo que en lugar de usar un tocho de acero, se implementó un trozo de platina redonda soldada a la columna, a la que se le mecanizó un agujero justo en la mitad para acoplar de esta manera este elemento.

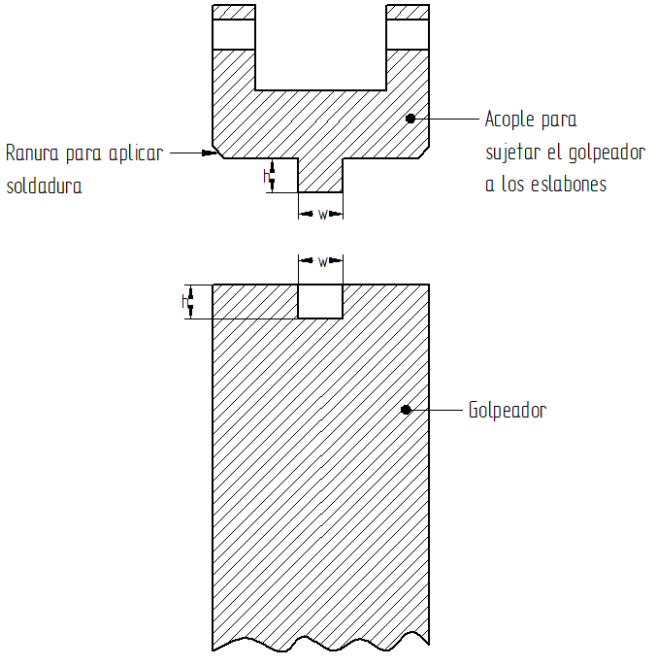
10.3.11.4 MODIFICACIÓN A LAS PLATINAS QUE UNEN EL PUNZÓN A LA ESTRUCTURA DEL MUELLE.

Cuando se calculó las dimensiones necesarias para que el golpeador tuviera una masa de 38 Kg se mencionó que a esta barra de acero se le debía acoplar un elemento para poder unirlo con los eslabones # 3 de la estructura del muelle. En principio se pensó soldar 4 platinas de 10 mm de espesor, y a las platinas frontal y trasera realizarles los orificios necesarios para acoplar los bujes y los pasadores (vea las platinas para fijar el punzón a la estructura del muelle que se muestran en la figura 46).

Es importante aclarar que se tomó la determinación de utilizar platinas en lugar de mecanizar directamente esta geometría en una de las dos puntas del golpeador debido a que la pieza era demasiado alta para ser montada en la fresa. Sin embargo, siguiendo la idea de acople que se utilizó en los porta punzones, se optó por realizar un agujero exactamente en el centro de la otra cara del golpeador, y acoplar aquí un pequeño trozo de acero más pequeño (previamente mecanizado con la forma y agujeros necesarios) para luego ser soldado (ver figura 49).

Figura 48.

Sujeción del golpeador a la estructura del muelle.



Nota. Fuente propia

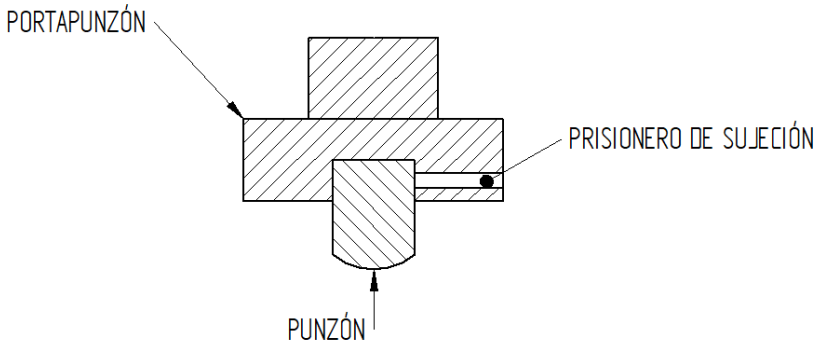
10.3.11.5 MODIFICACIÓN AL SISTEMA DE SUJECIÓN DE LOS PUNZONES.

En el apartado 9 de este documento se plantearon algunas ideas de fabricación en el diseño preliminar. Una de estas consideraciones fue la de sujetar los punzones por medio de un mecanismo de ranura realizada a una base de sujeción, la cual sostiene al punzón con la ayuda de una barra maquinada (ver figura 16).

Sin embargo, durante el proceso de mecanizado se observó que era más práctico y sencillo utilizar un tornillo prisionero en la base de sujeción que sostenga al punzón en su lugar. El diagrama conceptual de esta modificación se encuentra plasmado en la figura 50.

Figura 49.

Sujeción del punzón.



Nota. Fuente propia

10.3.12 CÁLCULO DE LA SOLDADURA EN LA ZONA QUE PRESENTA MAYOR CRITICIDAD.

Aunque no se mencionó en la parte de diseño, muchos elementos de la estructura del martillo se unieron por medio de soldadura. Un ejemplo de esto son las platinas longitudinales y transversal de los eslabones que se muestran en la figura 27.

Aunque la principal función de los cordones de soldadura aplicados en las platinas de los eslabones es la de sostener estos elementos y que, por lo tanto, no es necesario calcular las fuerzas que actúan en estos puntos, existen otros lugares de la estructura del martillo en los que si se presentan cargas significativas actuando directamente sobre los cordones. Teniendo en cuenta esto, se propone abordar en este apartado del documento la evaluación de la unión soldada de mayor criticidad presente en el martillo pilón.

Para seleccionar la zona que mayor peligro representa en la estructura, se mencionarán a continuación las partes que se unieron por medio de este proceso de conformado:

- **Platinas de los eslabones**
- **Dispositivo de unión entre el punzón de 38 Kg y la estructura del muelle (vea el apartado 10.3.11.4)**
- **Soporte de la guía unida a la columna larga**
- **Guía unida al soporte**

Como se mencionó con anterioridad, las platinas de los eslabones se descartan como “punto de soldadura de mayor peligro”. Se excluye además la soldadura aplicada entre la guía y el soporte debido a que se muestra más crítico el cordón de unión que se aplica sobre la columna larga para sostener estos dos elementos (vea la figura 46)

Para las últimas dos uniones soldadas no existe ningún criterio que por análisis determine que una presenta mayor peligro que otra. Por lo tanto, se calculará el tamaño y tipo de soldadura necesario en ambos casos y se usará la que de mayor. Para hacerlo se seguirá el “método de línea” planteado según Mott (2006)

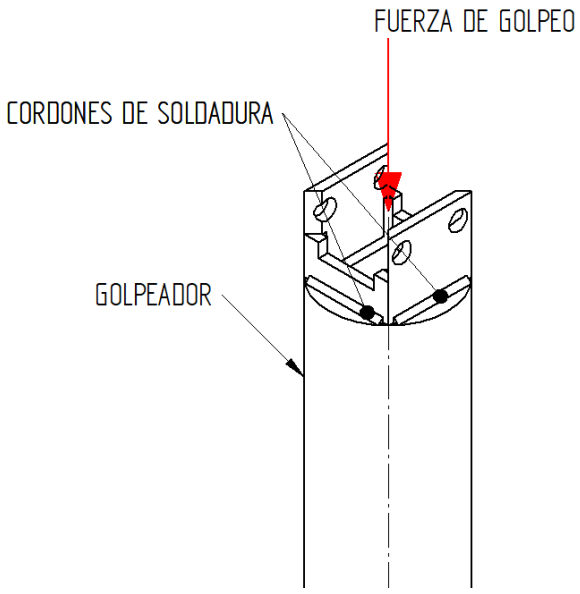
10.3.12.1 CÁLCULO DE LA SOLDADURA APLICADA ENTRE EL ACOPLE PARA SUJETAR EL GOLPEADOR Y EL GOLPEADOR.

Por análisis se puede determinar que las únicas fuerzas que actúan sobre este cordón de soldadura son las del propio peso del golpeador (aproximadamente 38 Kg) cuando el martillo se encuentra en posición de reposo y la fuerza de golpeo que ejerce este mecanismo (calculada en el apartado 10.3.1).

Con el propósito de contemplar el caso más crítico, se calculará el cordón necesario teniendo en cuenta la mayor carga que se presenta cuando el martillo golpea (470,875 N).

Figura 50.

Fuerza de golpeo actuando sobre la soldadura aplicada entre el acople de sujeción y el golpeador.

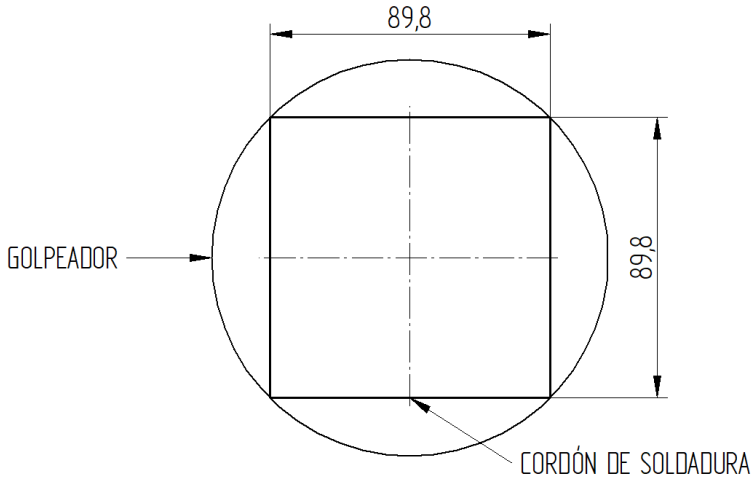


Nota. Fuente propia

En la figura 51 se muestra un esquema de la manera en la que actúa la fuerza de golpeo sobre estos dos elementos. Se observa que la línea de acción de la carga se encuentra posicionada sobre el eje de simetría del golpeador y, por lo tanto, en el centroide de la geometría que encierra el cordón. A continuación, se muestra la vista superior de la soldadura aplicada sobre el golpeador junto con sus respectivas dimensiones.

Figura 51.

Vista superior del cordón de soldadura aplicado en el golpeador.



Nota. Fuente propia

El espesor de la pared del acople de sujeción es de 10 mm (las dimensiones se pueden ver con mayor detalle en el apartado de planos). El espesor del cordón necesario (W) que se calcule no deberá superar los $\frac{3}{16}$ de pulgada o los 4,762 mm (Mott, 2006). En caso de que los cálculos muestren que se requiere de un espesor mayor a este, los parámetros de diseño se deberán cambiar.

Las ecuaciones usadas para calcular las propiedades geométricas de la soldadura se toman según Mott (2006). Los cálculos realizados se muestran a continuación:

$$A_W = 2b + 2d \qquad \text{Ecu. 147}$$

$$A_W = 2(89{,}8) + 2(89{,}8)$$

$$A_W = 4\ (89{,}8) = 359{,}2\ mm \qquad \text{Ecu. 148}$$

$$S_W = bd + \frac{d^2}{3}$$

$$S_W = (89{,}8)(89{,}8) + \frac{89{,}8^2}{3}$$

$$S_W = 10752{,}053\ mm^2$$

$$J_W = \frac{(b+d)^3}{6} \qquad \text{Ecu. 149}$$

$$J_W = \frac{(89{,}8 + 89{,}8)^3}{6} = 965534{,}39\ mm^3$$

Por la disposición en la que se encuentra la fuerza actuando sobre la geometría de la soldadura, se puede observar que esta solo está siendo sometida a carga axial de compresión pura. La fuerza por unidad de longitud que puede resistir este cordón está dada por:

$$f = \frac{P}{A_W} \qquad \text{Ecu. 150}$$

$$f = \frac{470{,}875}{359{,}2} = 1{,}311\,\frac{N}{mm}$$

Se propone trabajar con electrodos tipo E60, los cuales tienen una fuerza admisible por pulgada de lado de $9600\,\frac{lb}{pulg}$.

$$9600\,\frac{lb}{pulg} = \frac{4{,}4482\ N}{1\ lb} * \frac{1\ pulg}{25{,}4\ mm} = 1681{,}209\,\frac{N}{mm} \qquad \text{Ecu. 151}$$

El lado del cordón requerido se calcula como fuerza resultante sobre la fuerza admisible por pulgada de lado, entonces:

$$\frac{1{,}311}{1681{,}209} = 7{,}798 * 10^{-4}\ mm$$

El ancho del cordón es menor al máximo permitido por el espesor de la platina, por lo tanto, es posible soldar de esta manera. Aunque los cálculos muestran que la disposición de la geometría de este cordón de hecho parece ser demasiado grande para la fuerza aplicada, aun así, se soldará de esta manera debido a que los costos de soldadura al soldar aplicando este cordón o usar una disposición diferente (como en “C” o un solo cordón en uno de los lados del sujetador) no son significantes. Además, por cuestiones de seguridad es mejor utilizar un cordón así.

10.3.12.2 CÁLCULO DE LA SOLDADURA APLICADA ENTRE LA COLUMNA LARGA Y EL SOPORTE DE LA GUÍA.

En este caso, la única carga que soporta la soldadura depende del peso que tiene la guía del golpeador. Para estimarla se calculará el volumen que ocupa esta pieza y con ayuda de la densidad de su material se estimará la masa.

El material de este perfil redondo hueco es ASTM A36, y su densidad es 7800 Kg/m^3. Las dimensiones aproximadas de la guía son:

Altura (h): 350 mm
Diámetro exterior (D): 166 mm
Diámetro interior: (d) 146 mm

El volumen de esta pieza está dado por la siguiente expresión:

$$Volumen\ guia = \pi * \frac{D^2}{4} * h - \pi * \frac{d^2}{4} * h \qquad \text{Ecu. 152}$$

$$Volumen\ guia = \pi * \frac{166^2}{4} * 350 - \pi * \frac{146^2}{4} * 350 = 1'715.309{,}59\ mm^3$$

$$Volumen\ guia = 0{,}00171530959\ m^3$$

La masa de la guía se calcula con:

$$\rho = Densidad\ guía = \frac{Masa\ guia}{Volumen\ de\ la\ guía} = \frac{m}{v} \qquad \text{Ecu. 153}$$

$$m = \rho * v = 7800\frac{Kg}{m^3} * 0{,}00171530959\ m^3 = 13{,}379\ Kg \qquad \text{Ecu. 154}$$

Por lo tanto, la fuerza que soporta la unión soldada es igual a:

$$F = m * a = 13{,}379\ Kg * 9{,}81\frac{m}{s^2} = 131{,}248\ N \qquad \text{Ecu. 155}$$

A esta fuerza se le multiplicará por un factor de 1,75 para contemplar también el efecto de la fuerza que tiene la masa del soporte de la guía, por lo que:

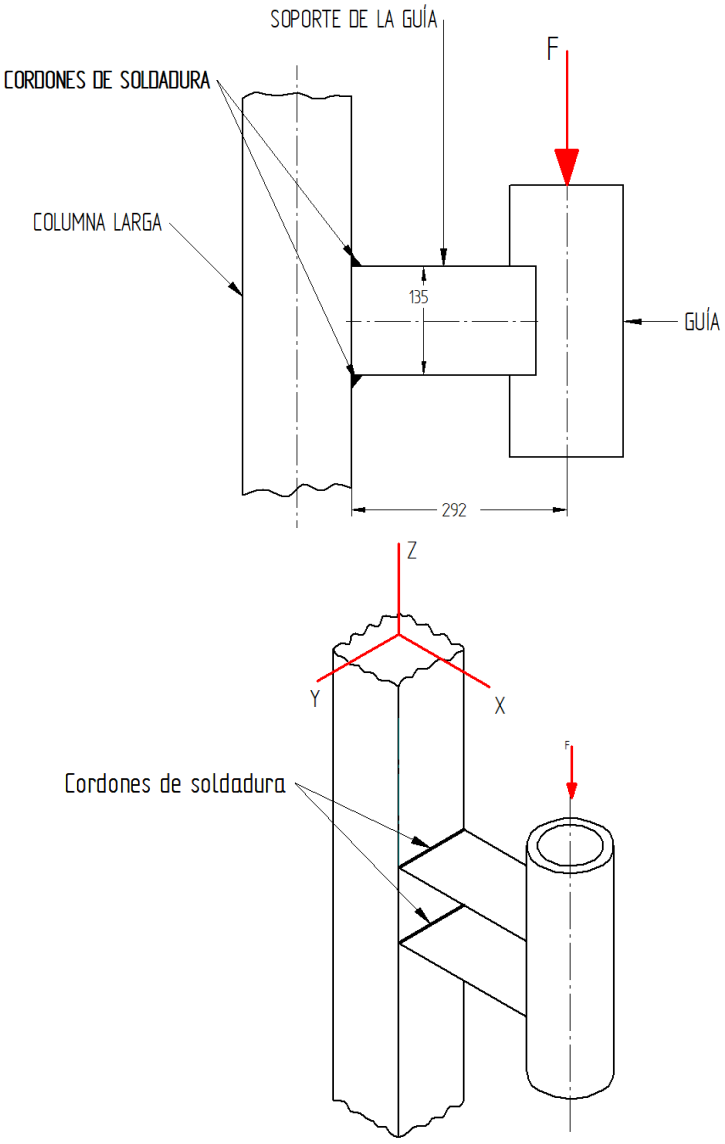
$$F = 131{,}248 * 1{,}75 = 229{,}684\ N \qquad \text{Ecu. 157}$$

En la figura 53 se muestra un esquema de la fuerza actuando sobre estos elementos. Además, también se muestra la disposición del cordón que se propone

aplicar en esta zona. Por otro lado, en la figura 54 se muestra las dimensiones de los cordones junto con la geometría que estos encierran

Figura 52.

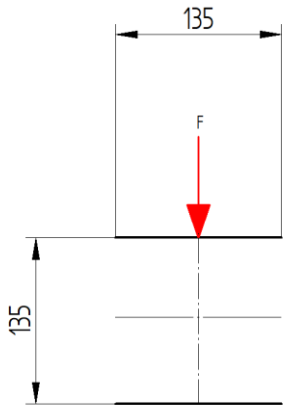
Disposición de la fuerza actuando sobre la soldadura aplicada entre la columna larga y el soporte de la guía.



Nota. Fuente propia

Figura 53.

Disposición del cordón de soldadura y sus dimensiones.



Nota. Fuente propia

Tal como se puede observar en la figura 53, la fuerza calculada estaría ocasionando un momento flector en el cordón, además de una fuerza cortante directa. Para facilitar el análisis, se calculará que efecto causa cada uno de estos dos esfuerzos por separado, luego se sumarán sus componentes rectangulares y con la fuerza resultante se determinará el ancho de cordón necesario.

Al igual que en el cálculo anterior, las propiedades dimensionales del cordón se calculan con las siguientes expresiones:

$$A_W = 2b \qquad \text{Ecu. 158}$$

$$A_W = 2(135)$$

$$A_W = 270\ mm$$

$$S_W = bd \qquad \text{Ecu. 159}$$

$$S_W = (135)(135)$$

$$S_W = 18225\ mm^2$$

Para este caso, el espesor de pared del perfil es de 6 mm, por lo que en Mott (2006) se recomienda que el espesor del cordón sea máximo de $\frac{3}{16}$ de pulgada.

FUERZA FLEXIONANTE

El momento causado por la fuerza está dado por:

$$M = 229{,}684\ N * 292\ mm = 67068\ Nmm$$ Ecu. 160

$$Fuerza\ flexionante = f_b = \frac{M}{S_W}$$ Ecu. 161

$$f_b = \frac{67068}{18225} = 3{,}68\frac{N}{mm}$$

Esta fuerza actúa en sentido de +X

FUERZA CORTANTE

La fuerza causa el siguiente esfuerzo cortante sobre el cordón:

$$Fuerza\ cortante\ vertical = f_s = \frac{F}{A_W}$$ Ecu. 162

$$f_s = \frac{229{,}684}{270} = 0{,}851\frac{N}{mm}$$

Esta fuerza actúa en sentido de -Z

La fuerza resultante de la combinación de estos dos efectos se calcula como se muestra a continuación:

$$Fresultante = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} = \sqrt{3{,}68^2 + 0{,}851^2} = 3{,}777\frac{N}{mm}$$ Ecu. 163

Para este caso también se propone trabajar con electrodos tipo E60, entonces, la fuerza admisible por pulgada de lado es:

$$9600\frac{lb}{pulg} = \frac{4{,}4482\ N}{1\ lb} * \frac{1\ pulg}{25{,}4\ mm} = 1681{,}209\frac{N}{mm}$$ Ecu. 164

El lado del cordón requerido se calcula como fuerza resultante sobre la fuerza admisible por pulgada de lado, entonces:

Ecu. 165

$$\frac{3{,}777}{1681{,}209} = 2{,}247 * 10^{-3}\ mm$$

En resumen, el caso de la unión de la columna larga al soporte es el caso más crítico, para el cual se requiere un cordón de mínimo $2{,}247 * 10^{-3}\ mm$ de lado, y realizado con un electrodo tipo E60. Teniendo en cuenta estos cálculos, se propone entonces trabajar con **electrodo 6013 de 3/32** de pulgada para los cuatro casos de unión soldada que se expusieron al principio del apartado 3.10.12.

10.3.13 SUJECIÓN DEL MARTILLO AL SUELO.

Otro aspecto importante para tener en cuenta para el buen funcionamiento del martillo es considerar la forma en que este se fijará para que no presente mucho movimiento cuando se accione.

Teniendo en cuenta esto, lo primero que se hizo fue pensar en la resistencia necesaria en la superficie sobre la que se posicionaría el martillo para que soporte el golpeo repetitivo de la máquina. Por esta razón, con la intensión de no suponer este dato del suelo del salón de clase en el que se ubicaría el martillo, se buscó dentro de la universidad la asesoría de un estudiante de últimos semestres de Ingeniería Civil para realizar un agujero en el suelo y preparar una mezcla que soportara el impacto del martillo (ver figura 54).

Figura 54.

Agujero realizado en el suelo para aplicar la mezcla sobre la que se ubicará el martillo.



Nota. Fuente propia

Por recomendaciones del estudiante de Ingeniería Civil, el agujero mostrado en la figura 53 se realizó con una profundidad aproximada de 100 mm; se fabricó además una malla metálica en varilla corrugada con diámetro de 7/8''; se hicieron seis puntos de apoyo del mismo material con una rosca mecanizada en la punta y se taladraron 6 agujeros adicionales con una profundidad aproximada de 200 mm en los que se ubicaron estos puntos de apoyo. Para que los puntos de apoyo se adhirieran bien en la tierra, se aplico asfalto en cada uno de los seis agujeros realizados y después se ubicaron las varillas mecanizadas (vea la figura 54).

Figura 55.

Estructura metálica de la cimentación para fijar el martillo.



Nota. Fuente propia

En la figura 54 se puede observar la disposición espacial de los puntos de apoyo que se ubicaron en el suelo. Además, se puede ver la malla metálica ubicada en el agujero. Entre esta malla y los seis puntos de apoyo se aplicó soldadura para fijar estas varillas de una mejor manera. Por último, se ubicó una canaleta realizada en madera, la cual sobresale 120 mm del nivel del suelo y ayudó a limitar el área sobre la cual se aplicaría la mezcla.

La canaleta de madera ayudó además a elevar el volumen de mezcla aplicada en el suelo sin la necesidad de hacer un agujero más grande. Los porcentajes de material usados para hacer la mezcla se muestran a continuación:

Cemento: 20 % (35 Kg)

Arena: 40 % (70 Kg)

Grava: 40 % (70 Kg)

Con estas proporciones de materiales se buscó obtener una resistencia de por lo menos 4000 PSI. En la figura 55 se muestra la mezcla aplicada sobre el agujero que se realizó.

Figura 56.

Mezcla aplicada sobre el agujero realizado para posicionar el martillo.



Nota. Fuente propia

Sobre las seis roscas que sobresalen del suelo se ubicará la base del martillo y se fijará a la cimentación con tuercas de seguridad M19 rosca fina.

Ahora bien, es importante aclarar que no necesariamente se debe realizar esta misma cimentación para que este tipo de máquinas se comporten de forma segura sobre la superficie que en la que se ubique. La intención de este apartado del documento es la de hacerle ver al lector que, aunque no lo parezca, la manera en que se fija el martillo al suelo también es un aspecto que se debe tener en consideración.

12. RESULTADOS

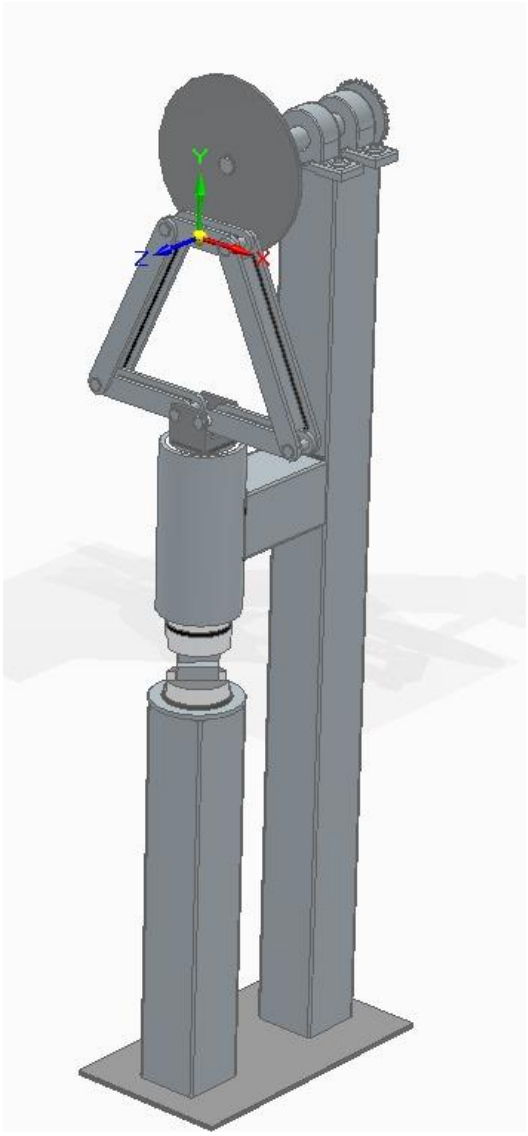
Este apartado tendrá como objetivo concretar el diseño final de la máquina, es decir, recopilar todos los parámetros y características para así poder caracterizar la máquina final. Por otro lado, comparar el diseño final de la máquina a nivel teórico y a nivel práctico.

El martillo pilón a nivel de diseño tendrá las siguientes características.

- Un golpeador de 38 KG
- Un recorrido de golpeo equivalente 25 cm
- Una fuerza de golpeo equivalente a 60 kg
- Frecuencia de 50 golpes por min
- Tamaño del material a deformar 80 X 40 X 60 mm
- Deformación sobre el material por golpe alrededor de 2 mm
- Motor de 1,8 Hp
- Matrices de golpeo intercámbiales
- Altura de 2 m
- Amortiguación del golpeo por resorte
- Valor del martillo $ 7 000 000

Figura 57.

Modelo de Martillo Pilón



Nota. Fuente propia

Finalmente, en paso de lo teórico a lo práctico la máquina ha cumplido con las características establecidas inicialmente por la parte teórica, de todas las características la única de mayor importancia es la deformación por golpe que genera el material. Después de hacer la prueba de golpeo la máquina logro deformar un tocho de acero AISI/SAE 1045 de 40X80X60 alrededor de 1.5 mm una deformación inferior a la planteada inicialmente.

Figura 58.

Martillo Pilón.



Nota. Fuente propia

Por otro lado, se evidenció que la máquina tiene una correcta funcionalidad, sin embargo, aún queda espacio para mejoras que puedan aumentar la interacción de con la máquina. Mejoras como:

Incorporar un variador de velocidad al motor para poder controlar de mejor manera la deformación que se le imprime al material, además de ello, la implementación de un variador de velocidad daría, tanto a la máquina como al usuario, un arranque más apacible.

De la mano con el variador de velocidad se pude integrar un PLC (controlador lógico programable) para convertir el trabajo del martillo en un trabajo más especializado y útil, pues con este controlador se puede controlar la velocidad del martillo, número de golpes, o adaptar programas con fuerza y velocidad especifica según el material que se trabaje

Otro punto importante es implementar un botón de seguridad que impida el arranque accidental de la máquina, es decir, que la única manera de activar el martillo sea desbloqueando este botón de seguridad y así el martillo pueda ser puesto en funcionamiento.

Por otro lado, También se podría seria incorporar a la máquina una mayor cantidad de punzones o golpeadores, para así lograr que el martillo este enfocado a una mayor cantidad de productos y servicios dando así al usuario mayor versatilidad en el área de trabajo.

13. CONCLUSIONES

- A pesar de la búsqueda realizada en línea, la información encontrada acerca de martillos mecánicos no aborda aspectos específicos del proceso de construcción y fabricación, razón por la cual se tuvieron que realizar varias correcciones en el proceso de mecanizado y de ensamble que no pudieron ser previstas desde el momento de diseño.

- Aunque no fue posible extraer de un mismo lugar el procedimiento necesario para obtener la fuerza de diseño que se requiere en el martillo pilón, al reunir información y procedimientos de distintas fuentes consultadas se pudo llegar a una expresión que permitiera conocer el impacto que tiene la carga ejercida por el martillo sobre el material en caliente.

  El análisis realizado a las diferentes propuestas encontradas de martillos pilón favoreció al modelo construido teniendo en cuenta que se implementaron (a ojos de este grupo de trabajo) las características que mayor ventaja presentaban. No obstante, se observó que implementar una cadena para transmitir el movimiento del reductor al eje se puede tornar inseguro ya que en caso de que el movimiento del martillo se bloqueé, la cadena puede romperse. Por lo tanto, hubiera sido mejor utilizar correas, de forma que, en caso de fallas, está se patine y no represente tanto peligro.

- A lo largo de todo el documento se centraron los cálculos en las zonas que a consideración de este grupo de trabajo se mostraban más críticas (los pasadores, el eje, el resorte, los eslabones, el aplastamiento, entre otras cosas). Los resultados arrojaron en algunas ocasiones factores de seguridad demasiado altos, lo cual puede llegar a interpretarse como sobrecostos. Sin embargo, se decidió trabajar con estos valores con la intención de darle al martillo mayor seguridad teniendo en cuenta que va a trabajar dentro de un espacio estudiantil (o de aprendizaje). Además, trabajar con dimensiones menores en la fabricación de estos elementos afectan la proporcionalidad del martillo.

- También es posible decir (teniendo en cuenta la gran cantidad de cálculos que se realizaron en el documento) que pudieron obviarse alguno de estos procedimientos y aun así no pondría en riesgo la integridad y seguridad estructural del martillo. Alguno de estos ejemplos es: El cálculo del aplastamiento de la perfilería, el cálculo por fatiga de los pasadores, la soldadura o la compresión de los eslabones.

- Aunque se procuró contemplar la mayor cantidad de aspectos en el diseño de piezas del martillo pilón, durante el proceso de fabricación se fueron observando pequeñas mejoras o errores en que en la etapa de modelado CAD no pudieron haberse imaginado. Por esta razón, muchas de las piezas

que se observan en el apartado de anexos pasaron por varias modificaciones si se comparan con su modelado original. Se puede concluir entonces que la elaboración del martillo favoreció considerablemente las piezas y modelado CAD.

13. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Hossain, J., Hossen, M., Ahmed, S., Imon, S. (s.f.). *Model of analysis of design and implication of automated power hammering machine* (Trabajo de grado). Universidad de Sonargaon.

Sifa, A., Endramawan, T., Suwandi, D., Farhan, I., Maulana, F. (2022). Design and build low-cost power hammer machine based on throttle stomp. *Invotek*, 22 (3). http://invotek.ppj.unp.ac.id/index.php/invotek/article/view/1065.

Colecciones Básicas Cinterfor. (1977). *Herrero.* CBC. https://www.oitcinterfor.org/sites/default/files/CBC_Herrero.pdf?fbclid=IwAR3Urea40MAEbY4OvDw7qTsVJcBHClwmpLTCiybNqvUR3t_IsP65AM4Rkn4

Bigunas, A. (2019). *COMO FAZER UM MARTELETE MECÂNICO.* [Video] Youtube. https://www.youtube.com/watch?v=X_pto_EJWbg&list=WL&index=130&ab_channel=AlexandreBigunas

Askeland, D., & Wright, W. (2015). *Ciencia e ingeniería de materiale*s (7th ed.). CENGAGE Learning.

Groover, M. (2016). *Fundamentos de manufactura moderna* (3rd ed.).

Kalpakjian, S., & Schmid, S. . (n.d.). *MANUFACTURA, INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA* (5th ed.).

Robert, M. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas. In Diseño de Elementos de Máquinas* (4th ed.).

WILLIAM D. CALISTER JR. (1998). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales* (Vol. 2, pp. 1–803). https://drive.google.com/file/d/0B-87D9cxiLfiNWRoZlJCRDlTeEE/edit?resourcekey=0-YID5X4FXYYwiwEvjYzzKIg

Bustos, M. (2019). Estudio mecánico y modelado de un martillo pilón para forja. *Universidad de Valladolid*, 92. https://uvadoc.uva.es/handle/10324/37851

Colmena. (2024). *Perfil estructural tubular*. *500*(Ntc 4526). https://nargesa.com/es/maquinaria-industrial/martillos-pilon-mp60

Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Máquinas. In *Diseño de Elementos de Máquinas* (4th ed.).

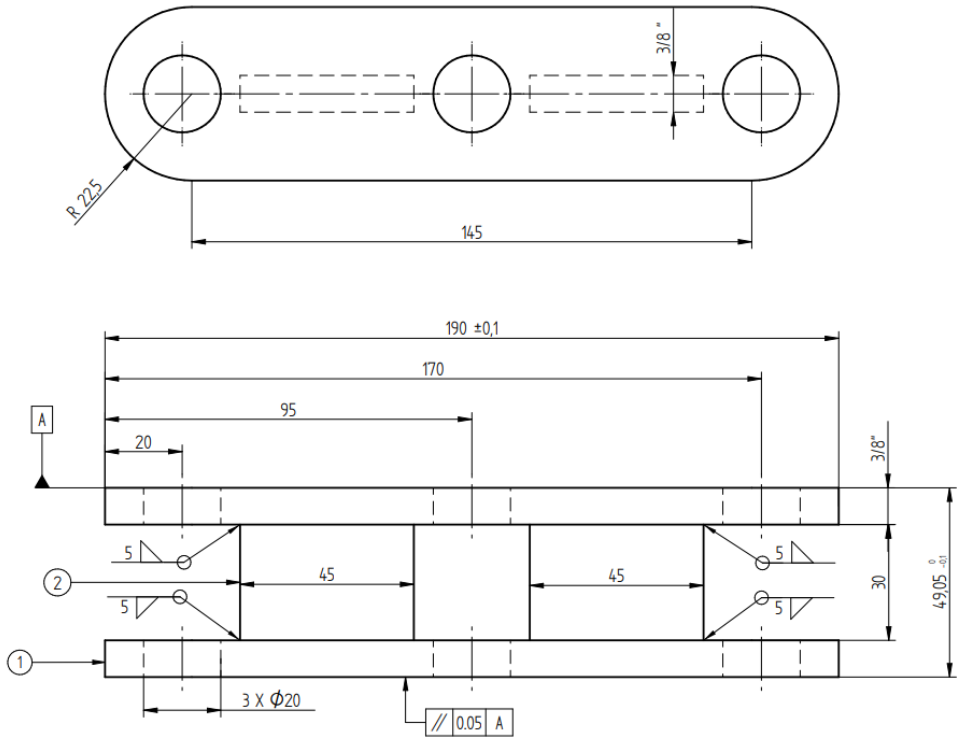
NARGESA. (2023). Martillo pilón para forja. *NARGESA*, 7. https://nargesa.com/es/maquinaria-industrial/martillos-pilon-mp60

Norton, R. (1999). *Diseño de máquinas* (P. Vázquez (ed.); 1st ed.). PRENTICE HALL - PEARSON.

Colmena. (2024). *Perfil estructural tubular*. *500*(Ntc 4526).

ANEXOS

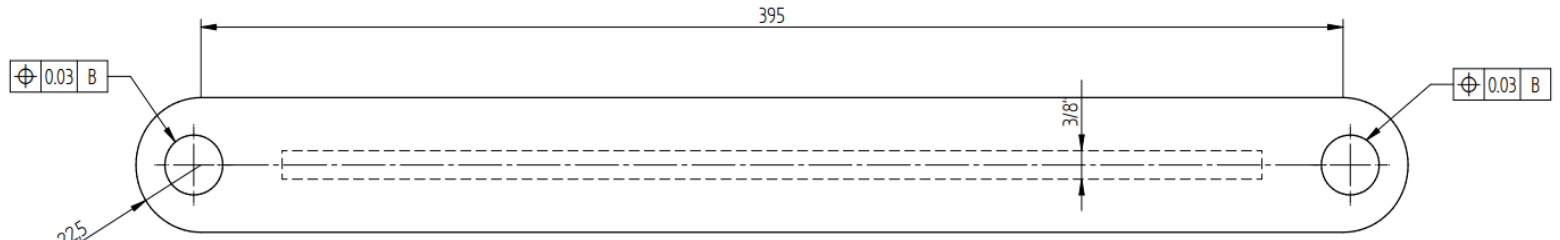
Número de elemento	Nombre archivo (sin extensión)	Cantidad	Material
1	Platina longitudinal	2	Acero ASTM A36
2	Platina transversal	2	Acero ASTM A36

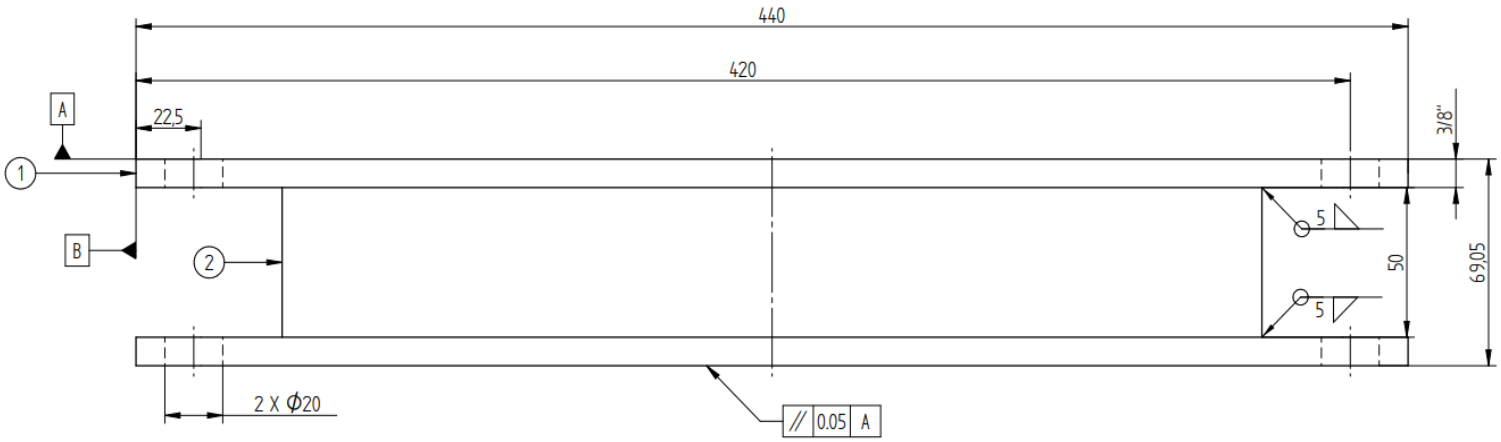


Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		14/12/2023	
		Nombre pieza: Eslabón 1	Masa / Escala 1:1
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material ASTM A36	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Número de elemento	Nombre de la pieza	Cantidad	Material
1	Platina Longitudinal eslabón 2	2	ASTM A36
2	Platina Transversal eslabón 2	1	ASTM A36

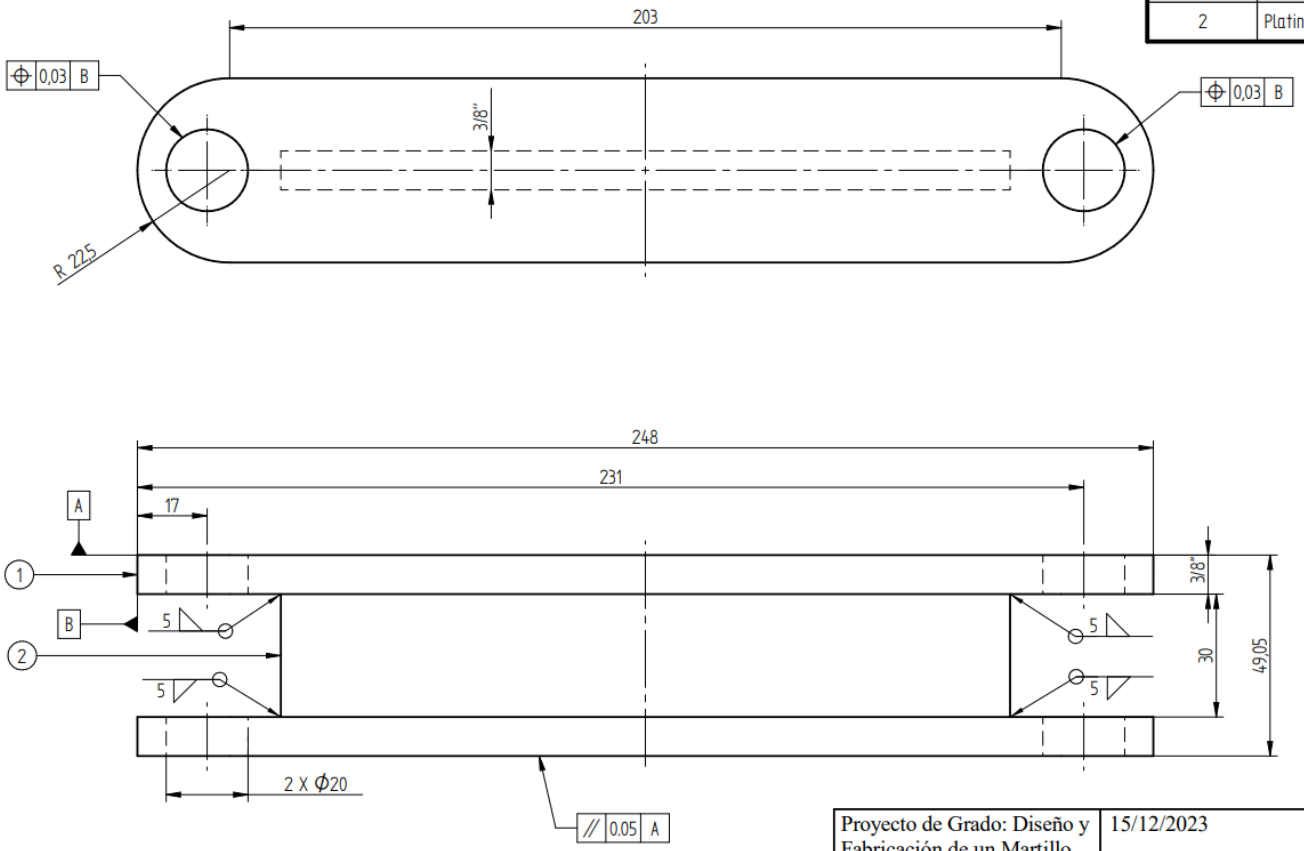




Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		15/12/2023	
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño	Nombre pieza: Eslabón 2	Masa / Escala 1:1
Comprobó	Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Ctrol. tec.		Material: ASTM A36	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Ctrol. norm.			
Sancionó			

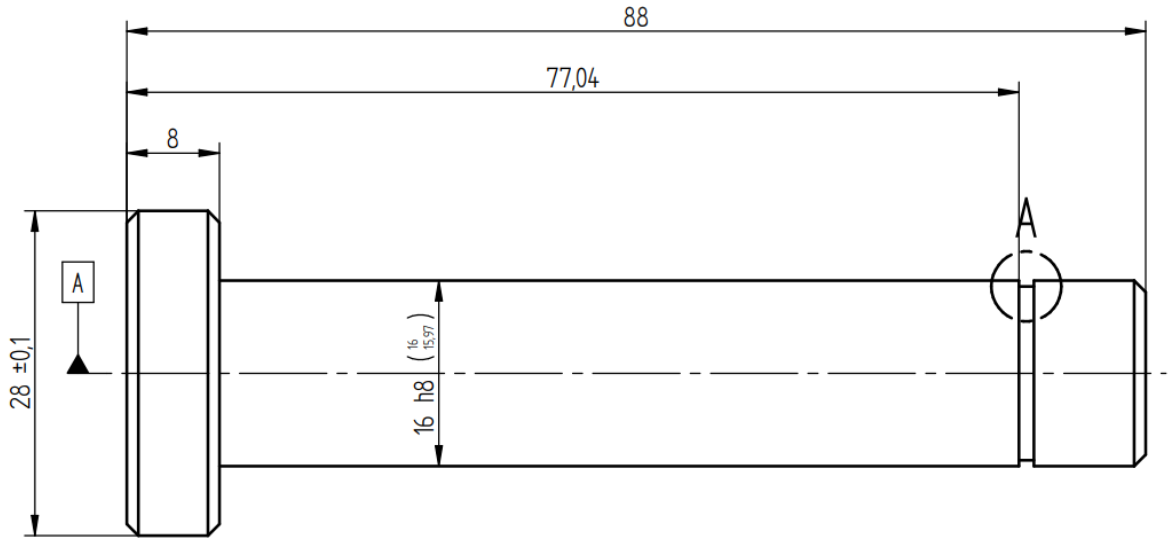
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Número de elemento	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Platina longitudinal eslabón 3	2
2	Platina Transversal eslabón 3	1



Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		15/12/2023	
		Nombre pieza: Eslabón 3	Masa / Escala 1:1
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material ASTM A36	
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

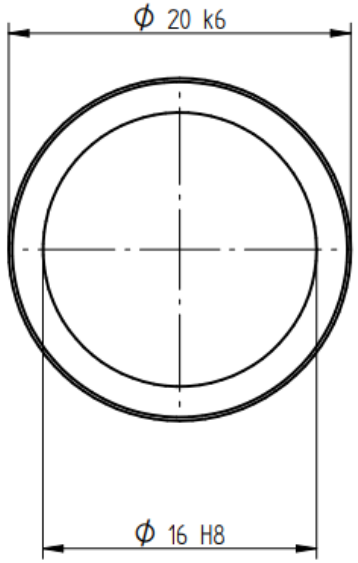


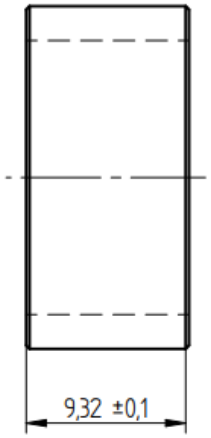
Especificaciones
1. Chaflanes no acotados de 1 x 45

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		21/01/2024	
		Nombre pieza: pasador eslabones	Masa / Escala 1:1
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material AISI/SAE 4140	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Valor	Ajuste de Clase	Tolerancia de pila superior e inferior	Tolerancia de límite superior	Tolerancia de límite inferior
16	H8	+0,03 0	16,03	16,00
20	k6	+0,02 +0,00	20,02	20,00

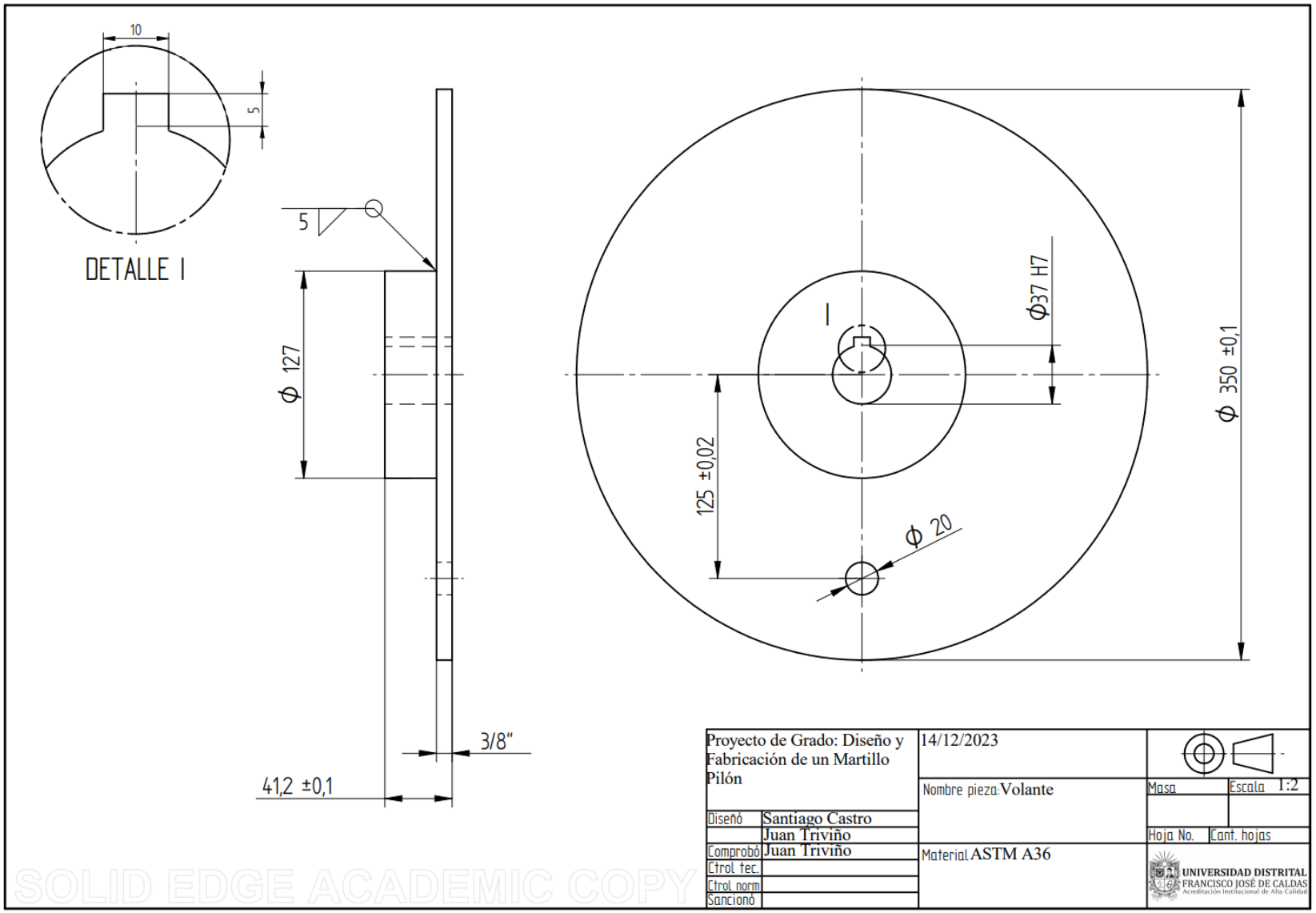




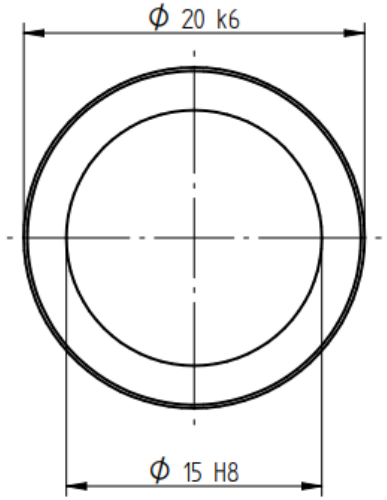
Chaflanes no especificados 1x1

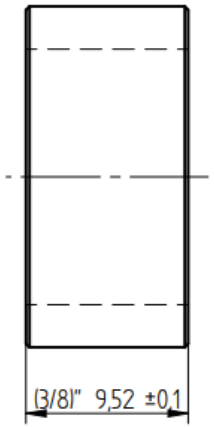
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		26/1/2024	
		Nombre pieza: BUJE ESLABONES	Masa / Escala 3:1
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material ALUMINIO 6061	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY


10
5
DETALLE I
5
Φ 127
3/8"
41,2 ±0,1
I
Φ37 H7
125 ±0,02
Φ 20
Φ 350 ±0,1
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón
14/12/2023
Nombre pieza: Volante
Masa
Escala 1:2
Diseñó Santiago Castro
Juan Triviño
Comprobó Juan Triviño
Hoja No.
Cant. hojas
Material ASTM A36
Ctrol tec.
Ctrol norm
Sancionó
UNIVERSIDAD DISTRITAL
FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Valor	Ajuste de Clase	Tolerancia de pila superior e inferior	Tolerancia de límite superior	Tolerancia de límite inferior
15	H8	+0,03 0	15,03	15,00
20	k6	+0,02 +0,00	20,02	20,00

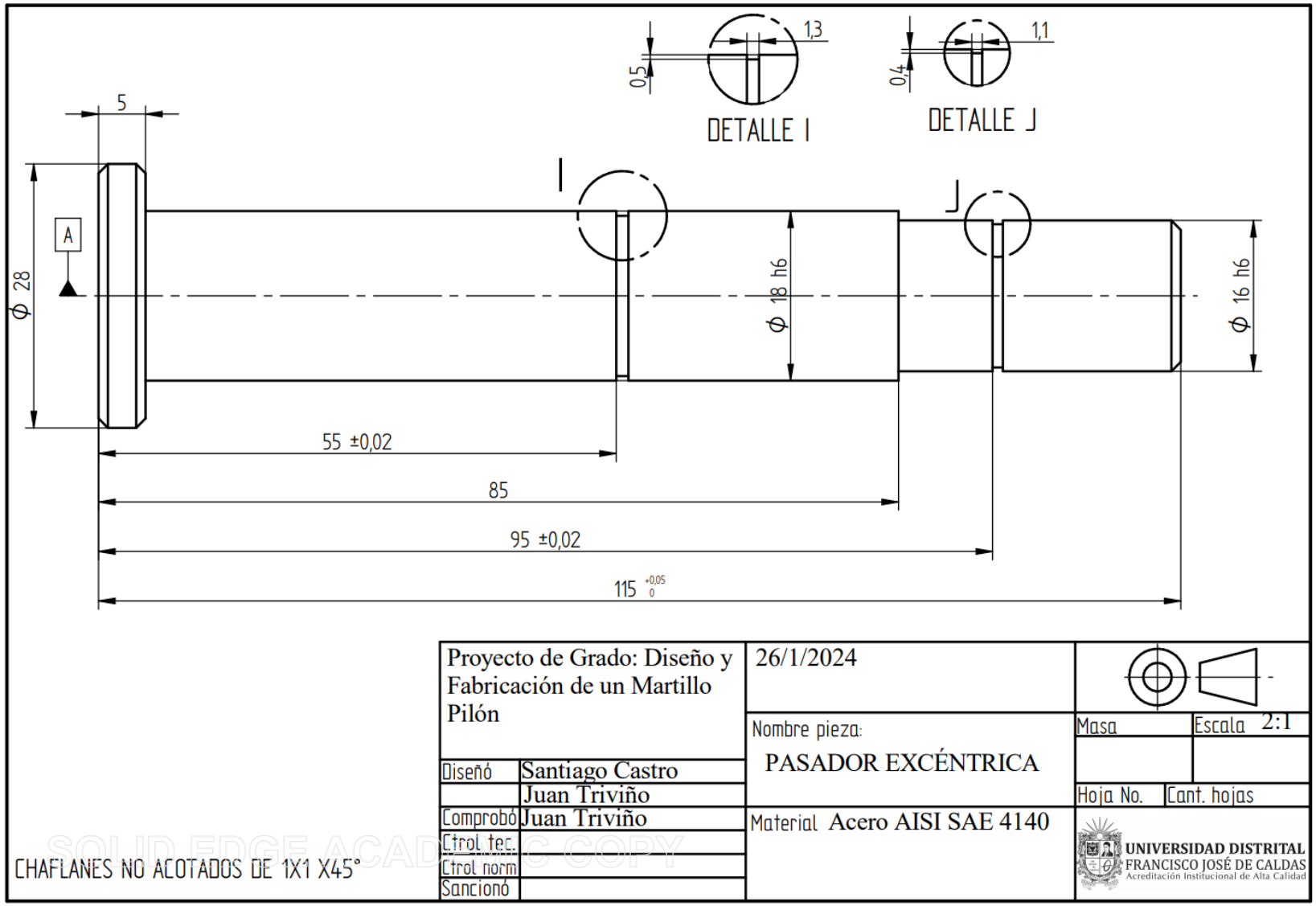




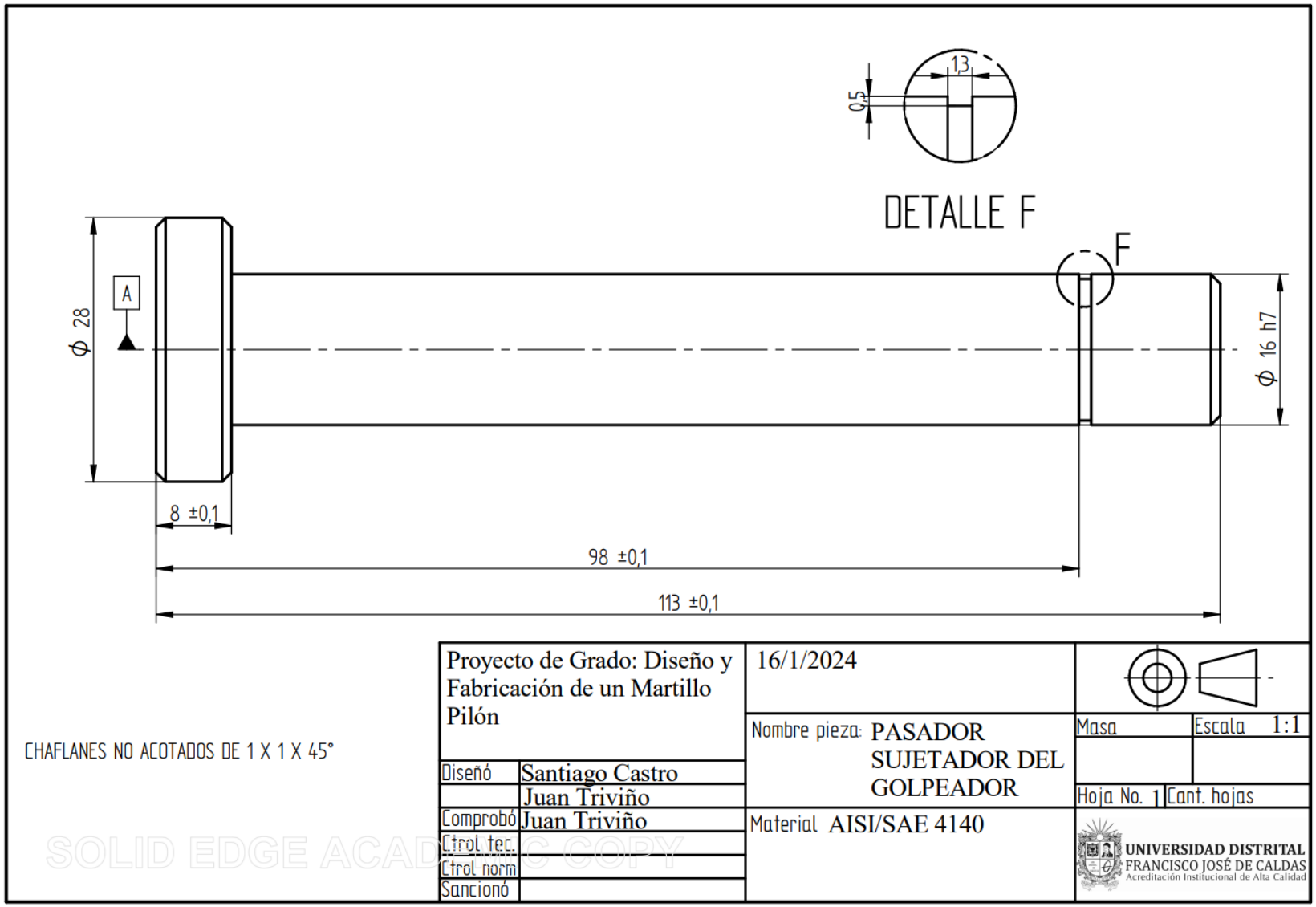
Chaflanes no especificados 1x1

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		26/1/2024	
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño	Nombre pieza: BUJE EXCÉNTRICA	Masa / Escala 3:1
Comprobó	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Ctrol tec.		Material ALUMINIO 6061	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol norm			
Sancionó			

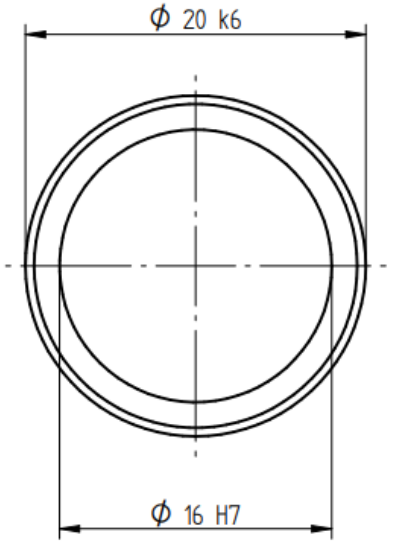
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

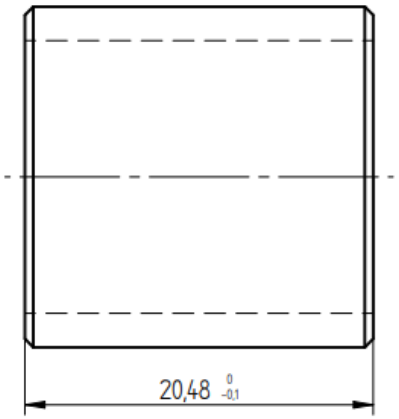


SOLID EDGE ACADEMIC COPY


1,3
0,5
DETALLE F
F
A
ϕ 28
ϕ 16 h7
8 ±0,1
98 ±0,1
113 ±0,1
CHAFLANES NO ACOTADOS DE 1 X 1 X 45°
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón
16/1/2024
Nombre pieza: PASADOR SUJETADOR DEL GOLPEADOR
Masa
Escala 1:1
Hoja No. 1
Cant. hojas
Material AISI/SAE 4140
Diseñó Santiago Castro
Juan Triviño
Comprobó Juan Triviño
Ctrol tec.
Ctrol norm
Sancionó
UNIVERSIDAD DISTRITAL
FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

Valor	Ajuste de Clase	Tolerancia de pila superior e inferior	Tolerancia de límite superior	Tolerancia de límite inferior
16	H8	+0,03 0	16,03	16,00
20	k6	+0,02 +0,00	20,02	20,00

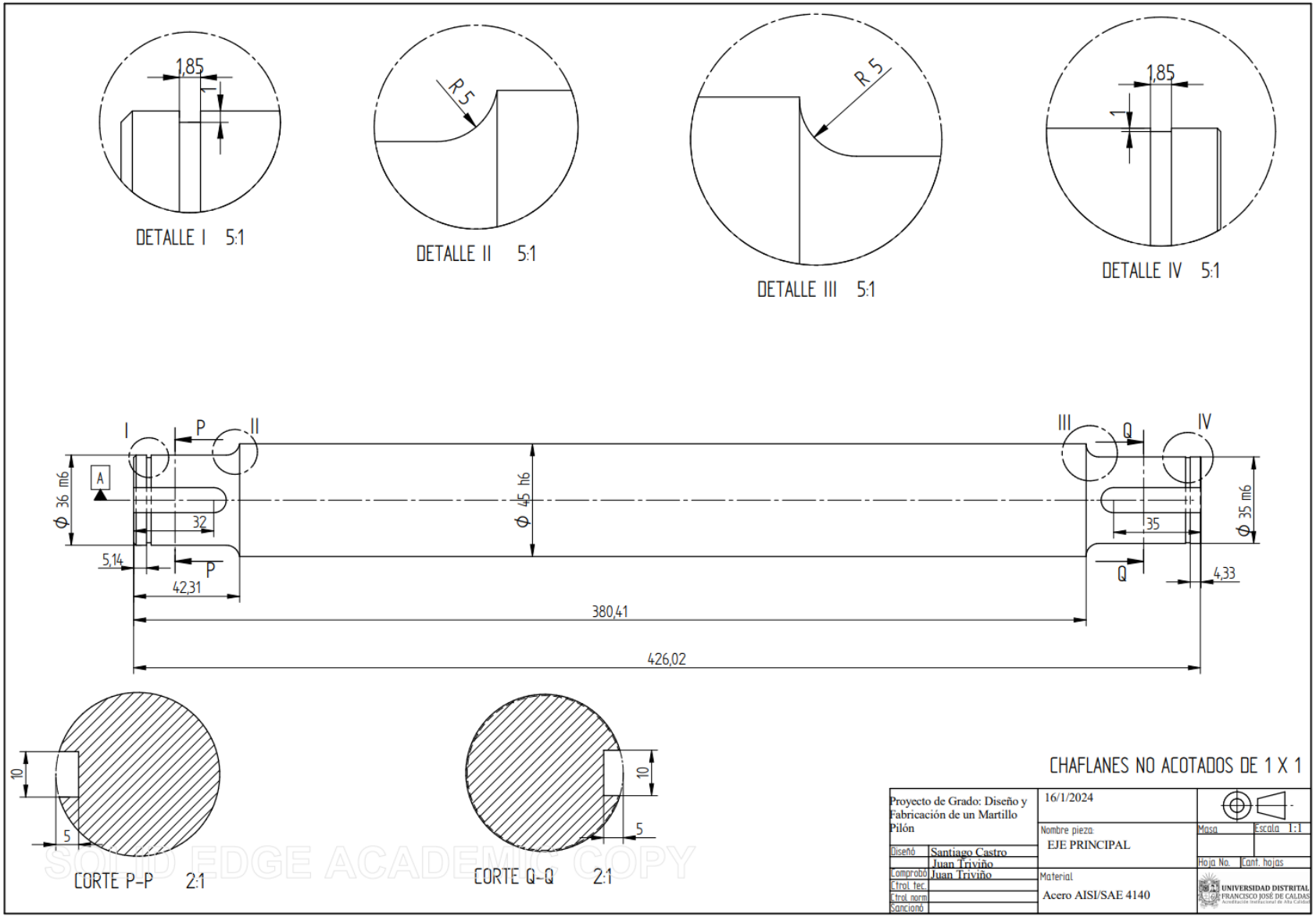




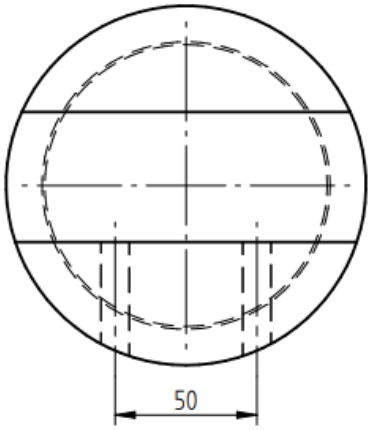
Chaflanes no especificados 1x1

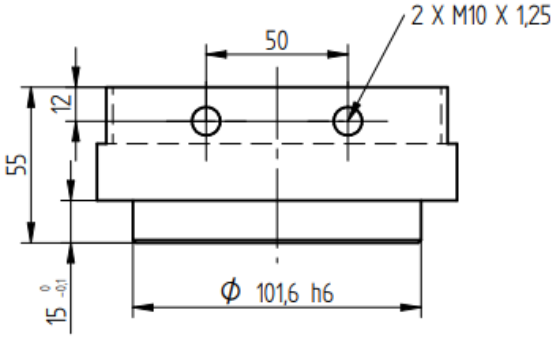
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		26/1/2024	
Diseñó	Santiago Castro	Nombre pieza: BUJE SUJETADOR DEL GOLPEADOR	Masa / Escala 3:1
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material ALUMINIO 6061	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

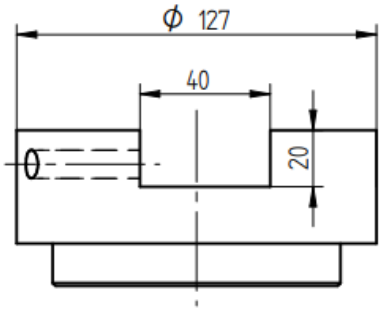
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



SOLID EDGE ACADEMIC COPY





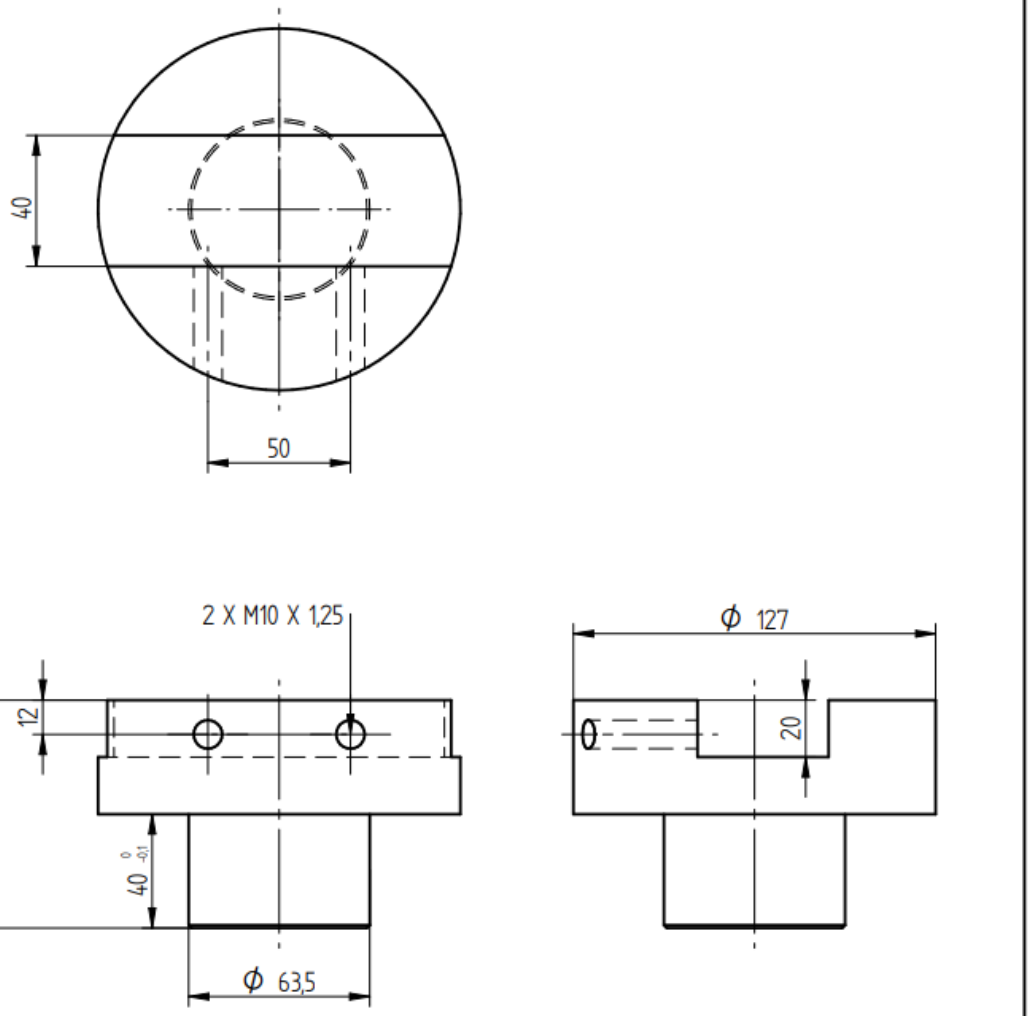


1. Chaflanes no acotados de 1 x 45

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: PORTA PUNZON INFERIOR	Masa / Escala 1:2
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material AISI/SAE 1040	
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

CAD EDGE ACADEMIC COPY

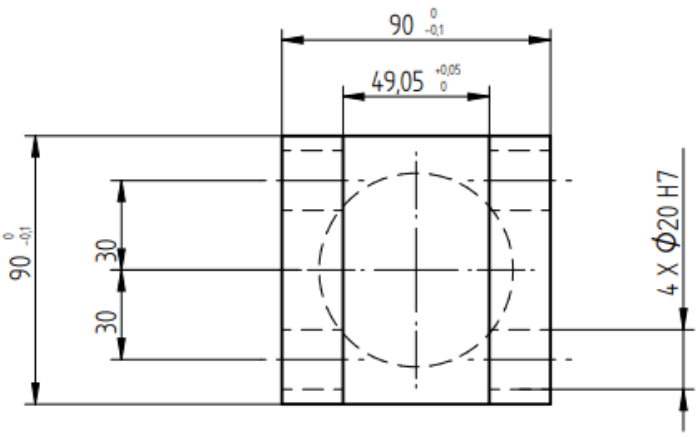
UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad

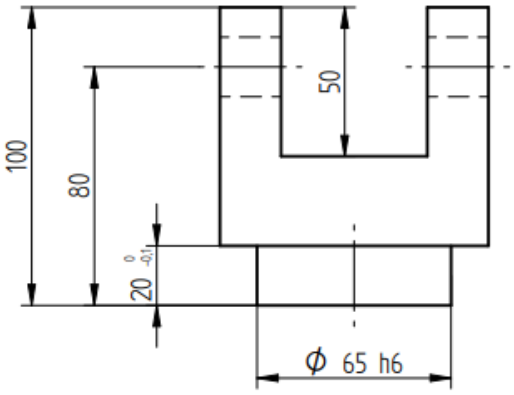


1. Chaflanes no acotados de 1 x 45

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: PORTA PUNZON SUPERIOR	Masa / Escala 1:2
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. 1 / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material AISI/SAE 1040	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

STUDENT EDGE ACADEMIC COPY

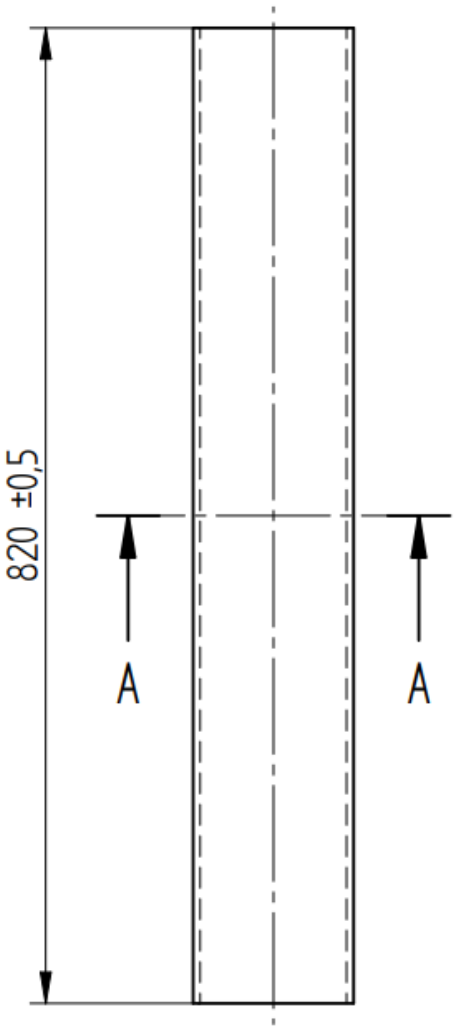


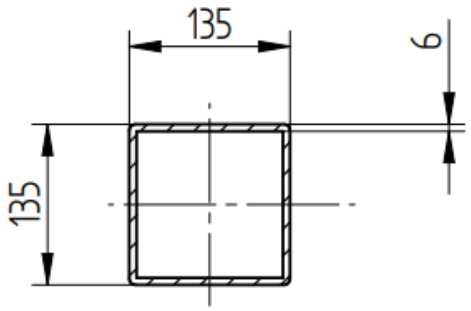


1. Chaflanes no acotados de 1 x 45

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: SUJETADOR DEL GOLPEADOR	Masa / Escala 1:2
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material AISI/SAE 1040	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. tec.			
Ctrol. norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC COPY

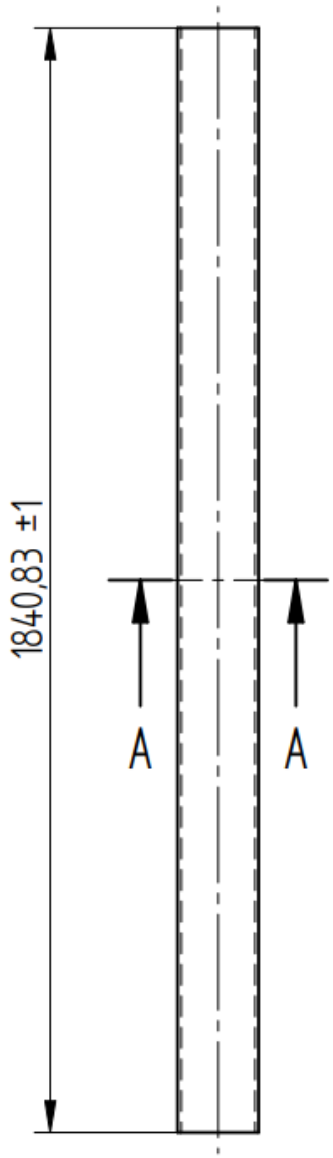


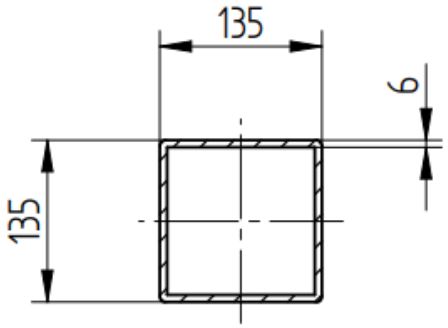


CORTE A-A 1:5

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		26/1/2024	
		Nombre pieza: COLUMNA CORTA	Masa / Escala 1:5
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material: PERFIL CUADRADO HUECO ASTM A500 GRADO C	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. ter.			
Ctrol. norm.			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC

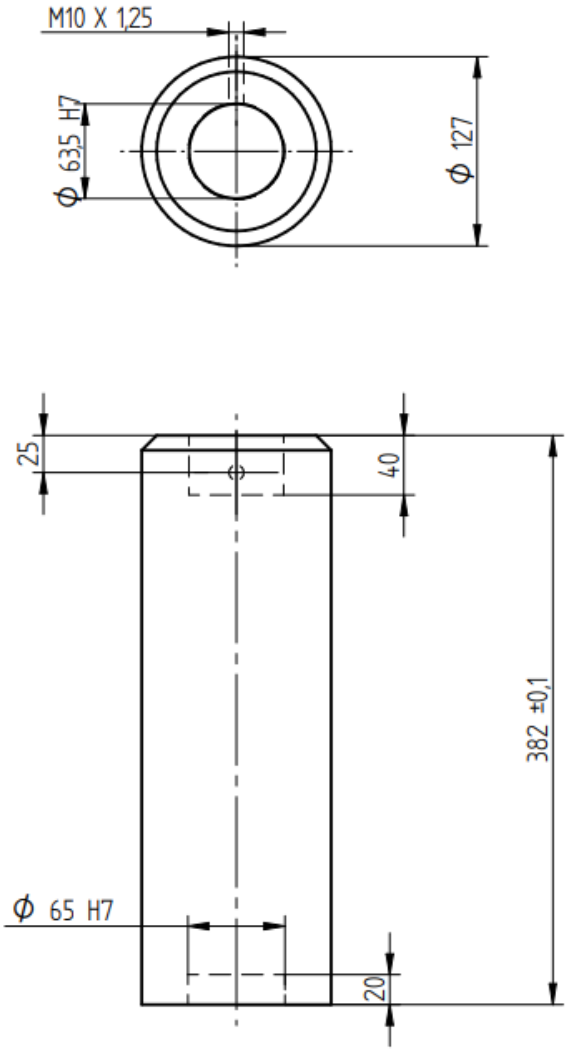




CORTE A-A 1:5

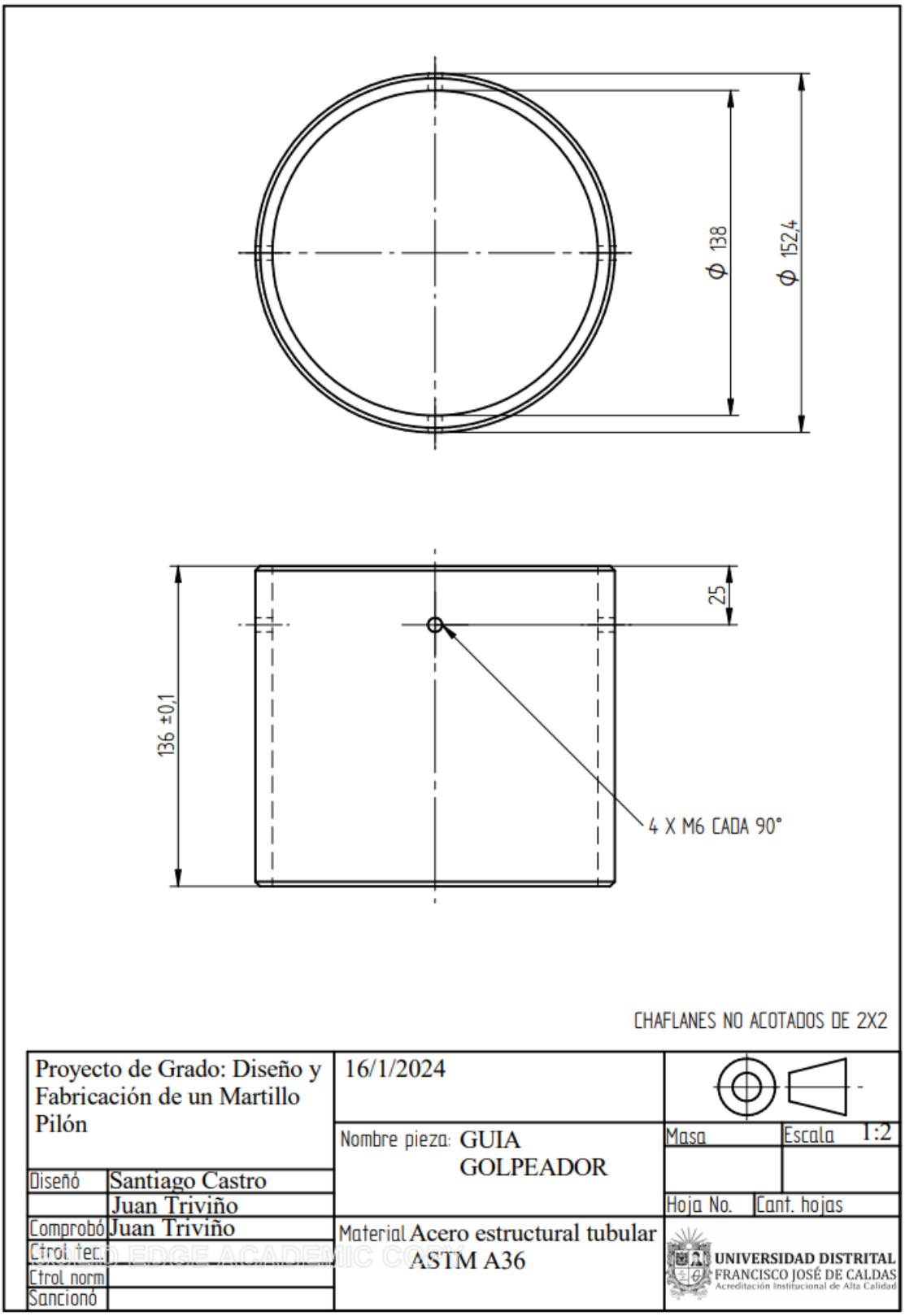
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		26/1/2024	
		Nombre pieza: COLUMNA LARGA	Masa / Escala 1:10
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material PERFIL CUADRADO HUECO ASTM A500 GRADO C	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

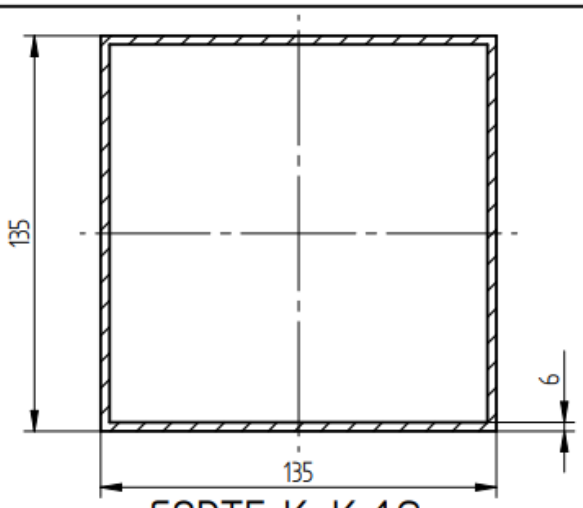
EDGE ACADEMIC COPY



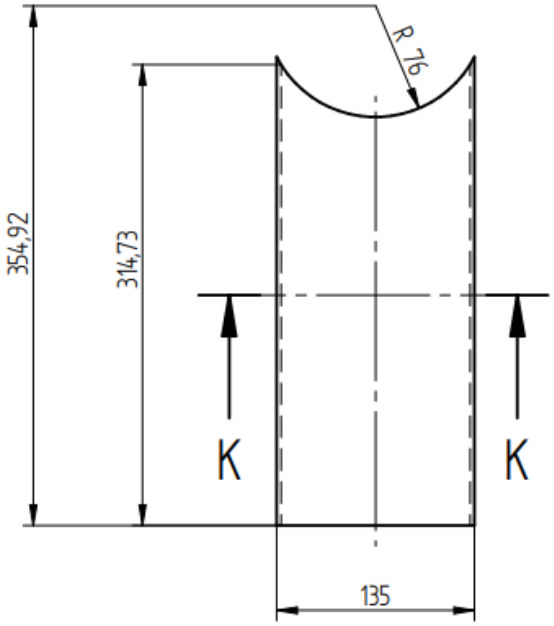
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: GOLPEADOR	Masa / Escala 1:4
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material AISI/SAE 1020	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. tec.			
Ctrol. norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC COPY


Φ 138
Φ 152,4
25
136 ±0,1
4 X M6 CADA 90°
CHAFLANES NO ACOTADOS DE 2X2
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón
16/1/2024
Nombre pieza: GUIA GOLPEADOR
Masa
Escala 1:2
Hoja No.
Cant. hojas
Diseñó Santiago Castro
Juan Triviño
Comprobó Juan Triviño
Ctrol. fec.
Ctrol norm
Sancionó
Material Acero estructural tubular ASTM A36
UNIVERSIDAD DISTRITAL
FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad

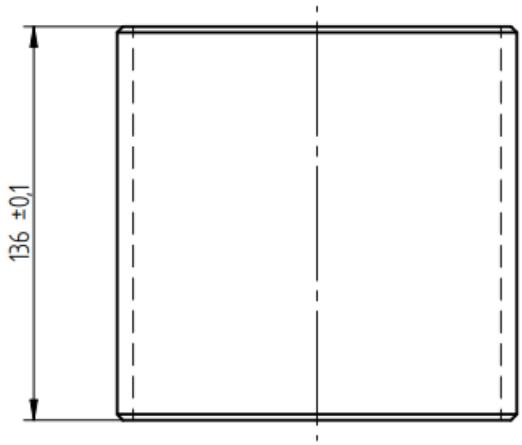


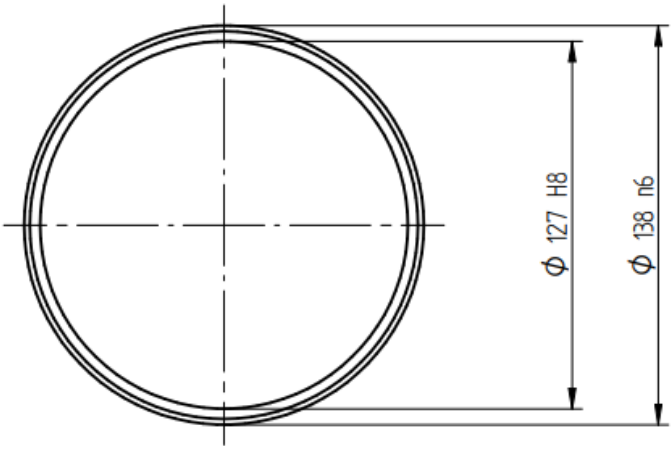
CORTE K-K 1:2



Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: SOPORTE GUIA	Masa / Escala 1:4
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material PERFIL CUADRADO HUECO ASTM A500 GRADO C	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC



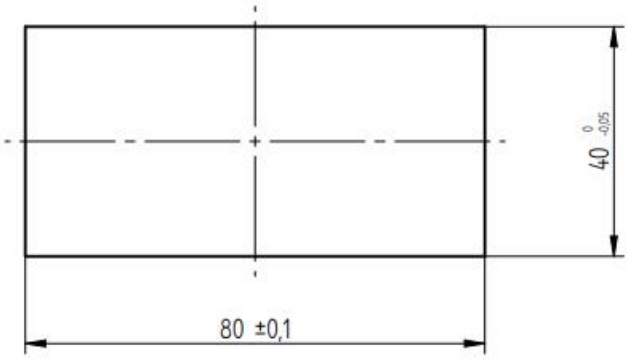


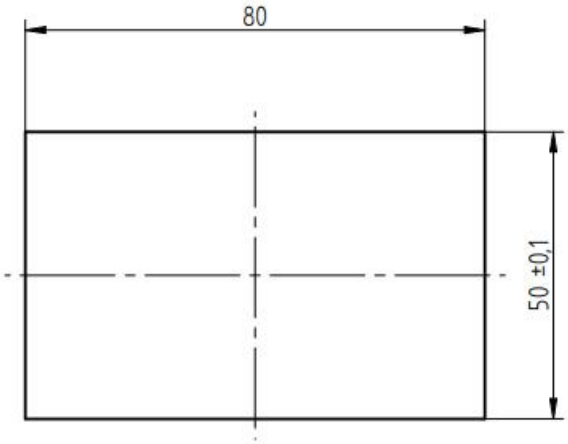
CHAFLANES NO ACOTADOS DE 2X2

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: BUJE GUIA	Masa / Escala 1:2
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material NYLON	
Ctrol tec.			
Ctrol norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC COPY

UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad

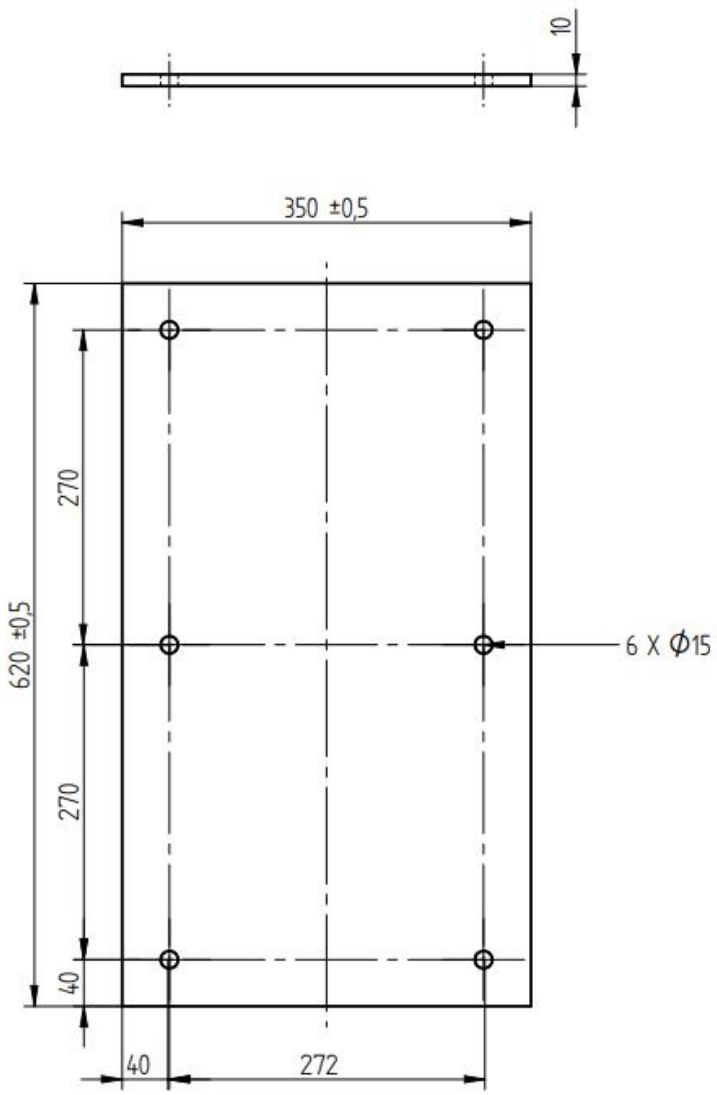




REALIZAR CHAFLÁN DE 2 X 2 A BORDES VIVOS

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: PUNZÓN PLANO	Masa / Escala 1:1
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material	
Ctrol fer.		Acero AISI/SAE 1045	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol norm			
Sancionó			

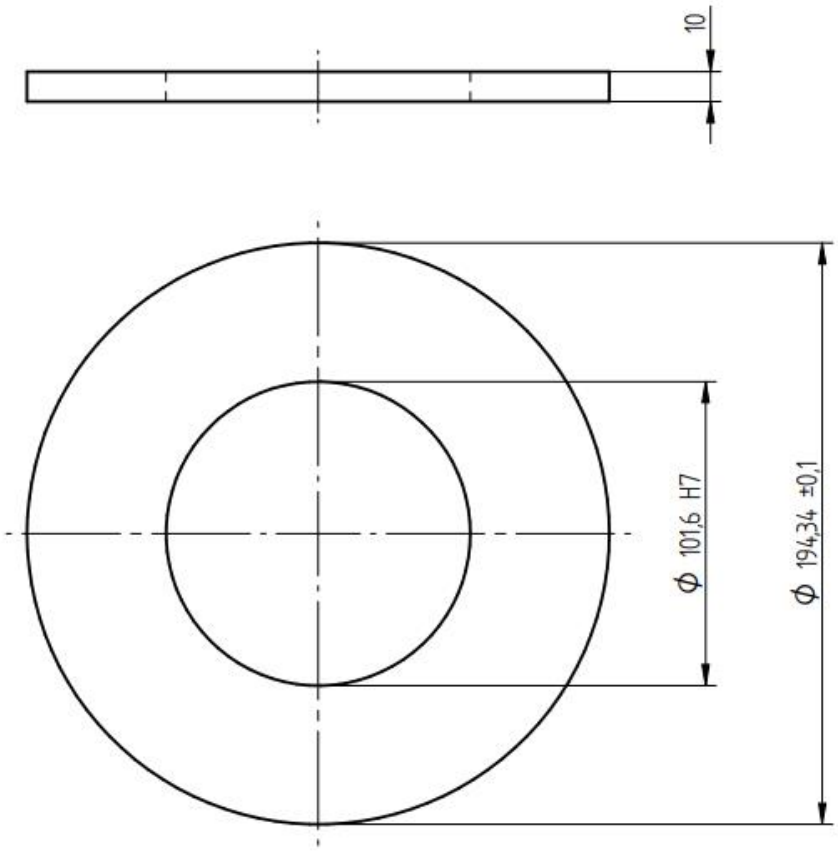
EDGE ACADEMIC ACCESS



REALIZAR CHAFLÁN DE 2 X 2 A BORDES VIVOS

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: BASE MARTILLO	Masa / Escala 1:5
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material	
Ctrol. tec.		Acero estructural ASTM A36	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol norm			
Sancionó			

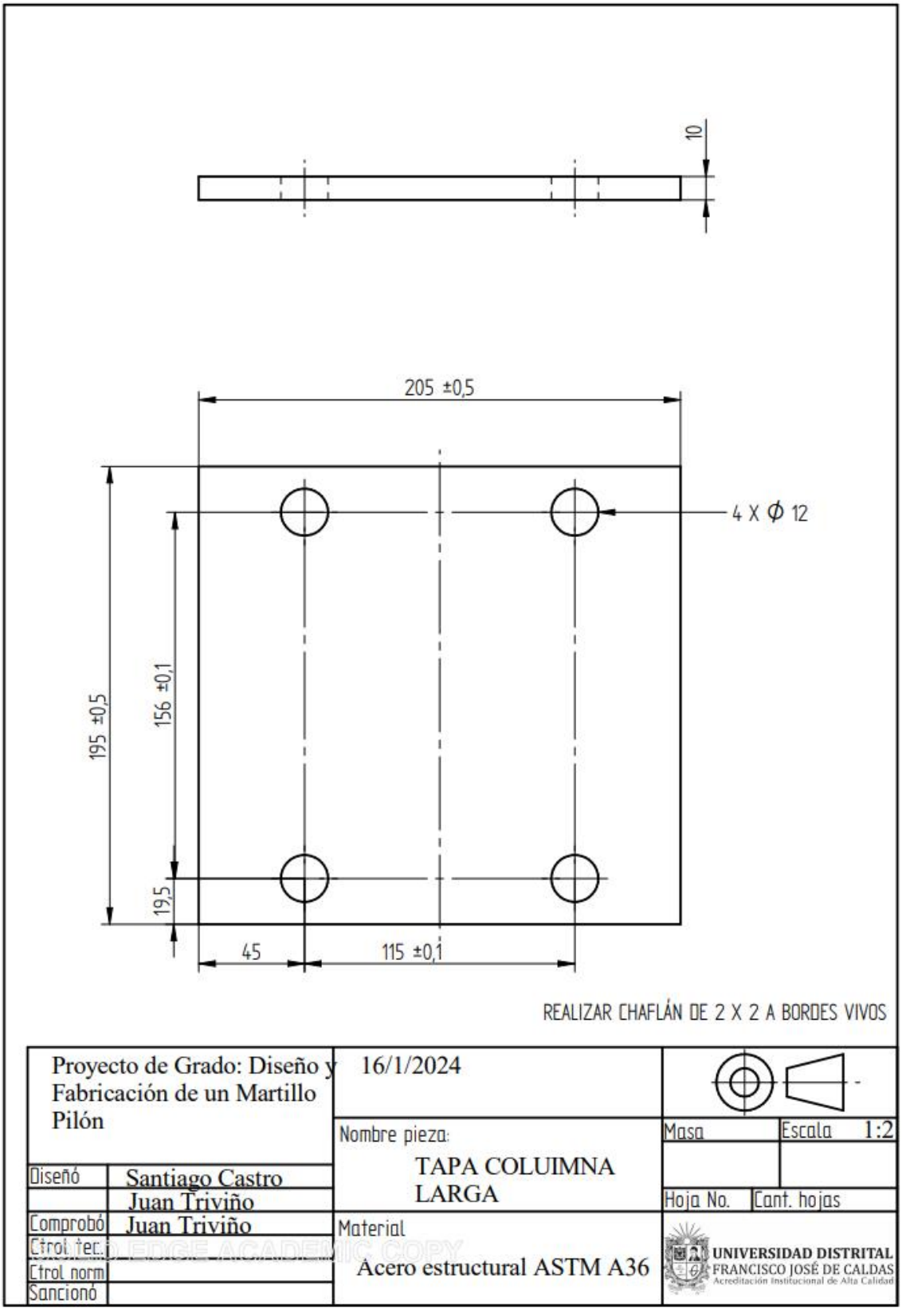
EDGE ACADEMIC COPY

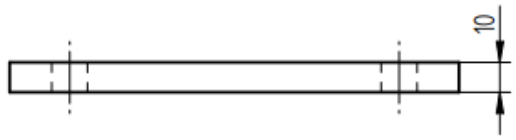


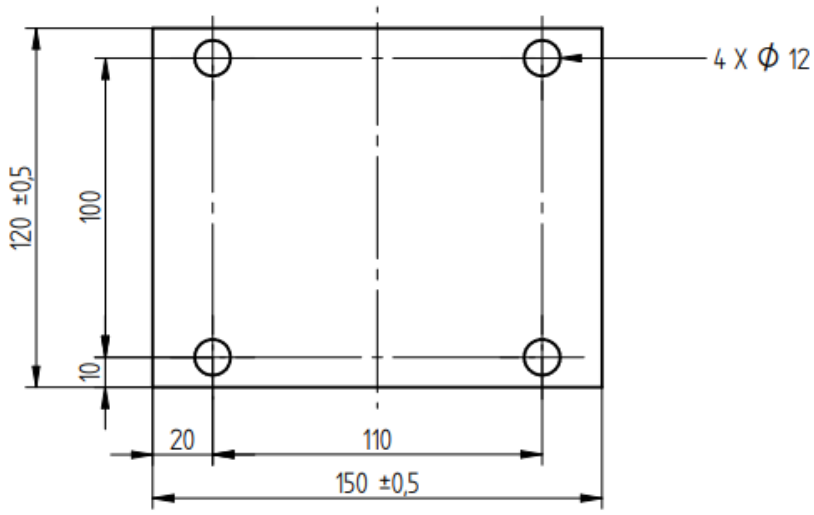
REALIZAR CHAFLÁN DE 2 X 2 A BORDES VIVOS

Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
		Nombre pieza: TAPA COLUIMNA CORTA	Masa / Escala 1:2
Diseñó	Santiago Castro		
	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Comprobó	Juan Triviño	Material	
Ctrol. tec.		Acero estructural ASTM A36	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC COPY


10
205 ±0,5
4 X ϕ 12
195 ±0,5
156 ±0,1
19,5
45
115 ±0,1
REALIZAR CHAFLÁN DE 2 X 2 A BORDES VIVOS
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón
16/1/2024
Nombre pieza:
TAPA COLUIMNA LARGA
Masa
Escala 1:2
Hoja No.
Cant. hojas
Diseñó
Santiago Castro
Juan Triviño
Comprobó
Juan Triviño
Ctrol tec.
Ctrol norm
Sancionó
Material
Acero estructural ASTM A36
UNIVERSIDAD DISTRITAL
FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
Acreditación Institucional de Alta Calidad

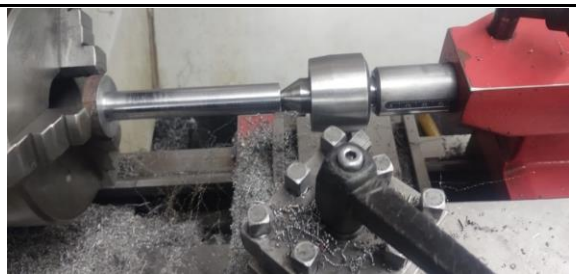
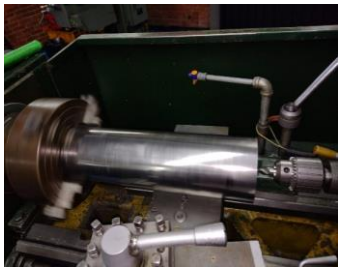


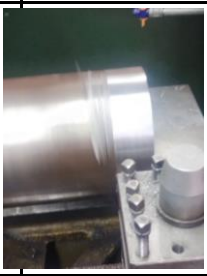
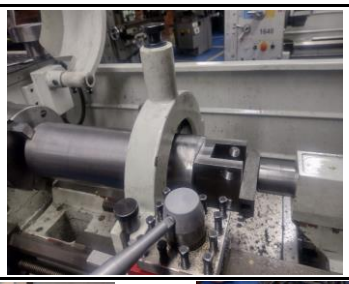
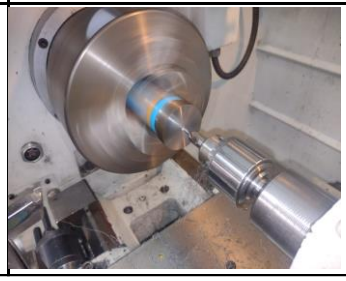


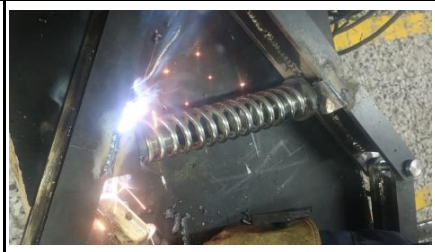
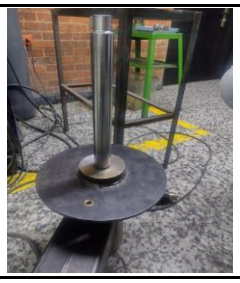
REALIZAR CHAFLÁN DE 2 X 2 A BORDES VIVOS

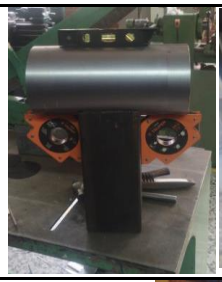
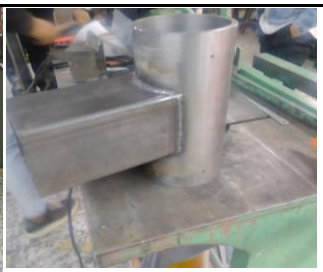
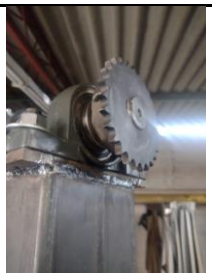
Proyecto de Grado: Diseño y Fabricación de un Martillo Pilón		16/1/2024	
Diseñó	Santiago Castro Juan Triviño	Nombre pieza: SOPORTE MOTORREDUCTOR	Masa / Escala 1:2
Comprobó	Juan Triviño		Hoja No. / Cant. hojas
Ctrol. tec.		Material Acero estructural ASTM A36	UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS Acreditación Institucional de Alta Calidad
Ctrol. norm			
Sancionó			

EDGE ACADEMIC COPY

ETAPA DE FABRICACIÓN	IMAGEN DE EVIDENCIA
Montaje y mecanizado de los agujeros de los eslabones	 
Montaje y mecanizado de los agujeros del volante	 
Mecanizado de los bujes	
Mecanizado de todos los pasadores de la estructura del muelle	
Embujado de todos los eslabones y ensamblaje de la estructura con los pasadores	 
Montaje y mecanizado del golpeador	 

ETAPA DE FABRICACIÓN	IMAGEN DE EVIDENCIA
Mecanizado de los porta punzones y el acople para sostener el golpeador a la estructura del muelle	  
Mecanizado de la guía del golpeador	  
Mecanizado de los bujes de la guía	
Ensamblaje de los bujes en la guía	 
Ensamblaje del soporte y el golpeador	
Mecanizado del eje principal	 

ETAPA DE FABRICACIÓN	IMAGEN DE EVIDENCIA
Montaje del resorte en la estructura de los eslabones	 
Acople del golpeador con el soporte y del soporte con la estructura del muelle	  
Ensamble del volante en el eje principal	
Soldadura de las columnas a la base metálica del martillo	
Posicionamiento y soldadura de la tapa para la columna larga	 
Fijación de eje principal, las chumaceras y el volante a la tapa de la columna larga	 

ETAPA DE FABRICACIÓN	IMAGEN DE EVIDENCIA
Montaje de la estructura del muelle y el golpeador al volante	
Soldadura del soporte y la guía del golpeador	 
Soldadura del soporte de la guia a la columna larga	
soldadura de la tapa de la columna corta	
Ensamble del sprocket al eje principal	
Unión de la base del motor a la columna	

ETAPA DE FABRICACIÓN	IMAGEN DE EVIDENCIA
Montaje de la cadena	 
Ensamble final	 