



Licenciatura en Ingeniería Mecánica
Trimestre 24-I

Diseño mecánico de una estructura de posicionamiento en dos ejes para un brazo robótico.

Modalidad: Proyecto Tecnológico

Alumnado:

Madian Jabnel Hernández Sánchez
2173037095

Miguel Angel Valencia Saravia
2172000138

Asesores:

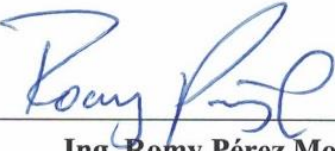
Ing. Romy Pérez Moreno

Dr. Iván González Uribe

Ciudad de México, mayo de 2024

DECLARATORIA

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Ing. Romy Pérez Moreno

DECLARATORIA

Yo, Dr. Iván González Uribe, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Dr. Iván González Uribe

DECLARATORIA

Yo, Madian Jabnel Hernández Sánchez, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Madian Jabnel Hernández Sánchez

DECLARATORIA

Yo, Miguel Angel Valencia Saravia, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Miguel Angel Valencia Saravia




AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA




PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha: PI-A-MEC


DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matrícula:
 Correo personal: 
 Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:
 No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:
 Área de investigación:
 Correo institucional: 
 Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:
 No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:
 Área de investigación/Departamento:
 Correo electrónico: 
 Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional


TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23 O"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="24 I"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

 Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

Revisión: Octubre 2021

Originales: Coordinador de Estudios, Coordinación de Sistemas Escolares.
 Copias: Alumno, Asesor(es).



AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA



PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre:

Matrícula:

Correo personal:

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

- Proyecto tecnológico
 Proyecto de investigación
 Estancia profesional
 Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (2):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23 O"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="24 I"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

Resumen

Este proyecto se enfoca en el diseño de una estructura mecánica destinada a facilitar el movimiento en un plano XY de un brazo robótico encargado de cargar un crisol con material fundido durante los procesos de vaciado en moldes en el Taller de Fundición de la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Azcapotzalco.

La estructura diseñada consta de elementos esenciales, como dos columnas que garantizan soporte y estabilidad, así como un par de vigas dispuestas a modo de rieles para el desplazamiento en el eje Y. Se incluye una viga que servirá de guía para un carro, en el cual estará anclado el brazo robótico, permitiendo su movimiento en el eje X. Para el desplazamiento del carro, se ha elegido un sistema de piñón-cremallera, el cual asegura un desplazamiento preciso y controlado del brazo robótico.

La seguridad ha sido un aspecto crítico en el desarrollo de este proyecto, por lo que se ha prestado especial atención a la selección de motores de baja velocidad. Se ha optado por un motor de 0.75 hp que girará a 42 rpm, con el objetivo de prevenir accidentes y garantizar un funcionamiento seguro en todo momento. También se han implementado topes estratégicamente ubicados para evitar desplazamientos máximos no deseados, lo que contribuye aún más a la seguridad y estabilidad de la estructura.

Para garantizar que los componentes clave de la estructura y sus materiales sean adecuados para la aplicación asignada, se realizaron cálculos de análisis de carga, esfuerzos, deflexiones y factores de seguridad. Los resultados de estos análisis teóricos confirmaron que los elementos son adecuados para la estructura. Además, se llevaron a cabo simulaciones por elemento finito para evaluar la resistencia y el comportamiento estructural de los componentes clave, lo que permitió una validación adicional del diseño propuesto.

Para asegurar la viabilidad y eficiencia del proyecto, se realizó un análisis de costos, que incluyó la evaluación de elementos comerciales y maquinados. La estimación del costo total de los elementos fue de a \$26,505.49, mientras que el costo por unidades comerciales

fue de \$34,612.44. En total el costo estimado por la estructura completa sería de aproximadamente \$61,117.93.

Finalmente, se elaboraron planos detallados de la estructura completa, así como de subensambles específicos y de cada elemento diseñado, con el objetivo de proporcionar una comprensión clara del diseño. Asimismo, se realizó una simulación cinemática para verificar el correcto desplazamiento del brazo robótico.

Índice.

1. Introducción.....	19
2. Antecedentes.....	20
3. Justificación.....	20
4. Objetivos.....	21
4.1. Objetivo general.....	21
4.2. Objetivos particulares.....	21
5. Marco teórico.....	21
5.1. El diseño en la ingeniería mecánica.....	21
5.1.1. Esfuerzo y resistencia.....	22
5.1.2. Factor de seguridad.....	23
5.2. Análisis de carga y esfuerzo.....	23
5.3. Deflexión debida a flexión.....	23
5.3.1. Vigas.....	23
5.3.2. Columnas con carga centrada.....	27
5.4. Ejes.....	29
5.4.1. Diseño de ejes para el esfuerzo.....	29
5.4.2. Resistencia a la fatiga.....	31
5.4.2.1. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	31
5.4.3. Rodamientos.....	34
5.5. Uniones permanentes y no permanentes.....	35
5.5.1. Tornillos.....	36
5.5.1.1. Rigidez del sujetador.....	36
5.5.2. Soldadura.....	39
5.6. Dimensionamiento de engranes.....	42
5.7. Dimensionamiento de cremalleras.....	43
5.8. Análisis de esfuerzos de flexión en engranajes rectos.....	43
5.9. Selección de motores.....	49
5.10. Método de elemento finito (MEF).....	50
5.11. Tolerancias y ajustes.....	51

6. Desarrollo del proyecto	54
6.1. Levantamiento	54
6.2. Diseño del carro.....	55
6.3. Diseño del puente	56
6.3.1. Cargas verticales en el carro.....	57
6.3.2. Esfuerzos en los ejes.....	59
6.3.3. Rodamientos de las ruedas del carro	61
6.4. Diseño de los cabezales	62
6.4.1. Cargas verticales en cabezales.....	62
6.4.2. Diseño de ejes para ruedas en los cabezales.....	65
6.4.3. Cargas verticales en los ejes de los cabezales	66
6.4.4. Rodamientos de las ruedas de los cabezales.....	67
6.5. Diseño de los rieles.....	67
6.5.1. Cargas en viga riel	68
6.6. Diseño de puntos de sujeción	69
6.6.1. Ménsulas.....	71
6.6.2. Columnas.....	73
6.7. Diseño de sistemas de movimiento	74
6.7.1. Movimiento del carro	74
6.7.2. Movimiento del puente.....	76
6.8. Diseño de uniones permanentes y no permanentes	77
6.8.1. Soldaduras	77
6.8.1.1. Soldaduras en ensambles.....	77
6.8.1.2. Soldaduras en elementos de carga.....	81
6.8.2. Tornillos	83
6.9. Condiciones para análisis con MEF	84
6.10. Tolerancias y ajustes para el trazado de planos.....	85
6.10.1. Tolerancias y ajustes para engrane del ensamble del carro	85
6.10.2. Tolerancias y ajustes para el rodillo	86
6.10.3. Tolerancias y ajustes para el engrane del cabezal	88
6.10.4. Tolerancias y ajustes para el cabezal.....	89

6.10.5. Tolerancias y ajustes para la base del motor para el carro	90
7. Resultados.....	91
7.1. Descripción de piezas	91
7.1.1. Selección de materiales y componentes	94
7.2. Planos	94
7.3. Simulaciones.....	140
7.3.1. MEF	140
7.3.1.1. Propiedades de los materiales.....	140
7.3.1.2. Discretizado de los elementos	142
7.3.1.3. Esfuerzos en los elementos.....	144
7.3.1.4. Desplazamientos en los elementos	146
7.3.1.5. Factor de seguridad en los elementos	150
7.3.2. Simulación cinemática.....	152
8. Análisis y discusión de resultados	154
8.1. Revisión de los datos obtenidos	154
8.2. Análisis del estudio por MEF	157
8.2.1. Vigas.....	157
8.2.2. Columnas.....	158
8.2.3. Refuerzos, ménsulas y topes.....	158
8.3. Análisis de costos	159
9. Conclusiones.....	162
10. Referencias bibliográficas	163
11. Apéndice.....	166

Índice de figuras.

Figura 1. Vista de ambos apoyos de grúa viajera en UAM-A	19
Figura 2. Convenciones y signos del cortante [7]	24
Figura 3. Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada mostrando V y M [7]	25
Figura 4. Viga simplemente apoyada [7]	25
Figura 5. Apoyos fijos, carga central [7]	26
Figura 6. Viga empotrada con carga intermedia [7]	27
Figura 7. Gráfica de carga, hasta producir falla, en columnas de acero [10]	28
Figura 8. Cargas en viga, a) aplicación de carga, b) deformación por carga [10]	28
Figura 9. Vista de corte de una de las ruedas del carro	30
Figura 10. Partes de un rodamiento de bolas [7]	34
Figura 11. Conexión con tornillo cargada a tensión por las fuerzas P [7]	36
Figura 12. Soldadura sometida a tensión y a cortante, de izquierda a derecha [7]	39
Figura 13. Definiciones de las distancias S y S_1 que se utilizan para evaluar C_p [7]	46
Figura 14. Valores para obtener la relación m_B [7]	47
Figura 15. Esquema para obtener valores de l y t [7].....	48
Figura 16. Modelo de elemento finito [7]	50
Figura 17. Ejemplo de ensamble de piezas con apriete [21].....	52
Figura 18. Taller de Fundición UAM-A	54
Figura 19. Modelo en CAD del Taller.....	54
Figura 20. Armadura del carro	55
Figura 21. Ensamble completo del carro.....	55

Figura 22. Vista de ensamble del carro sobre la viga.....	56
Figura 23. Modelo de reacciones sobre la viga	57
Figura 24. Dimensiones del perfil IR	58
Figura 25. Carro sobre viga.....	59
Figura 26. Exposición del eje en vista de corte de rueda	59
Figura 27. Descripción de elementos de eje.....	60
Figura 28. Modelo de análisis para los ejes.....	60
Figura 29. Rueda de poliuretano para carro	61
Figura 30. Cabezal sin una de las tapas.....	62
Figura 31. Consideración para carga en el puente.....	63
Figura 32. Punto más cercano entre el carro y el cabezal	63
Figura 33. Modelo de análisis para el cabezal.....	63
Figura 34. Aplicación de la carga sobre el cabezal	64
Figura 35. Modelo de análisis de carga en cabezal	64
Figura 36. Vista de corte para exponer eje del cabezal	65
Figura 37. Modelo de análisis para ejes	66
Figura 38. Vista lateral de uno de los rieles	68
Figura 39. Punto de efecto de la carga en riel	68
Figura 40. Modelo de fuerzas actuantes en riel.....	68
Figura 41. Columna metálica existente en el taller de fundición	70
Figura 42. Columna de concreto existente en el taller de fundición	70
Figura 43. Distribución propuesta de columnas y ménsulas	70
Figura 44. Ensamble de ménsula para carga	71

Figura 45. Aplicación de la carga en ménsula.....	71
Figura 46. Vista frontal, con dimensiones, de ménsula.....	72
Figura 47. Columna de carga.....	73
Figura 48. Vista en transparencia del carro con cremallera montada.....	74
Figura 49. Engrane del motorreductor conectado a cremallera.....	75
Figura 50. Vista interior de la pared del carro.....	77
Figura 51. Ubicación del cordón de soldadura.....	78
Figura 52. Caso 1 de Tabla 4.....	78
Figura 53. Tamaño de la garganta de la soldadura “h”	79
Figura 54. Punto de carga superior, en la pared del carro	79
Figura 55. Punto de carga inferior, en la pared del carro	79
Figura 56. Soldadura en ménsula	81
Figura 57. Caso 7 de Tabla 4.....	81
Figura 58. Tornillo de ensamble carro-placa.....	83
Figura 59. Propiedades del Acero AISI 1006.....	141
Figura 60. Propiedades del Acero 4140	141
Figura 61. Discretizado de viga para puente	142
Figura 62. Discretizado de viga para riel.....	142
Figura 63. Discretizado de columna.....	142
Figura 64. Discretizado del cabezal.....	143
Figura 65. Discretizado de la ménsula	143
Figura 66. Discretizado del eje para rueda del carro	143
Figura 67. Discretizado para engrane de 3”	144

Figura 68. Esfuerzos en eje Y en viga del puente (MPa)	144
Figura 69. Esfuerzos en eje Y en cabezal (MPa)	144
Figura 70. Esfuerzos en eje Y en viga para riel (MPa)	145
Figura 71. Esfuerzos en eje de rueda del cabezal (MPa)	145
Figura 72. Esfuerzos en eje Y de las columnas (MPa)	145
Figura 73. Esfuerzos en eje Y en ménsulas (MPa)	146
Figura 74. Esfuerzos en eje para ruedas del carro (MPa)	146
Figura 75. Desplazamiento en eje Y en viga del puente (mm)	146
Figura 76. Desplazamientos en eje Y en cabezal (mm)	147
Figura 77. Desplazamientos en eje Y en viga para riel (mm)	147
Figura 78. Desplazamientos en eje de rueda del cabezal (mm)	147
Figura 79. Desplazamientos en eje Y de las columnas (mm)	148
Figura 80. Desplazamientos en eje Y de las ménsulas (mm)	148
Figura 81. Desplazamiento en eje para ruedas del carro (mm)	148
Figura 82. Desplazamiento en mm en el eje X de un diente del engrane.....	149
Figura 83. Desplazamiento en mm en el eje Y de un diente del engrane.....	149
Figura 84. Desplazamiento en mm en el eje Z de un diente del engrane	149
Figura 85. Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en viga IR para puente.....	150
Figura 86. Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en perfil OR.....	150
Figura 87. Factor de seguridad en un acero 4140 para ejes de ruedas en cabezales	150
Figura 88. Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en perfil OR para columnas.....	151
Figura 89. Factor de seguridad en ensamble de placa de 3/8” para ménsulas de carga	151
Figura 90. Factor de seguridad para un acero 4140 para ejes de ruedas del carro	151

Figura 91. Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en viga IR para rieles.....	152
Figura 92. Vista superior del taller, primer punto	152
Figura 93. Vista en perspectiva, primer punto	153
Figura 94. Vista superior del taller, segundo punto.....	153
Figura 95. Vista en perspectiva, segundo punto.....	153
Figura 96. Vista superior del taller, tercer punto.....	154
Figura 97. Vista en perspectiva, tercer punto	154

Índice de Tablas.

Tabla 1. Valores de a y b para el factor de superficie [7]	32
Tabla 2. Propiedades mecánicas de tornillos de acero [7]	38
Tabla 3. Tamaño mínimo en soldadura de filete para uniones en 90° [13]	39
Tabla 4. Casos más comunes en soldadura de filete [7]	41
Tabla 5. Factores de sobrecarga k_0 [7]	44
Tabla 6. Valores del factor de forma de Lewis, Y [7]	45
Tabla 7. Constantes empíricas A, B y C de la ecuación 56 [7]	47
Tabla 8. Ajustes recomendados para mecánica general [21]	52
Tabla 9. Valores de las tolerancias principales en micras para árboles y agujeros [21]	53
Tabla 10. Descripción de piezas para estructura	91
Tabla 11. Propiedades de algunos aceros [7]	140
Tabla 12. Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente	141
Tabla 13. Datos sobre cargas en los elementos de la estructura	155
Tabla 14. Costos de piezas comerciales	159
Tabla 15. Precios cotizados de piezas maquinadas	160
Tabla 16. Costo total de la estructura	162

1. Introducción

Dentro de las aplicaciones de máquinas automatizadas, uno de los dispositivos de mayor uso es el robot cartesiano XYZ. El diseño básico de la estructura de estas máquinas se divide en ejes lineales con una fuente de movimiento. Una estructura con este tipo de movimiento puede ser utilizada en diferentes tareas como; elegir y colocar objetos, para la transferencia de procesos, soldadura por puntos, máquinas CNC, entre otros. Este sistema de movimiento lineal presenta grandes ventajas por su amplio rango de movimiento [1].

En el contexto de los procesos de vaciado de metal fundido en el Taller de Fundición de la Universidad Autónoma Metropolitana unidad Azcapotzalco (UAM-A), surge la necesidad de diseñar una estructura mecánica que facilite el desplazamiento controlado en un plano XY de un brazo robótico encargado de cargar el crisol con metal fundido en su interior.

Este diseño se encuentra basado en el funcionamiento de la grúa viajera instalada en el Laboratorio de Estructuras de la UAM-A, la cual funciona con un sistema de rieles como se puede ver en la Figura 1.

Es importante mencionar que el brazo robótico no existe actualmente, su diseño es parte de otra Propuesta para Proyecto de Integración que se encuentra en desarrollo.



Figura 1.- Vista de ambos apoyos de grúa viajera en UAM-A.

El diseño de la estructura se ha centrado en criterios de resistencia y seguridad para asegurar su funcionalidad y protección durante las operaciones. Los elementos fundamentales han sido seleccionados minuciosamente no solo para brindar soporte al brazo

robótico, sino también para resistir las cargas y tensiones a las que estará sometida la estructura.

Finalmente, para evaluar la viabilidad del diseño de la estructura, se realizó un análisis de costos, considerando las unidades comerciales y las piezas manufacturadas. Conociendo el costo aproximado del diseño, se pueden considerar otras alternativas que optimicen los costos en busca de una mejora significativa.

2. Antecedentes

En el año 2009 se publicó un trabajo titulado “Análisis, diseño y selección de una grúa viajera tipo mono puente.” [2]. Donde se plantea el desarrollo de una estructura grúa tipo mono puente donde se incluyen una serie de cálculos estructurales. De este proyecto se consultaron los parámetros necesarios para el diseño, como lo es el análisis de cargas y de esfuerzos en los elementos de la estructura.

En el año 2022 se publicó un trabajo titulado “Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa Smelting Ingenieros SAC, Arequipa-Perú 2021” [3]. Dicho trabajo se centra en el diseño de una grúa pórtico utilizada para manipular materiales pesados. De este trabajo se ha analizado el método de desplazamiento de los cabezales, el cual ha sido tomado como referencia para la realización de este elemento en el trabajo realizado.

En el año 2006 se publicó un trabajo titulado “Diseño estructural de una grúa puente para los laboratorios de la EIM-FIA” [4]. En este trabajo se desarrolló una propuesta de diseño de una grúa puente que se desea montar en las instalaciones de un laboratorio. De este trabajo se han tomado aspectos de la forma de la estructura que han sido tomados como referencia para la realización del diseño.

3. Justificación

En el Taller de Fundición de la UAM-A, se llevan a cabo procesos de fundición de metal y vaciado en moldes. Cada uno de los moldes en los que se realiza el vertido de material fundido se encuentran en distintas ubicaciones de manera aleatoria. Esto suele complicar el traslado del crisol, así como el vaciado del material. Mediante el desarrollo de este proyecto,

se facilitará el proceso de traslado y vaciado tanto para el alumnado como para el personal técnico en el área de trabajo, permitiendo que un brazo robótico cargue el crisol y este pueda desplazarse desde el área de hornos hasta la zona de vaciado. Desplazar el crisol y realizar el vaciado en los moldes sin tener personas cerca ayudará a mejorar las condiciones en que se realizan las prácticas.

4. Objetivos

4.1. Objetivo general

Realizar el diseño mecánico de una estructura para el manejo y desplazamiento de un brazo robótico en dos ejes horizontales.

4.2. Objetivos particulares

Elaborar el diseño mecánico de la estructura de carga para soportar un peso mínimo de 170kg.

Determinar el diseño del mecanismo para mover el brazo robótico en dos ejes.

Comprobar mediante simulación numérica por el método de elemento finito la capacidad de la estructura de soportar las cargas del brazo robótico y el crisol.

Elaborar la simulación cinemática del sistema.

Diseñar un sistema de posicionamiento manual para el desplazamiento de un brazo robótico en un plano X Y.

Estimar los costos de producción de la estructura.

5. Marco teórico

5.1. El diseño en la ingeniería mecánica

El diseño mecánico implica la concepción y desarrollo de proyectos, máquinas o sistemas que incluyen componentes mecánicos. Este proceso requiere la aplicación de principios de la mecánica de materiales, la mecánica de sólidos, la mecánica de fluidos, la transferencia de masa y momento, así como procesos de manufactura y otras disciplinas relacionadas.

El diseño es un proceso creativo y altamente iterativo que implica la toma de decisiones. En ocasiones, estas decisiones se toman de forma provisional, por lo que es prudente mantener la flexibilidad para ajustarlas a medida que se obtengan más datos. Un

rasgo fundamental del diseñador en ingeniería es sentirse cómodo al tomar decisiones y resolver problemas de manera personal. [5].

5.1.1. Esfuerzo y resistencia

Uno de los criterios más importantes dentro del diseño de sistemas o estructuras, es que el diseñador debe permitir que la resistencia exceda al esfuerzo por un margen suficiente, de manera que, a pesar de las incertidumbres, la falla no sea frecuente.

El *esfuerzo* es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, la cual es una función de la carga, la geometría, la temperatura y el proceso de manufactura. Es posible realizar un análisis de esfuerzos de acuerdo con la carga, geometría, moldeado y al ensamblaje de las piezas que conforman la estructura.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (Ec. 1)$$

Donde F, es la fuerza externa que se aplica a un material para deformarlo. Se mide en unidades de Newton (N). La fuerza puede ser aplicada de diversas maneras, como por tensión, compresión, cortante o torsión. Mientras que el área A, es la superficie transversal del material sobre la que se aplica la fuerza. Se mide en unidades de metro cuadrado (m^2). El área es importante para determinar la cantidad de esfuerzo que se aplica a un material. Un material con un área más pequeña experimentará un mayor esfuerzo que un material con un área más grande para la misma fuerza aplicada.

La *resistencia* es una propiedad de un material o de un elemento mecánico y depende de la elección, el tratamiento y el procesamiento del material. Al realizar un análisis de la comparación esfuerzo-resistencia en un punto crítico, en realidad se busca una resistencia en la geometría del elemento y condiciones de uso [6].

5.1.2. Factor de seguridad

Diseño mecánico de una estructura de posicionamiento en dos ejes para un brazo robótico.

Dentro del diseño se deben considerar dos factores esenciales, que serán la carga L y la resistencia R . El miembro estructural debe tener una capacidad que sea mayor que la demanda, es decir:

$$\text{Resistencia } (R) > \text{Carga } (L)$$

El factor de seguridad en mecánica de materiales se plantea como: el esfuerzo real (esfuerzo último o esfuerzo de cedencia) de un material, debe ser mayor al esfuerzo permisible o esfuerzo de trabajo del elemento. Este se obtiene al momento de diseñar o analizar un elemento, estructura, etc. Para calcularlo se tiene la Ec. 2 [7]:

$$FS = \frac{\text{esfuerzo de cedencia}}{\text{esfuerzo de trabajo}} \quad (\text{Ec. 2})$$

El factor de seguridad (FS) típicamente varía de 1.3 a 3, aunque en algunos casos puede ser igual o mayor a 10. Se justifica el uso de un valor bajo para el factor de seguridad solo si es factible minimizar las incertidumbres a través de análisis y pruebas exhaustivas, y si no existe riesgo de consecuencias inaceptables, como pérdidas humanas o lesiones graves [8].

5.2. Análisis de carga y esfuerzo

El diseñador ha de utilizar herramientas que le ayuden a describir o a predecir cómo se comportarán los elementos del sistema, de modo que funcionen de manera segura sin falla estructural. Si bien es posible determinar la resistencia estructural en términos de la carga o el esfuerzo contra la resistencia, las fallas de funcionamiento por razones estructurales pueden surgir de otros factores como las deformaciones o deflexiones excesivas [7].

5.3. Deflexión debida a flexión

5.3.1 Vigas

Usualmente, la flexión en vigas es el problema de diseño mecánico que ocurre con más frecuencia. Elementos tales como palancas, ménsulas, ejes fijos y rotatorios, a menudo se deben considerar como vigas para su análisis estructural.

Una viga es un elemento estructural que se utiliza para soportar cargas y transmitir las a lo largo de su longitud. Están diseñadas para resistir cargas principalmente a través de esfuerzos de flexión y se caracterizan por su longitud relativamente grande en comparación con sus otras dimensiones [9].

Las fuerzas cortantes y momentos flexionantes son conceptos fundamentales en el análisis y diseño de estructuras, especialmente en vigas y columnas. La fuerza cortante actúa perpendicularmente a la longitud de una viga y tiende a cortar el cuerpo en dos. En una viga, esta fuerza en un punto dado es la suma algebraica de todas las fuerzas que actúan perpendicularmente a su sección transversal. Esta fuerza se representa con la letra V y se mide en unidades de fuerza, como Newtons (N) o libras (lb).

El momento flexionante (M), es una medida de la tendencia de una fuerza aplicada a girar o doblar la viga [4]. Se mide en unidades de fuerza por longitud, esto es Newton-metro (Nm) o libra-pulgada ($lb\text{-pulg}$).

La distribución de fuerzas cortantes y momentos flexionantes a lo largo de una viga, varía dependiendo de la carga aplicada y las condiciones de apoyo como se muestra en la Figura 2.



Figura 2.- Convenciones y signos del cortante [7].

Por lo general, la fuerza cortante es máxima en los puntos de carga y mínima en los puntos de apoyo, mientras que el momento flexionante es máximo en los puntos de carga y puede variar a lo largo de la longitud de la viga, dependiendo de la carga y la geometría de ésta. En la Figura 3 a), se muestra una viga apoyada en las reacciones R_1 y R_2 cargada con fuerzas concentradas F_1 , F_2 y F_3 . Si se le hiciera un corte a la viga, deberían actuar una fuerza cortante V y un momento flector M , como se ve en la Figura 3 b) [7].

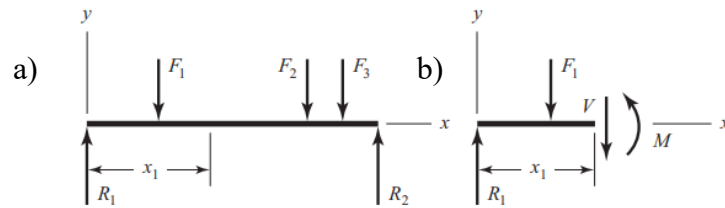


Figura 3.- Diagrama de cuerpo libre de una viga simplemente apoyada mostrando V y M [7].

Así, para una viga simplemente apoyada con una carga central, como se muestra en la Figura 4, se cuenta con las siguientes ecuaciones:

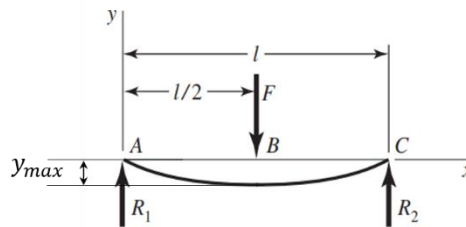


Figura 4.- Viga simplemente apoyada [7].

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad (Ec. 3)$$

$$M_{max} = \frac{Fl}{4} \quad (Ec. 4)$$

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{48EI} \quad (Ec. 5)$$

Donde:

R_1 = reacciones en los puntos de apoyo

F = fuerza aplicada

M_{max} = momento flector máximo

l = distancia de aplicación de la fuerza

y_{max} = deflexión máxima

E = módulo de elasticidad

I = momento de inercia

El esfuerzo máximo en flexión para la sección de una viga recta se define como:

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (Ec. 6)$$

Donde M es el momento flector y c es el centroide de la sección.

El momento de inercia, en el eje X, para una sección rectangular se calcula con la ecuación 7:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (Ec. 7)$$

En el caso de tener una viga empotrada como se muestra en la Figura 5, las ecuaciones serán las siguientes:

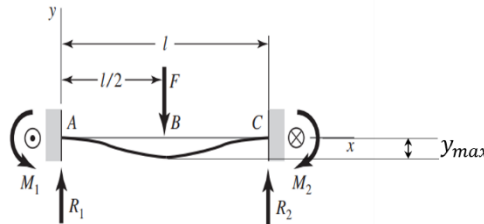


Figura 5. Apoyos fijos, carga central [4].

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad (Ec. 8)$$

$$M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8} \quad (Ec. 9)$$

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{192EI} \quad (Ec. 10)$$

Para un elemento empotrado en un extremo con una carga intermedia, como se muestra en la Figura 6, se utilizan las ecuaciones siguientes:

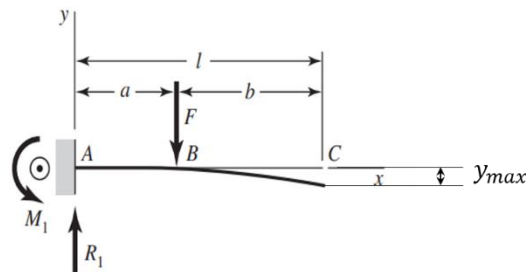


Figura 6.- Viga empotrada con carga intermedia [7].

$$R_1 = V = F \quad (\text{Ec. 11})$$

$$M_{max} = Fa \quad (\text{Ec. 12})$$

$$y_{max} = \frac{Fa^2}{6EI} (a - 3l) \quad (\text{Ec. 13})$$

Para una carga en el extremo libre, sobre una viga en voladizo la deflexión se calcula:

$$y_{max} = -\frac{Fl^3}{3EI} \quad (\text{Ec. 14})$$

5.3.2 Columnas con carga centrada

Las columnas son miembros estructurales diseñados para soportar cargas verticales y transmitir las hacia la cimentación. Cuando una columna está sometida a compresión, su comportamiento puede ser idealizado como el de un elemento que resiste cargas compresivas sin fallar. El diseño de estos cuerpos implica seleccionar dimensiones y materiales adecuados para garantizar que la columna pueda soportar las cargas aplicadas sin exceder los límites de resistencia o deformación.

El análisis de columnas bajo carga céntrica implica determinar la capacidad de carga máxima que la columna puede soportar antes de experimentar un fallo, ya sea por pandeo o por resistencia del material, en la Figura 7 se muestra la curva de carga hasta falla. El pandeo ocurre cuando una columna larga y esbelta se deforma lateralmente debido a la carga aplicada, mientras que el fallo por resistencia del material puede ocurrir cuando la carga supera la capacidad de carga máxima del material. En general se utilizan diferentes métodos para analizar columnas bajo este tipo de carga, como el método de Euler para determinar la carga crítica de pandeo [10].

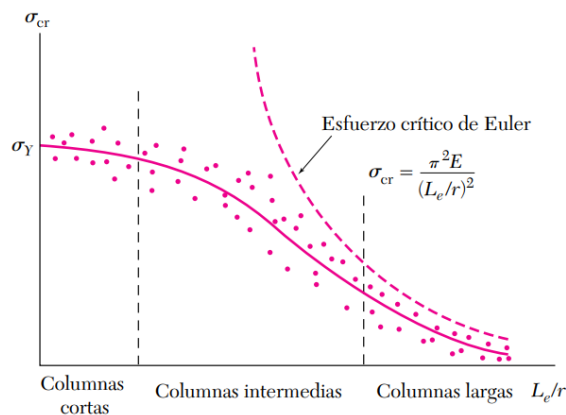


Figura 7. Gráfica de carga, hasta producir falla, en columnas de acero [10].

Se considera una columna con apoyos AB como se muestra en la Figura 8, se busca hallar el valor crítico de la carga P , es decir, el valor de P_{cr} de la carga, para el cual la posición antes vista deja de ser estable. Si $P > P_{cr}$ la menor falta de alineación o perturbación provocará que la columna se doble.

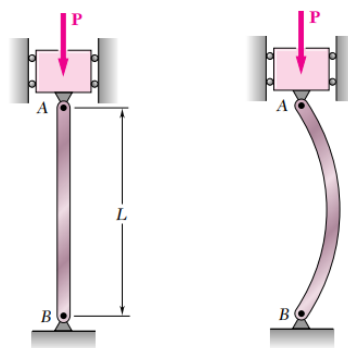


Figura 8.- Cargas en viga, a) aplicación de carga, b) deformación por carga [10].

La fórmula de Euler, para calcular la carga crítica P_{cr} se expresa de la siguiente manera:

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{L^2} \quad (Ec. 15)$$

El valor del esfuerzo correspondiente a la carga crítica es el esfuerzo crítico y se designa por σ_{cr} .

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 EAr^2}{AL^2} \quad (Ec. 16)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/k)^2} \quad (Ec. 17)$$

Donde la expresión (L/k) , es una relación de esbeltez del perfil seleccionado, el mínimo valor del radio de giro r debe usarse al calcular la relación de esfuerzo y el esfuerzo crítico de la columna [7].

5.4. Ejes

Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión y que se utiliza para soportar ruedas, poleas o elementos parecidos. Una flecha, por otro lado, es un elemento rotatorio que generalmente tiene sección transversal circular y se emplea para transmitir potencia y movimiento.

Un eje no giratorio puede diseñarse fácilmente y analizarse como una viga estática. A grandes rasgos, el diseño de la propia estructura a analizar determinará el tamaño y espaciamiento de estos elementos. En el diseño, se localizan las áreas críticas de esfuerzos en función de la geometría local [7].

5.4.1. Diseño de ejes para el esfuerzo

En el caso de este proyecto, no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje, sino solamente en algunas ubicaciones potencialmente críticas. Estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante

es grande, y donde existen concentraciones de esfuerzo, por ejemplo, se puede ver la Figura 9.

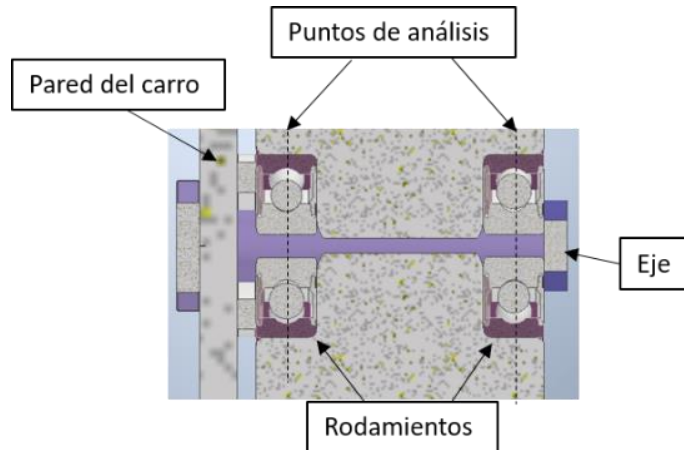


Figura 9.- Vista de corte de una de las ruedas del carro.

En el caso de una sección circular, el cálculo del momento de inercia se hace con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (Ec. 18)$$

Sustituyendo en la Ec. 6 se tiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (Ec. 19)$$

Despejando el diámetro de la Ec. 19, se tiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi\sigma}} \quad (Ec. 20)$$

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes, tanto de forma constante como de forma alternante. Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J [7]:

$$\frac{32k_f M_a}{S_e \pi d^3} = \frac{1}{n} \quad (Ec. 21)$$

Donde k_f es un valor típico al diseñar este tipo de elementos con un valor en un rango de 1.5 a 1.7 y n es el coeficiente de seguridad.

5.4.2. Resistencia a la fatiga

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

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (Ec. 22)$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima, y el símbolo de prima en S'_e en esta ecuación se refiere a la propia muestra de viga rotativa. El símbolo sin prima S_e para el límite de resistencia de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier tipo de carga [7].

5.4.2.1. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Hablando de la resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural, existen factores que cuantifican los efectos de la condición superficial. Joseph Marin identificó estos factores y los relacionó para ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas a raíz de un extenso análisis estadístico del acero 4340. Gracias a dicho estudio, se determinó la ecuación de Marin:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (Ec. 23)$$

Donde k_a es el factor de superficie, k_b es el factor de tamaño, k_c es el factor de carga, k_d es el factor de temperatura, k_e es el factor de confiabilidad y k_f es el factor de efectos varios.

Cuando no se dispone de ensayos de resistencia a la fatiga de partes, las estimaciones se hacen aplicando los factores de Marin al límite de resistencia a la fatiga [7].

- Factor de superficie k_a

Este factor depende de la calidad del acabado de la superficie de la parte y de la resistencia a la tensión del material. A fin de determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes de parte de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminada en caliente y forjada). Los datos recopilados pueden representarse como:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (\text{Ec. 24})$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 1.- Valores de a y b para el factor de superficie [7].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut, kpsi	Sut, MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2..70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272	-0.995

- Factor de tamaño k_b

Este factor tiene en cuenta el efecto del tamaño del componente en su vida útil bajo fatiga. Básicamente indica cómo el tamaño del componente afecta la relación entre el esfuerzo aplicado y un desempeño sin llegar a la falla.

El factor de tamaño para carga axial no existe, por lo que $k_b = 1$

- Factor de carga k_c

Las pruebas de fatiga con carga torsional o axial, revelan diversas correlaciones entre el límite de resistencia y la resistencia máxima, dependiendo del tipo de carga aplicada. Para ajustar el límite de resistencia obtienen pruebas de flexión, se emplea un factor de carga.

Aunque este factor está asociado con la resistencia última, su variación es insignificante. Así, se tiene que:

$$k_c = \begin{cases} 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \\ 1 & \text{flexión} \end{cases}$$

Este factor es empleado principalmente para ajustar la diferencia entre la resistencia al corte y la resistencia normal. Es por esto que se aplica únicamente al considerar cargas de torsión en fatiga pura. En situaciones donde se combinan otras cargas, tal como flexión, se establece que $k_c = 1$ [7].

- Factor de temperatura k_d

Cuando los materiales se exponen a temperaturas superiores a las ambientales, pueden experimentar variaciones en su resistencia, elasticidad e incluso pueden manifestar un fenómeno conocido como fractura frágil.

Se ha observado que cuando un material se somete a altas temperaturas, cualquier esfuerzo aplicado inducirá un flujo plástico, por lo que es esencial considerar este fenómeno mediante un coeficiente.

Si no se conoce el límite de resistencia a la fatiga de una viga rotativa y la resistencia a la tensión ha sido corregida, es posible decir que $k_d = 1$ [7].

- Factor de confiabilidad k_e

Luego de analizar los datos obtenidos en un ensayo de resistencia a la fatiga, se observó que estos muestran una desviación estándar inferior al 8%. Este hallazgo hizo que Haugen y Wirching propusieran un modelo para calcular el coeficiente k_e :

$$k_e = 1 - 0.08z_a$$

Donde, z_a representa la variación de transformación, la cual está vinculada a la desviación estándar porcentual del límite de resistencia a la fatiga.

- Factor de efectos varios k_f

Este coeficiente engloba diversos factores a tomar en cuenta cuando se busca reducir el límite de resistencia a la fatiga. Se sabe que los esfuerzos residuales se comportan de forma diferente dependiendo de cómo esté configurada la carga analizada.

Los fenómenos típicos que incluye este factor son: corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersion, frecuencia cíclica y corrosión por frotamiento.

5.4.3. Rodamientos

Un rodamiento es un elemento de máquina diseñado para permitir el movimiento relativo entre dos partes, Figura 10, generalmente permitiendo que una de las partes gire o se desplace con respecto a la otra. Factores como la carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante afectan las características de fricción de un rodamiento.

Los rodamientos se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas [11]. En la Figura 10 se pueden apreciar las partes componentes de un rodamiento de bolas.

La vida nominal para un grupo de rodamientos de bolas prácticamente idénticos se define como el número de revoluciones (u horas a una velocidad constante) que 90% de un grupo de cojinetes alcanza o excede, antes de que se desarrolle el criterio de falla.

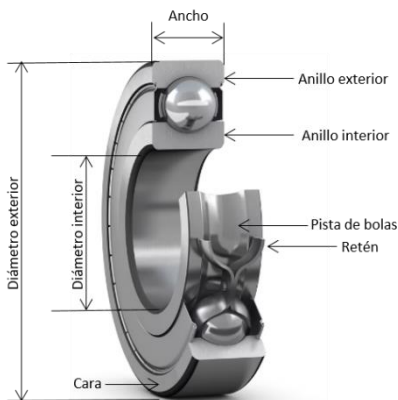


Figura 10.- Partes de un rodamiento de bolas [7].

Un fabricante de cojinetes elige un valor nominal de ciclos de 10^6 revoluciones. A esta vida se le conoce como *clasificación de carga de catálogo* y se representa algebraicamente como C_{10} a fin de denotarla como el décimo percentil de la vida nominal de un cojinete particular en el catálogo.

Así, se tiene que:

$$C_{10}(L_R n_R 60)^{\frac{1}{a}} = F_D (L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}} \quad (Ec. 25)$$
$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D n_D 60}{L_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}}$$

Donde L_R es la vida nominal en horas, n_R es la velocidad nominal en rpm, F_D es la carga radial deseada en kN, L_D es la vida deseada en horas, n_D es la vida deseada en horas y se le asigna un valor de 3 a la variable “a” teniendo en cuenta que se trata de un cojinete de bolas.

5.5. Uniones permanentes y no permanentes

En Ingeniería Mecánica, las uniones juegan un papel fundamental en el diseño y la construcción de componentes y estructuras.

En este caso la soldadura es la unión permanente de interés. Este método implica la fusión de los materiales de las piezas a unir mediante la aplicación de calor y/o presión [12]. La soldadura puede ser realizada mediante diversos procesos, como por arco eléctrico, fricción, etc.

Las uniones no permanentes son aquellas en que los componentes se unen de manera que puedan separarse fácilmente sin dañar los materiales. Estas uniones son útiles cuando se requiere desmontaje para mantenimiento, reparación o reemplazo de componentes.

5.5.1. Tornillos

Esta es una de las formas más comunes de unión no permanente, donde los componentes se sujetan entre sí mediante tornillos que se enroscan en tuercas.

5.5.1.1. Rigidez del sujetador

Cuando se desea realizar una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, o una combinación de ellas, una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido [7].

En la Figura 11, se ilustra una sección en corte a través de una unión atornillada en tensión. El propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. Apretando la tuerca se estira el perno, y de esta manera se produce la fuerza de sujeción, llamada pre-tensión o precarga del perno.

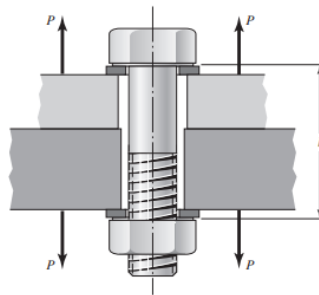


Figura 11.- Conexión con tornillo cargada a tensión por las fuerzas P [7].

Por supuesto, como los miembros se están sujetando, la fuerza de sujeción que produce tensión en el perno induce compresión en los elementos. El agarre l de una conexión consiste en el espesor total del material sujetado, en la Figura 11, el agarre es la suma de los espesores de ambos elementos y ambas arandelas, por ejemplo.

La constante de rigidez del perno se puede calcular con la Ec. 26:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (\text{Ec. 26})$$

Donde:

A_t = área de esfuerzo sometida a tensión (valor de tablas)

l_t = longitud de la parte roscada de agarre

A_d = área del diámetro mayor del sujetador

l_d = longitud de la parte sin rosca en agarre

k_b = representa la rigidez efectiva del tornillo de cabeza en la zona de sujeción

[4]

Para calcular la rigidez de los elementos se utiliza la siguiente ecuación:

$$k_m = \frac{0.5774\pi Ed}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad (\text{Ec. 27})$$

A partir de las ecuaciones 26 y 27 se puede calcular la constante de rigidez C :

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (\text{Ec. 28})$$

Para la precarga, que se determinará mediante la elongación del perno, se recomienda se use lo siguiente:








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

Donde F_p es la carga de prueba, que se obtiene mediante:

$$F_p = A_t S_p \quad (\text{Ec. 29})$$

Aquí S_p es la resistencia de prueba mínima que se obtiene de la Tabla 2.

Tabla 2.- Propiedades mecánicas de tornillos de acero [7]

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

* La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

[†] Las resistencias mínimas son las resistencias que exceden 99 por ciento de los sujetadores.

El valor limitante del esfuerzo de tensión en el perno es la resistencia de prueba mínima S_p . Debido a ello, con la introducción de un *factor de carga* n , se tienen las ecuaciones 30 y 31:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (\text{Ec. 30})$$

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i} \quad (\text{Ec. 31})$$

Donde n es el factor de seguridad y N es una cantidad de pernos a determinar, se redondea siempre al valor superior inmediato.

5.5.2. Soldadura

La soldadura es un proceso fundamental en la fabricación y la ingeniería, que se utiliza para unir metales de forma permanente mediante la fusión de los materiales base y, a menudo, de un material de aporte. Durante el proceso de soldadura, se aplica calor a las piezas a través de diferentes métodos, como arco eléctrico, llama o láser. Este calor funde los materiales base en la zona de unión, creando un charco de metal fundido.

El esfuerzo normal en la soldadura está dado por:

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (\text{Ec. 32})$$

Donde, h es la garganta de la soldadura y l es la longitud del cordón, como se muestra en la Figura 12.

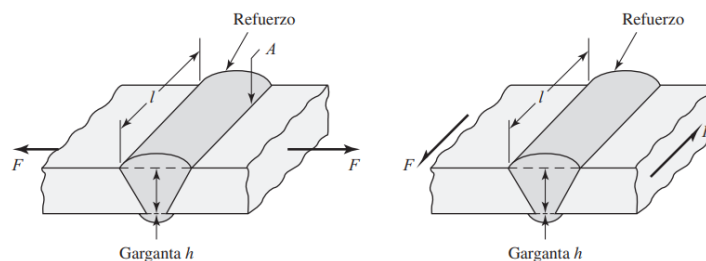


Figura 12.- Soldadura sometida a tensión y a cortante, de izquierda a derecha [7].

La garganta de la soldadura h , se puede dimensionar con la Tabla 3.

Tabla 3.- Tamaño mínimo en soldadura de filete para uniones en 90° [13].

Espesor del metal base (T)		Tamaño mínimo de soldadura en filete	
Pulg	mm	Pulg	mm
$T \leq 1/4$	$T \leq 6$	1/8	3
$1/4 \leq T \leq 1/2$	$6 \leq T \leq 12$	3/16	5
$1/2 \leq T \leq 3/4$	$12 \leq T \leq 20$	1/4	6
$3/4 \leq T$	4	5/16	8

Para un esfuerzo en uniones soldadas sujetas a flexión se tiene que el esfuerzo cortante primario en la soldadura es igual a:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (\text{Ec. 33})$$

Donde A es el área total de la garganta.

El esfuerzo cortante nominal en la garganta de la soldadura, es:

$$\tau = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec. 34})$$


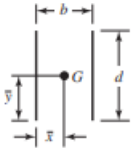
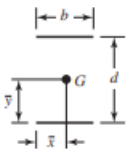
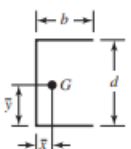
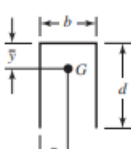
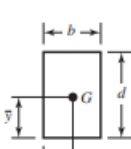
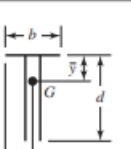
Para calcular el momento de inercia unitario en la soldadura, se tiene la siguiente ecuación:

$$I = 0.707hl_u \quad (\text{Ec. 35})$$

Por razones prácticas y para facilitar el cálculo de la unión, es conveniente tratar cada cordón o filete como una recta simple, lo que equivale a considerar que el ancho de la junta es unitario [14].

Los casos más comunes para soldadura de filete se pueden encontrar en la Tabla 4. Entonces para los cálculos que requieren las áreas de garganta, momentos de inercia de área polares y los momentos resistentes unitarios para las uniones de filete más comunes.

Tabla 4.- Casos más comunes en soldadura de filete [7]

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

5.6. Dimensionamiento de engranes

En los engranajes rectos los dientes están configurados de manera que se alinean paralelamente al eje de rotación. Esta disposición garantiza una transmisión eficiente y precisa del movimiento sin experimentar deslizamientos o desviaciones no deseadas.

Las medidas de los engranajes rectos son fundamentales para garantizar su correcto funcionamiento y desempeño en sistemas de transmisión de potencia. Para calcular estas medidas, se utilizan fórmulas y relaciones geométricas específicas que proporcionan información crucial para el diseño, fabricación y una posterior selección adecuada.

Dentro del diseño de los engranes, el círculo primitivo es el punto de partida, fundamental para todo el cálculo, ya que con este se pueden determinar muchas de las características esenciales del engranaje. La fórmula para calcular el diámetro del círculo primitivo es la siguiente:

$$D_p = N \times M \quad (\text{Ec. 36})$$

Donde N es el número de dientes y M es el módulo del engrane.

Una vez obteniendo el diámetro primitivo, se puede obtener el valor del paso circular. Cuando el paso circular no es el adecuado, existe el riesgo de que los engranajes resbalen o no se acoplen correctamente.

$$p = \frac{\pi D}{N} \quad (\text{Ec. 37})$$

Para dimensionar los dientes del engrane se utiliza el módulo seleccionado, así como las fórmulas siguientes:

$$h = 2.167 \times M \quad (\text{Ec. 38})$$

$$l = 1.167 \times M \quad (\text{Ec. 39})$$

$$e = 0.5 \times P \quad (\text{Ec. 40})$$

$$c = 0.5 \times P \quad (\text{Ec. 41})$$

$$R = 0.3 \times M \quad (\text{Ec. 42})$$

$$L = M \quad (\text{Ec. 43})$$

Donde h es la altura del diente, L es la altura de la cabeza, c es el espacio entre dientes, l es la altura total del pie del diente y r es el radio del pie del diente. Todas las dimensiones se toman en mm.

Los diámetros exterior e interior se obtienen de las siguientes fórmulas:

$$D_e = D_p \times M \quad (\text{Ec. 44})$$

$$D_e = M * (N + 2) \quad (\text{Ec. 45})$$

$$D_i = D_p - 2l \quad (\text{Ec. 46})$$

[15]

5.7. Dimensionamiento de cremalleras

Las cremalleras pueden ser vistas como engranes con diámetro infinito [16], por lo que el proceso de dimensionamiento de sus dientes es igual al de los engranes rectos, entonces:

$$h = 2.167 \times M \quad (\text{Ec. 47})$$

$$e = 0.5 \times P \quad (\text{Ec. 48})$$

$$c = 0.5 \times P \quad (\text{Ec. 49})$$

$$r = 0.3 \times M \quad (\text{Ec. 50})$$

[15]

Donde h es la altura del diente, c es el espacio entre dientes, r es el radio de pie del diente, M es el módulo y P es el paso circular. Todas las dimensiones se toman en milímetros.

5.8. Análisis de esfuerzos de flexión en engranajes rectos

Resistencia a la falla por flexión intermitente:

$$\sigma_F = W' k_0 k_v k_s * \frac{1}{b m_t} * \frac{k_H k_B}{Y_j} \quad (\text{Ec. 51})$$

Donde:

$$\sigma_F = \text{resistencia a la flexión, } \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$W' = \text{fuerza tangencial, } N$$

$k_0 =$ factor de sobrecarga

$k_v =$ factor dinámico

$k_s =$ factor de tamaño

$m_t =$ módulo transversal

$k_B =$ factor de espesor de llanta

$Y_j =$ factor geométrico de flexión

La fuerza tangencial está dada por:

$$W' = \frac{60000H}{\pi dn} \quad (\text{Ec. 52})$$

Donde H es la potencia del motor en kN, d es el diámetro del engrane en mm y n es la velocidad angular en rpm.

Para k_0 , el factor de sobrecarga se obtiene de la Tabla 5:

Tabla 5.- Factores de sobrecarga k_0 [7].

Máquina Impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Para k_v , factor dinámico se usa la ecuación 53:

$$k_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B = 2.14 \quad (\text{Ec. 53})$$

Con A y B:

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

Donde Q_v es el número de calidad, el cual se encuentra en un rango del 3 al 7 para la mayoría de los engranes de calidad comercial. También existe una calidad de precisión en un rango del 8 al 12.

Para el factor de tamaño k_s :

$$k_s = 1.192 \left(\frac{FY}{P} \right)^{0.0535} \quad (Ec. 54)$$

Donde F es el ancho total de cara del engrane, Y el factor de forma de Lewis, Tabla 6, y P el paso diametral del engrane.

Tabla 6.- Valores del factor de forma de Lewis, Y [7]

Numero de dientes	Y
12	0.245
13	0.261
14	0.277
15	0.290
16	0.296
17	0.303
18	0.309
19	0.314
20	0.322
21	0.328
22	0.331
24	0.337
26	0.346

Para el factor de distribución de la carga k_H :

$$k_H = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{\rho m} + C_{ma}C_e) \quad (Ec. 55)$$

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases}$$

$$C_{\rho f} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 1 \text{ pulg.} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.0125F & 1 \leq F \leq 17 \text{ pulg.} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 17 \leq F \leq 40 \text{ pulg.} \end{cases}$$

Donde F es el ancho de cara del engrane y d es el diámetro de paso del engrane.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado } S_1/S \geq 0.175 \end{cases}$$

El valor de S y S_1 se establece con relación a las dimensiones del eje, de acuerdo con la Figura 13:

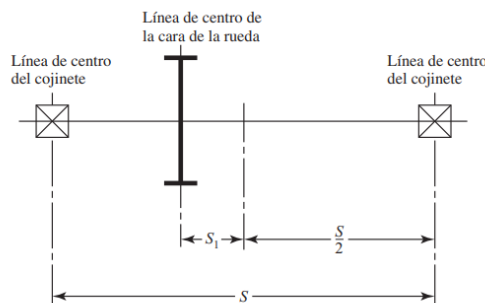


Figura 13.- Definiciones de las distancias S y S_1 que se utilizan para evaluar C_p [7].

Para el valor de C_{ma} se utilizarán los valores de A, B y C mostrados en la Tabla 7, dependiendo del tipo de engrane que se esté manejando.

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (Ec. 56)$$

Tabla 7.- Constantes empíricas A, B y C de la ecuación 56 [7].

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	-0.765 (10 ⁻⁴)
Unidades comerciales. cerradas	0.127	0.0158	-0.930 (10 ⁻⁴)
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	-0.926 (10 ⁻⁴)
Unidades de precisión extremas, cerradas	0.00360	0.0102	-0.822 (10 ⁻⁴)

Finalmente, el valor de C_e se establece usando la siguiente relación:

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases}$$

Para calcular el factor de espesor del aro k_B se utiliza la siguiente relación:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (\text{Ec. 57})$$

Dónde los valores de t_R y h_t son datos de las propias dimensiones del engrane, como se muestra en la Figura 14.

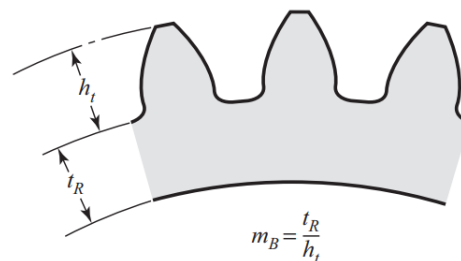


Figura 14.- Valores para obtener la relación m_B [7].

Una vez conociendo estos valores se aplican las siguientes ecuaciones para k_B , dependiendo del resultado de m_B :

$$k_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (\text{Ec. 58})$$

Para Y_j , factor geométrico de resistencia a la flexión, se emplea la ecuación 59:

$$Y_j = \frac{Y}{k_f m_N} \quad (\text{Ec. 59})$$

Donde Y es un valor modificado del factor de forma de Lewis, k_f es el factor de concentración de esfuerzo por fatiga y m_N es una relación de repartición de la carga del diente. En el caso de los engranes rectos, $m_N = 1$

Para obtener k_f :

$$k_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L \left(\frac{t}{l}\right)^M \quad (\text{Ec. 60})$$

Donde los valores de l y t son medidas del propio engrane, vistas en la Figura 15:

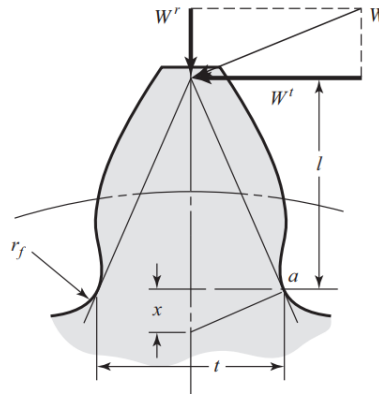


Figura 15.- Esquema para obtener valores de l y t [7].

Para los valores de H , L y M se utilizaron las ecuaciones 61, 62 y 63:

$$H = 0.331 - 0.436\phi \quad (\text{Ec. 61})$$

$$L = 0.324 - 0.492\phi \quad (\text{Ec. 62})$$

$$M = 0.261 - 0.545\phi \quad (\text{Ec. 63})$$

Donde ϕ es el valor del ángulo de presión del engrane (en radianes).

Para obtener el valor de r se emplea la ecuación 64:

$$r = \frac{(b - r_f)^2}{\frac{d}{2} + b - r_f} \quad (\text{Ec. 64})$$

Donde r_f es el radio del entalle, b es el valor del dedendum y d es el diámetro de paso.

5.9. Selección de motores

Cuando se considera la aplicación de motores eléctricos, los criterios fundamentales son la potencia y la velocidad necesarias, las cuales varían según la tarea a ejecutar [17]. Estos datos se obtienen a través de un conjunto de fórmulas y parámetros predefinidos.

Para calcular la potencia requerida para mover una masa horizontalmente, se emplea la ecuación 65:

$$P = vF_f \quad (\text{Ec. 65})$$

Donde P es la potencia obtenida en Watts, v es la velocidad lineal deseada en m/s y F_f es la fuerza de fricción la cual depende del tipo de material del mecanismo que transmitirá el movimiento.

La fuerza de fricción es obtenida haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$F_f = N\mu \quad (\text{Ec. 66})$$

Donde μ es el coeficiente de fricción, el cual suele estar en un rango entre 0.1 y 0.8 siendo un número adimensional. El valor de la fuerza normal del peso a trasladar, puede ser calculada haciendo uso de la ecuación 67:

$$N = mg \quad (\text{Ec. 67})$$

Donde N es la fuerza normal, m es la masa a trasladar en kg y g el valor del coeficiente de la gravedad en m/s .

Para determinar la velocidad de operación del motor requerido para un proyecto específico, es esencial considerar tanto la velocidad lineal deseada como las dimensiones del sistema de transmisión de movimiento. En el caso de un mecanismo que utiliza engranajes como medio de transmisión, la velocidad operativa puede calcularse utilizando la ecuación 68:

$$N = \frac{60 v}{\pi D} \quad (\text{Ec. 68})$$

[18]

Donde N es la velocidad de operación en rpm , v es la velocidad deseada en m/s y D es el diámetro del engrane en m .

5.10. Método de elemento finito (MEF)

El método de elemento finito (MEF, o FEM, por sus siglas en inglés), es un método numérico utilizado en diversos problemas de ingeniería y física. En muchas ocasiones, este método es utilizado en la solución de problemas con cierta complejidad. Ha llegado así, a convertirse en una herramienta de análisis con grandes aplicaciones dentro del campo de la ingeniería, pues permite calcular soluciones aproximadas a un comportamiento real.

Este procedimiento utiliza dos términos para identificar las componentes resultantes de la división de un cuerpo, *elementos* y *nodos*, tal como se muestra en la Figura 16 [7].

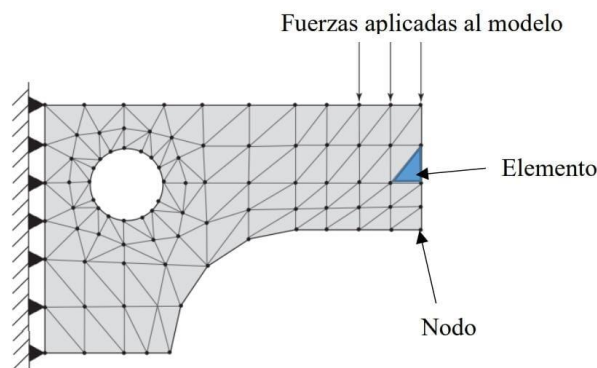


Figura 16.- Modelo de elemento finito [7].

Como se puede observar, un *elemento* es un área cuadrilátera o triangular (dependiendo de la configuración del discretizado), que representa una ecuación. Un *nodo* es la unión entre elementos, convirtiéndose en una matriz de ecuaciones, y al conjunto de elementos se le conoce como estructura o sistema de elementos finitos.

Los programas de elementos finitos disponen de tres módulos de trabajo.

1. Pre-procesador.

Es el primer paso, donde se construye el modelo para luego discretizarlo con el fin de crear las ecuaciones para el sistema y construir la matriz de rigidez global, en este paso también se aplican las condiciones de frontera y las cargas.

2. Solución.

En esta parte se resuelve el problema, por medio de una serie de operaciones simultáneas de ecuaciones lineales y no lineales para obtener la solución por nodos.

3. Post-procesador.

En esta última parte, se obtienen los resultados de la simulación y se visualiza el conjunto de reacciones de todos los elementos del sistema. [19]

5.11. Tolerancias y ajustes

Entre los ajustes más comunes se encuentran los del tipo agujero normal, especialmente requeridos en montajes de rodamientos y pernos guía, donde se aplica el sistema del árbol normal.

Cuando se realiza la designación de un ajuste, se sigue un orden específico: primero se indica la dimensión nominal, que es común a ambas piezas; luego se especifica la tolerancia para el agujero y, finalmente, se establece la tolerancia para el árbol. En mecánica general, se dispone de la Tabla 8, la cual presenta una serie de ajustes recomendados [21].

Tabla 8.- Ajustes recomendados para mecánica general [21].

AJUSTES PRINCIPALES UTILIZAR DE PREFERENCIA LOS DE LOS CIRCULOS			Árboles (posición)	AGUJEROS Y CALIDAD DE LOS ARBOLES					
				H 6	H 7	H 8	H 9	H 11	
AJUSTES CON JUEGO	JUEGO AMPLIO	Ensambles cuyo funcionamiento requiere juego amplio por dilataciones, mal alineamiento, cojinetes grandes, etc.	c				9	11	
			d				9	11	
	JUEGO MEDIANO	Piezas que giran o deslizan con una buena lubricación.	e		7	8	9		
			f	6	6 7	7			
JUEGO PEQUEÑO	Piezas con guía precisa y movimientos de pequeña amplitud.	g	5	6					
AJUSTE EXACTO			h	5	6	7	8		
AJUSTES CON APRIETE	APRIETE DÉBIL	El ensamble se puede hacer a mano, la unión no puede transmitir esfuerzos. Se puede montar y desmontar.	Ensamble a mano		is	5	6		
			Ensamble a mano auxiliándose de un mazo		k	5			
	APRIETE MEDIANO	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		m		6		
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		p		6		
	APRIETE FUERTE	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		s			7	
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		u			7	
Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).			x			7			
			z			7			

Para un mejor entendimiento se realiza un ejemplo con una dimensión nominal de 200 mm, con una tolerancia de H7 para el agujero y de e6 para el árbol. La designación del ajuste puede ser representado de las siguientes formas:

$$200 H7/e6$$

$$200 \frac{H7}{e6}$$

$$200 H7 - e6$$

Las condiciones de funcionamiento de ensambles de piezas, tales como se muestran en la Figura 17, requieren que entre ellas exista un apriete mediano.

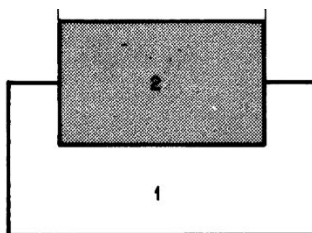


Figura 17.- Ejemplo de ensamble de piezas con apriete [21].

Para obtener la tolerancia del apriete máximo y mínimo, se tienen las ecuaciones 69 y 70.

$$\text{Apriete máximo} = \text{Dimensión Máxima de 2} - \text{Dimensión mínima de 1} \quad (\text{Ec. 69})$$

$$\text{Apriete mínimo} = \text{Dimensión mínima de 2} - \text{Dimensión máxima de 1} \quad (\text{Ec. 70})$$

[21].

Para obtener las dimensiones a emplear se hace uso de las designaciones de los ajustes y utilizando la Tabla 9, se obtienen los valores de las tolerancias para la pieza del árbol (marcada con el número dos en la figura 17) y la pieza del agujero (marcada con el número 1 en la Figura 17).

Tabla 9.- Valores de las tolerancias principales en micras para árboles y agujeros [21].

Dímetros en mm	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
H6	+6	+8	+11	+13	+16	+19	+22	+25	+29	+32	+36	+40
H7	+10	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
H8	+14	+18	+22	+27	+33	+39	+46	+54	+63	+72	+81	+89
H9	+25	+30	+36	+43	+52	+62	+74	+87	+100	+115	+130	+140
H11	+75	+90	+110	+130	+160	+190	+220	+250	+290	+320	+360	+400
g5	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18
h5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
j5	+2	+2.5	+3	+4	+4.5	+5.5	+6.5	+7.5	+9	+10	+11.5	+12.5
k5	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29
f6	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62
g6	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18
h6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
is6	+3	+4	+4.5	+5.5	+6.5	+8	+9.5	+11	+12.5	+14.5	+16	+18
m6	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57
p6	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98
e7	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125
f7	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62
h7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
e8	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125
f8	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62
h8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
d9	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210
e9	-14	-20	-25	-32	-40	-50	-60	-72	-85	-100	-110	-125
d11	-20	-30	-40	-50	-65	-80	-100	-120	-145	-170	-190	-210
h11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
j11	+30	+37	+45	+55	+65	+80	+95	+110	+125	+145	+160	+180

Las dimensiones máximas y mínimas son entonces la suma y resta de las tolerancias, dependiendo del caso, a la dimensión nominal. Estos valores se consideran en milímetros.

6. Desarrollo del proyecto

6.1. Levantamiento

Con el fin de saber el tamaño total de la estructura, así como la dimensión del área de movimiento que deberá cubrir, se tomaron medidas en el Taller de Fundición de la UAM-A, Figura 18, para así generar un modelo en un software de dibujo, Figura 19.



Figura 18.- Taller de Fundición UAM-A.

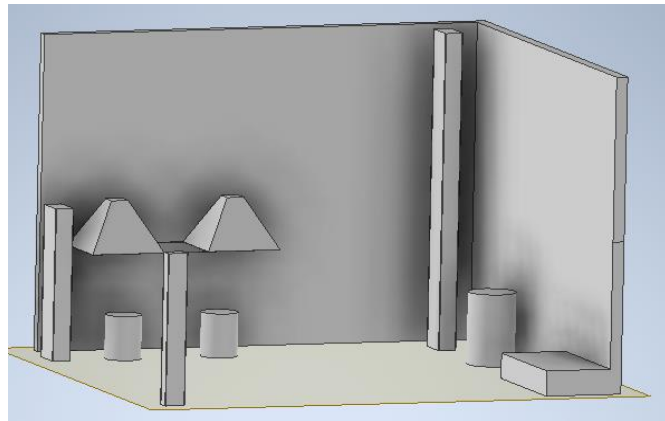


Figura 19.- Modelo en CAD del Taller.

Una vez teniendo las dimensiones y una idea general de la estructura, su tamaño y movimientos se empezaron a buscar opciones comerciales de grúas tipo puente, para tomar algunas referencias y diseñar las partes que conformarían a la estructura completa.

6.2. Diseño del carro

El carro se desplazará a lo largo del puente de la estructura, permitiendo llevar la carga (que en este caso será el brazo robótico cargado con el crisol lleno de material fundido) de un lugar a otro dentro del área de trabajo del taller. Es importante que, en este elemento haya una distribución el peso de la carga de manera uniforme a lo largo del puente, asegurando la estabilidad y seguridad durante la operación del sistema.

Para moverse tendrá unas ruedas de poliuretano ensambladas a las paredes internas, como se ve en la Figura 20.

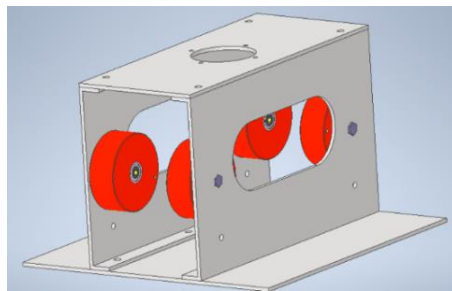


Figura 20.- Armadura del carro.

El diseño del carro en su totalidad quedó como se muestra en la Figura 21.

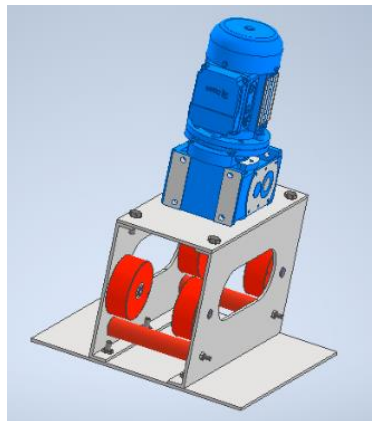


Figura 21.- Ensamble completo del carro.

El diseño del carro se realizó considerando varios factores para garantizar su funcionalidad y equilibrio. La decisión de ubicar el motor en la parte superior se tomó a partir de sus dimensiones y peso, de manera que no interfiriera con otros componentes o causara un desbalance del cuerpo completo del carro.

La base inferior del carro fue diseñada específicamente para ensamblar la placa del brazo robótico, este elemento puede ser modificado según la necesidad que se tenga, como la distribución de barrenos para fijación. Las ranuras en las paredes laterales fueron una consideración para facilitar el mantenimiento de las ruedas, permitiendo así una fácil inspección visual para solucionar alguna posible obstrucción sin necesidad de desmontar las paredes del carro.

El proceso de diseño se centró en equilibrar la funcionalidad, facilidad de ensamblaje y facilidad de mantenimiento. A partir de una evaluación de las necesidades específicas del proyecto, se pudieron definir estos parámetros.

6.3. Diseño del puente

El criterio de diseño para el puente estuvo relacionado con las cargas que debe soportar y también con la distribución geométrica de las ruedas del carro sobre la viga seleccionada. Se buscó que hubiera una separación entre ruedas tal, que permitiera un desplazamiento estable del brazo cargando el crisol, esto porque que el metal fundido se comporta como cualquier líquido y es necesario minimizar los movimientos abruptos del carro para no provocar algún accidente por derrame.

Para garantizar una sujeción firme se colocaron un par de rodillos en la parte de abajo, para que, al tener contacto con todo el patín sea más difícil que el carro se someta a movimientos laterales indeseables, en la Figura 22 se muestra la distribución.

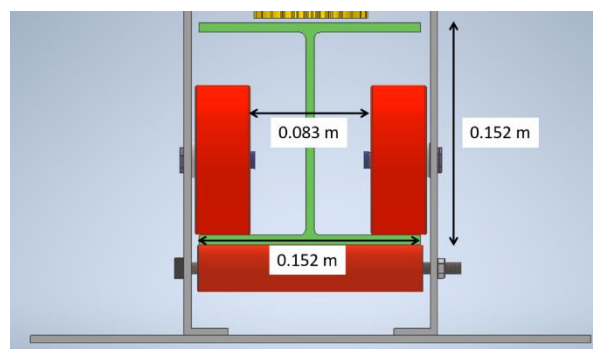


Figura 22.- Vista de ensamble del carro sobre la viga.

6.3.1. Cargas verticales en el carro

Peso del brazo cargado con el crisol lleno (P_b) = 350 kg

Peso del carro (P_c) = 50 kg

Peso total (P_t) = $P_b + P_c = 400$ kg

$$F = P_t * g = 400 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 3924 \text{ N}$$

Se consideró una carga puntual en medio de las ruedas del carro, ya que la distancia entre ejes es de 0.3 m

Propiedades del material para la viga:

Se propone un acero AISI 1006 CD

$$E = 207 \text{ GPa}$$

$$F_y = 280 \text{ MPa}$$

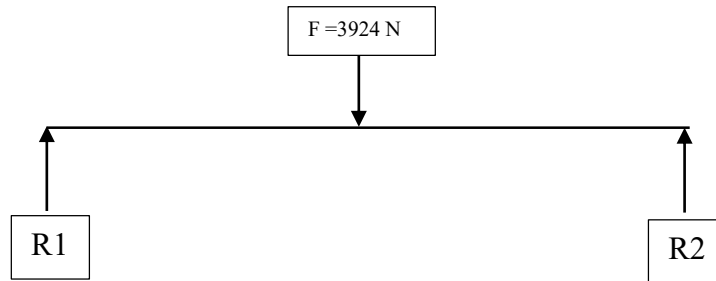


Figura 23.- Modelo de reacciones sobre la viga.

De la Ec. 3:

$$R1 = \frac{3924 \text{ N}}{2} = 1962 \text{ N}$$

De la Ec. 4:

$$M_{max} = \frac{(3924 \text{ N})(4 \text{ m})}{4} = 3924 \text{ Nm}$$

De la Ec. 5:

$$y_{max} = -\frac{(3924 N)(4 m)^3}{48(207 \times 10^9 Pa)(1.25 \times 10^{-5} m^4)} = -2.022 \times 10^{-3} m = -2.022 mm$$

Se consideró el momento de inercia en X para una sección de perfil IR , como se muestra en la Figura 24 [20].

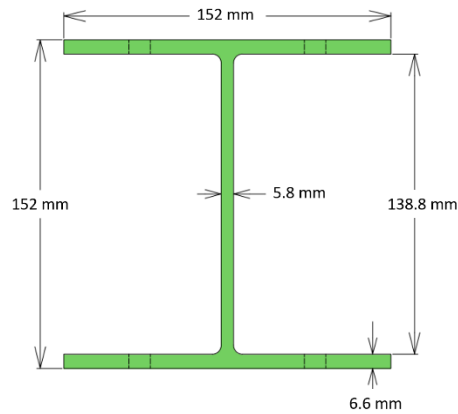


Figura 24.- Dimensiones del perfil IR.

Entonces podemos calcular el esfuerzo máximo en la viga:

De la Ec. 6:

$$\sigma_{max} = \frac{(3924 Nm)(0.076 m)}{1.25 \times 10^{-5} m^4} = 23.85 MPa$$

En cuanto al límite de elasticidad, tomaremos el esfuerzo de cedencia del material, $F_y = 280 MPa$ [4]. Por lo que, en la viga del puente, se tendrá un factor de seguridad de:

De la Ec. 2:

$$FS = \frac{280 MPa}{23.85 MPa} = 11.74$$

6.3.2. Esfuerzos en los ejes

El puente cuenta con una longitud de 4 m y el carro tendrá movimiento sobre una fracción de esa longitud, como se muestra en la Figura 25.

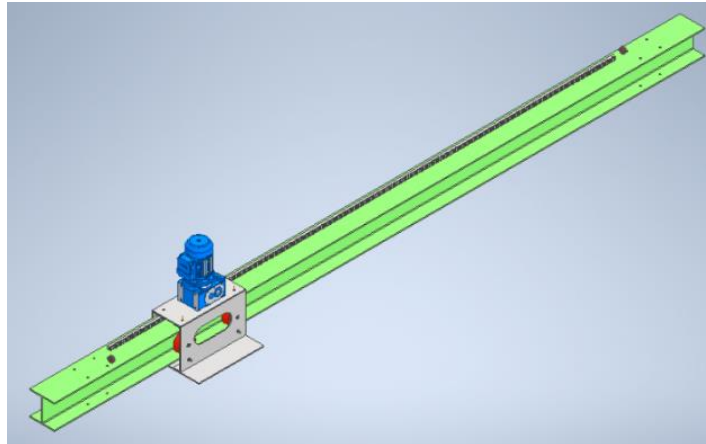


Figura 25.- Carro sobre viga.

Configuración de ejes para las ruedas del carro, Figura 26:

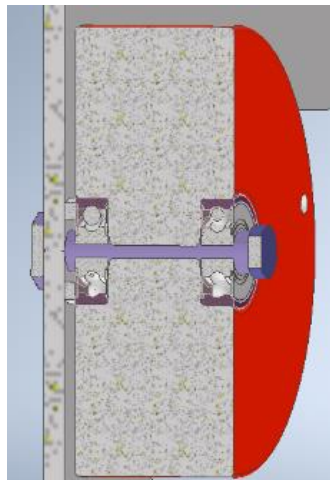


Figura 26. -Exposición del eje en vista de corte de rueda.

En la Figura 27, se aprecian las partes componentes del eje dentro de la rueda.

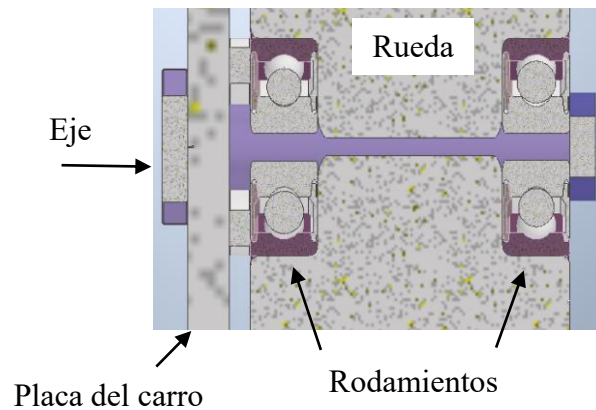


Figura 27.- Descripción de elementos de eje.

La carga F se consideró en medio de los rodamientos:

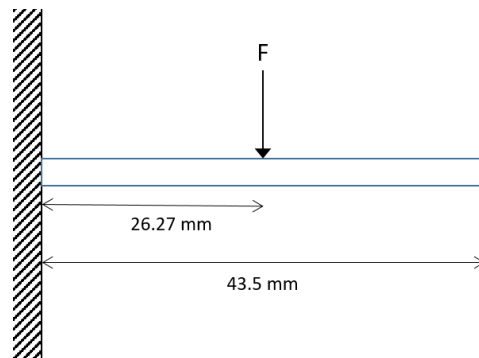


Figura 28.- Modelo de análisis para los ejes.

De la Figura 27, se muestra que, para la carga F y el cálculo de reacciones y momento máximo, se consideró la carga total anterior dividida entre cuatro ruedas:

$$F = \frac{3924 \text{ N}}{4} = 981 \text{ N}$$

En este caso se tiene un elemento fijo en un extremo con una carga intermedia, por lo que:

De la Ec. 11:

$$R_1 = 981 \text{ N}$$

De la Ec. 12:

$$M_{max} = 981 \text{ N} * 0.02627 \text{ m} = 25.7709 \text{ Nm}$$

Se consideró el esfuerzo del material que se propone, en este caso un acero 4140 TyR a 205°C, con un esfuerzo de cedencia de 1640 MPa [7]. En todos los ejes de la estructura se manejará un factor de seguridad mayor o igual a 3, por lo que, en este caso:

$$\sigma = \frac{1640 \text{ MPa}}{3} = 546.66 \text{ MPa}$$

Se calculó el diámetro necesario para soportar esta carga:

De la Ec. 20:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(25.77 \text{ Nm})}{\pi(546.66 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 7.83 \times 10^{-3} \text{ m} = 7.83 \text{ mm}$$

6.3.3. Rodamientos de las ruedas del carro

Estas ruedas son de poliuretano y las venden con un par de rodamientos integrados D/W R6-2Z, como se ve en la Figura 29.

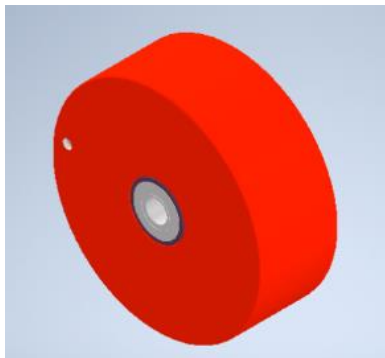


Figura 29.- Rueda de poliuretano para carro.

Para calcular el factor de carga dinámica en los rodamientos:

De la Ec. 25:

$$C_{10} = 0.981 \left(\frac{5000 * 18.72 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 1.74 \text{ kN}$$

Para el movimiento del carro se requiere una velocidad máxima de 0.1 m/s, por lo que, al hacer una relación entre velocidad lineal y rpm, considerando el radio de la rueda en m (0.051 m)

$$rpm = \frac{60 \left(vel. en \frac{m}{s} \right)}{2\pi(\text{radio en m})} = \frac{60(0.1)}{2\pi(0.051)} = 18.72 \text{ rpm}$$

6.4. Diseño de los cabezales

Los cabezales, o testeros, son las partes que se colocan en ambos extremos del puente. Brindan de movimiento al puente completo, por lo que deben ser fabricados de materiales resistentes, capaces de soportar el peso de las cargas vivas, como las muertas. En la Figura 30 se muestra uno de los cabezales.

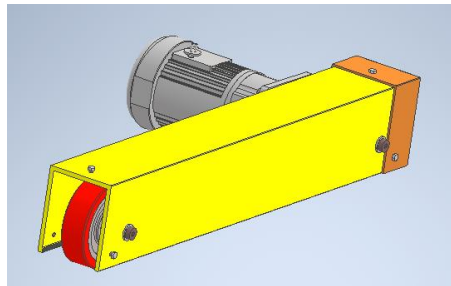


Figura 30.- Cabezal sin una de las tapas.

6.4.1. Cargas verticales en cabezales

$$\text{Peso de viga IR } (Pv) = 89.2 \text{ kg}$$

$$\text{Peso del brazo } (Pb) = 350 \text{ kg}$$

$$\text{Peso del carro } (Pc) = 50 \text{ kg}$$

$$\text{Peso total} = Pv + Pb + Pc = 89.2 \text{ kg} + 350 \text{ kg} + 50 \text{ kg} = 489.2 \text{ kg}$$

Considerando 490 kg de peso total: $F = (490 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2) = 4806.9 \text{ N}$



Figura 31.- Consideración para carga en el puente.

Para este cálculo se consideró la posición más cercana del carro al cabezal, que es de 0.5 m, como se muestra en la Figura 32.

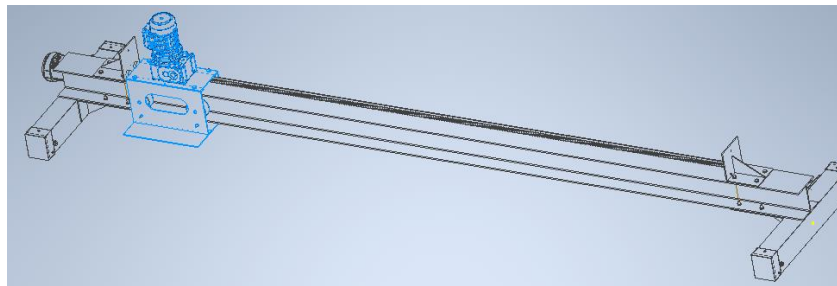


Figura 32.- Punto más cercano entre el carro y el cabezal.

Se tomó en cuenta una configuración como la de la Figura 33:



Figura 33. Modelo de análisis para el cabezal.

Así para una carga intermedia entre apoyos simples:

$$R1 = \frac{(4806.9 \text{ N})(3.5 \text{ m})}{4 \text{ m}} = 4206.03 \text{ N}$$

Sólo se consideró la R_1 para realizar el análisis siguiente sobre el cabezal, Figura 34.

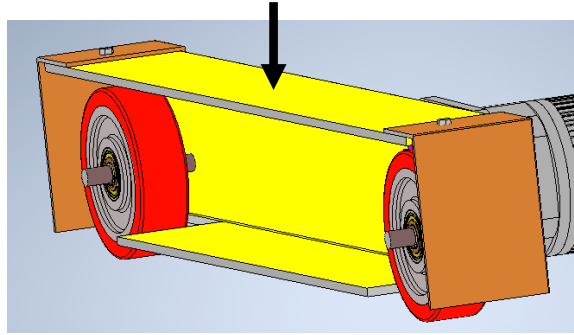


Figura 34.- Aplicación de la carga sobre el cabezal.

Al tratarse de dos cabezales se dividió la carga entre ellos:

$$F = \frac{4206.03 \text{ N}}{2} = 2103.01 \text{ N}$$

De la Ec. 3:

$$R1 = \frac{2103.01 \text{ N}}{2} = 1051.5 \text{ N}$$

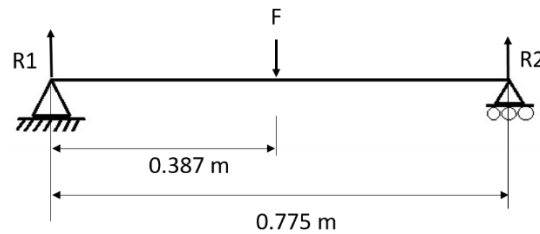


Figura 35.- Modelo de análisis de carga en cabezal.

De la Ec. 4:

$$M_{max} = \frac{(2103.01 \text{ N})(0.775 \text{ m})}{4} = 407.45 \text{ Nm}$$

Para la estructura de ambos cabezales se propone un perfil OR rectangular [18] con un área y momento de inercia de:

$$A = 2.639 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$I_x = 5.86 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

De la Ec. 5:

$$y_{max} = \frac{(2103.01 N)(0.775 m)^3}{48(207 \times 10^9 Pa)(5.86 \times 10^{-6} m^4)} = 1.68 \times 10^{-5} m = 0.016 mm$$

El esfuerzo máximo, de la Ec. 6:

$$\sigma_{max} = \frac{(407.45 Nm)(0.635 m)}{5.86 \times 10^{-6} m^4} = 44.15 MPa$$

El factor de seguridad, de la Ec. 2:

$$FS = \frac{280 MPa}{44.15 MPa} = 6.34$$

6.4.2 Diseño de ejes para ruedas en los cabezales

Para realizar el movimiento lineal ambos cabezales tienen un par de ruedas, se consideró la carga para cada una de ellas.

El arreglo, como se muestra en la Figura 36, comprende de un par de ejes sostenidos en la estructura de OR rectangular.

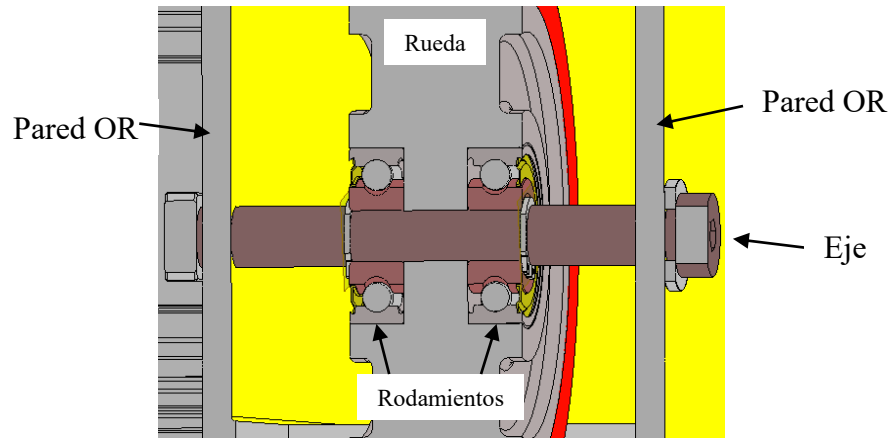


Figura 36.- Vista de corte para exponer el eje del cabezal.

6.4.3. Cargas verticales en los ejes de los cabezales

$$\text{Peso del cabezal} = 32 \text{ kg}$$

$$F_{\text{cabezal}} = (32 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 313.92 \text{ N}$$

$$F_{\text{total}} = 4806.9 \text{ N} + 313.92 \text{ N} = 5120.82 \text{ N}$$

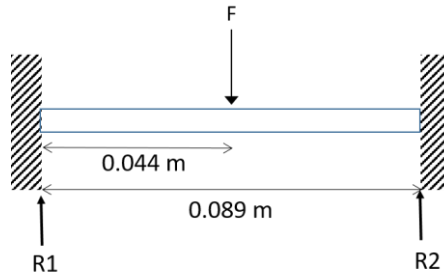


Figura 37.- Modelo de análisis para ejes.

Esta carga se divide entre las cuatro ruedas de los cabezales:

$$F = \frac{5120.82 \text{ N}}{4} = 1280.2 \text{ N}$$

De la Ec. 8:

$$R1 = \frac{1280.2 \text{ N}}{2} = 640.1 \text{ N}$$

De la Ec. 9:

$$M_{\text{max}} = \frac{(1280.2 \text{ N})(0.089 \text{ m})}{8} = 14.24 \text{ Nm}$$

De la Ec. 21 se despeja el diámetro y se tiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{n32k_f M_a}{S_e \pi}} \quad (\text{Ec. 71})$$

De la Ec. 24 y la Tabla 1, para un material maquinado:

$$k_a = (4.51)(1770 \text{ MPa})^{-0.265} = 0.62$$

De la Ec. 23:

$$S_e = 0.62 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 = 0.62$$

Entonces, de la Ec. 71:

$$d = \sqrt[3]{\frac{(3)32(1.5)(14.24 \text{ Nm})}{(0.62)(1640 \times 10^6 \text{ Pa})\pi}} = 8.62 \times 10^{-3} \text{ m} = 8.62 \text{ mm}$$

Para calcular la deflexión máxima, de la Ec. 10:

$$y_{max} = -\frac{(1280.2 \text{ N})(0.089 \text{ m})^3}{192(207 \times 10^9 \text{ Pa})(1.017 \times 10^{-9} \text{ m}^4)} = -2.23 \times 10^{-5} \text{ m} = -0.0223 \text{ mm}$$

6.4.4. Rodamientos de las ruedas de los cabezales

Para calcular el factor de carga dinámica en los rodamientos de los cabezales es necesario calcular la velocidad angular en rpm para una velocidad angular de 0.1 m/s, se tiene que:

$$rpm = \frac{60 \left(\text{vel. en } \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{2\pi(\text{radio en m})} = \frac{60(0.1)}{2\pi(0.0635 \text{ m})} = 15.03 \text{ rpm}$$

De la Ec. 25:

$$C_{10} = 1.28 \text{ kN} \left(\frac{5000 * 15.03 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.98 \text{ kN}$$

6.5. Diseño de los rieles

Para el movimiento desde el área de hornos, hasta el área de vaciado, se implementaron un par de rieles del mismo tamaño que el perfil del puente. Esto debido a que

esta geometría brinda un soporte ideal para el movimiento en este sentido también. La Figura 38 muestra una vista lateral de uno de los rieles en el taller.

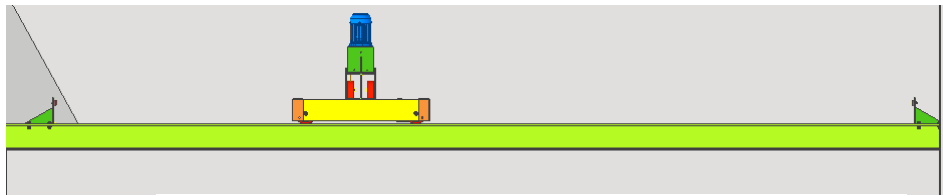


Figura 38.- Vista lateral de uno de los rieles.

6.5.1. Cargas en viga riel

$$\text{Peso del cabezal} = 32 \text{ kg}$$

$$F_{\text{cabezal}} = (32 \text{ kg})(2) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 627.84 \text{ N}$$

$$F_{\text{total}} = 4806.9 \text{ N} + 627.84 \text{ N} = 5434.74 \text{ N}$$

Considerando una carga central en la viga como se muestra en la Figura 39:

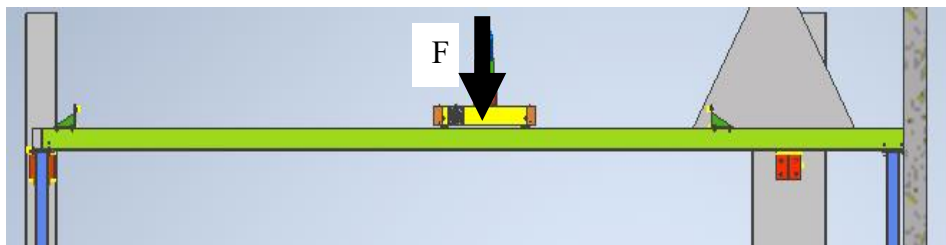


Figura 39.- Punto de efecto de la carga en riel.

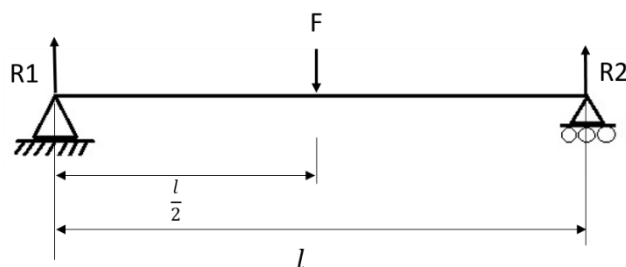


Figura 40.- Modelo de fuerzas actuantes en riel.

De la Figura 40:

$$l = 5.1 \text{ m}$$
$$\frac{l}{2} = 2.55 \text{ m}$$

La carga que actúa se dividió entre 2, tomando en cuenta ambos rieles:

$$F = \frac{5434.74 \text{ N}}{2} = 2717.37 \text{ N}$$

Esta será la carga máxima para cada riel.

De la Ec. 3:

$$R1 = \frac{2717.3 \text{ N}}{2} = 1358.65 \text{ N}$$

De la Ec. 4:

$$M_{max} = \frac{2717.3 \text{ N}(5.1 \text{ m})}{4} = 3464.55 \text{ Nm}$$

Considerando que el metal es el mismo que en el puente:

De la Ec. 5:

$$y_{max} = -\frac{(2717.3 \text{ N})(5.1 \text{ m})^3}{48(207 \times 10^9)(1.25 \times 10^{-5} \text{ m}^4)} = 2.90 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.9 \text{ mm}$$

6.6. Diseño de puntos de sujeción

Como se aprecia en las Figuras 41 y 42, en el taller se cuenta con algunos posibles puntos de sujeción para la estructura completa:



Figura 41.- Columna metálica existente en el taller de fundición.



Figura 42.- Columna de concreto existente en el taller de fundición.

En primer lugar, se consideró la posibilidad de realizar una sujeción al techo para toda la estructura, la idea fue descartada porque no se conoce si el techo del taller tiene la capacidad de soportar una carga de esta naturaleza, considerando la operación y eventos extraordinarios, como temblores.

Por esta razón se propuso la colocación de un par de ménsulas en columnas cercanas al área de vaciado, y también un par de columnas que cargarán el resto de la estructura en la parte de en medio del taller, sin estorbar en el área de ejecución de la práctica de fundición, Figura 43.

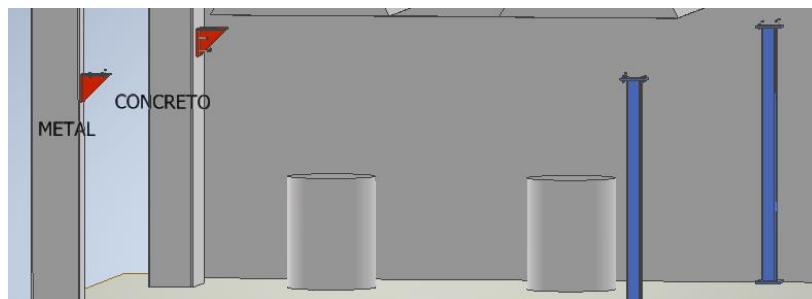


Figura 43.- Distribución propuesta de columnas y ménsulas.

6.6.1. Ménsulas

Un par de ménsulas, Figura 44, se fijarán a las columnas que existen en el taller de fundición, de manera que soporten el peso de la estructura. La carga que ejerce toda la estructura sobre el suelo del taller es de 9309.6 N, al dividirlo entre cuatro puntos de anclaje, se obtiene 2327.4 N.

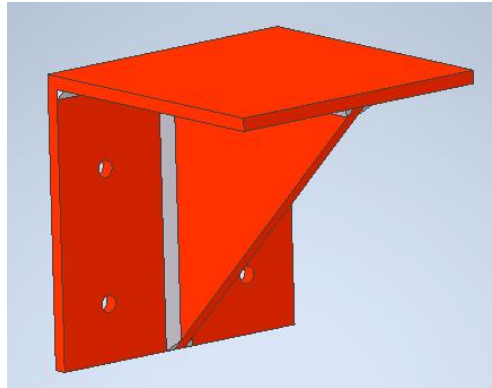


Figura 44.- Ensamble de ménsula para carga.

Para el punto de carga de las ménsulas se consideró una geometría como se muestra en la Figura 45:

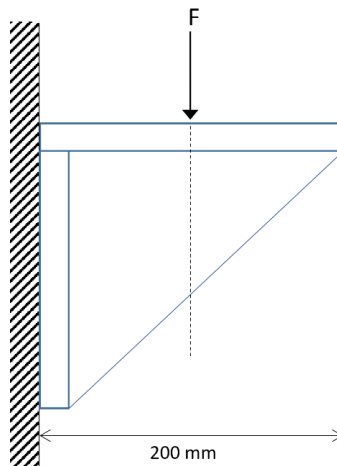


Figura 45.- Aplicación de la carga en ménsula.

De modo que la carga (en este caso el peso de la armadura de la estructura) se aplicará en la parte de en medio de la ménsula, en una vista frontal como se muestra en la Figura 46, se tiene lo siguiente:

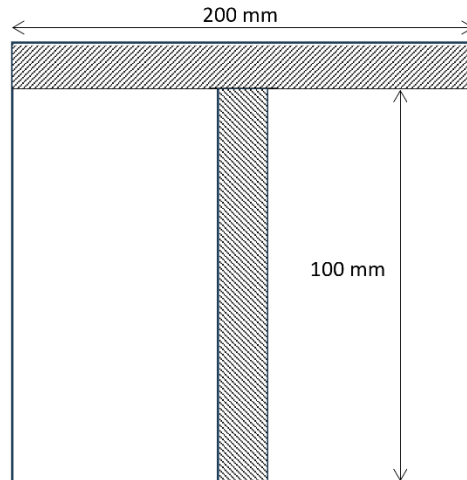


Figura 46.- Vista frontal, con dimensiones, de ménsula.

Entonces, para el momento de inercia de la geometría que soporta la carga:

Para una sección rectangular, de la Ec. 7:

Se tienen dos áreas rectangulares, por lo que:

$$I_{total} = \frac{bh^3}{12} + \frac{bh^3}{12} = \frac{(200 \text{ mm})(9.53 \text{ mm})^3}{12} + \frac{(9.53 \text{ mm})(100 \text{ mm})^3}{12}$$

$$= 808592.05 \text{ mm}^4$$

$$I_{total} = 8.08 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

El momento máximo, de la Ec. 12:

$$M_{max} = (2327.4 \text{ N})(0.1 \text{ m}) = 232.74 \text{ Nm}$$

El esfuerzo máximo en la ménsula, de la Ec. 6:

$$\sigma_{max} = \frac{(232.74 \text{ Nm})(0.054 \text{ m})}{8.08 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 15.55 \text{ MPa}$$

Calculando la deflexión máxima del elemento, de la Ec. 14:

$$y_{max} = -\frac{(2327.4 \text{ N})(0.2 \text{ m})^3}{3(207 \times 10^9 \text{ Pa})(8.08 \times 10^{-7} \text{ m}^4)} = 3.70 \times 10^{-5} \text{ m} = 0.03 \text{ mm}$$

6.6.2. Columnas

Del lado contrario a las ménsulas no existe ningún punto que se pudiera considerar para soportar el peso de la estructura, por esta razón, se consideraron un par de columnas de PTR cuadrado, como se muestra en la Figura 47.

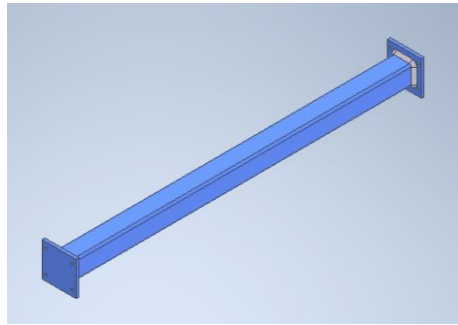


Figura 47.- Columna de carga.

Así una columna quedará cercana a la pared donde están fijas las campanas de extracción, y la otra será colocada prácticamente en medio del espacio libre del taller, como se ve en la Figura 43.

La variable P_{cr} de la Ec. 15, indica la carga necesaria para poner a la columna en una condición de equilibrio inestable.

Se tiene que, según el caso varía el valor de la constante C en la Ec. 15, para la estructura será de $C=2$ [7].

Entonces, la carga crítica para las columnas, de la Ec.15:

$$P_{cr} = \frac{(2)\pi^2(207 \times 10^9)(3.42 \times 10^{-6})}{(1.81)^2} = 1372875.99 \text{ N} = 1372.8 \text{ kN}$$

En el caso del esfuerzo en la columna, de la Ec. 1:

$$\sigma = \frac{2327.4 \text{ N}}{2.316 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 1 \text{ MPa}$$

6.7. Diseño de sistemas de movimiento

Serán dos sistemas, uno que moverá el carro a lo largo de la viga del puente, y otro que moverá el puente a lo largo de los rieles.

6.7.1 Movimiento del carro

Para este sistema se propuso un sistema de piñón-cremallera, de manera que el motorreductor se ubicó encima del carro y la cremallera encima del patín superior del perfil IR del puente, tal como se muestra en la Figura 48.

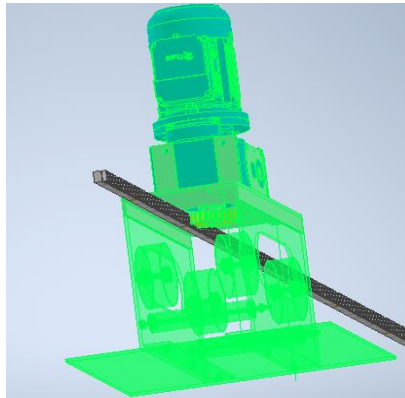


Figura 48.- Vista en transparencia del carro con cremallera montada.

La determinación de las dimensiones del engrane fue un factor importante, ya que el número de dientes y el módulo son factores clave que influyen tanto en la transmisión de potencia como en la suavidad del movimiento. Se consideró cuidadosamente el espacio disponible para el ensamblaje del engrane, lo que llevó a la elección de un engrane con un módulo de 3 y un total de 24 dientes, como se ve en la Figura 49.

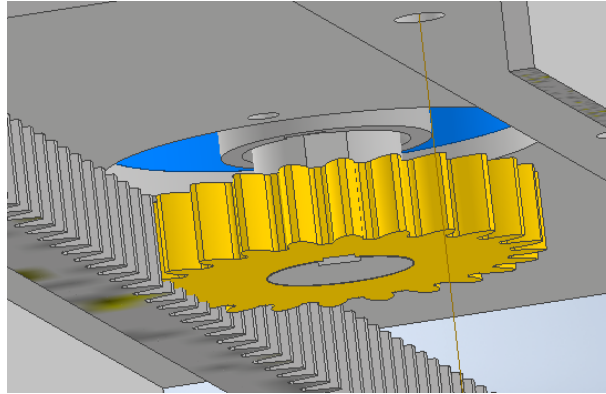


Figura 49.- Engrane del motorreductor conectado a cremallera.

Con la Ec. 36 se obtuvo el diámetro primitivo:

$$D_p = 24 * 3 \text{ mm/diente} = 72 \text{ mm}$$

El paso circular se calculó con la Ec. 37:

$$p = \frac{\pi(72 \text{ mm})}{24} = 9.4247 \text{ mm}$$

Las dimensiones para el diámetro exterior e interior del engrane se obtuvieron con las ecuaciones 45 y 46 respectivamente:

$$D_e = 3 * (24 + 2) = 78 \text{ mm}$$

$$D_i = 72 \text{ mm} - 2(3.501) = 64.5$$

El ancho de la cara del engrane fue determinado por la capacidad de carga necesaria, así como también por el espacio disponible en el ensamble, por lo que se tomó un ancho de 1.47 mm

Las dimensiones de los dientes tanto para la cremallera como para el engrane deben ser las mismas, estas se obtuvieron con las ecuaciones 38 a 43, obteniendo los siguientes resultados:

$$h = 2.167 * 3 \text{ mm/diente} = 6.501 \text{ mm}$$

$$l = 1.167 * 3 \text{ mm/diente} = 3.501 \text{ mm}$$

$$e = 0.5 * 9.4247 \text{ mm} = 4.7124 \text{ mm}$$

$$c = 0.5 * 9.4247 \text{ mm} = 4.7124 \text{ mm}$$

$$R = 0.3 * 3 \text{ mm/diente} = 0.9 \text{ mm}$$

$$L = 3 \text{ mm}$$

La potencia del motor fue obtenida considerando que la masa total a mover en esta sección sería de un total de 350 kg, esta involucra tanto la masa del brazo robótico como la del crisol con material fundido en su interior.

Se obtuvo el valor de la fuerza normal:

$$W = (350 \text{ kg})(9.81) = 3433.5 \text{ N}$$

Para obtener el valor de la fuerza de fricción se consideró un valor de 0.74 para el coeficiente de fricción de acero-acero con la Ec. 66:

$$F_f = 3433.5 \text{ N}(0.74) = 2540.79 \text{ N}$$

El valor de la potencia necesaria para el motor se obtuvo para una velocidad lineal de 0.16 m/s, siendo esta la velocidad promedio en la que suele desplazar el crisol con ayuda del personal técnico del taller de fundición de la UAM-A. De la Ec. 65:

$$P = (0.16 \text{ m/s})(2540.79 \text{ N}) = 406.52 \text{ W} = 0.54 \text{ hp}$$

Así mismo las revoluciones por minuto en las que se desea que trabaje el motor se calcularon de la siguiente manera, de la Ec. 68:

$$N = \frac{60 (0.16 \text{ m/s})}{\pi(0.072 \text{ m})} = 42.44 \text{ rpm}$$

6.7.2 Movimiento del puente

Una vez teniendo la potencia y las revoluciones por minuto necesarias a las que se trabajará se realizó la selección del motor. Al tener bajas rpm, será necesario el emplear un motorreductor.

La transmisión de movimiento fue diseñada de la siguiente manera: un engrane acoplado a la flecha de ambos servomotores brindará de movimiento al engrane acoplado en una de las ruedas del cabezal.

6.8. Diseño de uniones permanentes y no permanentes

En toda la estructura se encuentran puntos con uniones permanentes y no permanentes. El criterio de diseño para estas uniones depende de si existe o no necesidad de dar mantenimiento o cambiar piezas específicas en algunos elementos, así como también es un criterio importante el brindar de capacidad de disipar esfuerzos, por cargas extras y temblores, al cuerpo completo de la estructura.

6.8.1. Soldaduras

6.8.1.1. Soldaduras en ensambles

En este caso se propusieron varios ensambles estructurales soldados. Las paredes del carro llevan un par de cejas soldadas para sujetar la placa que fija el motor, y la placa que servirá para ensamblar el brazo robótico.

En los cabezales se colocaron un par de refuerzos de carga soldados que, a su vez, permiten una fijación atornillada al puente, en caso de haber necesidad de desmontarlos.

Para unir los rieles al resto de la estructura y crear una especie de bastidor firme, se utilizaron soldaduras en dos puntos.

En este caso se propone soldar varios elementos de la estructura, para lo cual considerando que las vigas y placas son de un acero con bajo carbono 1006 con un $S_{ut} = 330 \text{ MPa}$ y un $S_y = 280 \text{ MPa}$.

Para la estructura del carro se cuenta con dos paredes soldadas con un saliente de la misma placa, como se muestra en la Figura 50, en la Figura 51 se muestra la configuración del cordón de soldadura para este elemento.

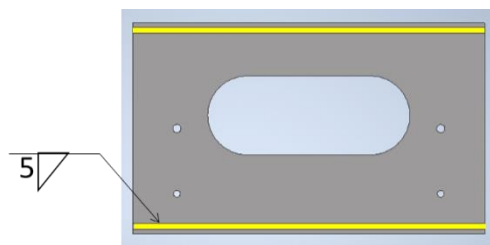


Figura 50.- Vista interior de la pared del carro.

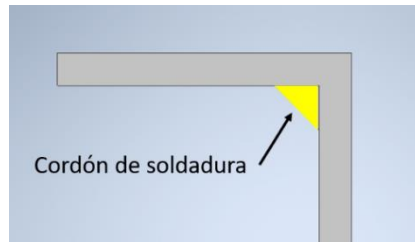


Figura 51.- Ubicación del cordón de soldadura.

El caso de la soldadura es el siguiente, de Tabla 4:

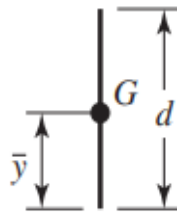


Figura 52.- Caso 1 de Tabla 4.

Cuyas ecuaciones son las siguientes:

$$A = 0.707hd \quad (\text{Ec. 72})$$

$$\bar{x} = 0 \quad (\text{Ec. 73})$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2} \quad (\text{Ec. 74})$$

$$I_u = \frac{d^3}{12} \quad (\text{Ec. 75})$$

De la Tabla 3 quedó establecido que para un espesor de metal base menor o igual a 12 mm y unión en 90°, el tamaño mínimo de la garganta de soldadura será de 5 mm como se muestra en la Figura 53.

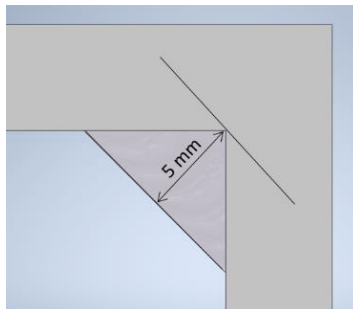


Figura 53.- Tamaño de la garganta de la soldadura h .

El peso que han de soportar por estas uniones fue de 350 kg, entonces se tuvo una fuerza calculada de:

$$F = 350 \text{ kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 3433.5 \text{ N}$$

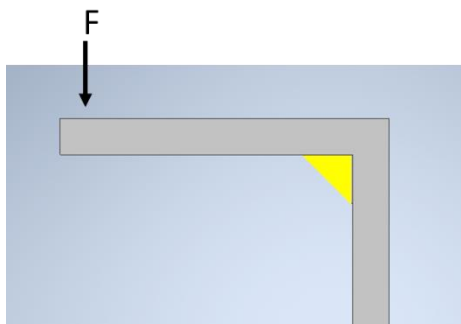


Figura 54.- Punto de carga superior, en la pared del carro.

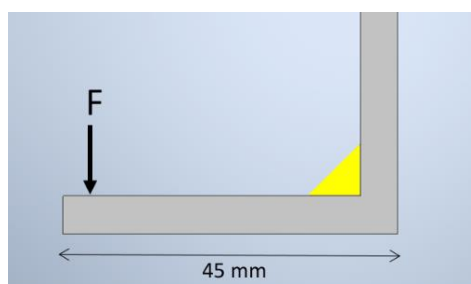


Figura 55.- Punto de carga inferior, en la pared del carro.

Entonces, de las Ecuaciones 71 y 74:

$$A = 0.707(5 \text{ mm})(400 \text{ mm}) = 1414 \text{ mm}^2$$

$$I_u = \frac{(400 \text{ mm})^3}{12} = 5333333.33 \text{ mm}^3$$

El esfuerzo cortante, de la Ec. 33:

$$\tau' = \frac{3433.5 \text{ N}}{1414 \text{ mm}^2} = 2.428 \text{ MPa}$$

De la Ec. 36, para el momento de inercia unitario:

$$I = 0.707(5 \text{ mm})(5333333.33 \text{ mm}^3) = 18853333.32 \text{ mm}^4$$

El momento, de la Ec. 13:

$$M = 3433.5 \text{ N} * 45 \text{ mm} = 154507.5 \text{ Nmm}$$

Para el esfuerzo normal en la garganta, de la Ec. 34:

$$\tau = \frac{(154507.5 \text{ Nmm})(200 \text{ mm})}{18853333.32 \text{ mm}^4} = 1.63 \text{ MPa}$$

Para el esfuerzo resultante entre τ' y τ , utilizando el teorema de Pitágoras:

$$\tau_{resultante} = \sqrt{\tau^2 + \tau'^2} = \sqrt{(2.428 \text{ MPa})^2 + (1.63 \text{ MPa})^2} = 2.92 \text{ MPa}$$

6.8.1.2. Soldaduras en elementos de carga

Las ménsulas, columnas, refuerzos de cabezales y topes son los elementos de carga en donde se propuso utilizar soldadura, Figura 56. Esto debido a que todos estos ensamblajes mencionados soportan cargas o impactos constantes dentro de la estructura.

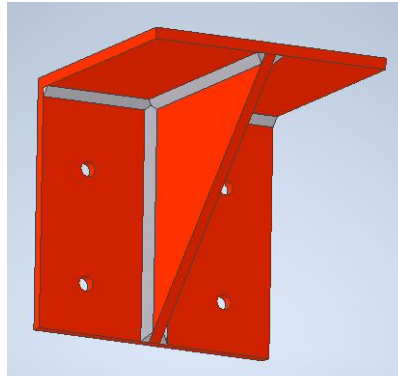


Figura 56.- Soldadura en ménsula.

El caso de la soldadura es el siguiente, de Tabla 4:

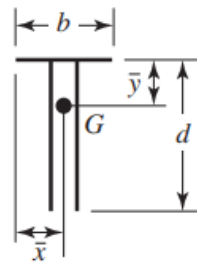


Figura 57.- Caso 7 de Tabla 4.

Cuyas ecuaciones son las siguientes:

$$A = 0.707h(b + 2d) \quad (\text{Ec. 76})$$

$$\bar{x} = \frac{b}{2} \quad (\text{Ec. 77})$$

$$\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d} \quad (\text{Ec. 78})$$

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2 \quad (\text{Ec. 79})$$

Se sabe que la carga es de:

$$F = 2327.4 \text{ N}$$

De la Ec. 75:

$$A = 0.707(5 \text{ mm})(200 \text{ mm} + 2(191 \text{ mm})) = 2057.37 \text{ mm}^2$$

De la Ec. 77:

$$\bar{y} = \frac{(191 \text{ mm})^2}{200 \text{ mm} + 2(191 \text{ mm})} = 62.68 \text{ mm}$$

De la Ec. 78:

$$\begin{aligned} I_u &= \frac{2(191 \text{ mm})^3}{3} - 2(191 \text{ mm})^2(62.68 \text{ mm}) + (200 \text{ mm} + 2(191 \text{ mm}))62.68 \text{ mm} \\ &= 96132.93 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

Para el esfuerzo cortante, de la Ec. 33:

$$\tau' = \frac{2327.4 \text{ N}}{2057.37 \text{ mm}^2} = 1.13 \text{ MPa}$$

De la Ec. 36:

$$I = 0.707(5 \text{ mm})(96132.93 \text{ mm}^3) = 339829.9 \text{ mm}^4$$

De la Ec. 13:

$$M = 2327.4 \text{ N} * 200 \text{ mm} = 465480 \text{ Nmm}$$

Para el esfuerzo nominal en la garganta, de la Ec. 34:

$$\tau = \frac{(465480 \text{ Nmm})(62.68 \text{ mm})}{339829.9 \text{ mm}^4} = 85.85 \text{ MPa}$$

Para el esfuerzo resultante entre τ' y τ :

$$\tau_{res} = \sqrt{\tau^2 + \tau'^2} = \sqrt{(1.13 \text{ MPa})^2 + (85.85 \text{ MPa})^2} = 85.85 \text{ MPa}$$

6.8.2 Tornillos

Las uniones con tornillos se diseñaron por la necesidad de tener un armado simple y firme, o por tener la facilidad de desmontar partes para un mantenimiento más sencillo.

En el carro se diseñaron las paredes para ensamblarse por arriba con la placa del motor, y por abajo con la placa del brazo, Figura 58.

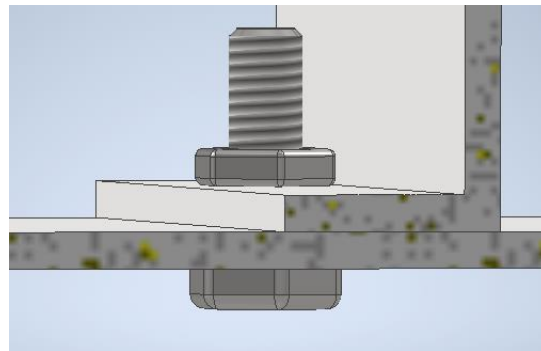


Figura 58.- Tornillo de ensamble carro-placa.

En este caso para los tornillos del carro:

La carga total será la del peso del brazo cargado, o sea, $P = 3433.5 \text{ N}$

El agarre es igual al espesor de las placas, entonces $l = 9.52 \text{ mm}$

Se propusieron tornillos de 10 mm de diámetro, por lo que se cuenta con un área de esfuerzo de tensión $A_t = 6.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

Para la rigidez del perno, de la Ec. 26:

$$k_b = \frac{(7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(6.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(655 \times 10^6 \text{ Pa})}{(7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(9.52 \times 10^{-3} \text{ m}) + (6.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(9.52 \times 10^{-3} \text{ m})} = 2366.07 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

De la Ec. 27:

$$k_m = \frac{0.5774\pi(655 \times 10^6 \text{ Pa})(0.01 \text{ m})}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774(9.52 \times 10^{-3} \text{ m}) + 0.5(0.01 \text{ m})}{0.5774(9.52 \times 10^{-3} \text{ m}) + 2.5(0.01 \text{ m})} \right)} = \frac{11881409.17}{1.08577} = 10942.86 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

De la Ec. 28:

$$C = \frac{2366.07}{2366.07 + 10942.86} = 0.17$$

Para la precarga recomendada, $S_p = 600 \text{ MPa}$, de Tabla 2, aplicando la Ec. 29:

$$F_p = 0.75(6.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2)(600 \times 10^6 \text{ Pa}) = 27540 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75(27540 \text{ N}) = 20655 \text{ N}$$

Así, para 6 tornillos, de la Ec. 30:

$$n = \frac{(600 \times 10^6 \text{ Pa})(6.12 \times 10^{-5} \text{ m}^2) - (20655 \text{ N})}{(0.17)(3433.5 \text{ N})} = 27.52$$

Cualquier valor de $n > 1$ asegura que el esfuerzo en el tornillo es menor que la resistencia de prueba.

En los cabezales se consideran tornillos los ejes de las ruedas, por su configuración geométrica y de cargas. También aquí encontramos el uso de tornillería pequeña para ensamblar las tapas que están en los extremos de ambos cabezales.

6.9. Condiciones para análisis con MEF

Para lograr el análisis mediante Método de Elemento Finito (MEF) en el diseño propuesto es necesario considerar varias condiciones;

Geometría y material: se consideró la geometría del carro, el puente, el crisol, el brazo robótico y otros componentes relevantes. Además, de incluir las propiedades materiales de cada elemento, tal como resistencia, módulo de elasticidad, coeficiente de fricción, etc.

Cargas y condiciones de contorno: al identificar y aplicar todas las cargas externas que afectarían al sistema, se establecieron las condiciones de contorno adecuadas, como restricciones de movimiento en puntos de apoyo y sometimiento de cargas en puntos clave.

Discretización: el modelo geométrico requiere de la subdivisión en partes más pequeñas, por lo que se consideró un número de nodos adecuado para capturar con

precisión el comportamiento del sistema. Es un proceso crucial para disminuir errores numéricos y asegurar resultados más confiables.

Selección de elementos y tipos de análisis: al elegir el tamaño del discretizado, se consideraron también las geometrías más apropiadas para cada parte del modelo, considerando la complejidad geométrica y el comportamiento estructural esperado. Así mismo, se seleccionaron los tipos de análisis adecuados (estático, dinámico o de fatiga), de acuerdo con el alcance del proyecto.

Validación y verificación: es necesario validar y verificar el modelo mediante comparaciones con datos experimentales o resultados analíticos disponibles, con la finalidad de asegurar la precisión y confiabilidad de los resultados obtenidos a través del MEF.

En el contexto del proyecto planteado, algunas de las ventajas de utilizar el MEF son:

Mayor precisión: permite una representación detallada del comportamiento estructural del sistema, teniendo en cuenta su geometría y las cargas dinámicas.

Optimización del diseño: facilita la exploración de múltiples configuraciones y escenarios para identificar soluciones óptimas en términos de rendimiento y eficiencia.

Reducción de costos y tiempos: permite realizar análisis virtuales antes de la construcción física del sistema, lo que reduce la necesidad de prototipado y pruebas costosas.

Capacidad de predicción: permite identificar y abordar problemas potenciales antes de la implementación, lo que reduce el riesgo de fallas y aumenta la seguridad del sistema.

6.10. Tolerancias y ajustes para el trazado de planos

6.10.1. Tolerancias y ajustes para engrane del ensamble del carro

Se consideró un ajuste con apriete para el engrane que se encuentra acoplado al motor del montaje del carro. Este tiene una dimensión nominal de 28 mm, el cual se consideró tanto para el agujero como para el árbol, el cual es el eje del motor.

Tomando en cuenta lo anterior y utilizando la Tabla 8 mostrada en el marco teórico, considerando un apriete fuerte con un ensamble a mano auxiliado con mazo, se tiene que el ajuste para este ensamble es el siguiente:

$$28 H7 - p6$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste, utilizando la tabla 9, se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$\text{Tolerancias para el agujero} = 28 \begin{smallmatrix} +21 \\ 0 \end{smallmatrix}$$

$$\text{Tolerancias para el árbol} = 28 \begin{smallmatrix} +35 \\ +22 \end{smallmatrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$\text{Dimensión máxima para el agujero} = 28.028 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el agujero} = 28.00 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión máxima para el árbol} = 28.035 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el árbol} = 28.022 \text{ mm}$$

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$\text{Apriete máximo} = 28.035 \text{ mm} - 28.00 \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 28.022 \text{ mm} - 28.028 \text{ mm} = -0.006 \text{ mm}$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

$$28 \begin{smallmatrix} 0.035 \\ -0.006 \end{smallmatrix} \text{ mm}$$

6.10.2. Tolerancias y ajustes para el rodillo

Siguiendo los pasos previamente descritos para el engranaje, se calcularon las tolerancias para el ensamblaje del rodillo, que consta de dos rodamientos considerados como los árboles. Para este caso, se estableció una dimensión nominal de 22 mm, lo que resultó en el siguiente ajuste:

$$22 H7 - p6$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$\text{Tolerancias para el agujero} = 22 \begin{matrix} +21 \\ 0 \end{matrix}$$

$$\text{Tolerancias para el árbol} = 22 \begin{matrix} +35 \\ +22 \end{matrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$\text{Dimensión máxima para el agujero} = 22.028 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el agujero} = 22.00 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión máxima para el árbol} = 22.035 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el árbol} = 22.022 \text{ mm}$$

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$\text{Apriete máximo} = 22.035 \text{ mm} - 22.00 \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 22.022 \text{ mm} - 22.028 \text{ mm} = -0.006 \text{ mm}$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

$$22 \begin{matrix} 0.035 \\ -0.006 \end{matrix} \text{ mm}$$

Así mismo, el rodillo contiene un eje, por lo que también se realizaron dichos cálculos con una dimensión nominal de 8 mm con un ensamble a mano, resultando en el siguiente ajuste:

$$8 H6 - k5$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste, utilizando la tabla 9, se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$\text{Tolerancias para el agujero} = 8 \begin{matrix} +9 \\ 0 \end{matrix}$$

$$\text{Tolerancias para el árbol} = 8 \begin{matrix} +7 \\ +1 \end{matrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$\text{Dimensión máxima para el agujero} = 8.009 \text{ mm}$$

Dimensión mínima para el agujero = 8.00 mm

Dimensión máxima para el árbol = 8.007 mm

Dimensión mínima para el árbol = 8.001 mm

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$\text{Apriete máximo} = 8.007 \text{ mm} - 8.001 \text{ mm} = 0.006 \text{ mm}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 8.00 \text{ mm} - 8.007 \text{ mm} = -0.007 \text{ mm}$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

$$8 \begin{matrix} 0.006 \\ -0.007 \end{matrix} \text{ mm}$$

6.10.3. Tolerancias y ajustes para el engrane del cabezal

Se consideró un ajuste con apriete para el engrane que se encuentra acoplado al motor del montaje del cabezal. Este tiene una dimensión nominal de 20 mm, el cual se consideró tanto para el agujero como para el árbol, el cual es el eje del motor.

Tomando en cuenta lo anterior y utilizando la Tabla 8 mostrada en el marco teórico, considerando un apriete fuerte con un ensamble a mano auxiliado con mazo, se tiene que el ajuste para este ensamble es el siguiente:

$$20 H7 - p6$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$\text{Tolerancias para el agujero} = 20 \begin{matrix} +21 \\ 0 \end{matrix}$$

$$\text{Tolerancias para el árbol} = 20 \begin{matrix} +35 \\ +22 \end{matrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$\text{Dimensión máxima para el agujero} = 20.028 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el agujero} = 20.00 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión máxima para el árbol} = 20.035 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el árbol} = 20.022 \text{ mm}$$

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$\text{Apriete máximo} = 20.035 \text{ mm} - 20.00 \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 20.022 \text{ mm} - 20.028 \text{ mm} = -0.006 \text{ mm}$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

$$20 \begin{matrix} 0.035 \\ -0.006 \end{matrix} \text{ mm}$$

6.10.4. Tolerancias y ajustes para el cabezal

En el cabezal se encuentra una sección con un agujero en el cual se acopla el motor. Para realizar este ajuste se consideró una dimensión nominal de 51 mm con un ensamble a mano obteniendo así el siguiente ajuste:

$$51 H6 - k5$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$\text{Tolerancias para el agujero} = 51 \begin{matrix} +19 \\ 0 \end{matrix}$$

$$\text{Tolerancias para el árbol} = 51 \begin{matrix} +15 \\ +2 \end{matrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$\text{Dimensión máxima para el agujero} = 51.019 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el agujero} = 51.00 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión máxima para el árbol} = 51.015 \text{ mm}$$

$$\text{Dimensión mínima para el árbol} = 51.002 \text{ mm}$$

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$\text{Apriete máximo} = 51.015 \text{ mm} - 51.00 \text{ mm} = 0.015 \text{ mm}$$

$$\text{Apriete mínimo} = 51.002 \text{ mm} - 51.019 \text{ mm} = -0.017 \text{ mm}$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

$$51 \begin{matrix} 0.015 \\ -0.017 \end{matrix} mm$$

6.10.5. Tolerancias y ajustes para la base del motor para el carro

En la base del motor para el carro se encuentra una sección con un agujero en el cual se acopla el motor. Para realizar este ajuste se consideró una dimensión nominal de 85 mm con un ensamble a mano obteniendo así el siguiente ajuste:

$$85 H6 - k5$$

Obteniendo las tolerancias para este ajuste se obtuvieron las siguientes dimensiones máximas y mínimas.

$$Tolerancias para el agujero = 85 \begin{matrix} +22 \\ 0 \end{matrix}$$

$$Tolerancias para el árbol = 85 \begin{matrix} +18 \\ +3 \end{matrix}$$

Por lo que las dimensiones máximas y mínimas fueron de:

$$Dimensión máxima para el agujero = 85.022 mm$$

$$Dimensión mínima para el agujero = 85.00 mm$$

$$Dimensión máxima para el árbol = 85.018 mm$$

$$Dimensión mínima para el árbol = 85.003 mm$$

Por tanto, el apriete máximo y mínimo que se obtuvo para ser plasmado en los planos fue de:

$$Apriete máximo = 85.018 mm - 85.00 mm = 0.018 mm$$

$$Apriete mínimo = 85.003 mm - 85.022 mm = -0.019 mm$$

La tolerancia mostrada en los planos es la siguiente:

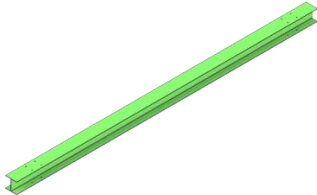
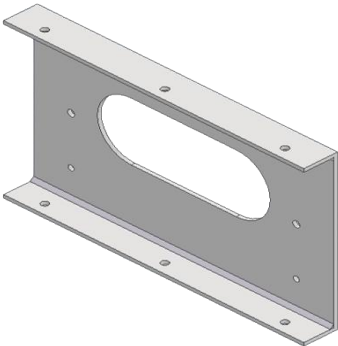
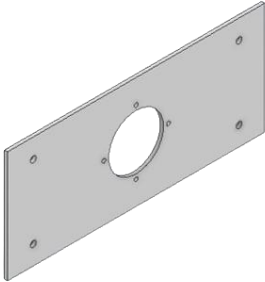
$$85 \begin{matrix} 0.018 \\ -0.019 \end{matrix} mm$$

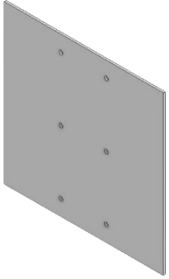
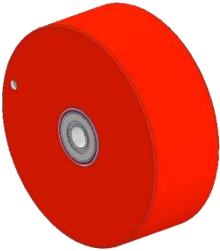

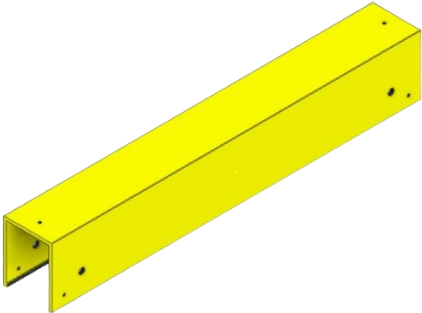
7. Resultados

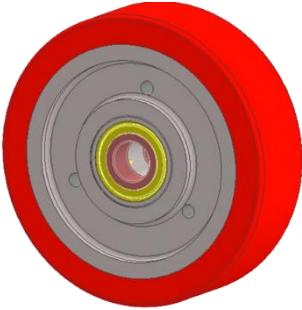

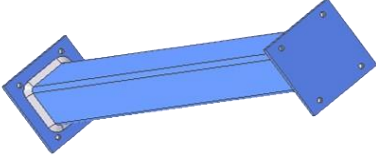
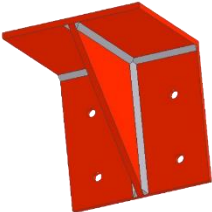
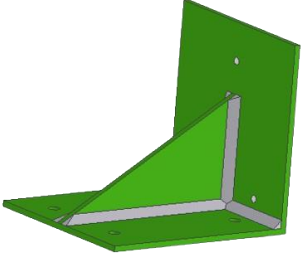
7.1. Descripción de piezas

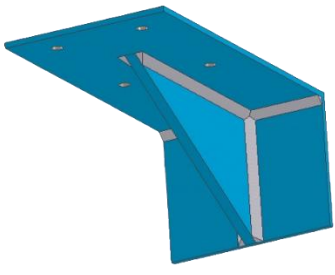
En la siguiente tabla se describen las piezas más importantes de la estructura.

Tabla 10.- Descripción de piezas para estructura.

NOMBRE	PIEZA	ESPECIFICACIONES
Viga IPR 6X15		Viga de acero AISI 1006 6X15 [20] Para las diferentes secciones, barrenos de 10 mm de diámetro.
Pared lateral del carro		Unión de placa de 3/16" Acero AISI 1006 Ranura central de radio 45 mm y 140 mm de longitud. 6 Barrenos de 9.53 mm de diámetro.
Placa para el motor		Base para el motor Placa de 3/16" Ranura central de 85 mm de diámetro. 4 barrenos esquinados de 9.53 mm de diámetro. 4 Barrenos de 6mm de diámetro.

Placa para el brazo		Placa de 3/16" 6 Barrenos de 9.53 mm de diámetro.
Rueda para el carro		Rueda de poliuretano con rodamientos Capacidad de carga de 120 kg
Rodillo		Rodillo de poliuretano con rodamientos
Cabezal		PTR OR 127X102X6.4 [20] $A = 2.639 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ $I_x = 5.86 \times 10^{-6} \text{ m}^4$ $Peso = 20.7 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$ $S_x = 9.26 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ 6 barrenos de 6mm de diámetro. Ranura para motor de 51 mm de diámetro. 4 Barrenos de 13 mm de diámetro.

<p>Rueda para el cabezal</p>		<p>Rueda con alma de hierro fundido y exterior de poliuretano, baleros Capacidad de carga: 400 kg</p>
<p>Ejes para las ruedas</p>		<p>Rosca M17x1.5</p>
<p>Columnas de carga</p>		<p>Columnas de PTR OR cuadrado 102X4.8 [20] Con placa soldada de 5/8" 8 Barrenos de 12 mm de diámetro.</p>
<p>Ménsula de carga</p>		<p>Unión de placa de 3/8" 4 Barrenos de 12 mm de diámetro.</p>
<p>Topes</p>		<p>Unión de placas de 3/16" 4 Barrenos de 9.5 mm de diámetro. 3 Barrenos de 6.3 mm de diámetro.</p>

Refuerzos		<p>Unión de placas de 3/16"</p> <p>Para unir cabezales con viga en puente.</p> <p>4 Barrenos de 10 mm de diámetro.</p>
-----------	---	--

7.1.1. Selección de materiales y componentes

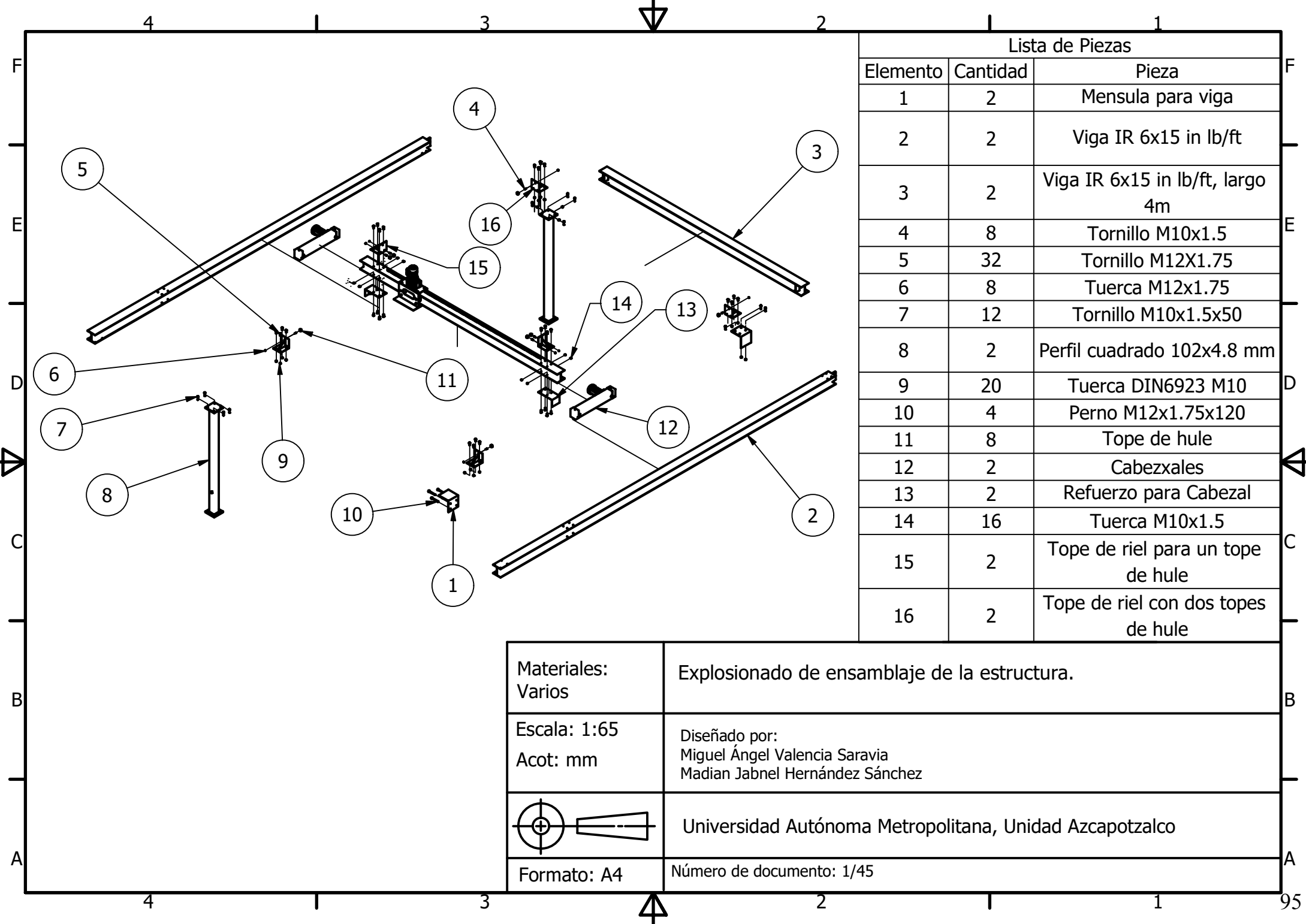
La selección de materiales para cada uno de los componentes estructurales ha sido cuidadosamente considerada. Para las vigas, ménsulas, topes, y demás elementos principales, se ha optado por el uso de acero AISI 1006, fundamentado en sus propiedades mecánicas. Este tipo de acero ofrece las características necesarias para garantizar la resistencia y estabilidad requeridas en estas partes cruciales del diseño.

En cuanto a los engranes y la cremallera, se ha decidido emplear acero AISI 4340 después de evaluar los esfuerzos a los que estarán sometidos. Este material es ampliamente utilizado en la fabricación de engranes debido a su alta resistencia a la fluencia, que alcanza los 689 MPa, superando los esfuerzos de flexión calculados anteriormente.

Para la fabricación de ménsulas, topes y refuerzos de los cabezales se sugiere el uso de electrodo AWS E6011. Este electrodo presenta una resistencia a la fluencia de 345 MPa, lo que lo hace adecuado para soportar las cargas previstas en estas partes del diseño.

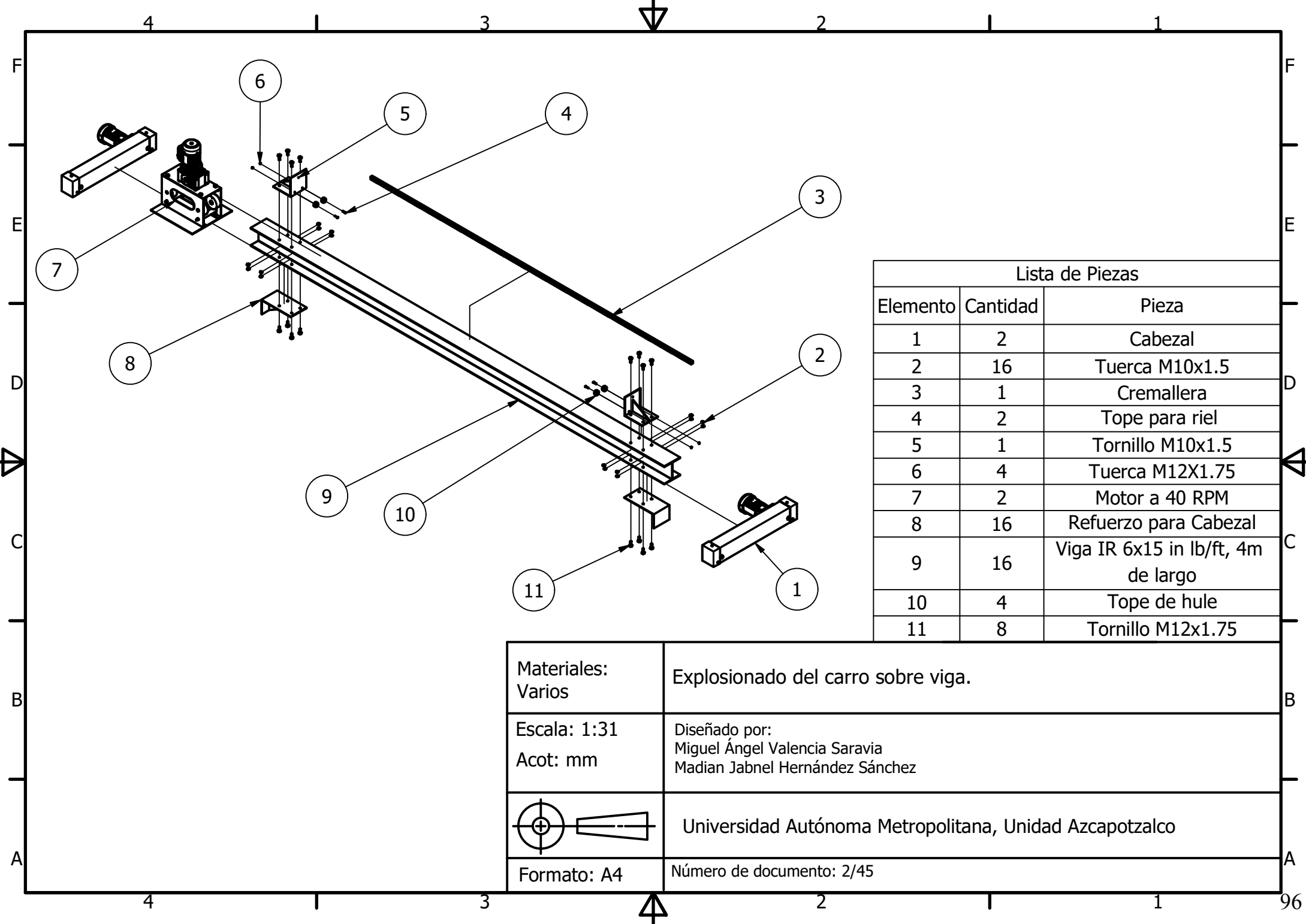
Para los motores se ha seleccionado un motor comercial de la marca “Bomoresa”, con una potencia de 0.75 hp con 44 rpm de salida [19]. Este motor es el que tiene las características más cercanas a las obtenidas en los cálculos. Se sugirió una potencia mayor con el fin de evitar errores de transmisión en caso de que se llegue a usar un peso mayor al establecido en los cálculos de potencia.

7.2. Planos



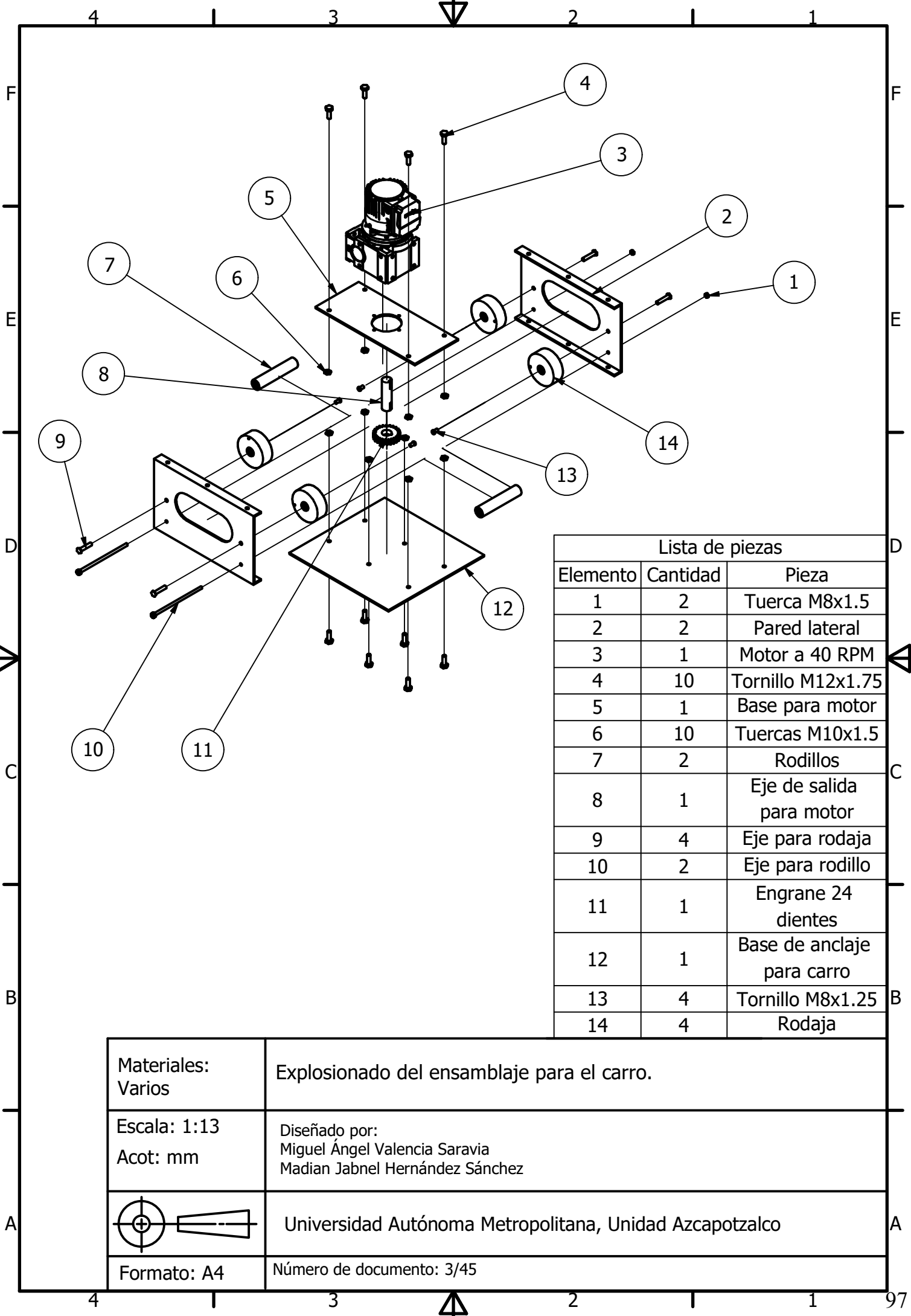
Lista de Piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Mensula para viga
2	2	Viga IR 6x15 in lb/ft
3	2	Viga IR 6x15 in lb/ft, largo 4m
4	8	Tornillo M10x1.5
5	32	Tornillo M12X1.75
6	8	Tuerca M12x1.75
7	12	Tornillo M10x1.5x50
8	2	Perfil cuadrado 102x4.8 mm
9	20	Tuerca DIN6923 M10
10	4	Perno M12x1.75x120
11	8	Tope de hule
12	2	Cabezales
13	2	Refuerzo para Cabezal
14	16	Tuerca M10x1.5
15	2	Tope de riel para un tope de hule
16	2	Tope de riel con dos topes de hule

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de la estructura.
Escala: 1:65 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 1/45



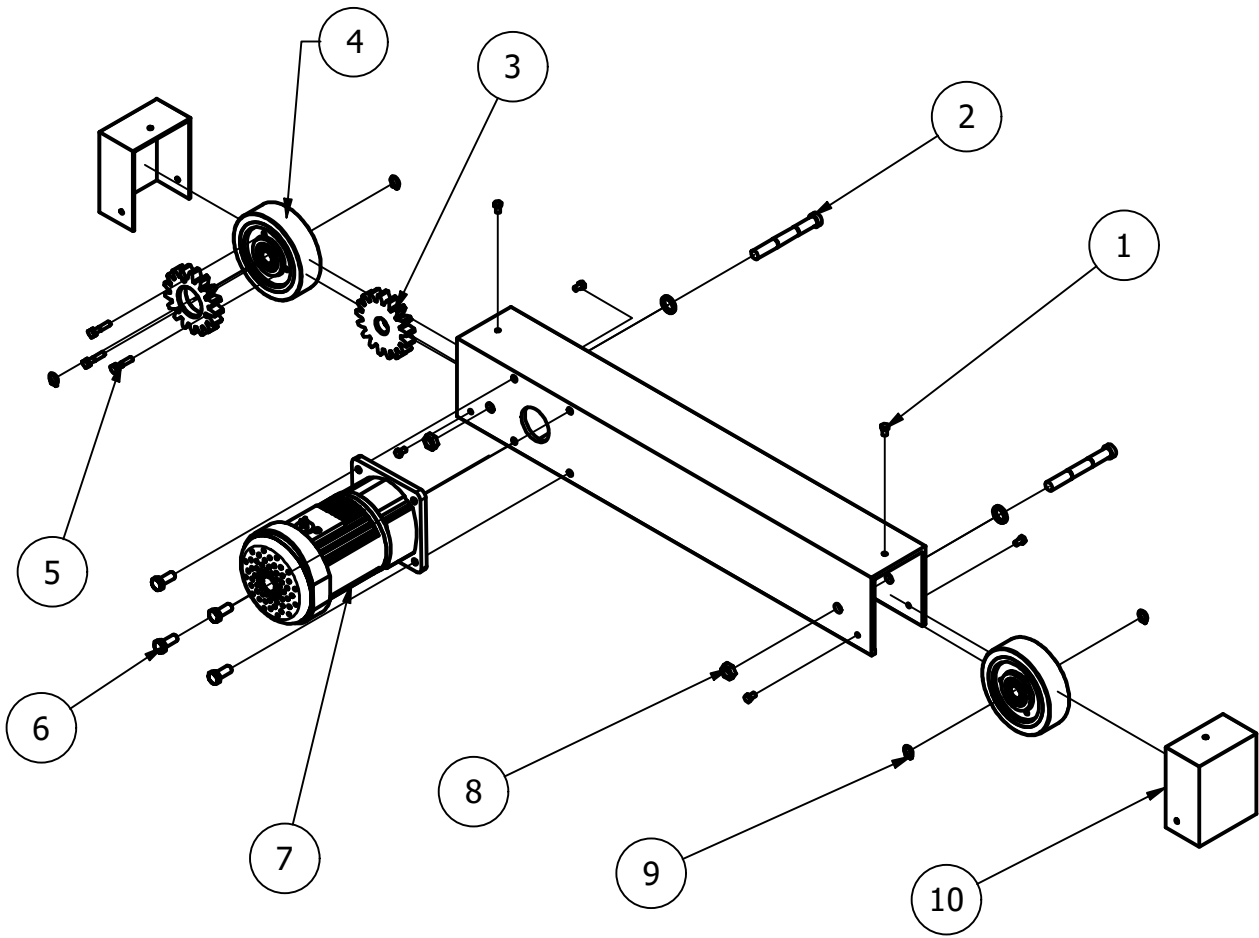
Lista de Piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Cabezal
2	16	Tuerca M10x1.5
3	1	Cremallera
4	2	Tope para riel
5	1	Tornillo M10x1.5
6	4	Tuerca M12X1.75
7	2	Motor a 40 RPM
8	16	Refuerzo para Cabezal
9	16	Viga IR 6x15 in lb/ft, 4m de largo
10	4	Tope de hule
11	8	Tornillo M12x1.75

Materiales: Varios	Explosionado del carro sobre viga.
Escala: 1:31 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 2/45

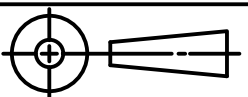


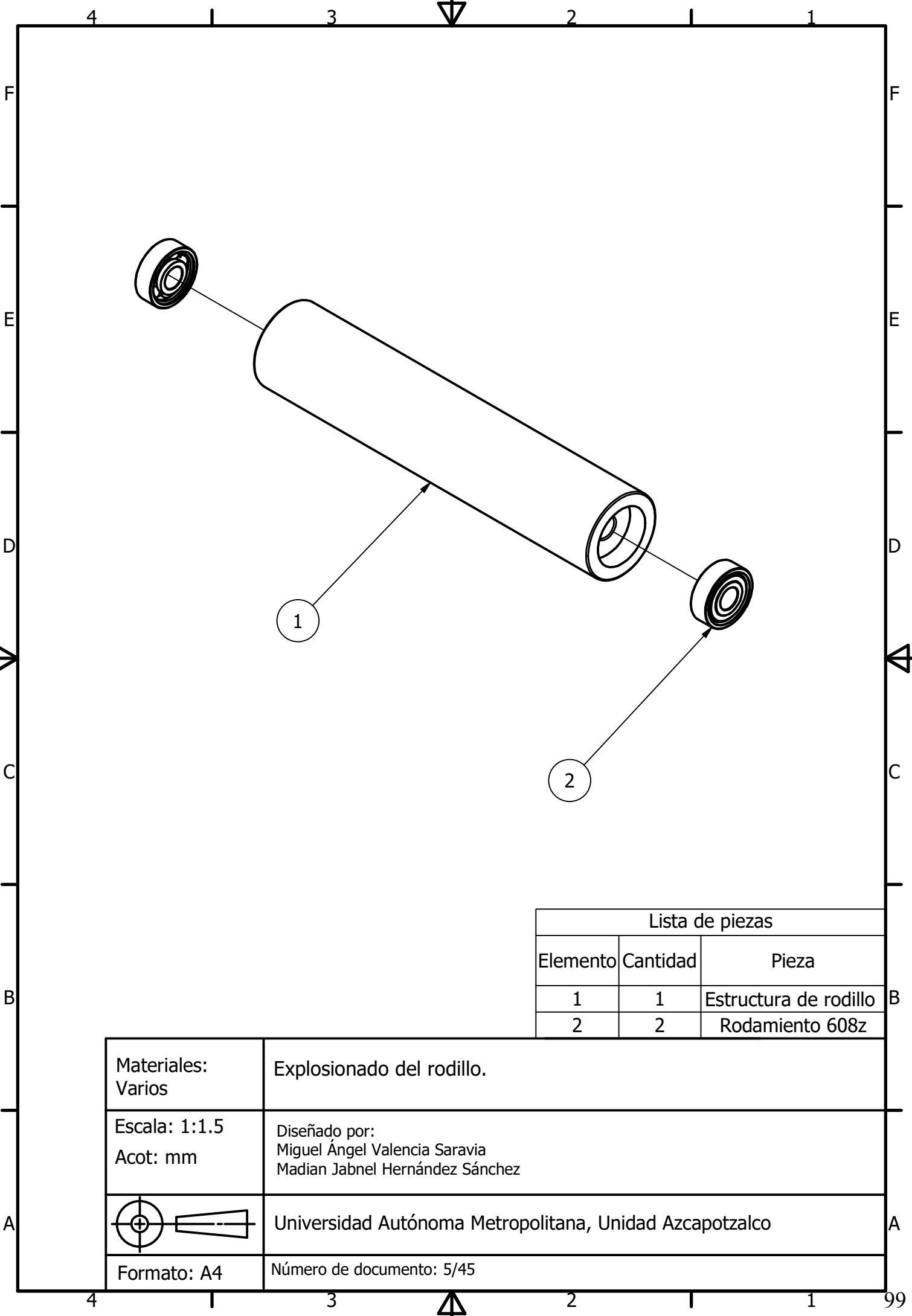
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Tuerca M8x1.5
2	2	Pared lateral
3	1	Motor a 40 RPM
4	10	Tornillo M12x1.75
5	1	Base para motor
6	10	Tuercas M10x1.5
7	2	Rodillos
8	1	Eje de salida para motor
9	4	Eje para rodaja
10	2	Eje para rodillo
11	1	Engrane 24 dientes
12	1	Base de anclaje para carro
13	4	Tornillo M8x1.25
14	4	Rodaja

Materiales: Varios	Explosionado del ensamblaje para el carro.
Escala: 1:13 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 3/45

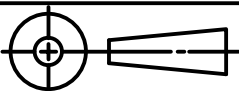


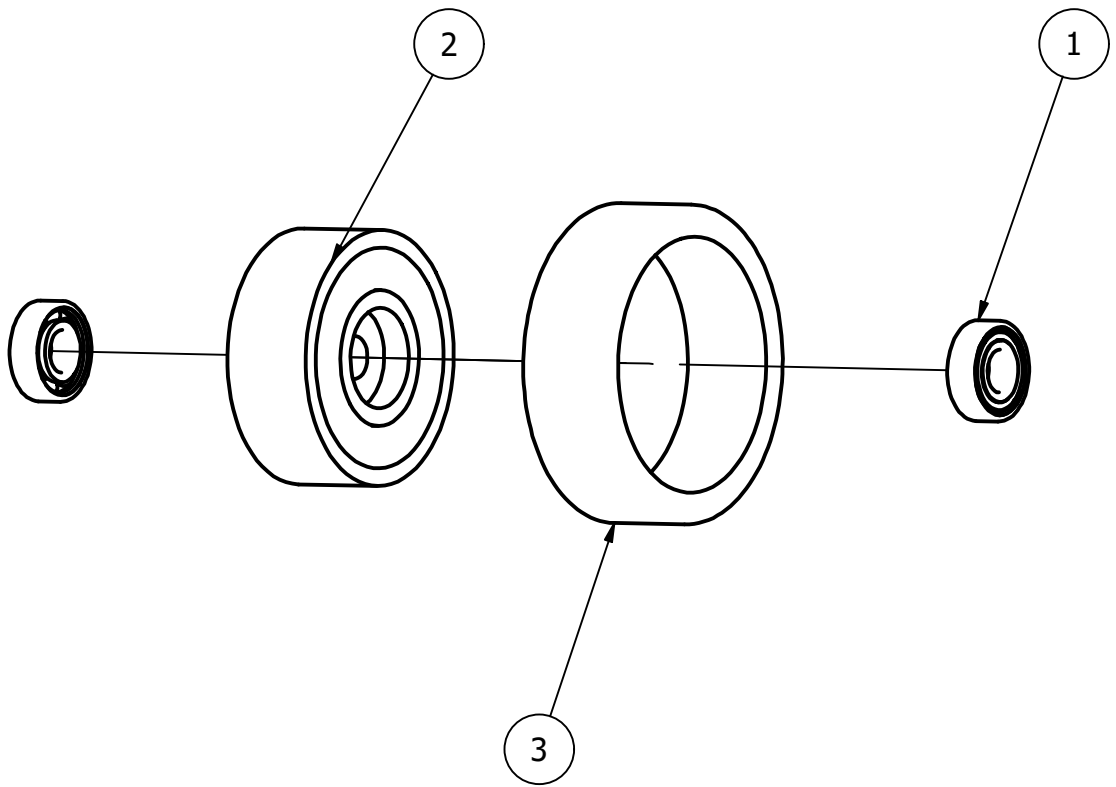
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	6	Tornillo M6x1
2	2	Tornillo guia M17x1.5
3	1	Engrane recto de 17 dientes
4	1	Rueda de transmisión
5	1	Tornilo M6x30
6	4	Tornillo M10x25
7	1	Motor a 40 RPM
8	4	Tuerca M14x2
9	4	Anillas de retención 1/2
10	4	Tapa de Cabezal

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de los cabezales.
Escala: 1:10 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 4/45

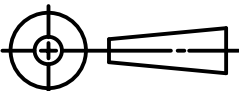


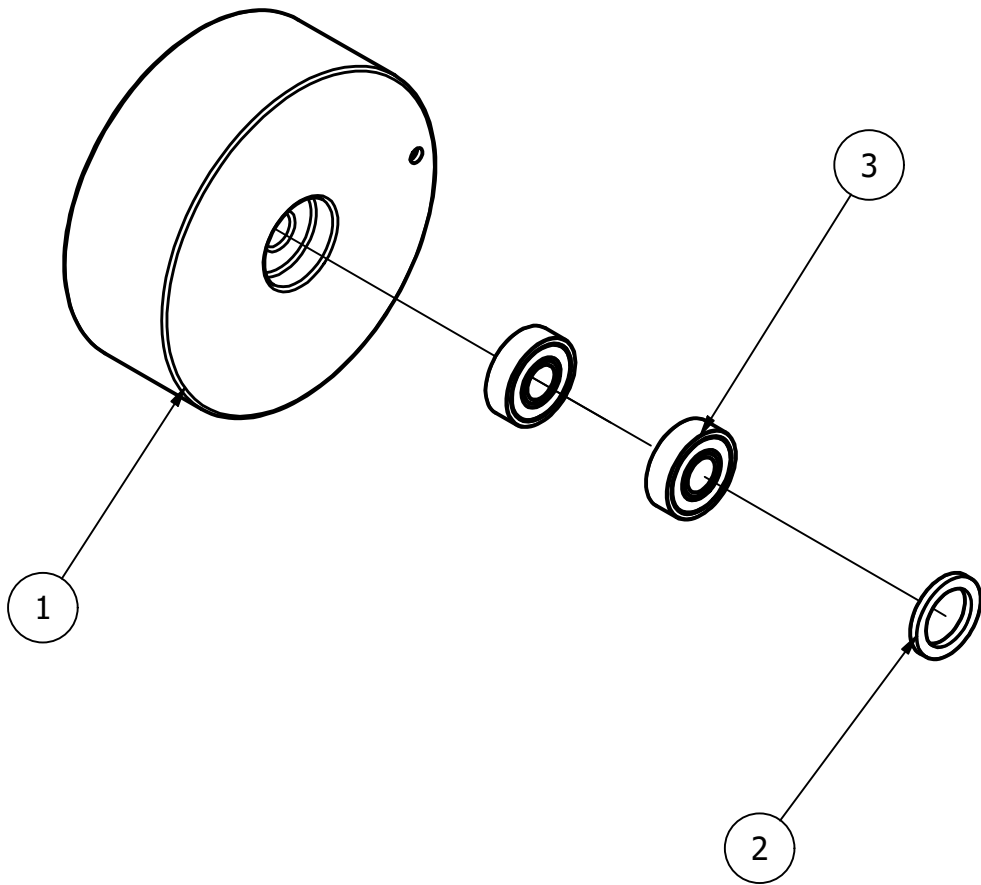
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	1	Estructura de rodillo
2	2	Rodamiento 608z

Materiales: Varios	Explosionado del rodillo.
Escala: 1:1.5 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 5/45

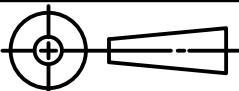


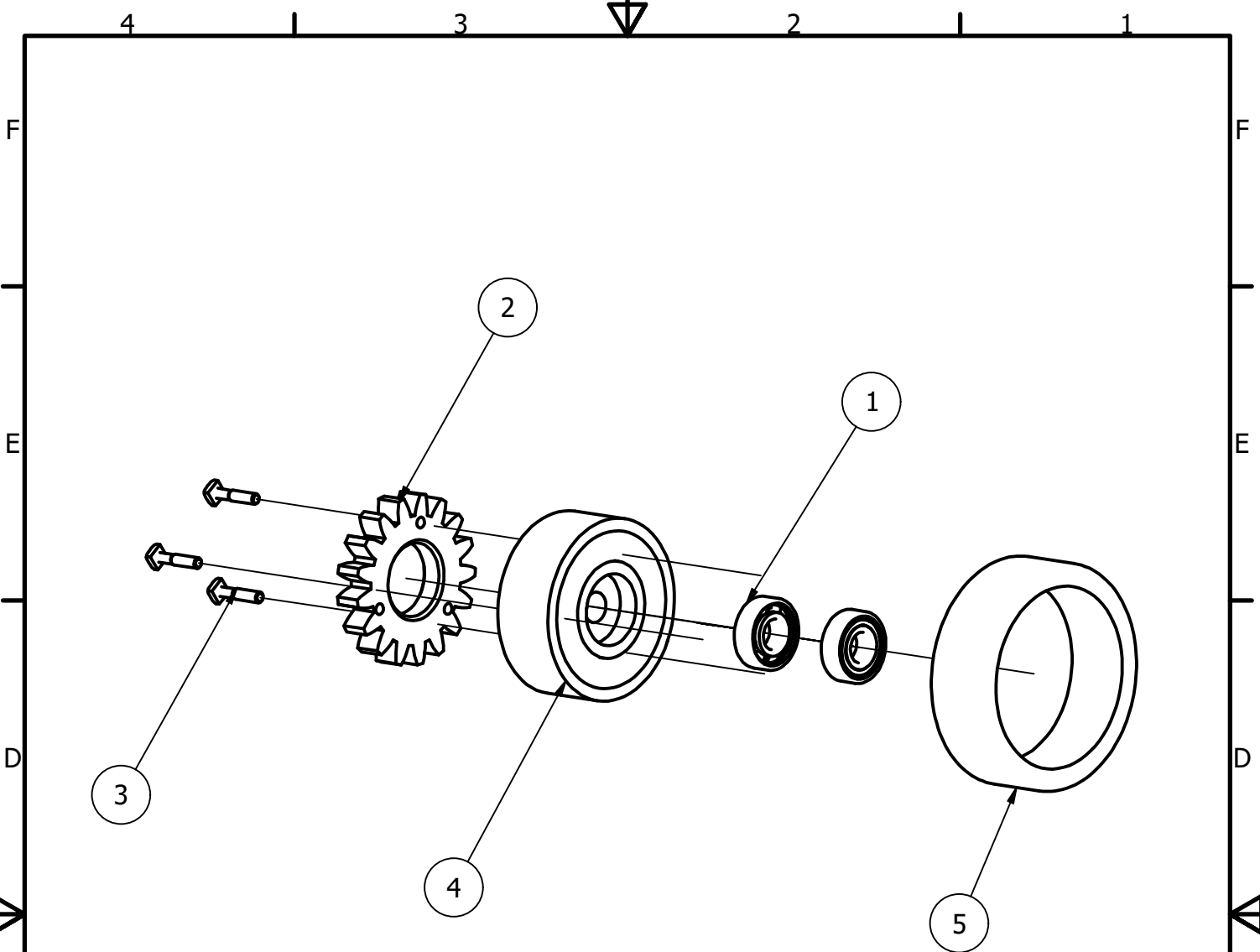
Lista de Piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Rodamiento 6203z
2	1	Rueda interior
3	1	Rueda exterior

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de la rueda para el cabezal.
Escala: 1:3 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 6/45

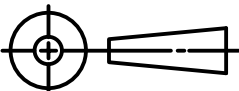


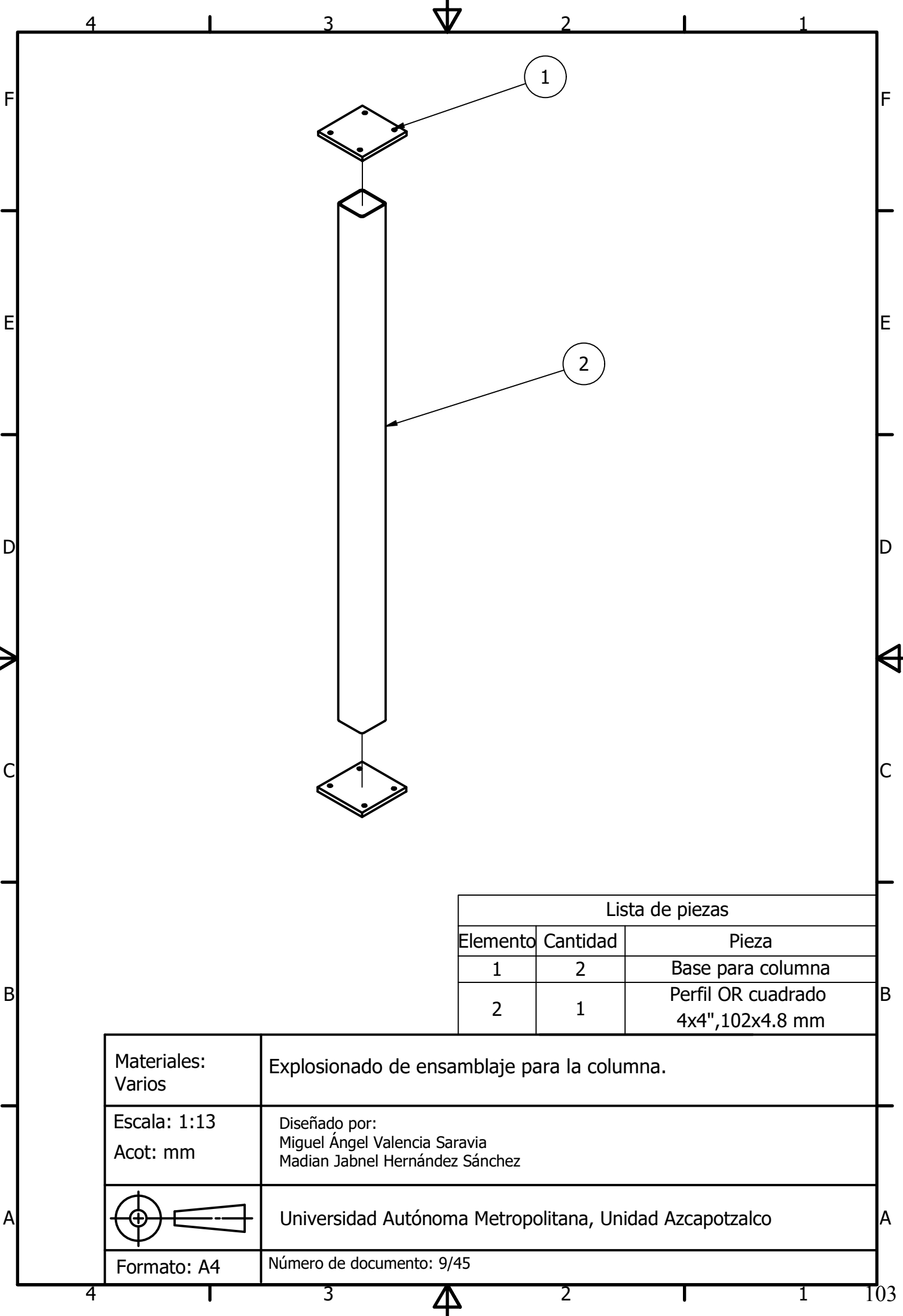
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	1	Estructura de rodaja
2	2	Rodamiento 6000 2rsh
3	1	Buje arandela

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de rodaja.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 7/45

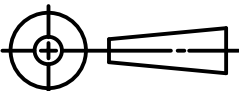


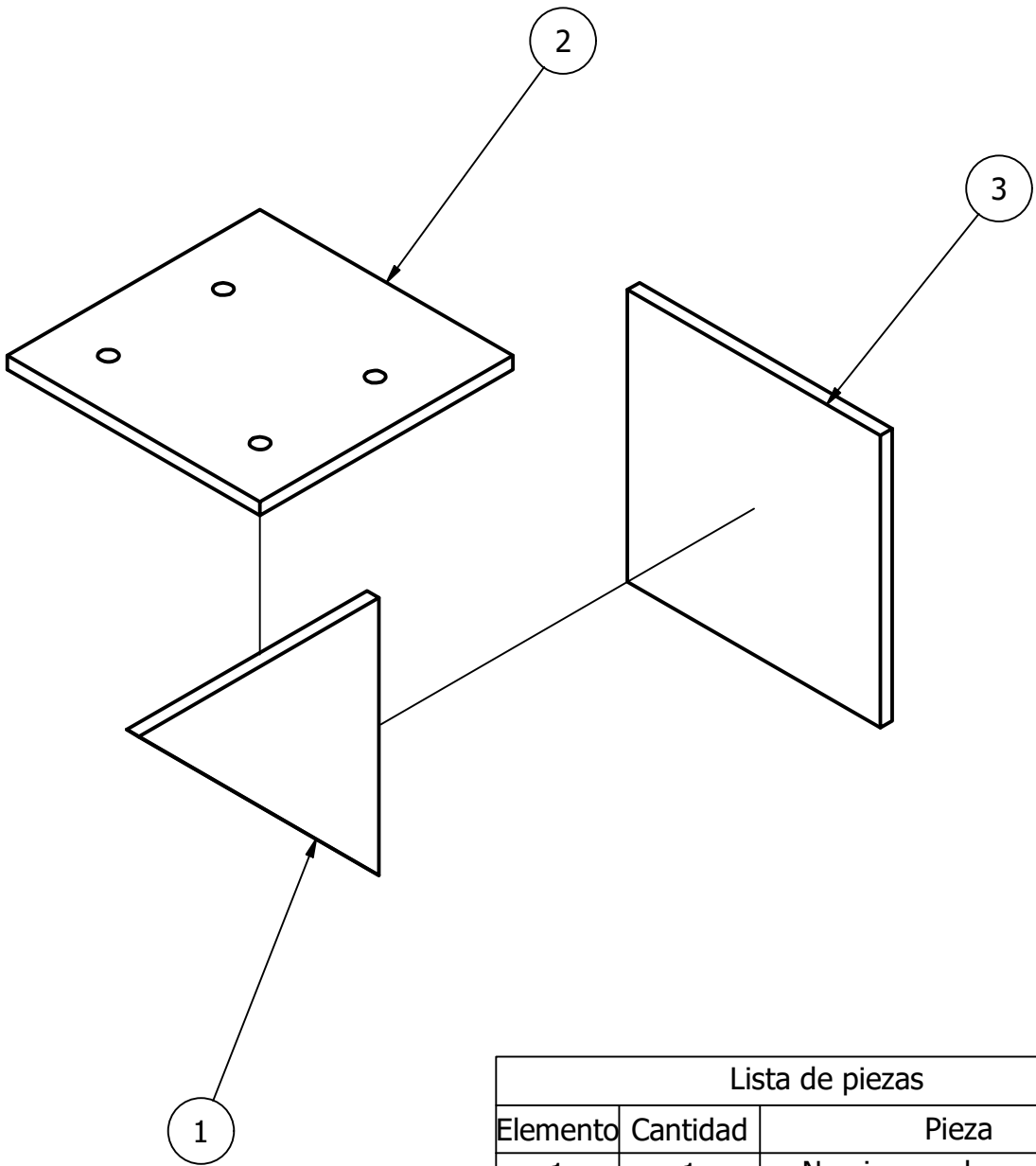
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Rodamiento 6203z
2	1	Engrane 17 dientes
3	3	Tornillo M6x30
4	1	Rueda interior
5	1	Rueda exterior

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de la rueda de transmisión para el cabezal.
Escala: 1:3.5 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 8/45

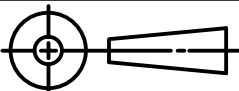


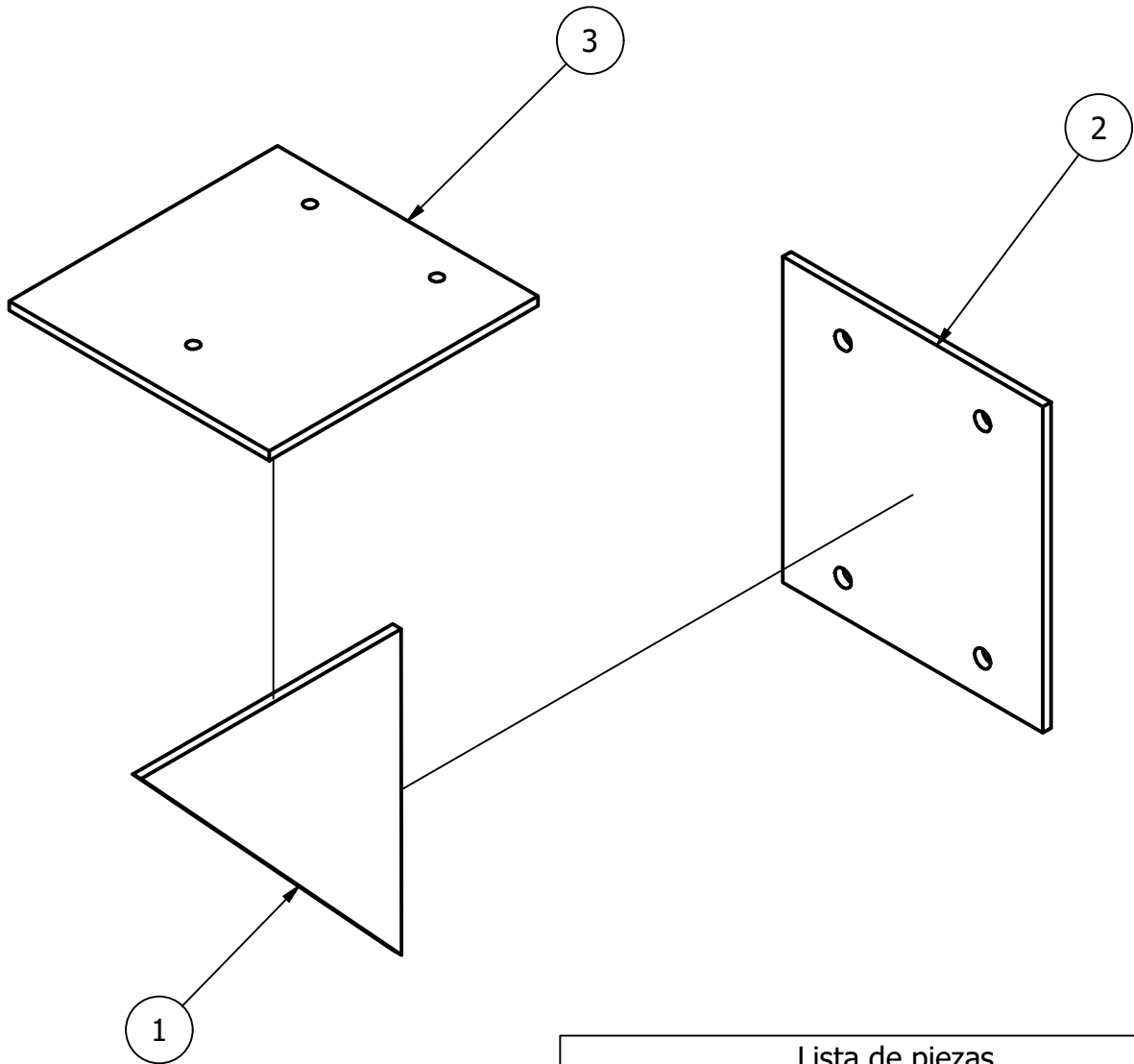
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	2	Base para columna
2	1	Perfil OR cuadrado 4x4", 102x4.8 mm

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje para la columna.
Escala: 1:13 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 9/45

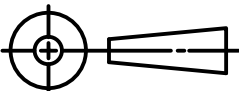


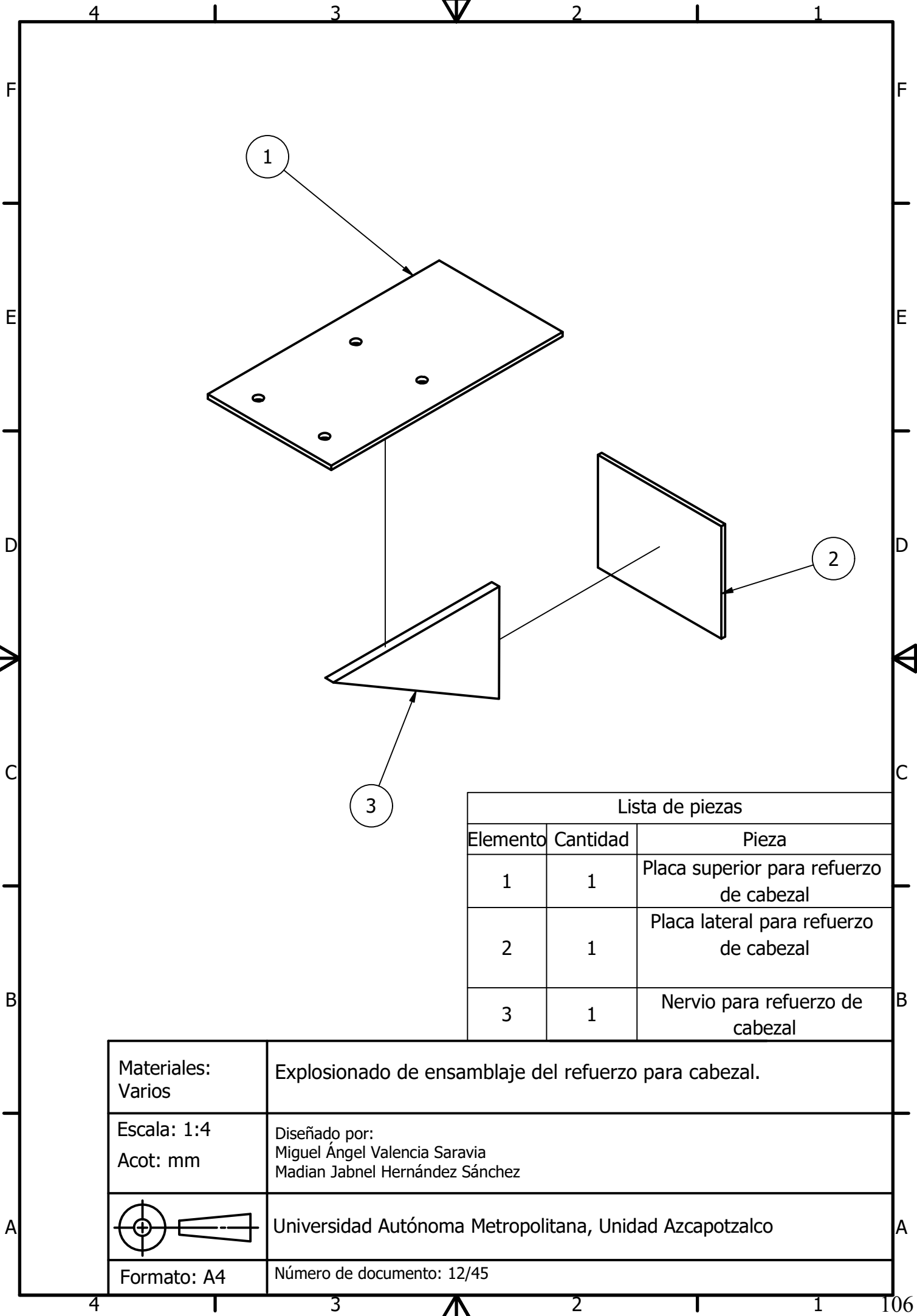
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	1	Nervio para la ménsula
2	1	Parte superior para la ménsula
3	1	Pared Lateral para la ménsula

Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje de la ménsula.
Escala: 1:4 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 10/45

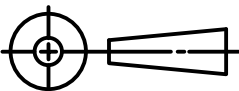


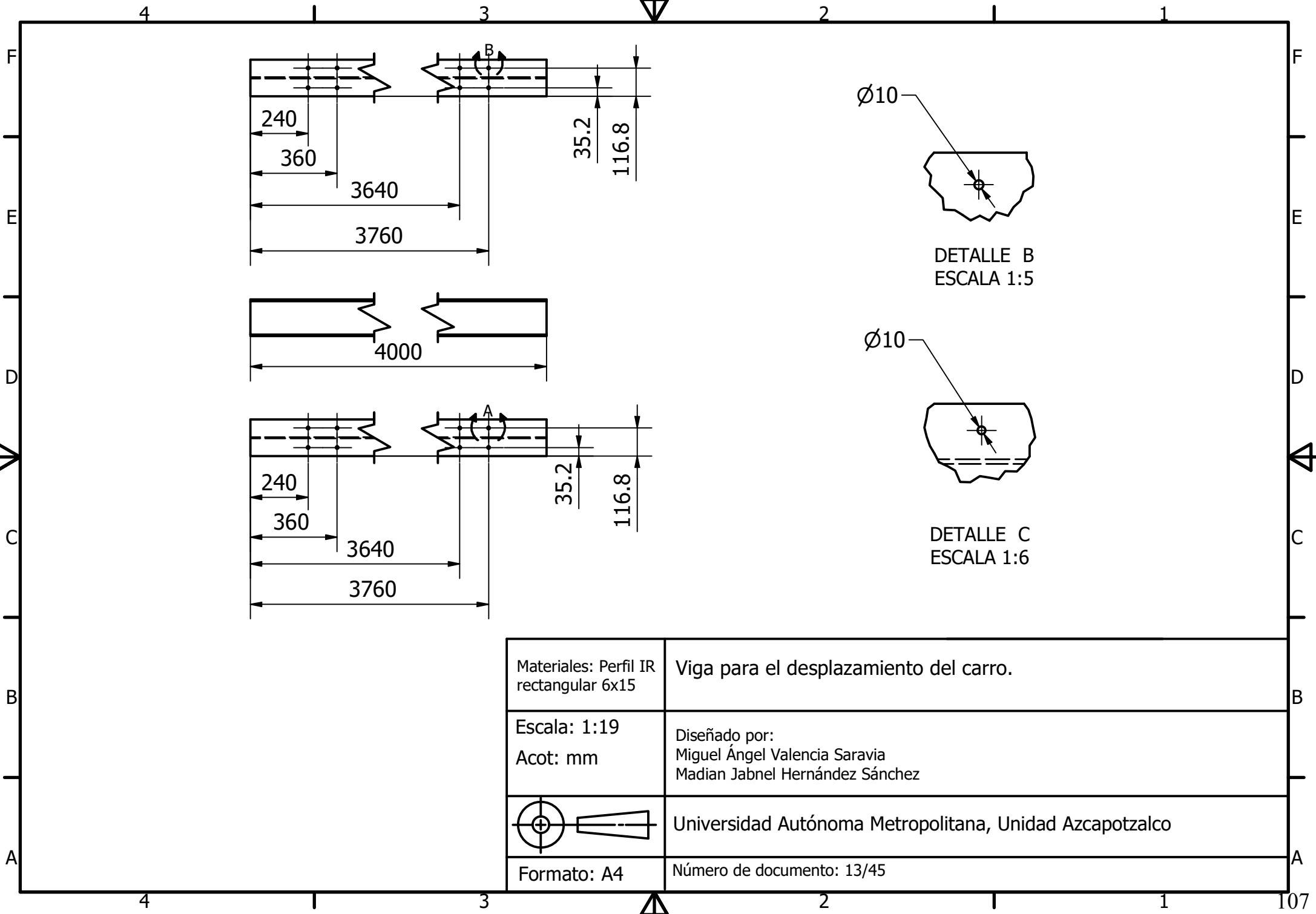
Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	1	Nervio para el tope de riel
2	1	Pared Lateral para tope del riel
3	1	l Parte superior tope del riel

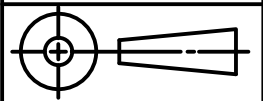
Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje del tope para riel.
Escala: 1:3 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 11/45

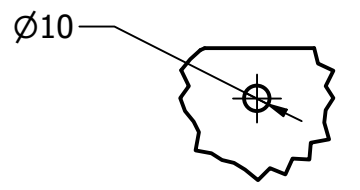
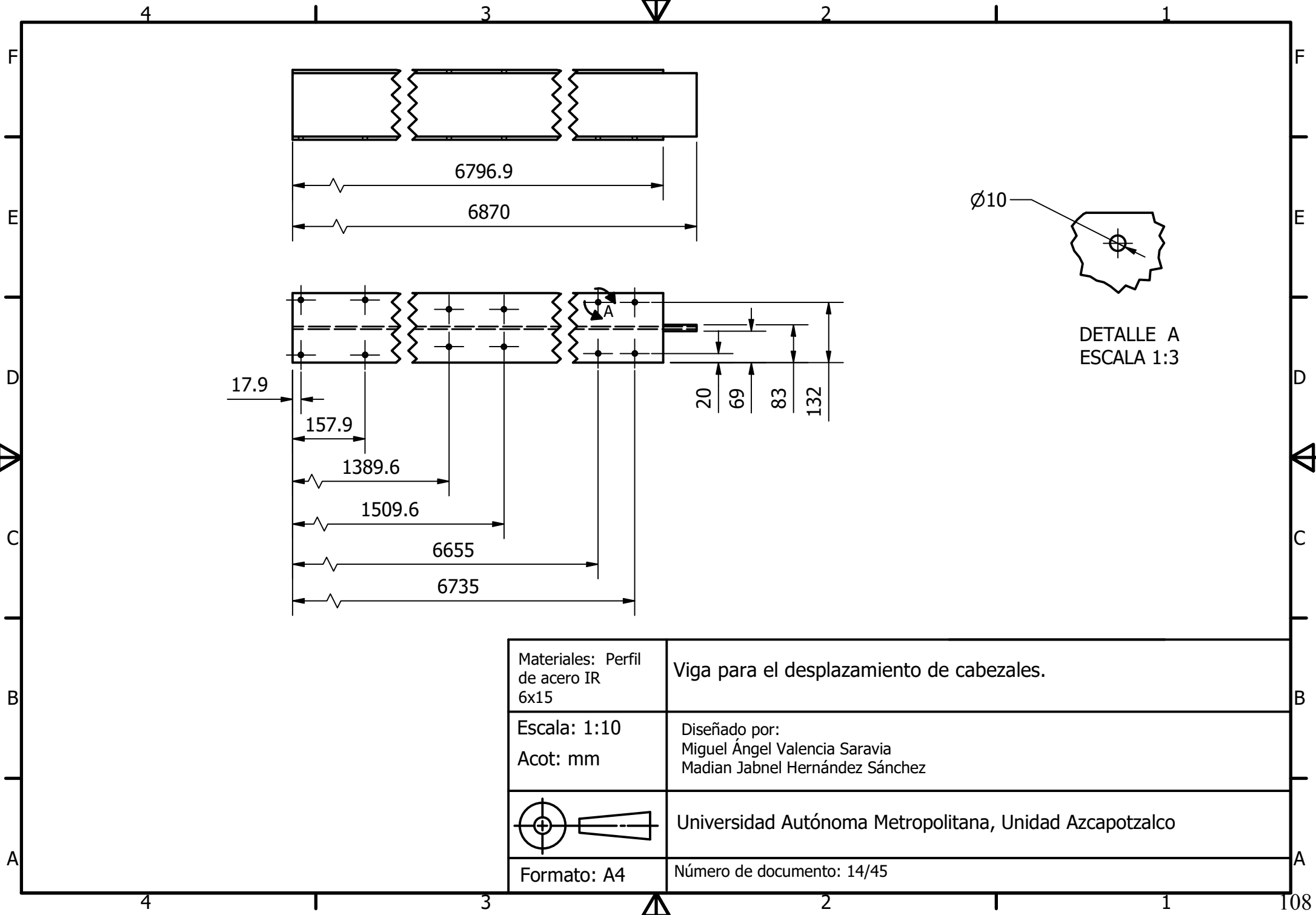


Lista de piezas		
Elemento	Cantidad	Pieza
1	1	Placa superior para refuerzo de cabezal
2	1	Placa lateral para refuerzo de cabezal
3	1	Nervio para refuerzo de cabezal

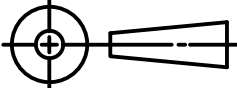
Materiales: Varios	Explosionado de ensamblaje del refuerzo para cabezal.
Escala: 1:4 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 12/45

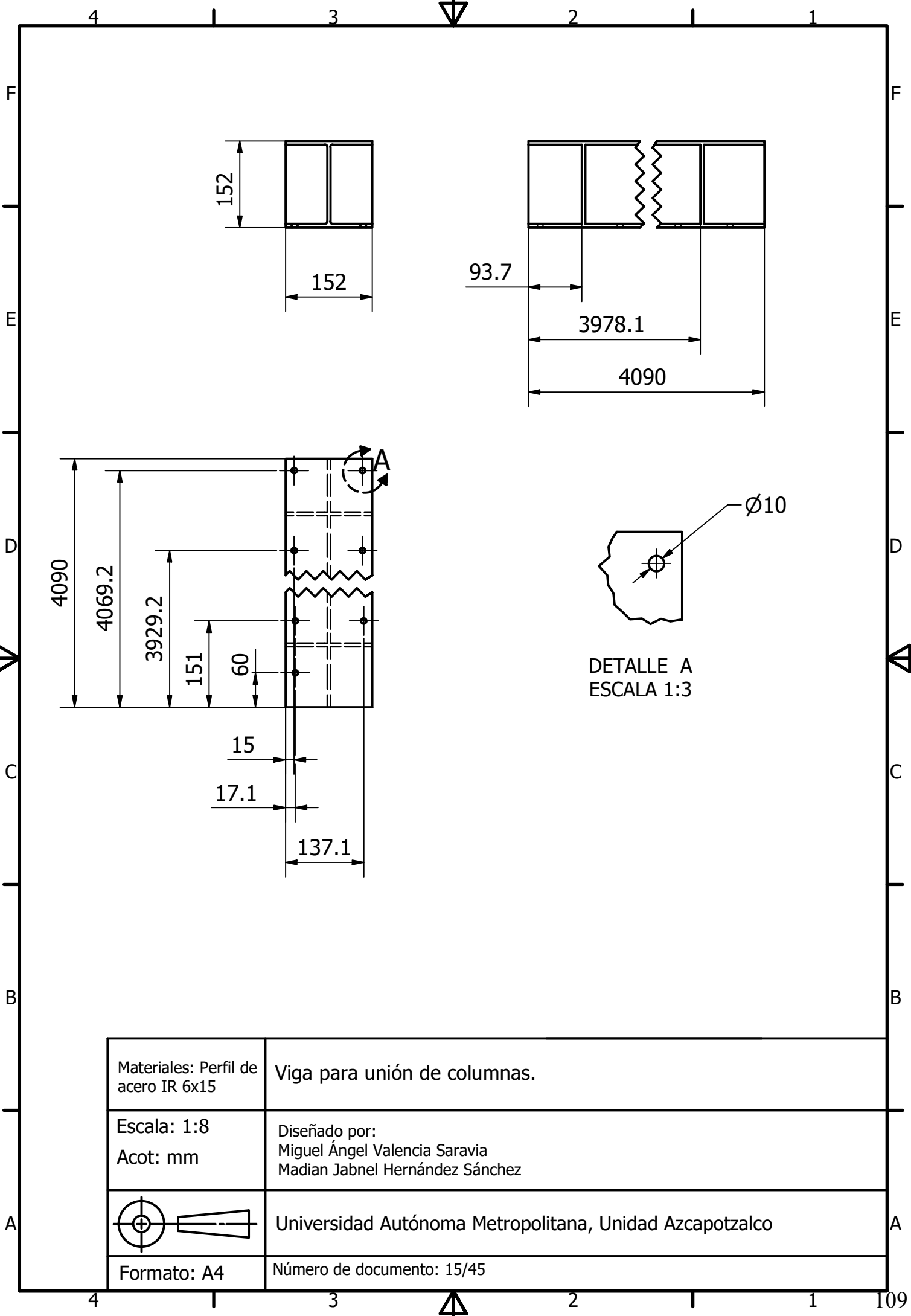


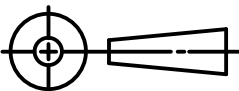
Materiales: Perfil IR rectangular 6x15	Viga para el desplazamiento del carro.
Escala: 1:19 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 13/45



DETALLE A
ESCALA 1:3

Materiales: Perfil de acero IR 6x15	Viga para el desplazamiento de cabezales.
Escala: 1:10 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 14/45



Materiales: Perfil de acero IR 6x15	Viga para unión de columnas.
Escala: 1:8 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 15/45

4

1

3



2

1

1

F

F

E

E

D

D

C

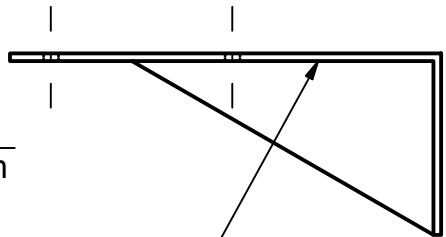
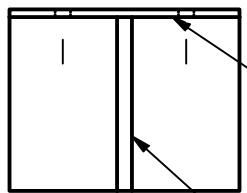
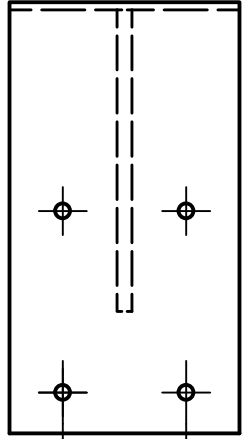
C

B

B

A

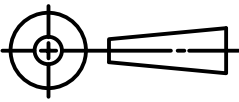
A



5 mm / 152 mm

5 mm / 71 mm / 5 mm / 71 mm

5 mm / 204 mm

<p>Materiales: Electrodo AWS E6011. Placa de acero 1006 3/16 in Placa de acero 1006 3/8 in</p>	<p>Indicaciones de soldadura para los refuerzos de cabezal.</p>
<p>Escala: 1:5 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 16/45</p>

4

1

3

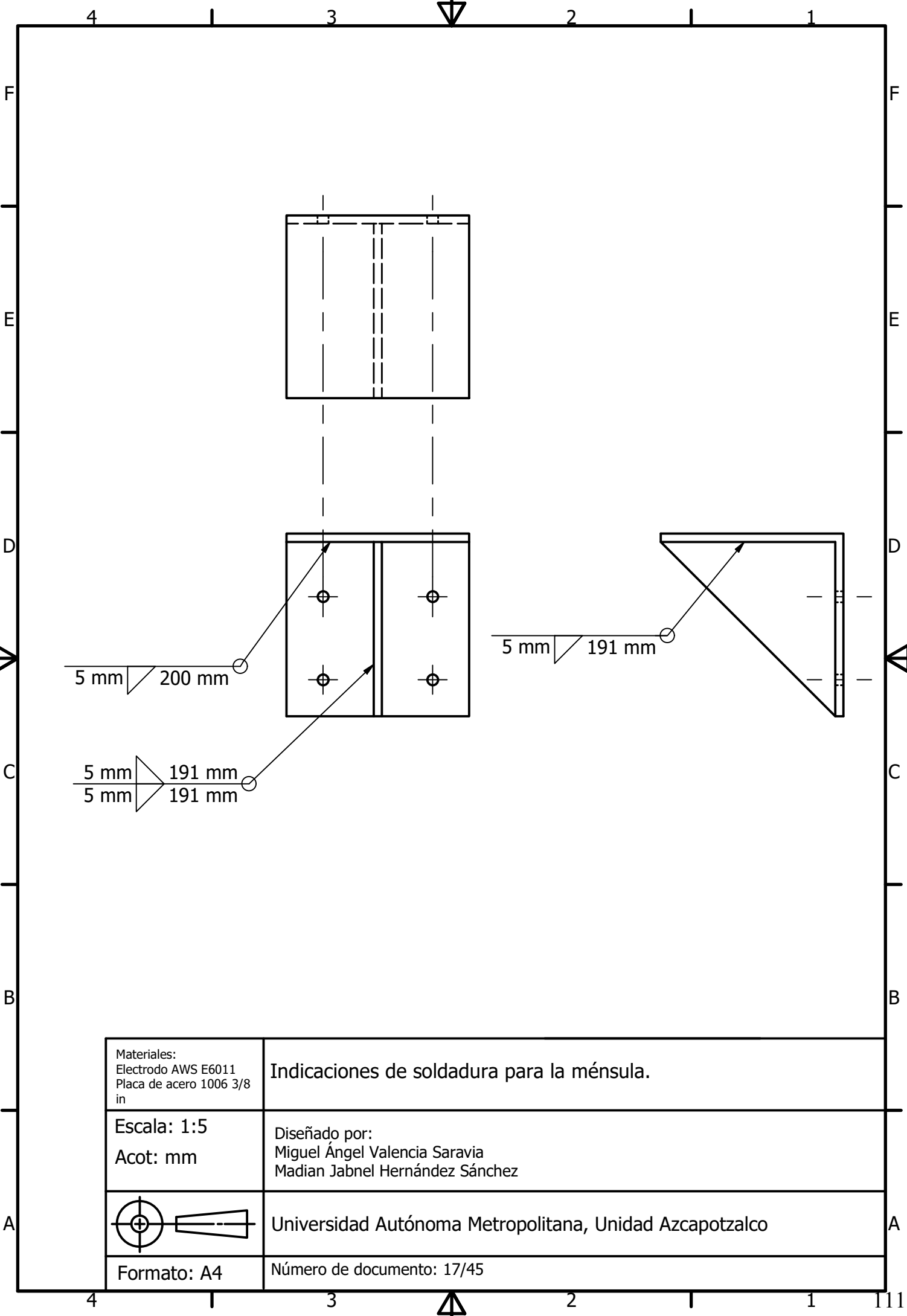


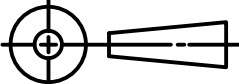
2

1

1

110



<p>Materiales: Electrodo AWS E6011 Placa de acero 1006 3/8 in</p>	<p>Indicaciones de soldadura para la ménsula.</p>
<p>Escala: 1:5 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 17/45</p>

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

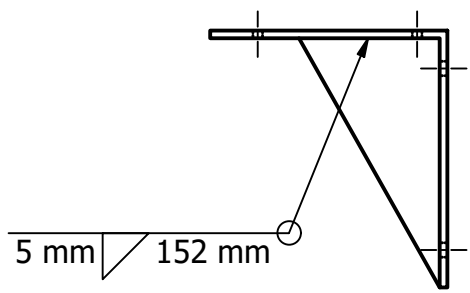
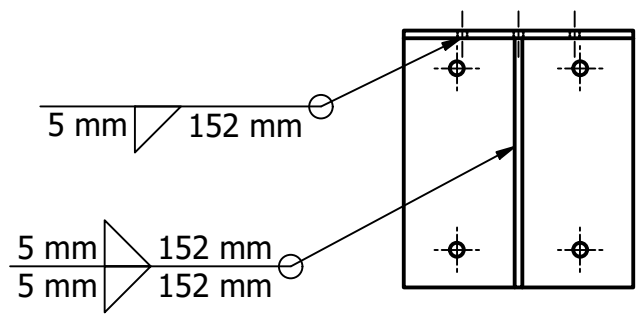
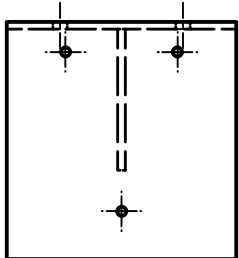
C

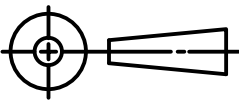
B

B

A

A



<p>Materiales: Electrodo AWS E6011. Placa de acero 1006 3/16 in</p>	<p>Indicaciones de soldadura para el tope de riel.</p>
<p>Escala: 1:5 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 18/45</p>

4

1

3

2

1

1

112



4 3 2 1

F F

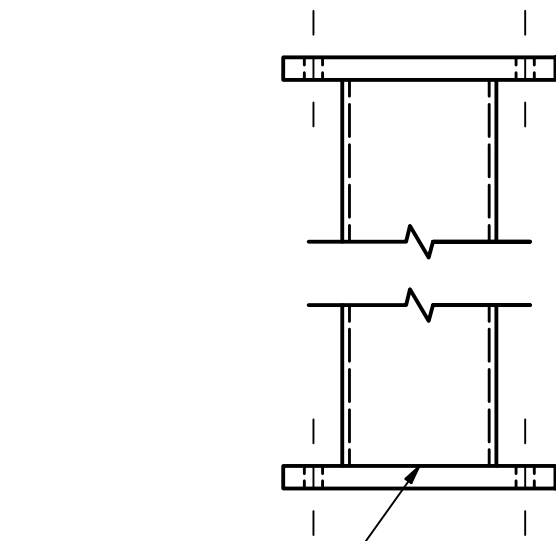
E E

D D

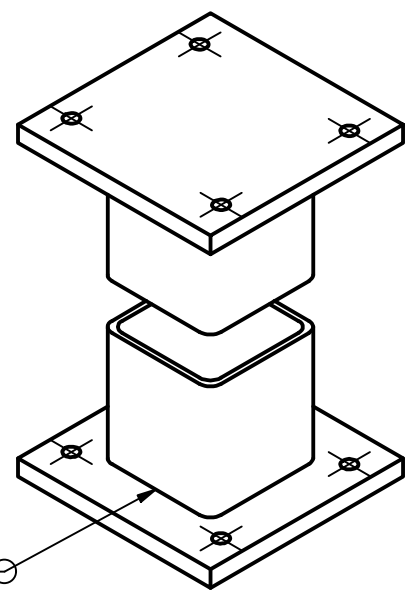
C C

B B

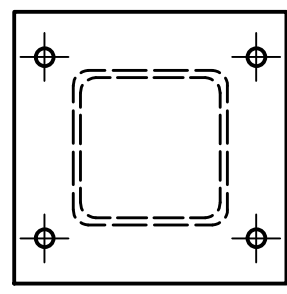
A A

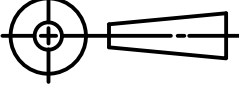


5 mm 102 mm

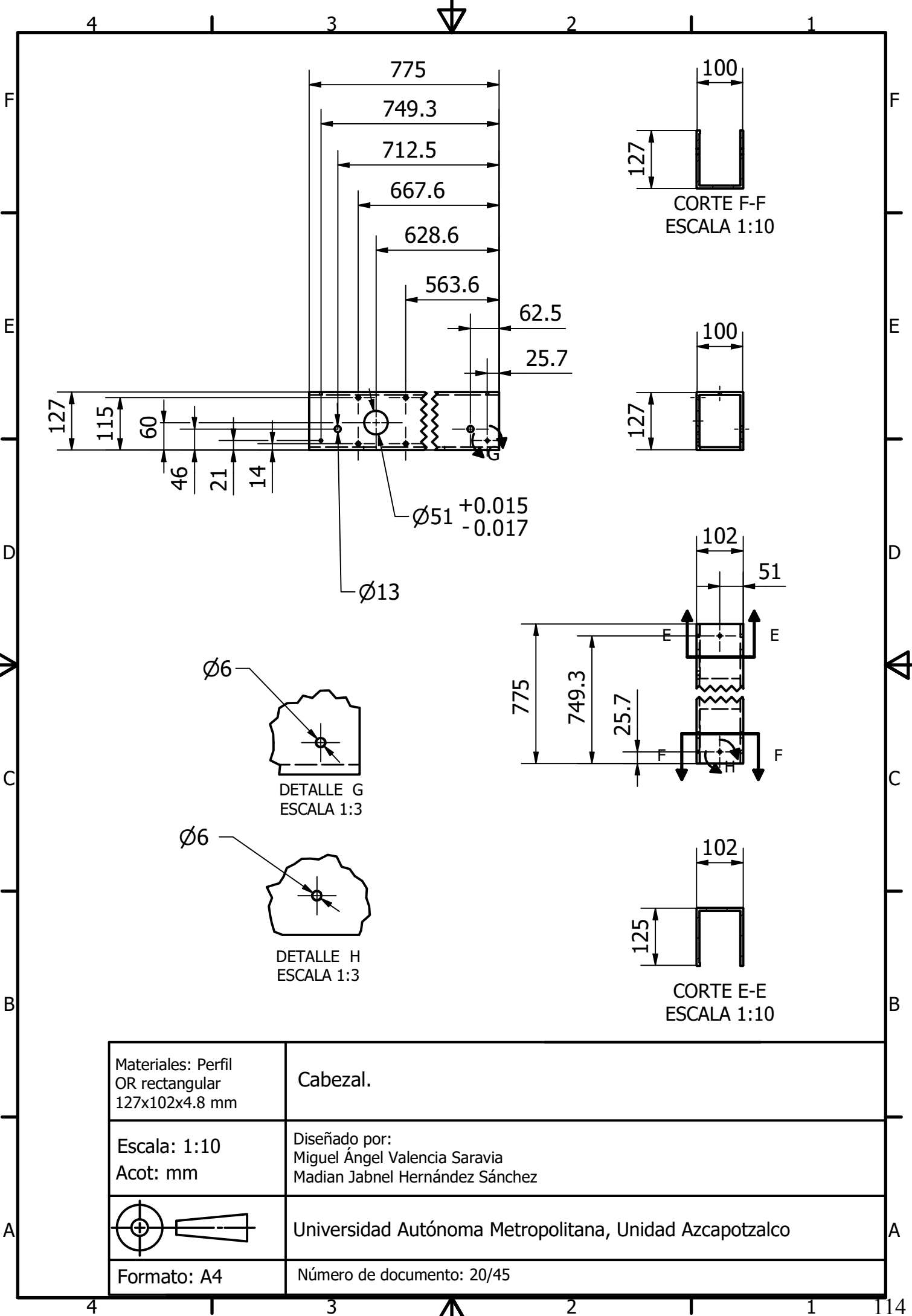


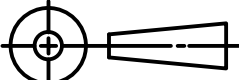
5 mm 102 mm



<p>Materiales: Electrodo AWS E6011. Placa de acero 1006 3/8 in. Perfil OR cuadrado 4x4, 102x4.8 mm</p>	<p>Indicaciones de soldadura para las columnas.</p>
<p>Escala: 1:5 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 19/45</p>

4 3 2 1 113



Materiales: Perfil OR rectangular 127x102x4.8 mm	Cabezal.
Escala: 1:10 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 20/45

4

1

3



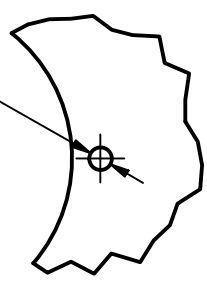
2

1

1

F

F



Ø6

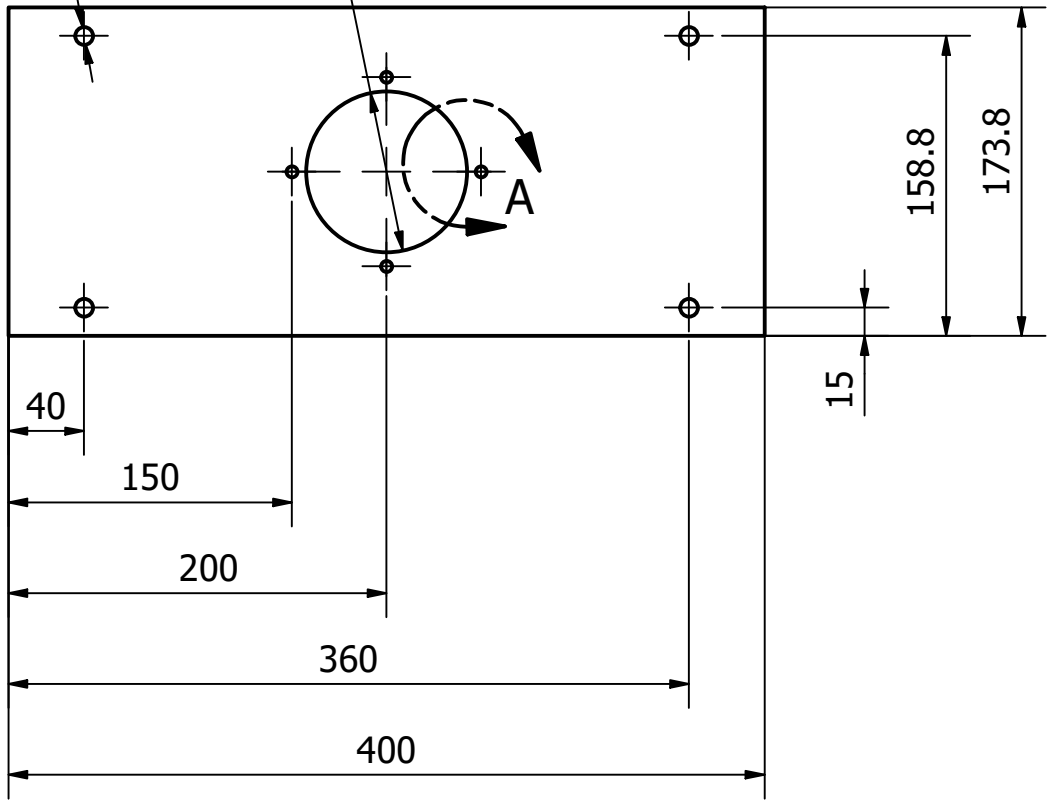
DETALLE A
ESCALA 1 / 2

Ø9.5

Ø85 ^{+0.018}
_{-0.019}

E

E



D

D

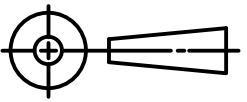


C

C

B

B

<p>Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in.</p>	<p>Base para el motor del carro.</p>
<p>Escala: 1:4 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 21/45</p>

A

A

4

1

3

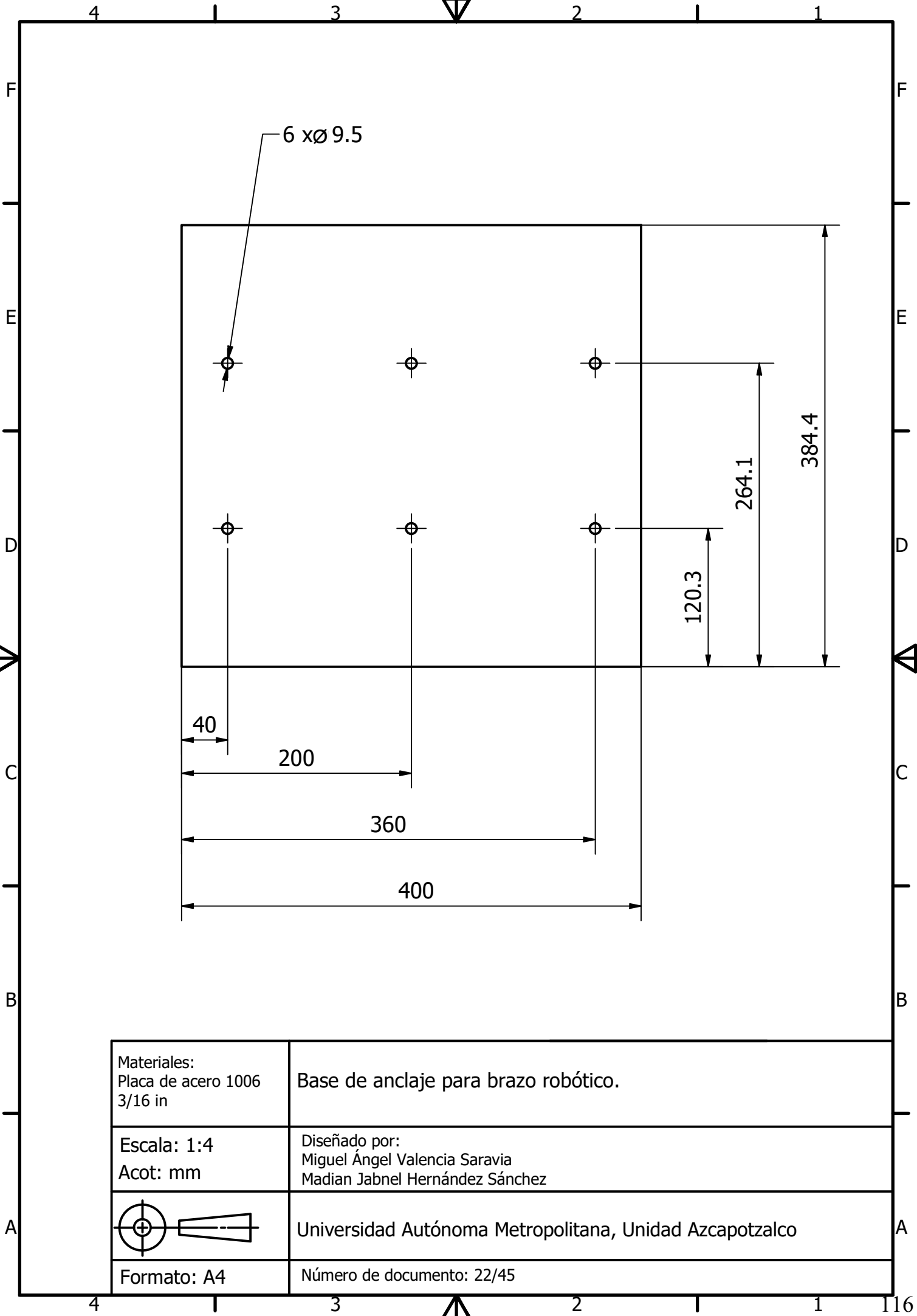


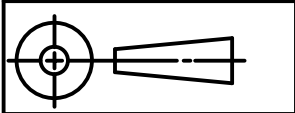
2

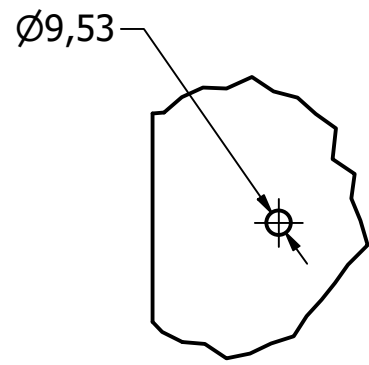
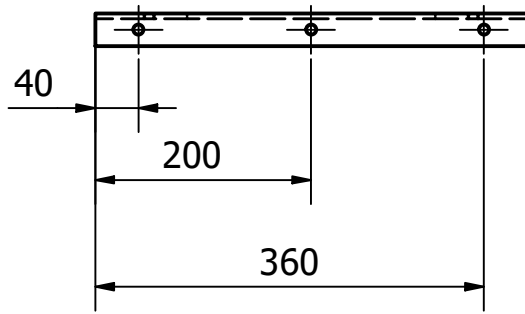
1

1

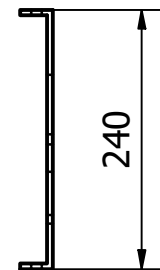
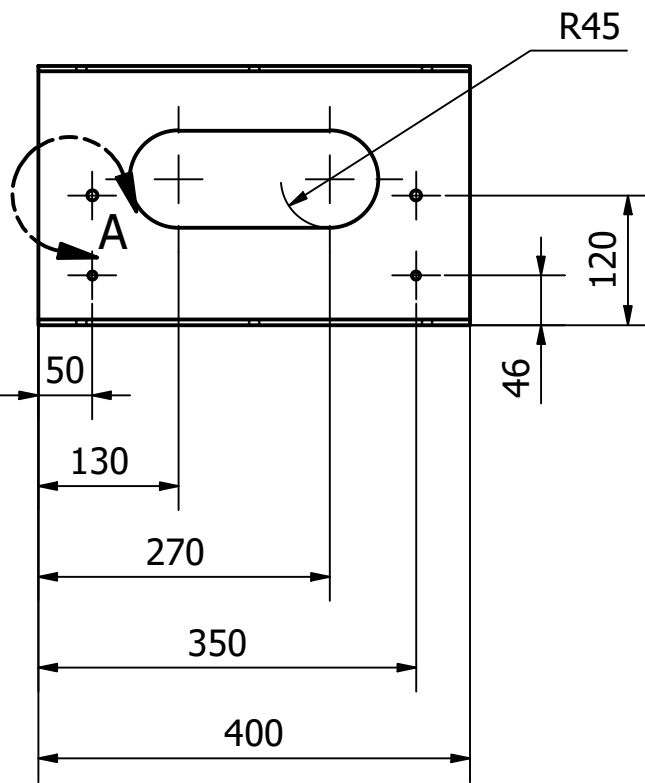
115

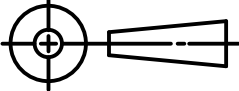


<p>Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in</p>	<p>Base de anclaje para brazo robótico.</p>
<p>Escala: 1:4 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 22/45</p>



DETALLE A
ESCALA 1:3



Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in.	Pared lateral del carro.
Escala: 1:7 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 23/45

4

1

3



2

1

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

B

A

A

4

1

3



2

1

1

117

4

1

3



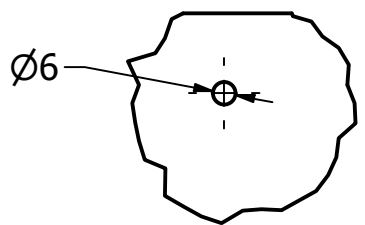
2

1

1

F

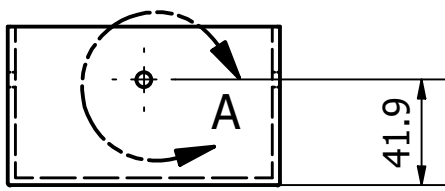
F



DETALLE A
ESCALA 1:2

E

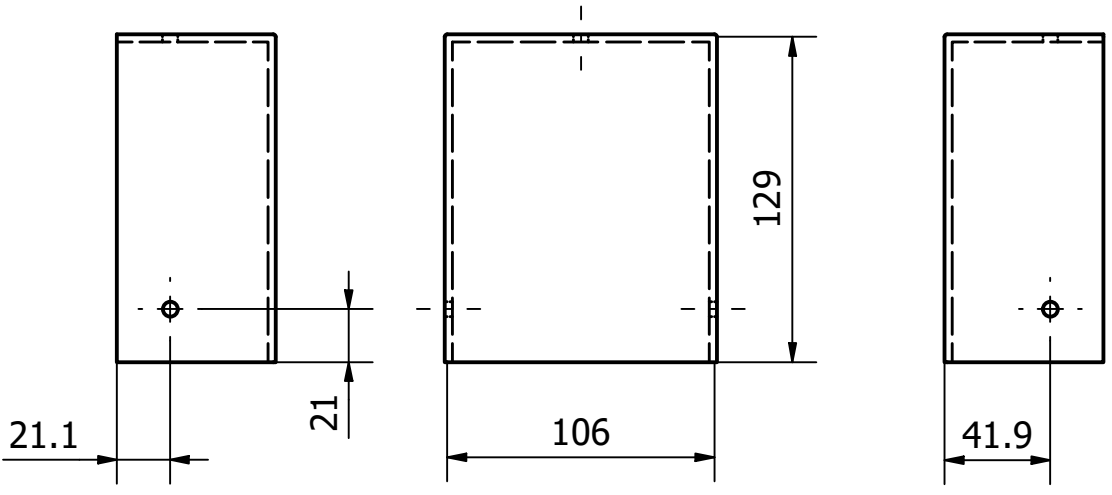
E



41.9

D

D



21.1

21

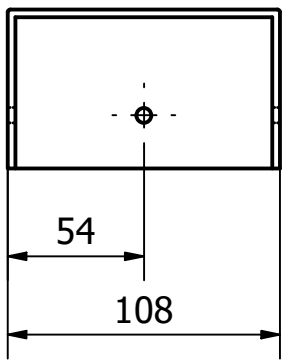
106

129

41.9

C

C



54

108

B

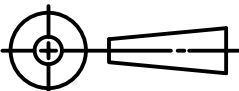
B

Materiales: Perfil OR
rectangular
127x102

Tapa para cabezal.

Escala: 1:3
Acot: mm

Diseñado por:
Miguel Ángel Valencia Saravia
Madian Jabnel Hernández Sánchez



Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco

Formato: A4

Número de documento: 24/45

A

A

4

1

3

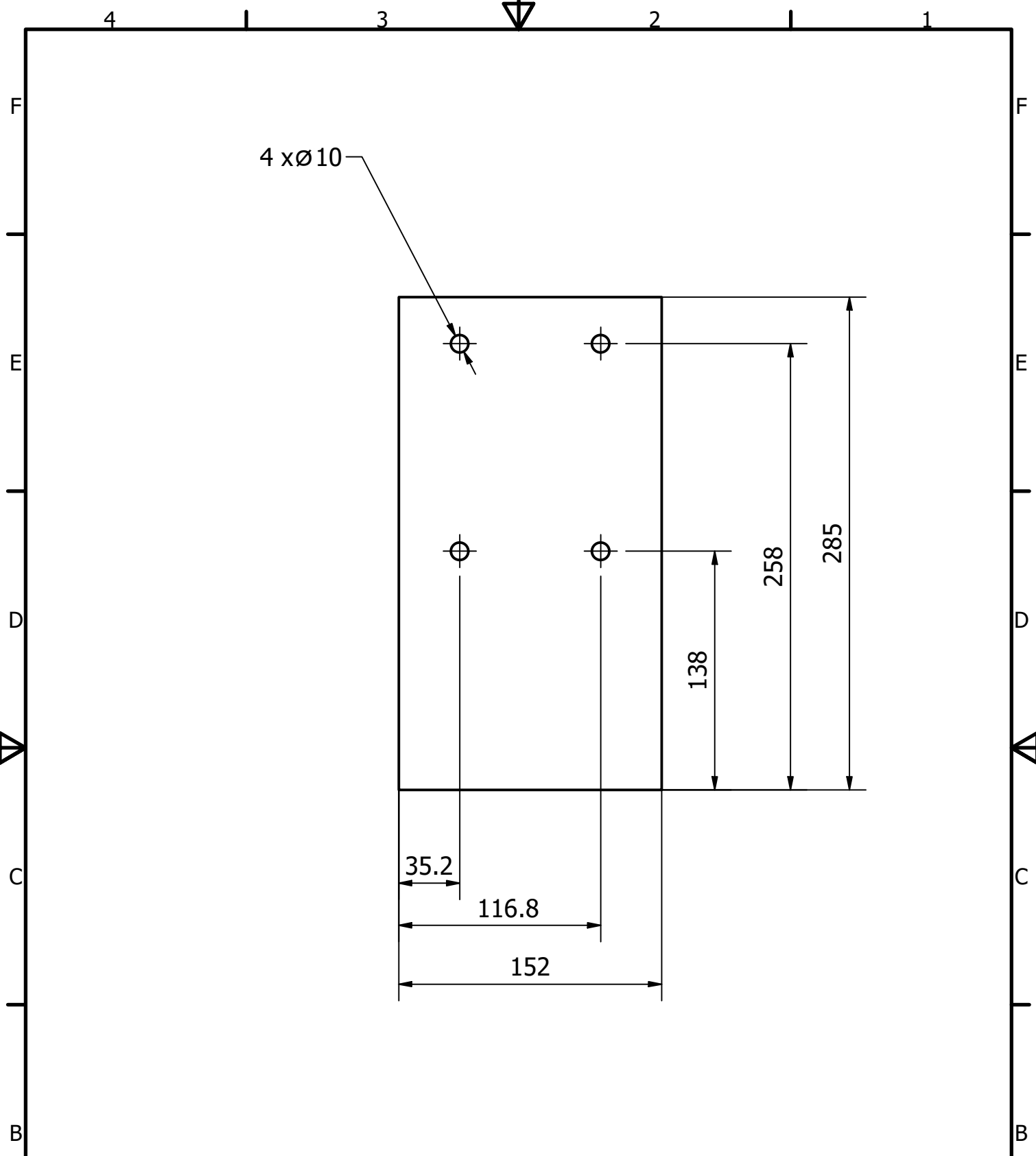


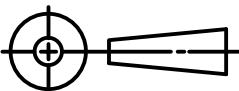
2

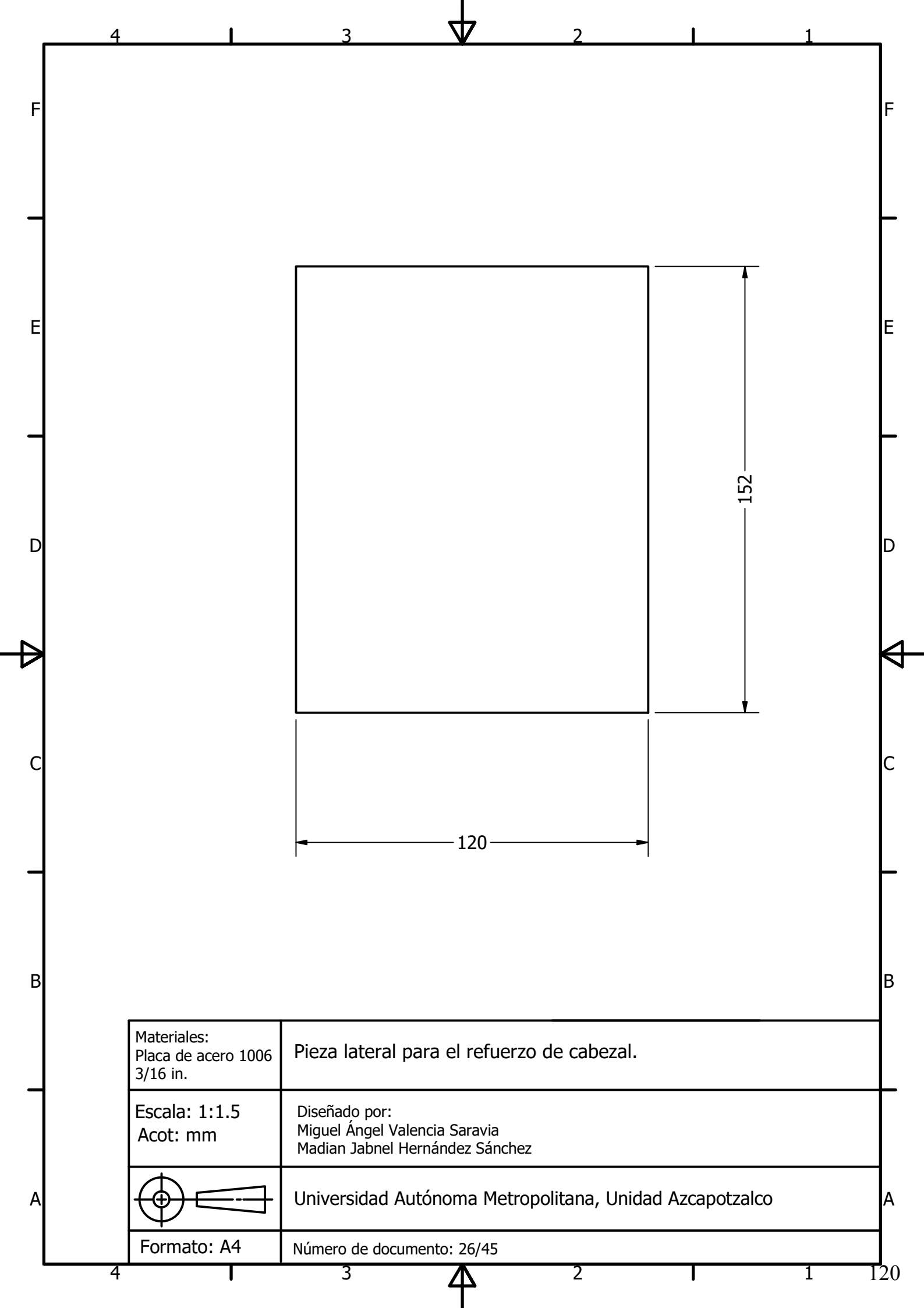
1

1

118



Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in.	Parte superior del refuerzo para cabezal.
Escala: 1:3 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 25/45

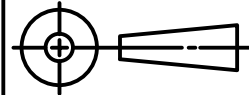


Materiales:
Placa de acero 1006
3/16 in.

Pieza lateral para el refuerzo de cabezal.

Escala: 1:1.5
Acot: mm

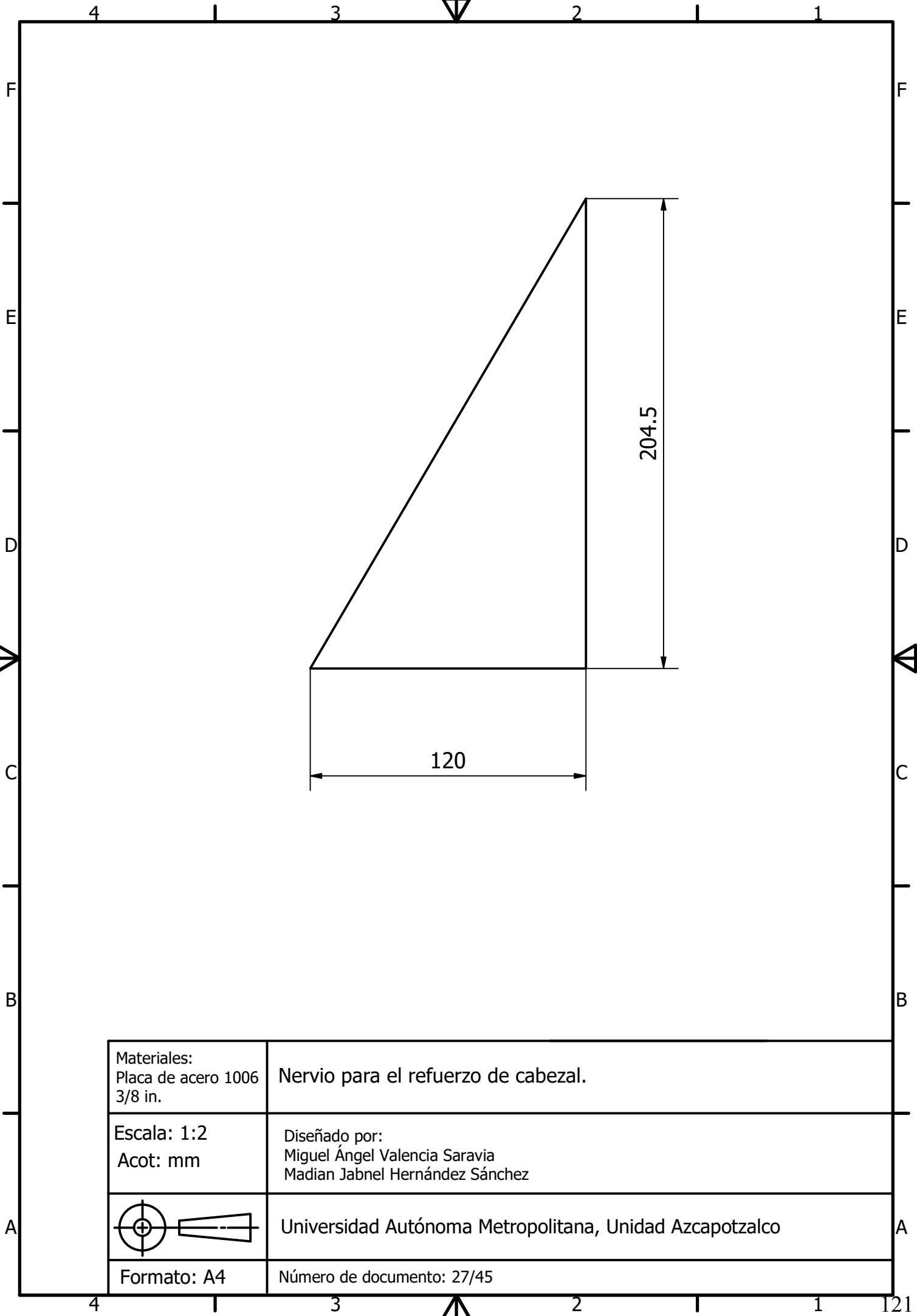
Diseñado por:
Miguel Ángel Valencia Saravia
Madian Jabnel Hernández Sánchez

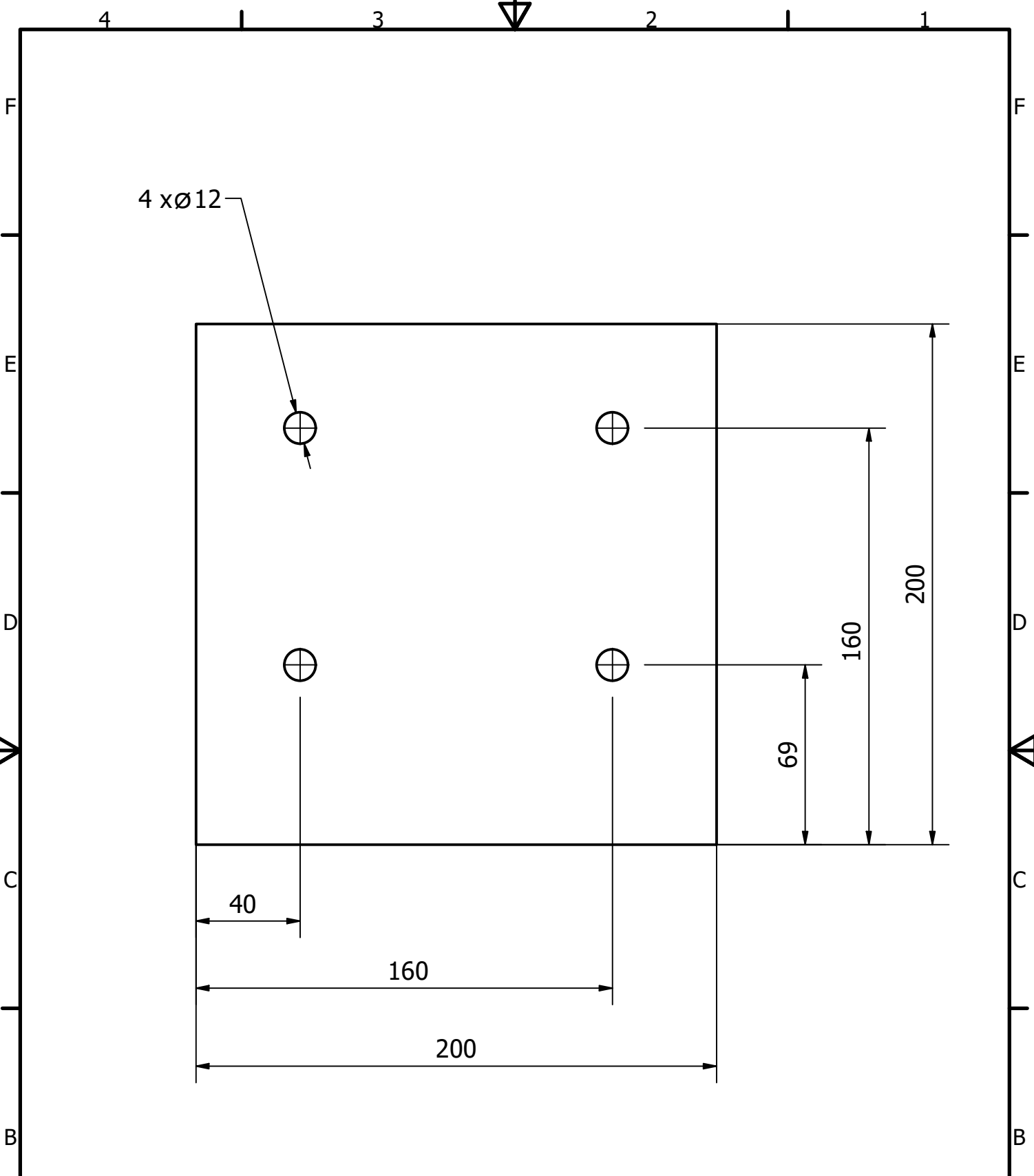


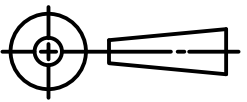
Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco

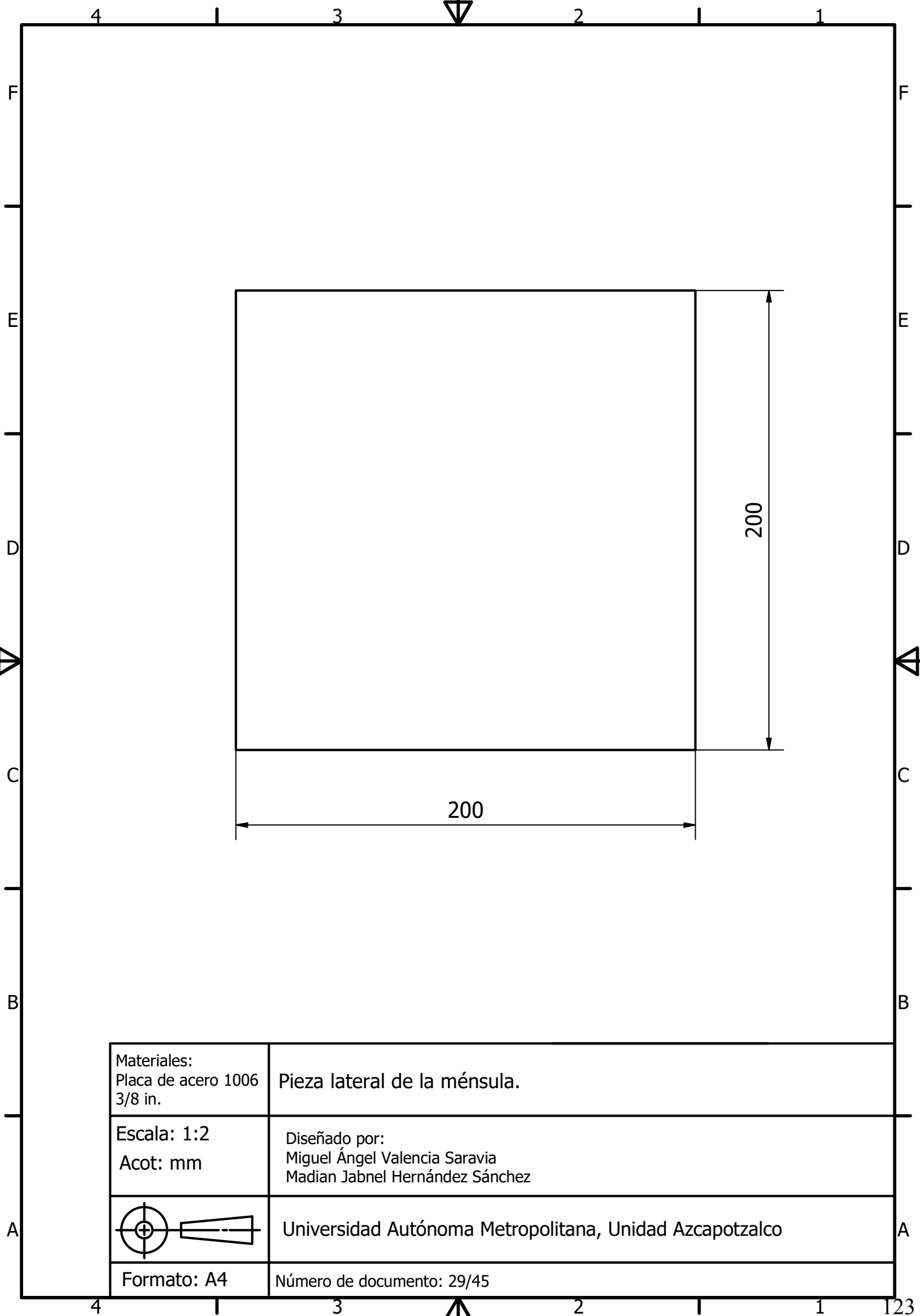
Formato: A4

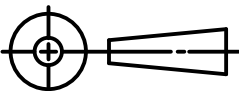
Número de documento: 26/45

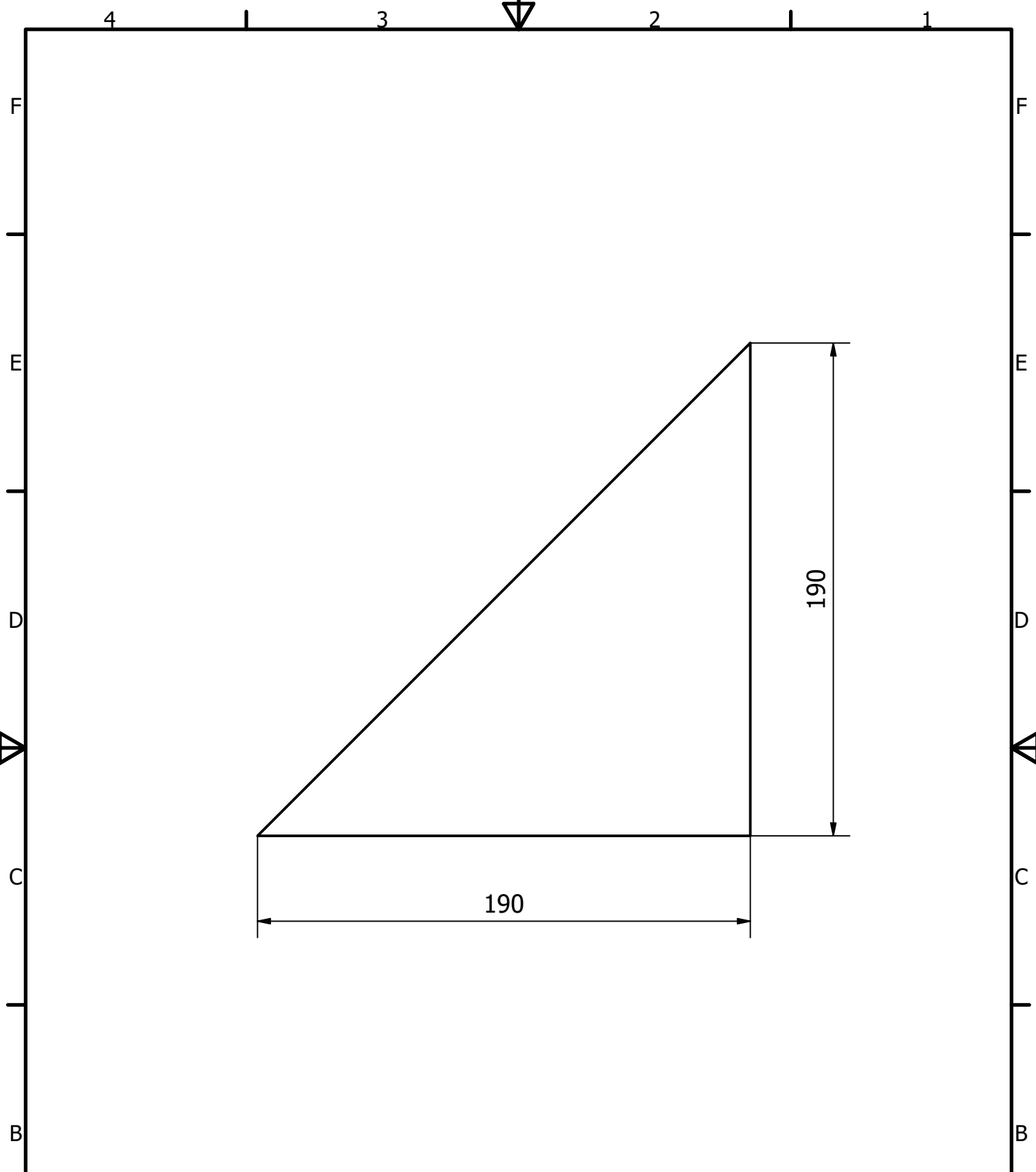




<p>Materiales: Placa de acero 1006 3/8 in.</p>	<p>Parte superior de la ménsula.</p>
<p>Escala: 1:2 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 28/45</p>



Materiales: Placa de acero 1006 3/8 in.	Pieza lateral de la ménsula.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 29/45

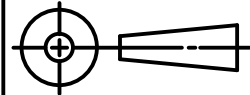


Materiales:
Placa de acero 1006
3/8 in.

Nervio para la ménsula.

Escala: 1:2
Acot: mm

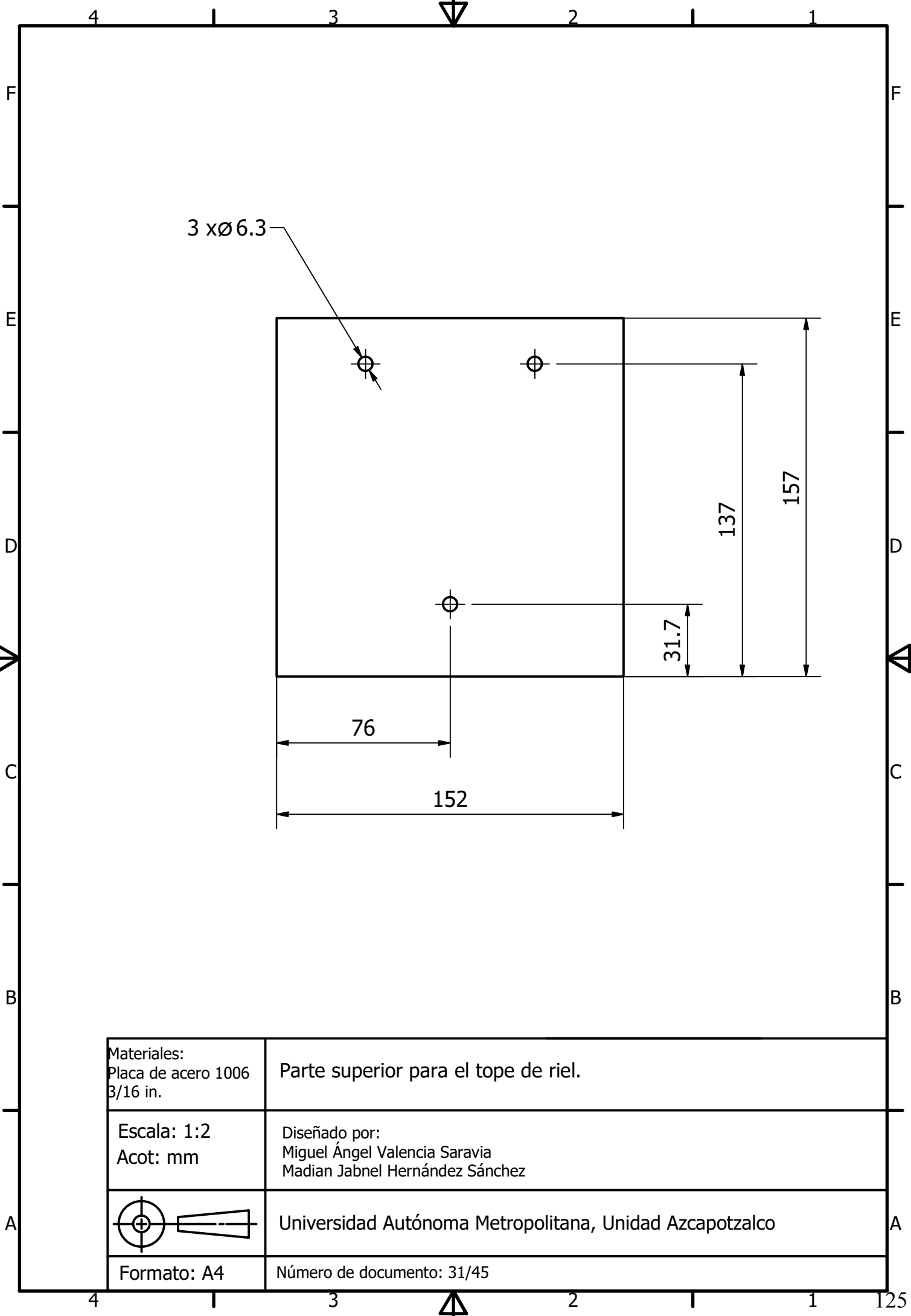
Diseñado por:
Miguel Ángel Valencia Saravia
Madian Jabnel Hernández Sánchez



Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco

Formato: A4

Número de documento: 30/45

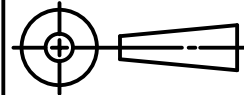


Materiales:
Placa de acero 1006
3/16 in.

Parte superior para el tope de riel.

Escala: 1:2
Acot: mm

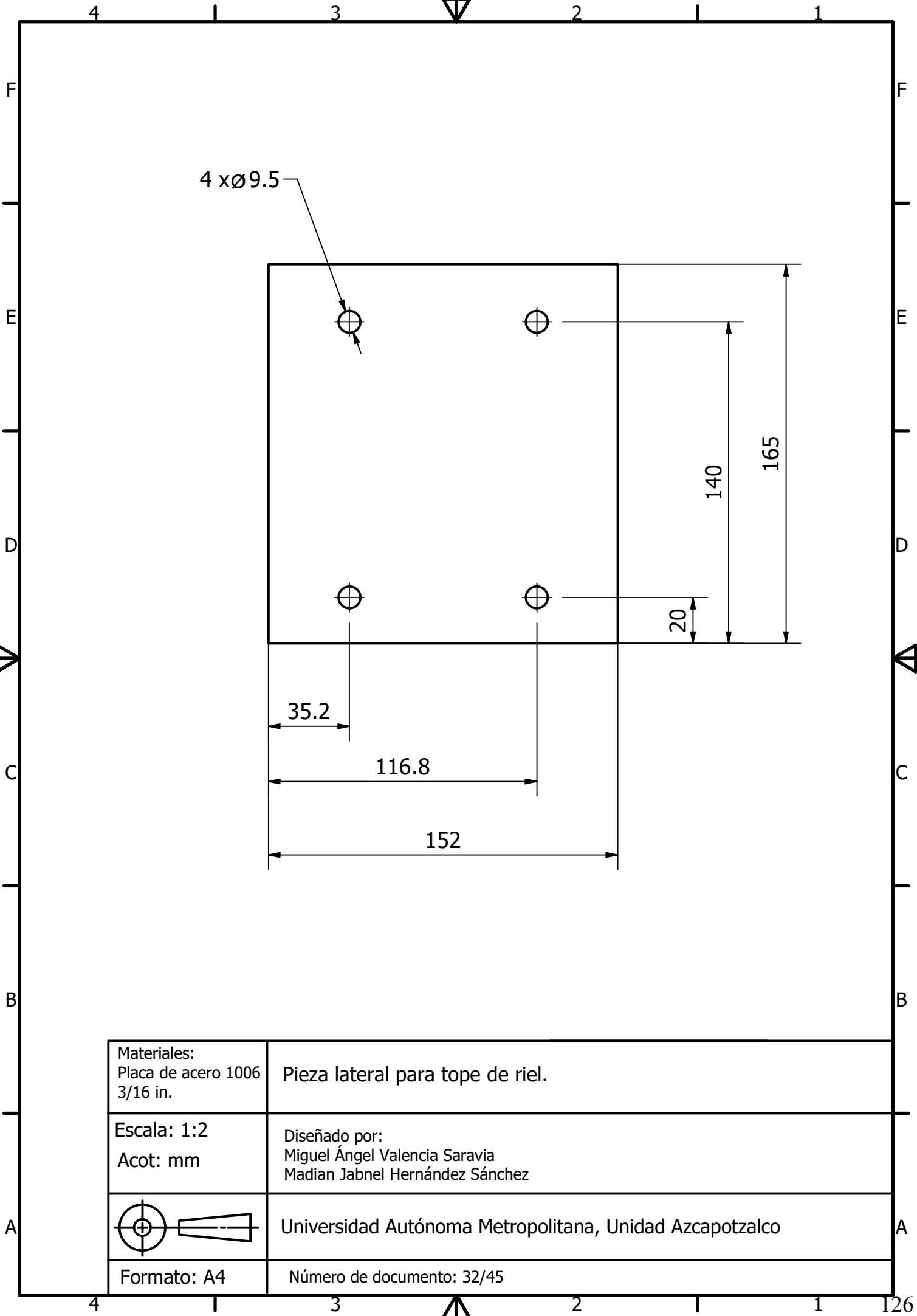
Diseñado por:
Miguel Ángel Valencia Saravia
Madian Jabnel Hernández Sánchez

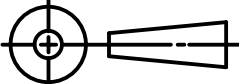


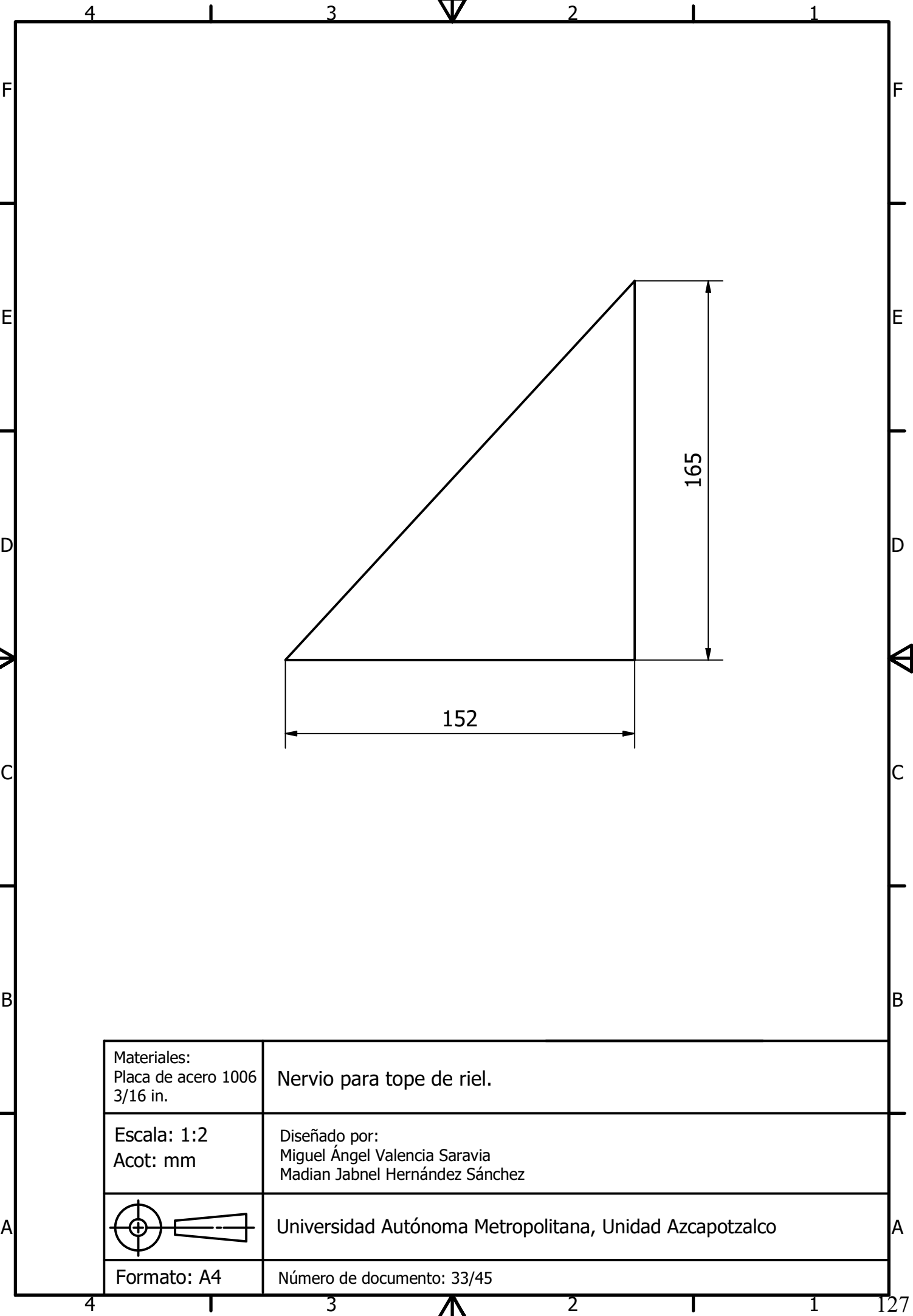
Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco

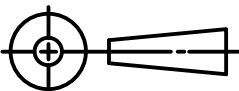
Formato: A4

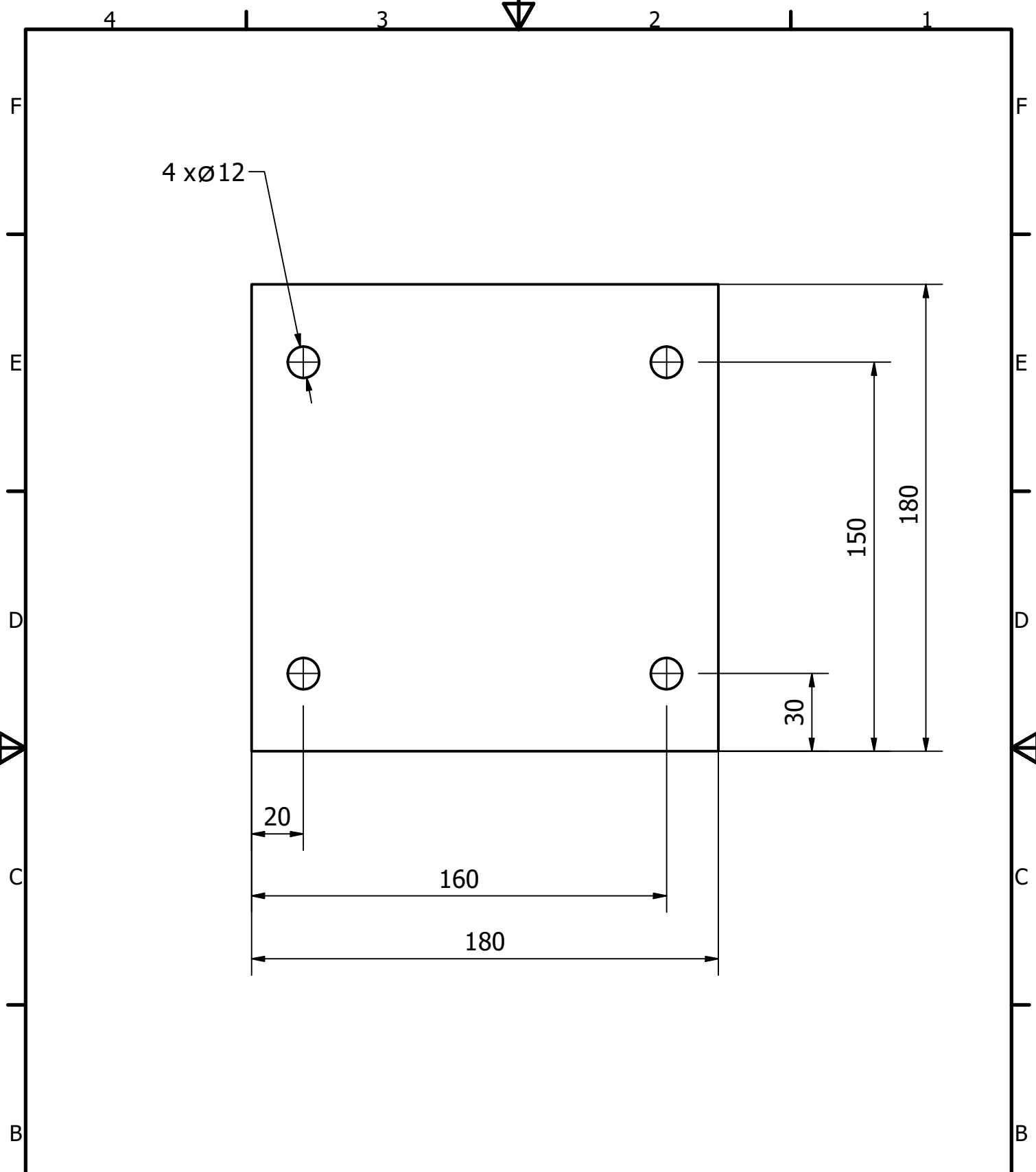
Número de documento: 31/45

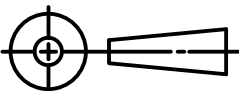


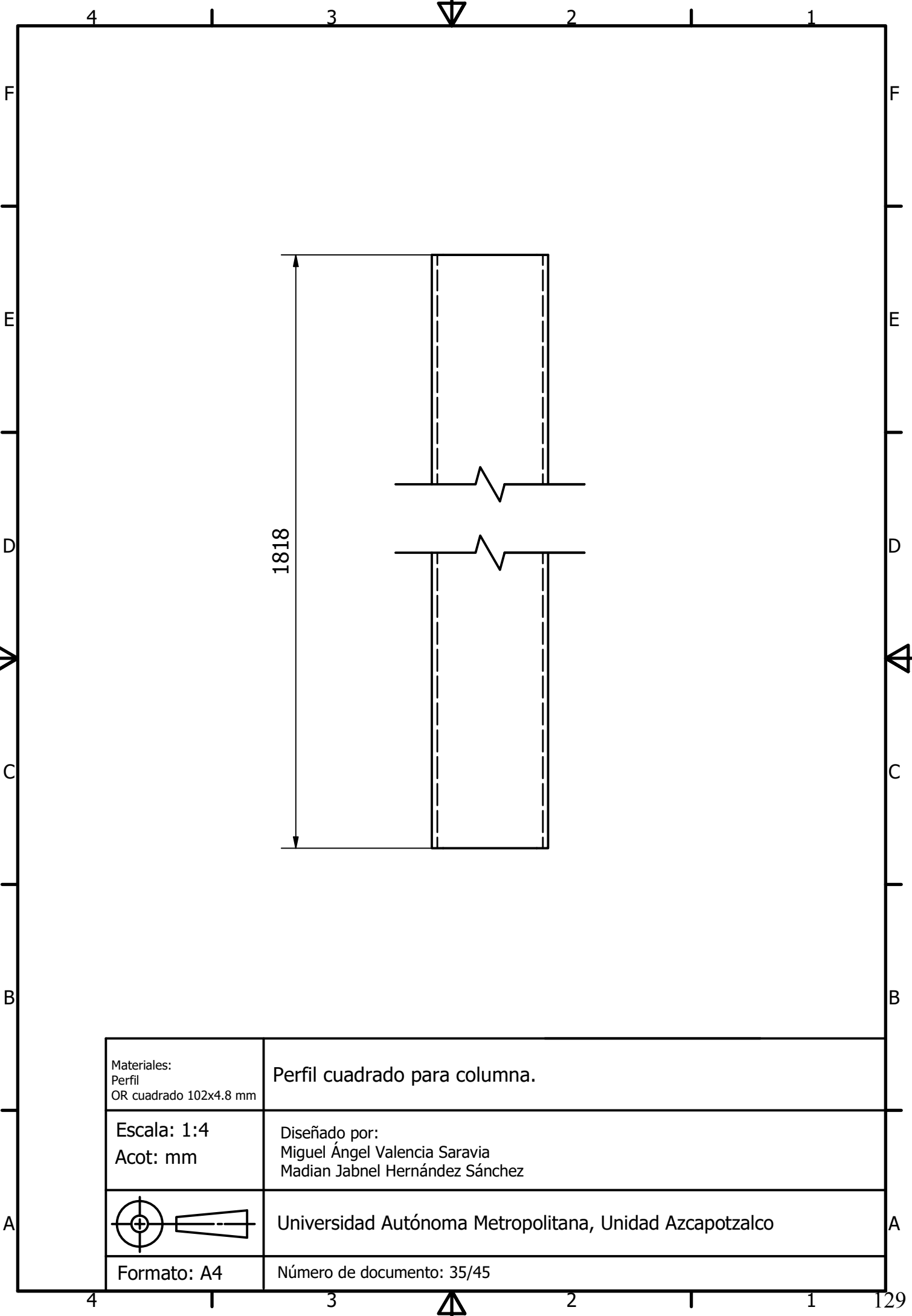
Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in.	Pieza lateral para tope de riel.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 32/45



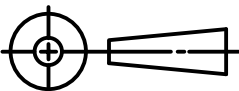
Materiales: Placa de acero 1006 3/16 in.	Nervio para tope de riel.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 33/45



Materiales: Placa de acero 1006 3/8 in.	Base para columna
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 34/45



1818

<p>Materiales: Perfil OR cuadrado 102x4.8 mm</p>	<p>Perfil cuadrado para columna.</p>
<p>Escala: 1:4 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 35/45</p>

4

1

3



2

1

1

F

F

E

E

D

D

C

C

B

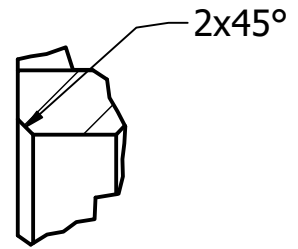
B

A

A

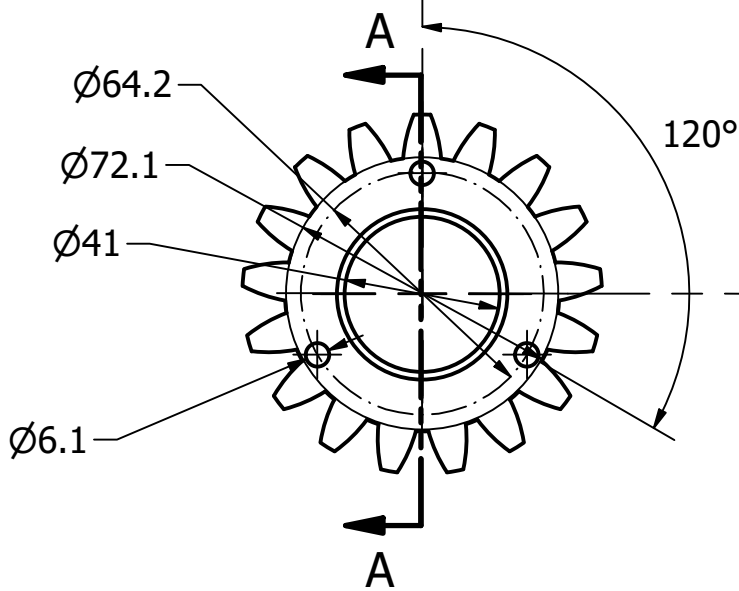


15



2x45°

DETALLE B
ESCALA 1 : 1



Ø64.2

Ø72.1

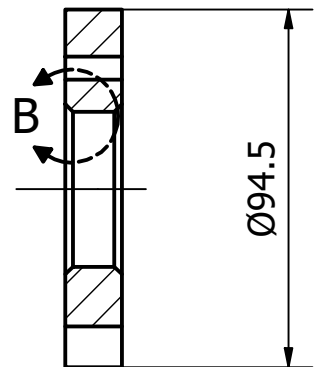
Ø41

Ø6.1

120°

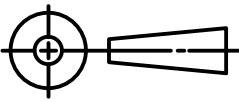
A

A



Ø94.5

CORTE A-A
ESCALA 1 : 2

<p>Materiales: Acero AISI 4340</p>	<p>Engrane de 17 dientes para rueda de transmisión.</p>
<p>Escala: 1:2 Acot: mm</p>	<p>Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez</p>
	<p>Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco</p>
<p>Formato: A4</p>	<p>Número de documento: 36/45</p>

4

1

3

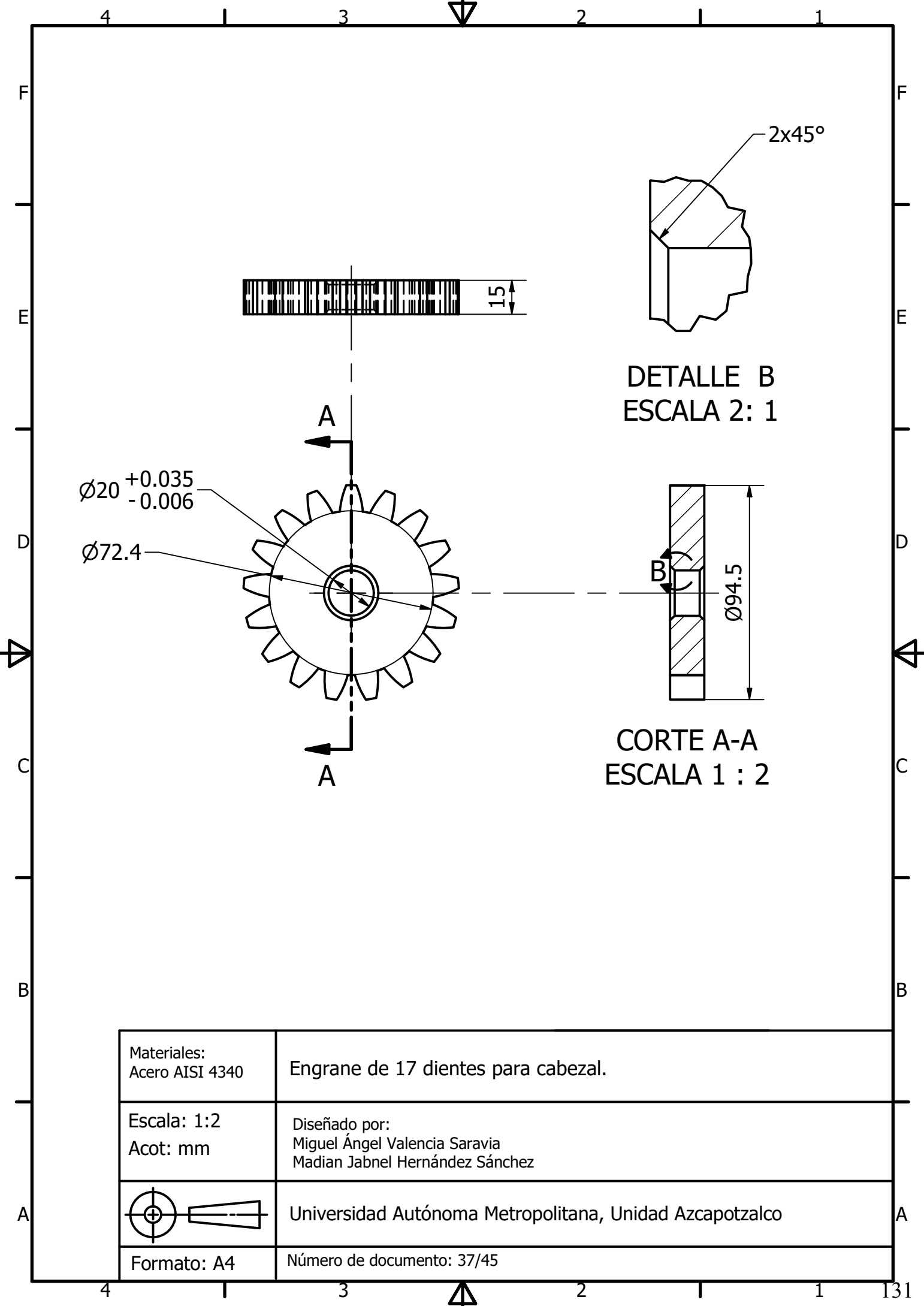


2

1

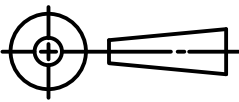
1

130



DETALLE B
ESCALA 2: 1

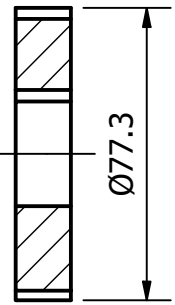
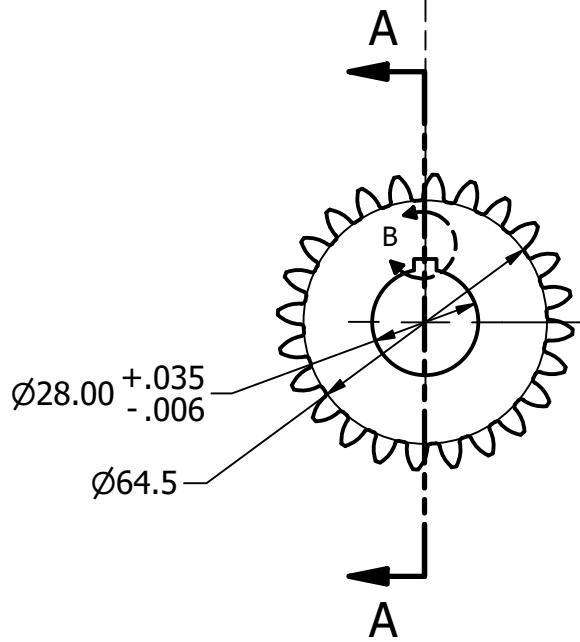
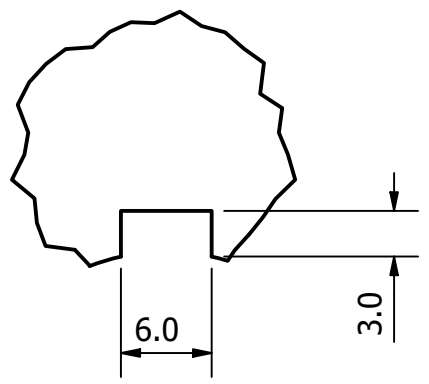
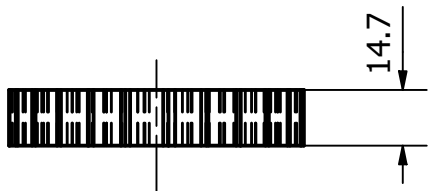
CORTE A-A
ESCALA 1 : 2

Materiales: Acero AISI 4340	Engrane de 17 dientes para cabezal.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 37/45

4 1 3 2 1 1

F F

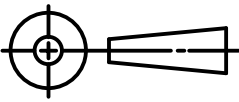
DETALLE B ESCALA 2 : 1



CORTE A-A ESCALA 1 : 2

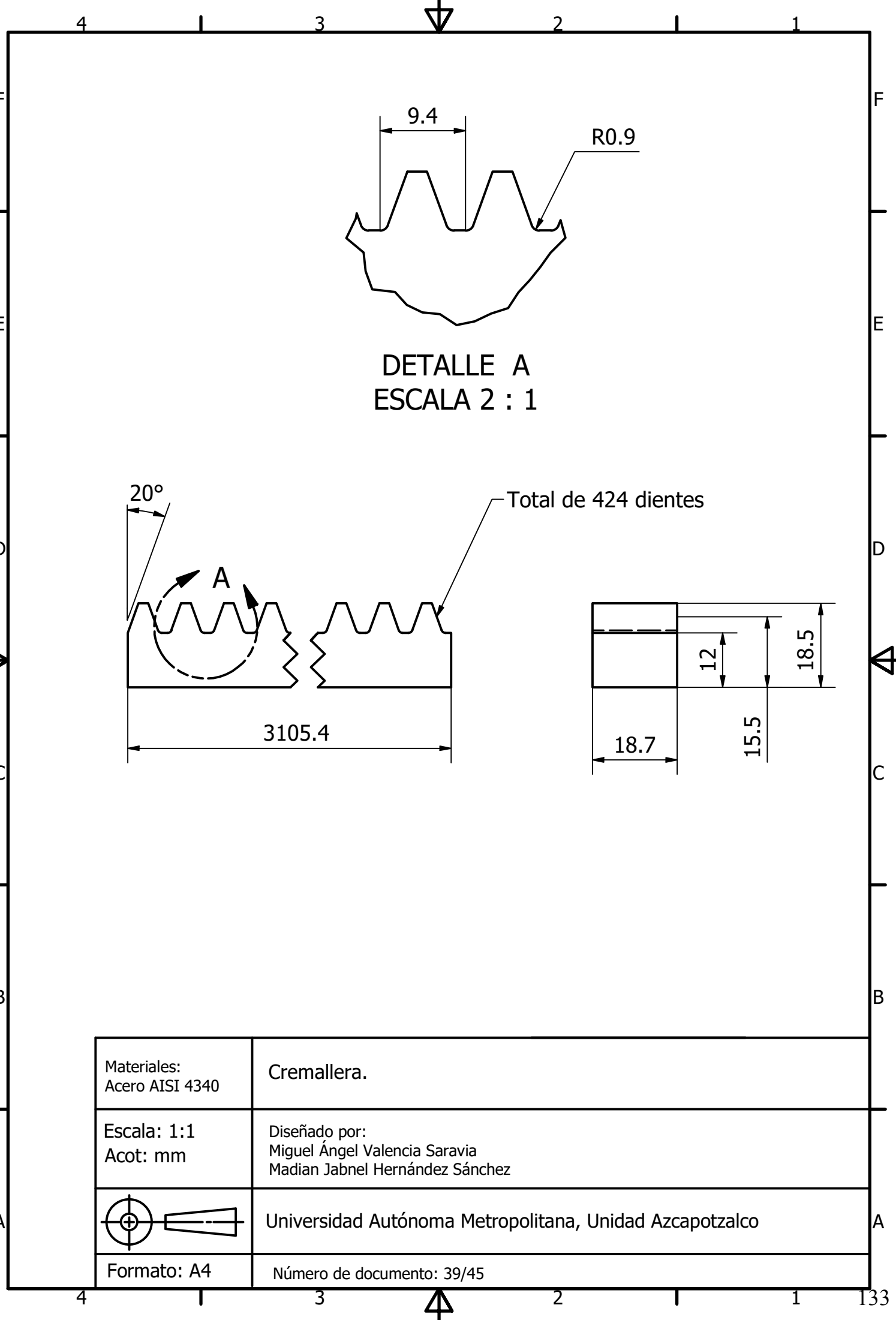
C C

B B

Materiales: Acero AISI 4340.	Título: Engrane de 24 dientes para cremallera.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 38/45

A A

4 1 3 2 1 1 132



DETALLE A
ESCALA 2 : 1

Total de 424 dientes

20°

3105.4

12

18.5

18.7

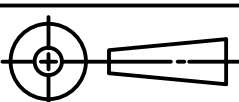
15.5

Materiales:
Acero AISI 4340

Cremallera.

Escala: 1:1
Acot: mm

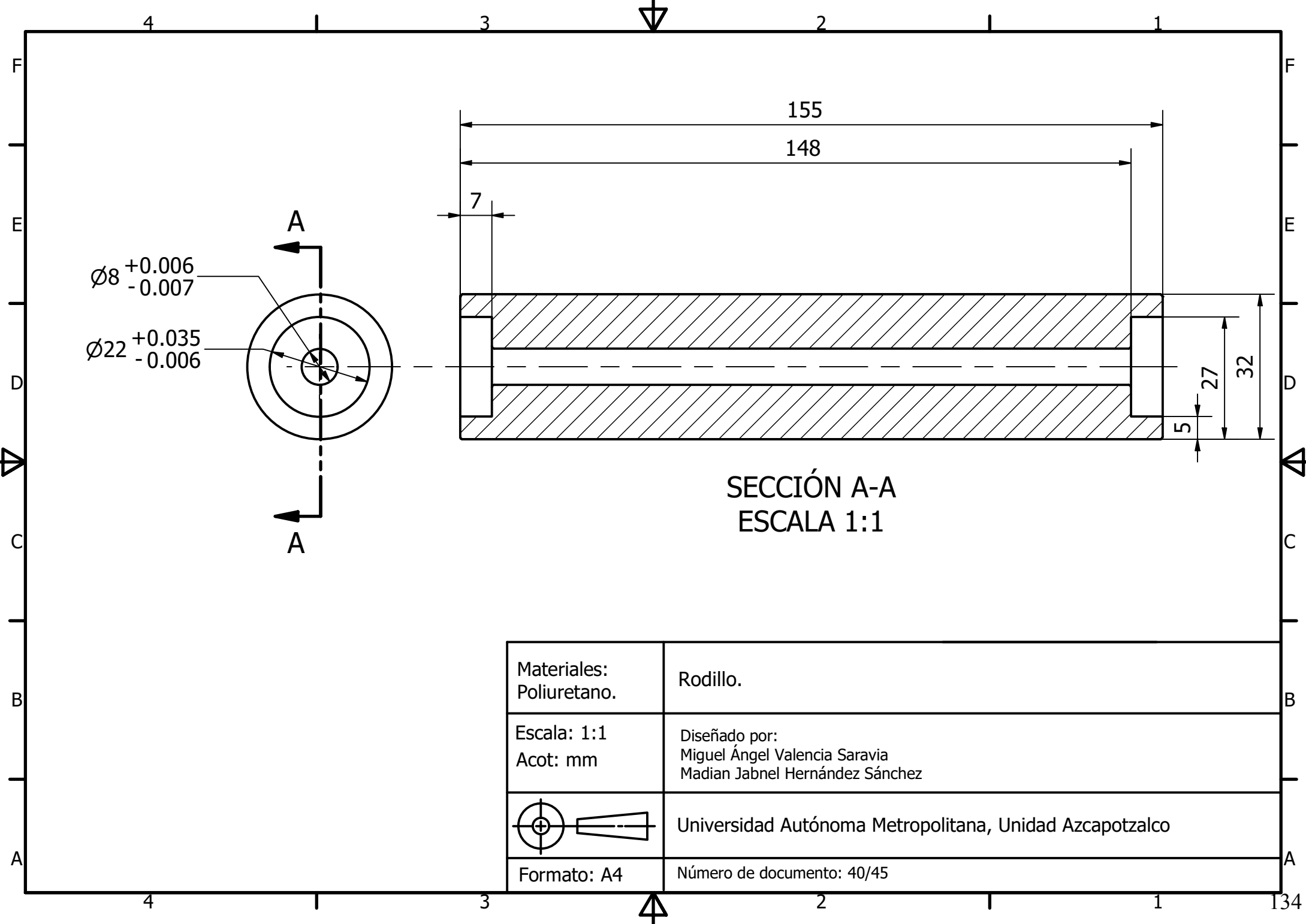
Diseñado por:
Miguel Ángel Valencia Saravia
Madian Jabnel Hernández Sánchez



Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco

Formato: A4

Número de documento: 39/45



$\varnothing 8$ $\begin{matrix} +0.006 \\ -0.007 \end{matrix}$

$\varnothing 22$ $\begin{matrix} +0.035 \\ -0.006 \end{matrix}$

155

148

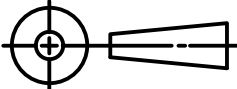
7

5

27

32

SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1

Materiales: Poliuretano.	Rodillo.
Escala: 1:1 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 40/45

4

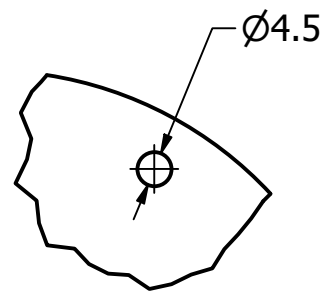
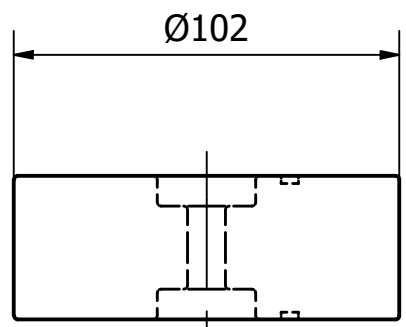
3

2

1

F

F



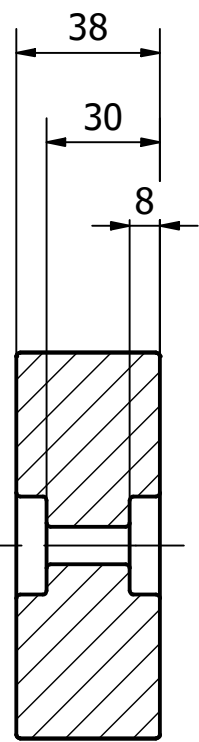
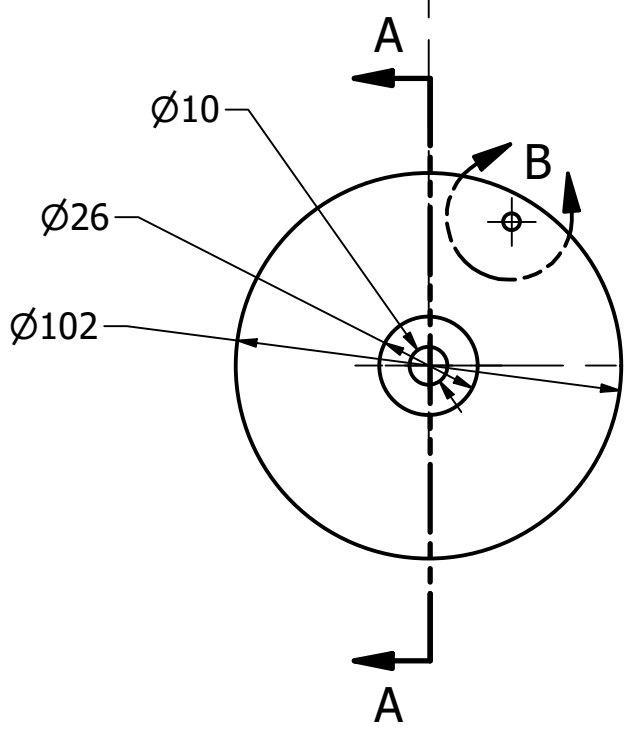
DETALLE B
ESCALA 1 : 1

E

E

D

D



CORTE A-A
ESCALA 1 / 2

C

C

B

B

Materiales: Poliuretano	Rodaja.
Escala: 1:2 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 41/45

A

A

4

1

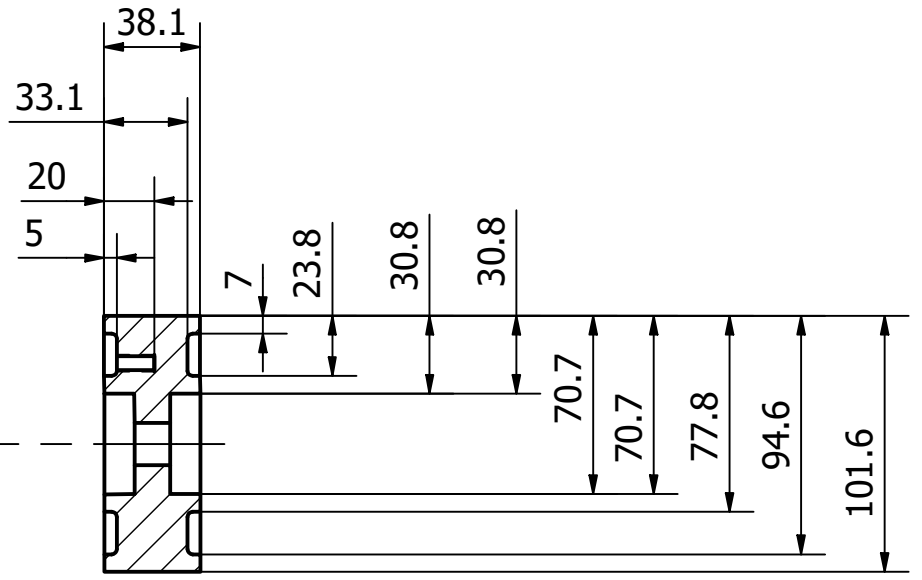
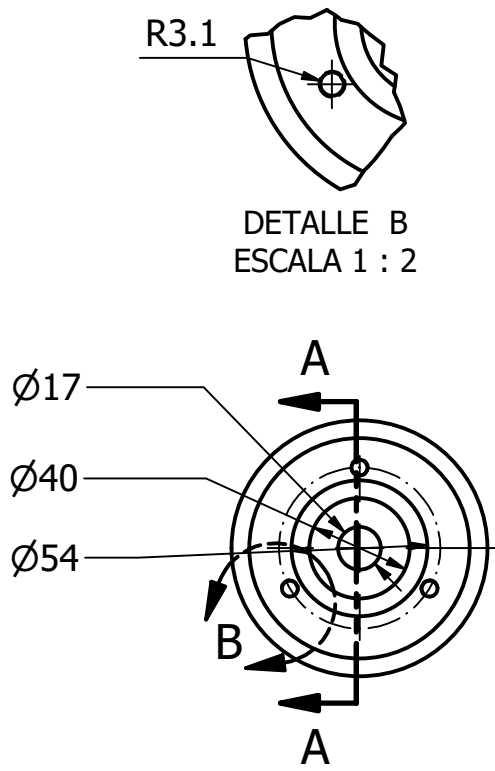
3

2

1

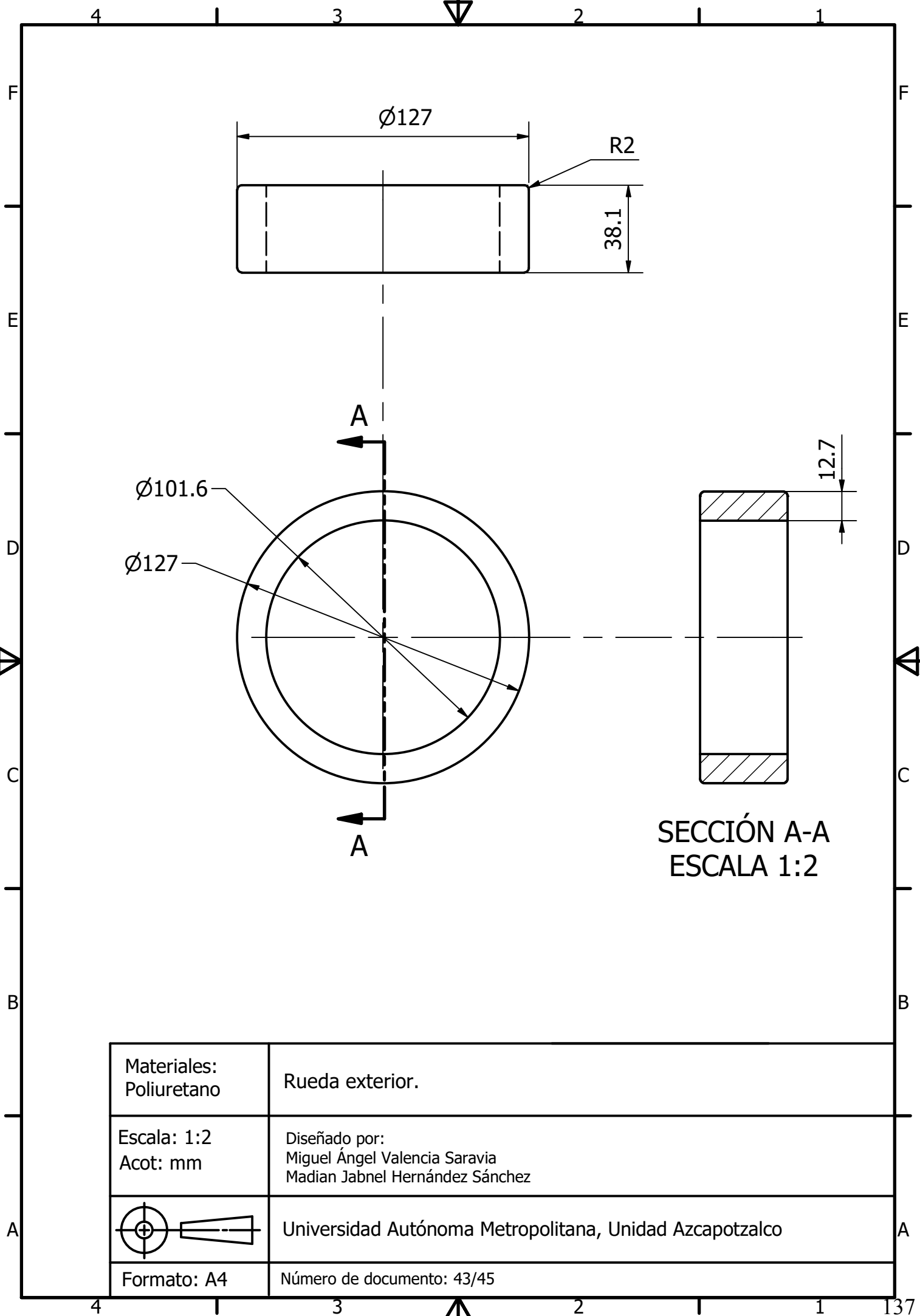
1

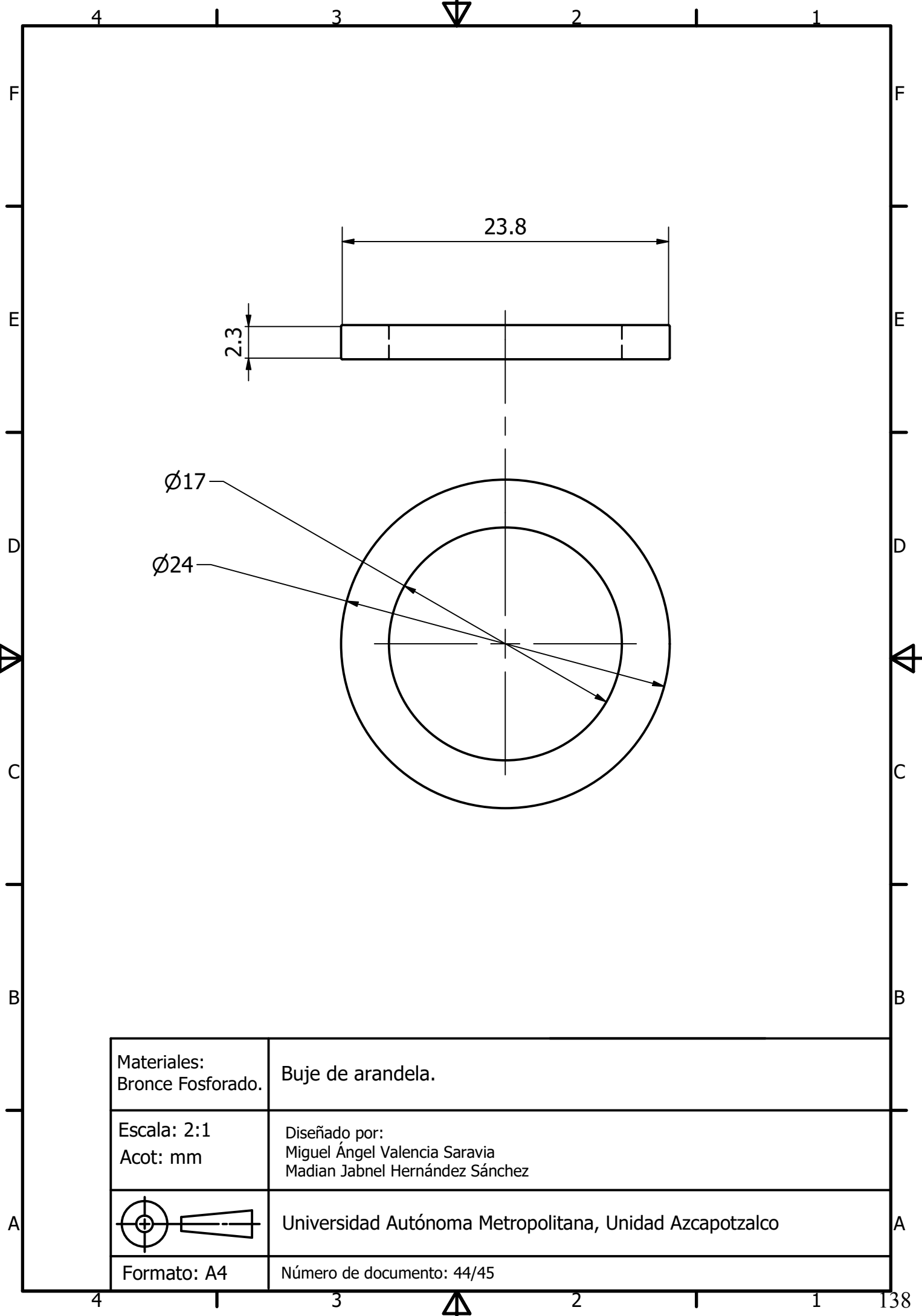
135

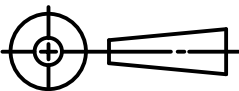


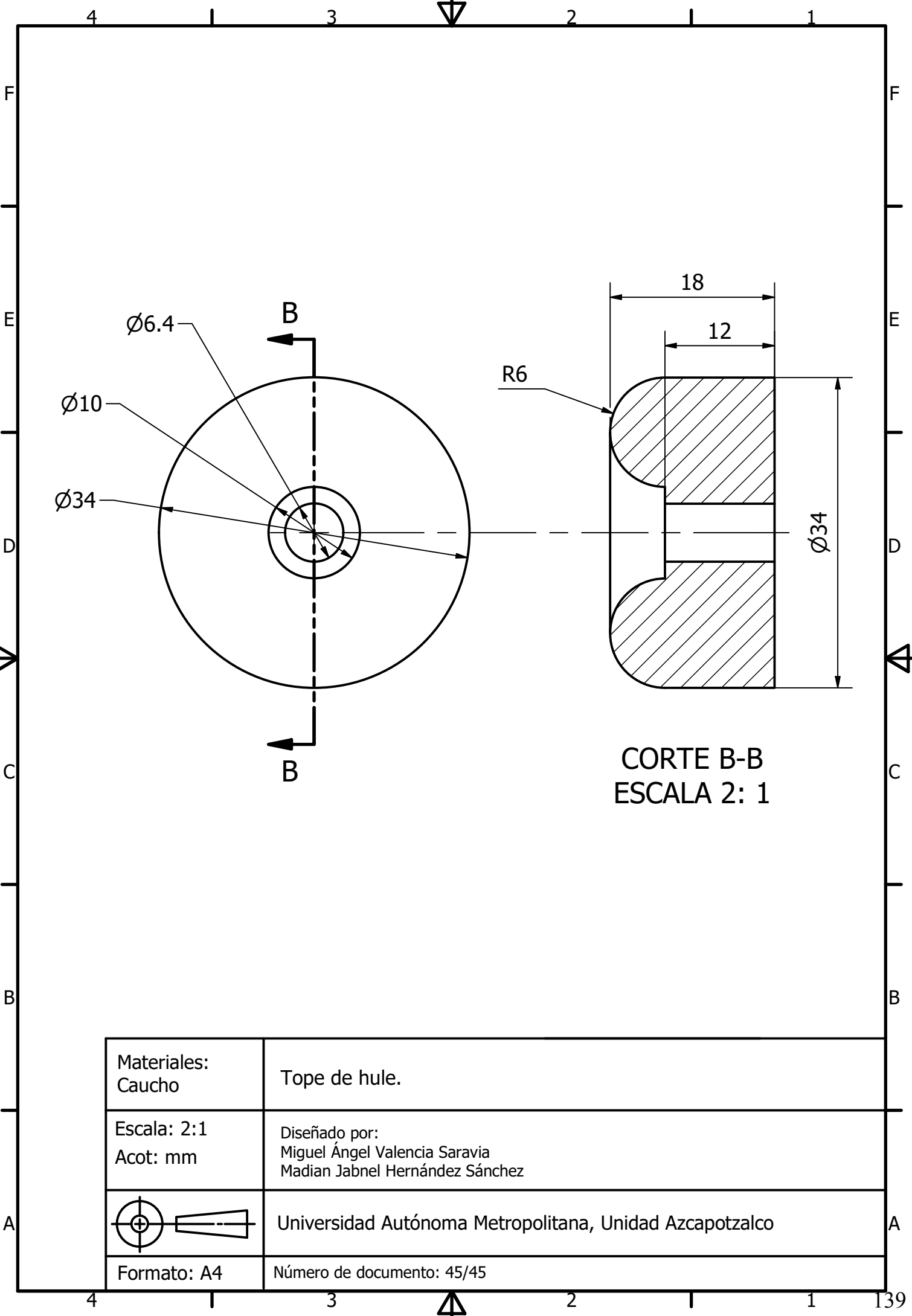
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 / 3

Materiales: Fundición gris	Rueda interior para ensamblaje de rueda de transmisión.
Escala: 1:3 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 42/45





Materiales: Bronce Fosforado.	Buje de arandela.
Escala: 2:1 Acot: mm	Diseñado por: Miguel Ángel Valencia Saravia Madian Jabnel Hernández Sánchez
	Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco
Formato: A4	Número de documento: 44/45



7.3. Simulaciones

7.3.1. MEF

El estudio por MEF se hizo en cada elemento de la estructura que está sometido a cargas importantes.

7.3.1.1. Propiedades de los materiales

El material propuesto para los elementos grandes, como vigas, columnas y ensambles de carga (el carro, ménsulas, refuerzos y topes), es el mismo.

Tabla 11.- Propiedades de algunos aceros [7].

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Proce- samiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111

El acero AISI 1006 tiene la ventaja de ser un material comercial que tiene muy buenas propiedades mecánicas y permite una soldadura ideal, se eligió este material por la facilidad que significa conseguirlo con proveedores de materiales.

En cambio, para los ejes se eligió un material diferente. El esfuerzo y las cargas se comportan distinto en este tipo de elementos, por lo que fue necesario considerar un metal que tuviera mejores condiciones mecánicas.

Tabla 12.- Propiedades mecánicas de algunos aceros tratados térmicamente [7].

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1630 (236)	1460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1500 (217)	1380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1280 (186)	1190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1000)	1030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1770 (257)	1640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1550 (225)	1430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1250 (181)	1140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1600)	1020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197

Por lo tanto, en los parámetros mecánicos del material, antes de realizar la simulación, se agregaron las propiedades del material.

Figura 59.- Propiedades del acero AISI 1006.

Figura 60.- Propiedades del acero 4140.

7.3.1.2. Discretizado de los elementos

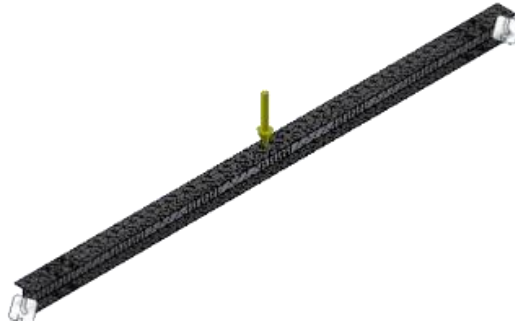


Figura 61.- Discretizado de viga para puente.

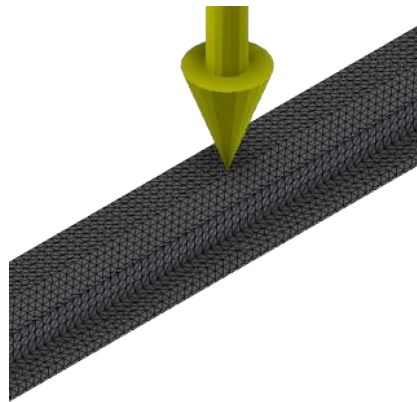


Figura 62.- Discretizado de viga para riel.

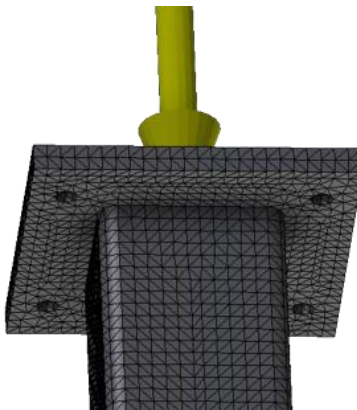


Figura 63.- Discretizado de columna.

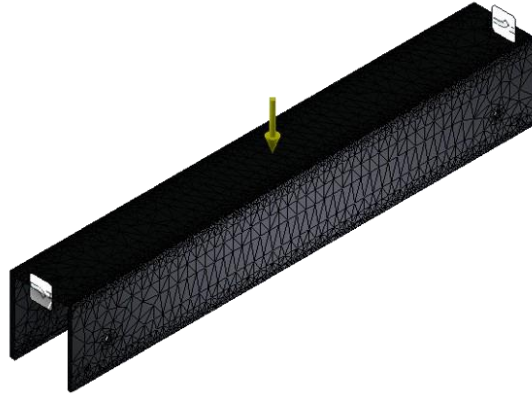


Figura 64.- Discretizado del cabezal.

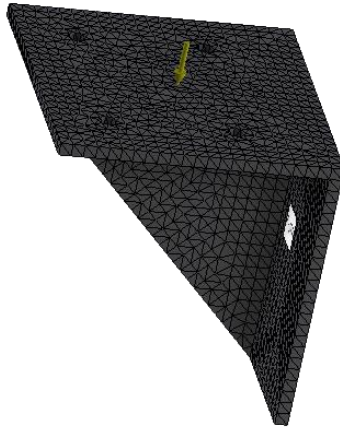


Figura 65.- Discretizado de la ménsula.

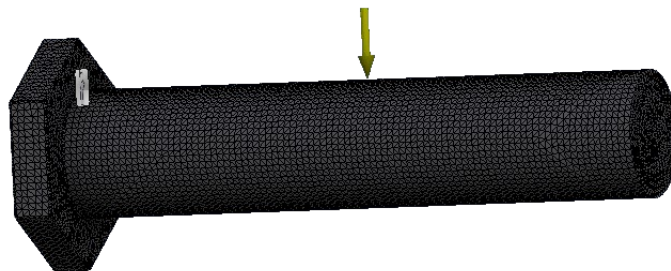


Figura 66.- Discretizado del eje para rueda del carro.

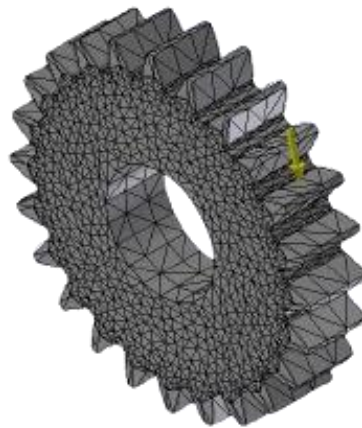


Figura 67.- Discretizado para engrane de 3”.

7.3.1.3. Esfuerzos en los elementos

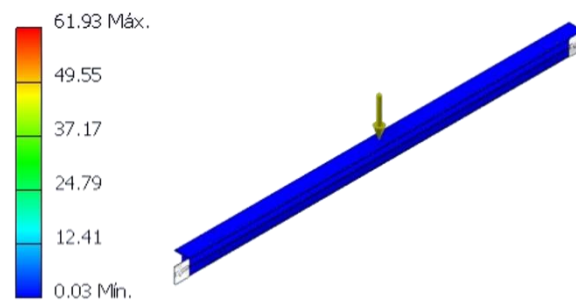


Figura 68.- Esfuerzos en eje Y en viga del puente (MPa).

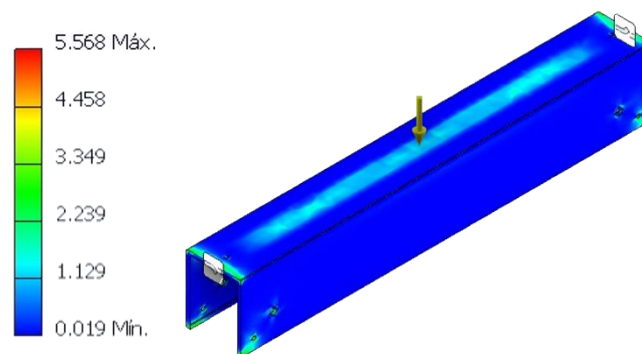


Figura 69.- Esfuerzos en eje Y en cabezal (MPa).

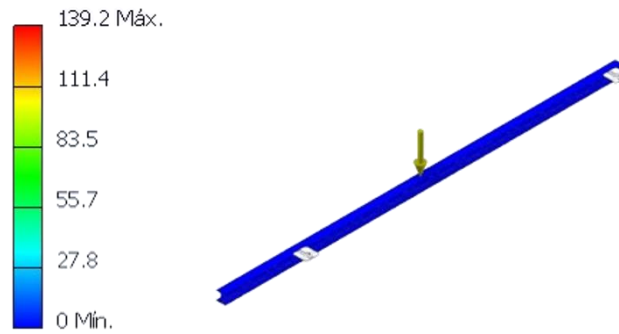


Figura 70.- Esfuerzos en eje Y en viga para riel (MPa).

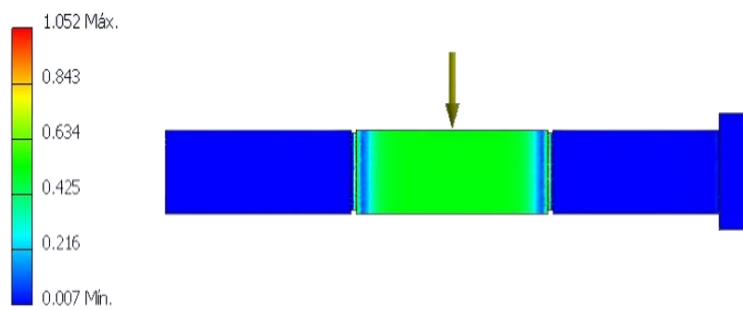


Figura 71.- Esfuerzos en eje de rueda del cabezal (MPa).

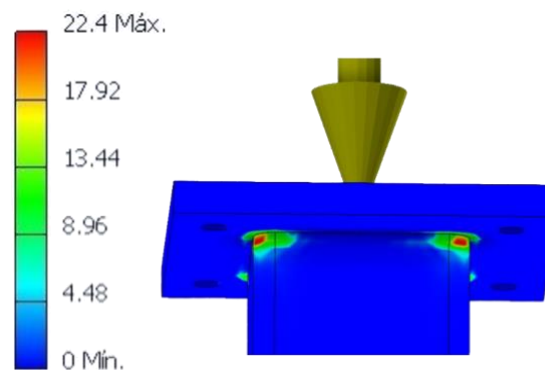


Figura 72.- Esfuerzos en eje Y de las columnas (MPa).

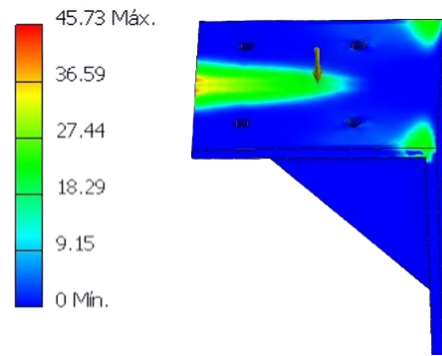


Figura 73.- Esfuerzos en eje Y en ménsulas (MPa).

7.3.1.4. Desplazamientos en los elementos

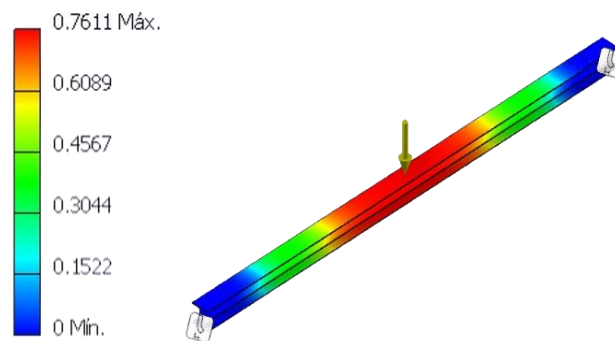


Figura 74.- Desplazamiento en eje Y en viga del puente (mm).

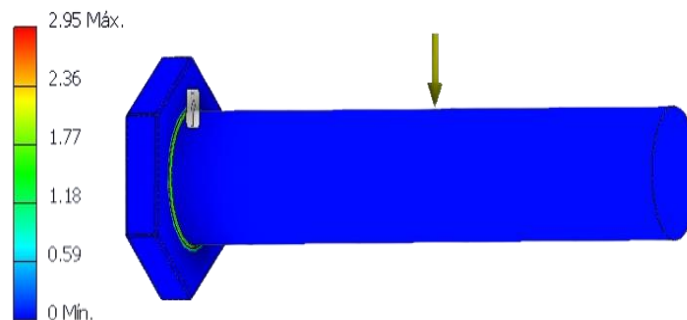


Figura 75.- Esfuerzos en eje para ruedas del carro (MPa).

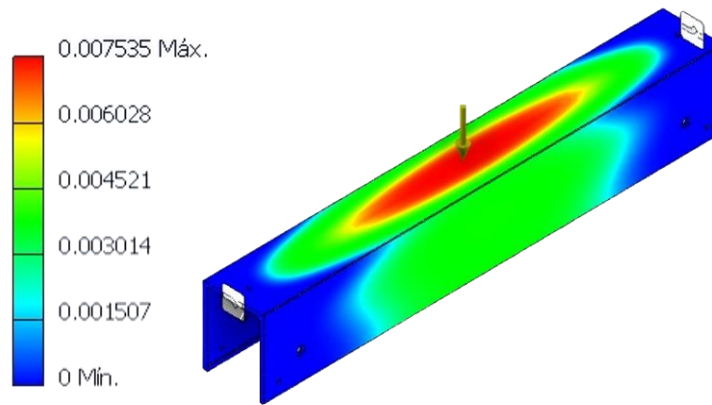


Figura 76.- Desplazamientos en eje Y en cabezal (mm).

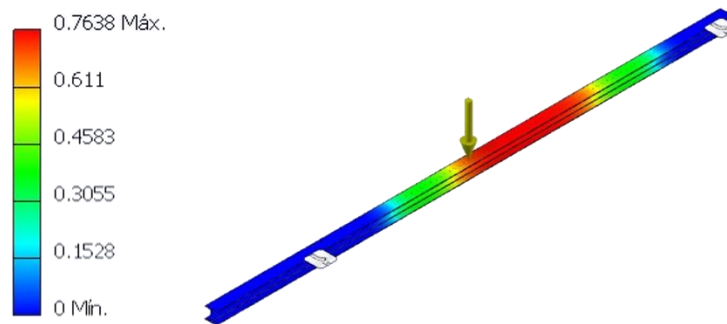


Figura 77.- Desplazamientos en eje Y en viga para riel (mm).

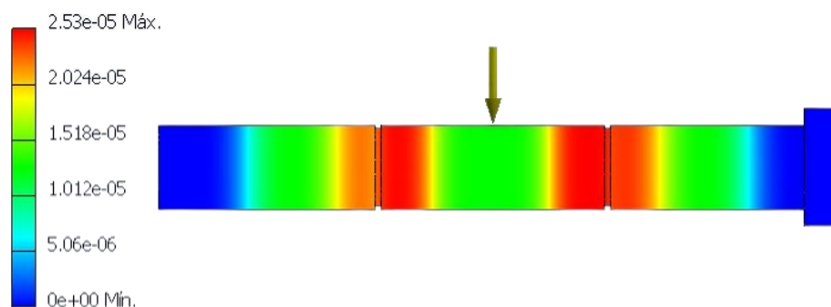


Figura 78.- Desplazamientos en eje de rueda del cabezal (mm).

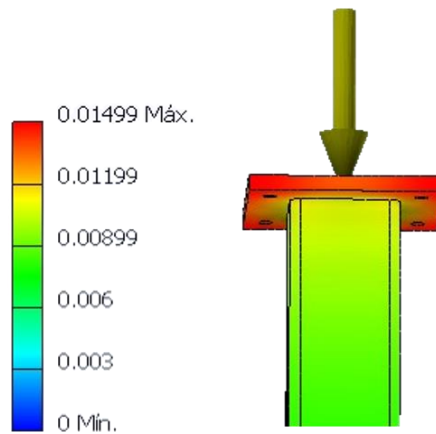


Figura 79.- Desplazamientos en Y de las columnas (mm).

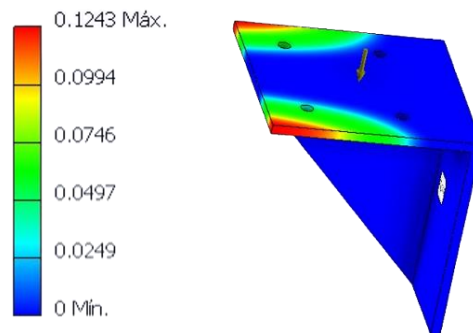


Figura 80.- Desplazamientos en Y de las ménsulas (mm).

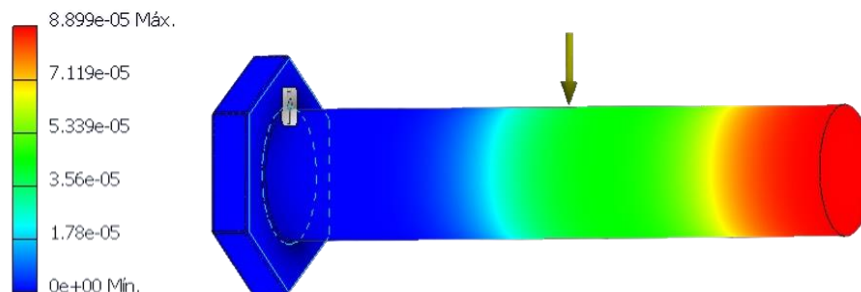


Figura 81.- Desplazamientos en eje para ruedas del carro (mm).

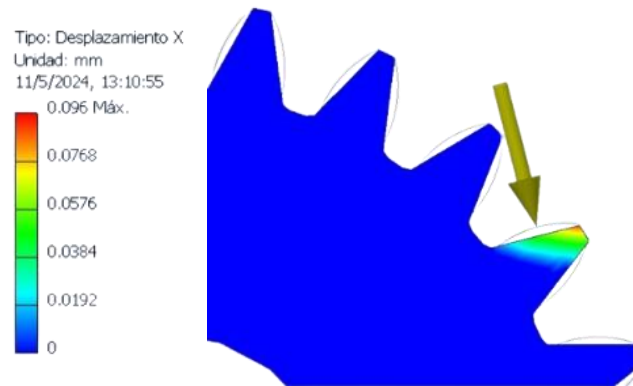


Figura 82.- Desplazamiento en mm en el eje X de un diente del engrane.

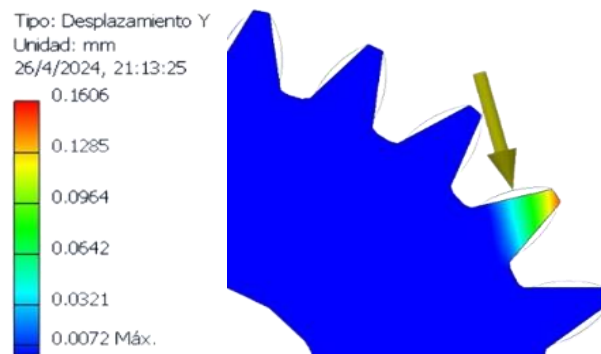


Figura 83.- Desplazamiento en mm en el eje Y de un diente del engrane.

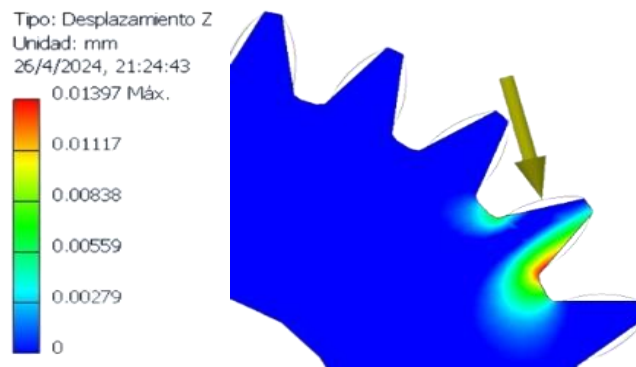


Figura 84.- Desplazamiento en mm en el eje Z de un diente del engrane.

7.3.1.5. Factor de seguridad en los elementos

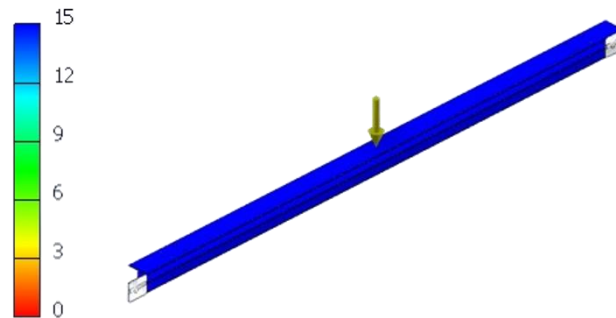


Figura 85.- Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en viga IR para puente.

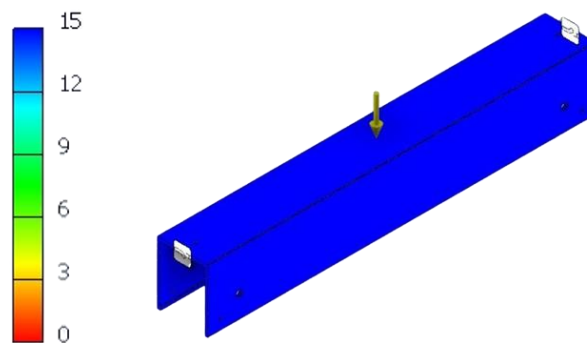


Figura 86.- Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en perfil OR.

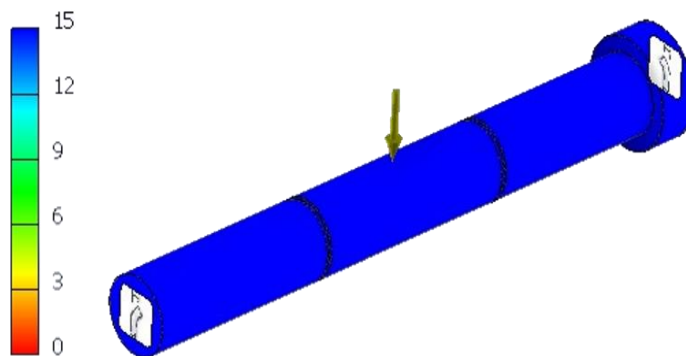


Figura 87.- Factor de seguridad en un acero 4140 para ejes de ruedas en cabezales.

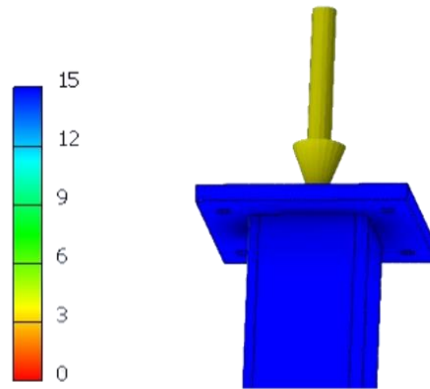


Figura 88.- Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en perfil OR para columnas.

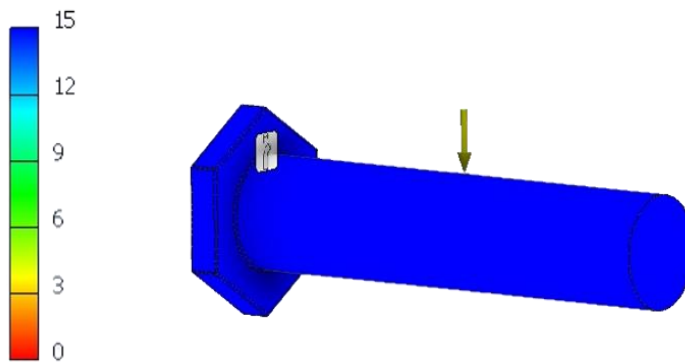


Figura 89.- Factor de seguridad para un acero 4140 para ejes de ruedas del carro.

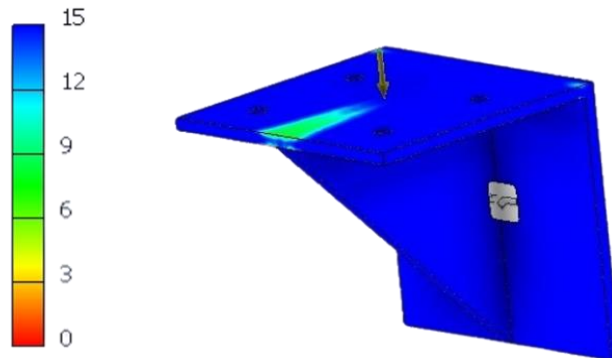


Figura 90.- Factor de seguridad en ensamble de placa de 3/8" para ménsulas de carga.

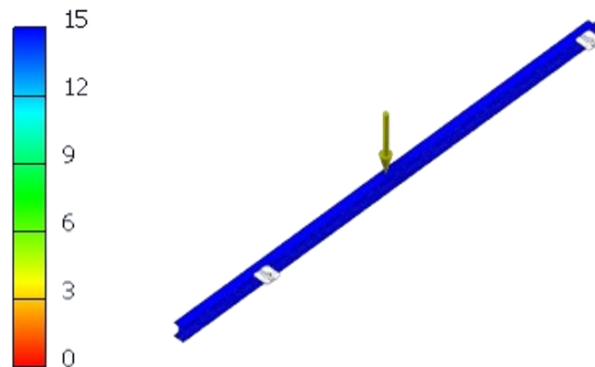


Figura 91.- Factor de seguridad para un acero AISI 1006 en viga IR para rieles.

7.3.2. Simulación cinemática

Esta simulación tiene como objetivo facilitar la comprensión del movimiento de la estructura, e implica la disposición de una secuencia de imágenes que describen los desplazamientos de los componentes y cualquier restricción de movimiento que pudiera existir.

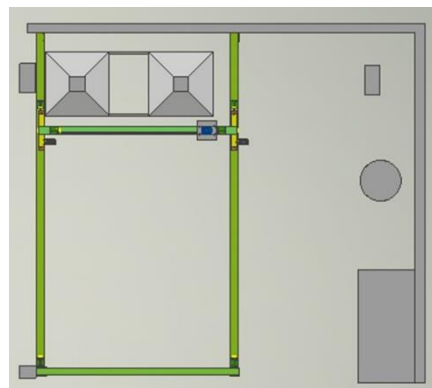


Figura 92.- Vista superior del taller, primer punto.

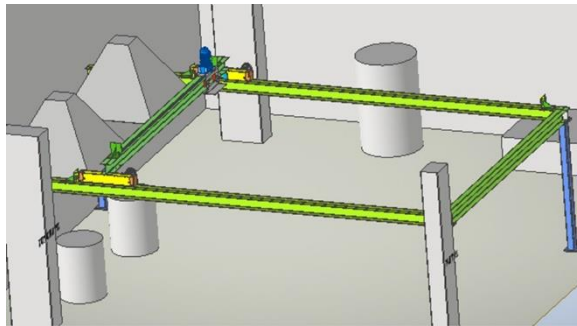


Figura 93.- Vista en perspectiva, primer punto.

En las Figuras 92 y 93, se observa el carro en el punto más cercano al horno de fundición, por el momento en el taller este es el único horno que funciona correctamente.

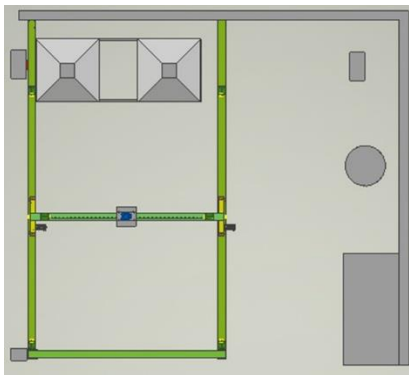


Figura 94.- Vista superior del taller, segundo punto.

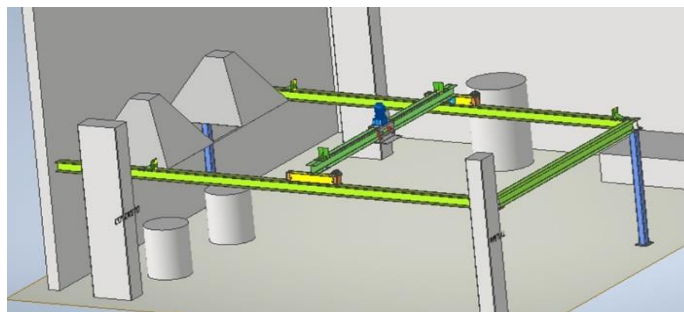


Figura 95.- Vista en perspectiva, segundo punto.

Para el segundo punto de movimiento, se considera al carro en medio del puente y en medio de los rieles como se ve en las Figuras 94 y 95, en esta posición el brazo ya estaría llegando al área de vaciado aproximadamente.

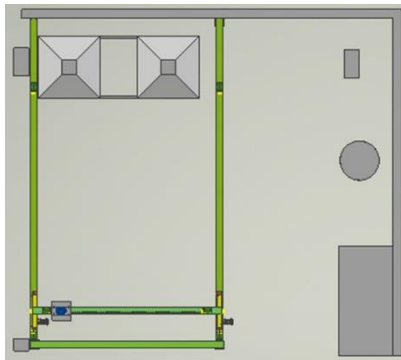


Figura 96.- Vista superior del taller, tercer punto.

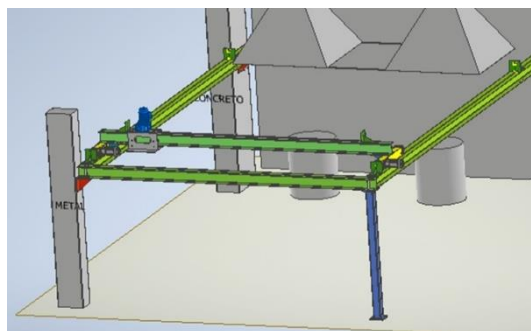


Figura 97.- Vista en perspectiva, tercer punto.

En las Figuras 96 y 97, se presenta la posición más alejada del carro con respecto al horno de fundición, en caso de haber muchos moldes en el área de vaciado, sería necesario alcanzar este punto sin ningún problema.

8. Análisis y discusión de resultados

8.1. Revisión de los datos obtenidos

En la Tabla 13, se presentan las cargas y el cálculo de fuerzas significativas que actúan en los elementos, dividiendo la estructura en sus partes esenciales.

Tabla 13.- Datos sobre cargas en los elementos de la estructura.

CARGA	ELEMENTO	COMPORTAMIENTO
3924 N	Viga del puente	Utilizando la viga IR de 152 mm X 22.4 kg/m, de un acero AISI 1006, se obtuvo una deflexión máxima de 2 mm. Es decir, dentro de los rangos aceptables para este tipo de viga y aplicación. También se buscó tener una sección amplia para que las ruedas del carro estén separadas la una de la otra, con el fin de proveer estabilidad a la carga en movimiento.
3924 N carga total 981 N carga por eje	Ejes para ruedas del carro	En este caso el material es distinto por la forma del trabajo que llevarán a cabo dentro del sistema. Se propuso un acero 4140 TyR. En los cálculos se obtuvo un valor de diámetro de 7.83 mm, por lo que se optó por elegir un tornillo comercial de 9.525 mm (3/8”).
3924 N carga total 981 N carga por rueda	Ruedas del carro	Estas ruedas son vendidas en tiendas específicas de "ruedas y rodajas", tienen una capacidad de carga de hasta 120 kg (1177.2 N), por esto fueron seleccionadas para ensamblarse en el carro.

<p>4806.9 N carga total</p> <p>2403.45 N carga por cabezal</p>	<p>Perfil OR del cabezal</p>	<p>Este perfil fue seleccionado, en primer lugar, porque soporta la carga con un factor de seguridad considerable (>15), y también porque permite un ensamble sencillo y de fácil mantenimiento para las ruedas y el motor que necesita.</p>
<p>5120.82 N carga total</p> <p>1280.2 N en cada eje</p>	<p>Ejes para ruedas del cabezal</p>	<p>De la misma forma que los ejes anteriores, se propuso un acero 4140 TyR para estos elementos. En ambas ocasiones las ruedas incluyen los rodamientos y los cálculos avalan que, la capacidad de carga que estos tienen es suficiente para soportar el uso de la estructura dentro del taller.</p>
<p>5435.74 N carga total</p> <p>2717.8 N carga por viga</p>	<p>Vigas para rieles</p>	<p>En este caso, con el mismo acero AISI 1006, los datos obtenidos arrojaron una deflexión máxima de 2.9 mm en la parte más alejada de los apoyos.</p>
<p>9309.7 N carga total</p> <p>2327.4 N carga por apoyo</p>	<p>Ménsulas</p>	<p>Las ménsulas se propusieron para aprovechar las columnas existentes en el taller, una vez calculados los esfuerzos en la soldadura para unirlos, se determinó viable su implementación. Serán construidas del mismo Acero AISI 1006, que las vigas y partes del carro.</p>

<p>9309.7 N carga total</p> <p>2327.4 N carga por apoyo</p>	<p>Columnas</p>	<p>Este par de puntos de apoyo se propusieron para soportar al resto de la estructura que no tiene elementos de sujeción cercanos (como las ménsulas), por lo tanto, se propuso un perfil OR cuadrado de 1.81 m de largo.</p> <p>Tanto en los cálculos, como en la simulación se puede ver una capacidad sobrada de soportar estas cargas. Además, su forma provee una estabilidad considerable a la estructura.</p>
---	-----------------	--

8.2 Análisis del estudio por MEF

En el estudio por MEF se observaron los comportamientos de los elementos fundamentales que constituyen la estructura con el fin de identificar y analizar el comportamiento de ellos.

8.2.1 Vigas

En cuanto a la deflexión y el factor de seguridad, que son los aspectos que más importaron para el criterio del diseño, se pudo observar que entre los cálculos y la simulación existieron algunas diferencias.

En la viga del puente existen las siguientes deformaciones y FS:

Valores calculados

$$Y_{max} = 2.022 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

Valores simulados

$$Y_{max} = 0.76 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

En la viga para rieles existen las siguientes deformaciones y FS:

Valores calculados

$$Y_{max} = 2.9 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

Valores simulados

$$Y_{max} = 0.76 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

8.2.2 Columnas

En las columnas encontramos los siguientes valores de deformación y FS:

Valores calculados

$$Y_{max} = 0.34 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

Valores simulados

$$Y_{max} = 0.015 \text{ mm}$$

$$FS > 10$$

Si bien el perfil está muy sobrado en capacidad de carga para lo que se necesita, la selección de este material fue inspirada en dotar de estabilidad a toda la estructura. A juzgar por el uso que tendría no cabe duda que resistirá durante mucho tiempo.

8.2.3 Refuerzos, ménsulas, topes y engranes.

Estas secciones soldadas son vitales para soportar y unir la estructura, por esto el cálculo de su resistencia resulta crucial. Sobre todo, para los refuerzos y las ménsulas.

Los topes funcionan de limitadores de emergencia sobre los rieles, para impedir que el puente siga con su camino una vez puesto en marcha, en caso de que fallara el control electrónico.

En los resultados del análisis de simulación para los engranes, se observa que el desplazamiento máximo registrado es de 0.09596 mm, 0.1606 mm y 0.01397 mm en la dirección XYZ respectivamente. Estos valores indica que, bajo la carga aplicada, el engranaje experimenta un desplazamiento relativamente pequeño donde el mayor desplazamiento se encuentra en la dirección Y.

Estos desplazamientos pequeños son indican que el engranaje puede soportar la carga aplicada sin deformarse significativamente. El material utilizado, el acero AISI 4340, con su alta resistencia y tenacidad, es adecuado para la aplicación que se le ha asignado.

Así mismo es notable que el desplazamiento en los ejes X y Y se produce en la punta del diente del engranaje, lo que indica que dicha área experimenta las mayores tensiones y desplazamientos bajo la carga aplicada pues es esta se transfiere de manera más directa en

dicha zona, lo que resulta en que la geometría del diente del engranaje puede ser más propensa a deformarse.

8.2. Análisis de costos

Se llevó a cabo una evaluación del costo de la estructura en su totalidad, dividiendo sus componentes en dos categorías: aquellos disponibles comercialmente y aquellos que necesitaban procesos especiales de maquinado, como las vigas, las paredes del carro, la estructura de los cabezales, entre otros.

Para los elementos comerciales, se obtuvieron los siguientes costos, considerando las especificaciones y la cantidad requerida de cada pieza. Estos precios están claramente detallados en la tabla 12.

Tabla 14.- Costos de piezas comerciales.

Elemento	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio total
Motorreductor	0.75hp a 45 rpm	3	\$ 10,618.00	\$31,854.00
Tope de hule	34 mm de diámetro	6	\$ 3.00	\$ 18.00
Tornillos	M10X1.5	18	\$ 2.32	\$ 41.76
	M12X12.75	74	\$ 6.76	\$ 500.24
	M10X1.5X50	12	\$ 6.31	\$ 75.72
	M8x1.25	4	\$ 7.22	\$ 28.88
	Bolt GB/T 35 M6x30	6	\$ 5.15	\$ 30.90
	M10x25	8	\$ 6.73	\$ 53.84
Tornillo guía	M17x1.5	4	\$ 19.42	\$ 77.70
Perno	M12x1.75x120	4	\$ 25.14	\$ 100.56
Anillas de retención	1/2"	8	\$ 1.54	\$ 12.32

Tuercas	M12x1.75	8	\$ 1.21	\$ 9.68
	DIN6923 M10	20	\$ 17.68	\$ 353.60
	M10x1.5	26	\$ 0.86	\$ 22.36
	M8x1.5	2	\$ 0.46	\$ 0.92
	M14x2	8	\$ 23.08	\$ 184.64
Rodamientos	Rodamiento 608 z	8	\$ 28.30	\$ 226.40
	Rodamiento 6203 z	6	\$ 68.50	\$ 411.00
	Rodamiento 60002 rsh	4	\$ 152.48	\$ 609.92
Rodaja	4" en Poliuretano	4	\$ 206.00	\$ 824.00
			Total:	\$34,612.44

Se solicitó una cotización a una empresa especializada en el diseño y fabricación de proyectos e instalaciones mecánicas para los demás componentes. Estos precios abarcan todo el proceso de fabricación necesario para cada pieza (ver Tabla 15).

Dado que la pieza del rodillo que constituye la estructura del carro tiene dimensiones especiales y no estaba disponible comercialmente, se solicitó una cotización para su fabricación mediante impresión 3D en plástico PLA que es el material disponible por el proveedor. Sin embargo, teniendo en cuenta las condiciones a las que estará sometido el rodillo en la estructura, se recomienda que la impresión se realice en Nylon CF. Alternativamente, se puede fabricar la pieza mediante maquinado en Acero 4140, cuya cotización es aproximadamente igual a la que se consultó.

Tabla 15.- Precios cotizados de piezas maquinadas.

Pieza	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Costo total
Rodillos	150 mm en impresión 3D	2	\$ 753.00	\$ 1,746.96
Refuerzo para cabezal	Incluye corte de material, barrenado y soldado.	2	\$ 1,047.50	\$ 2,095.00
Pared lateral para carro	Incluye corte de material, barrenado y ranurado	2	\$ 547.00	\$ 1,094.00
Ménsula para viga	Incluye corte de material, barrenado y soldado.	2	\$ 847.50	\$ 1,695.00
Tope para riel	Incluye corte de material, barrenado y soldado.	4	\$ 720.50	\$ 2,882.00
Base de motor	Incluye corte de material, barrenado y ranurado	1	\$ 435.00	\$ 435.00
Base de anclaje	Incluye corte de material y barrenado	1	\$ 326.59	\$ 326.59
Tapa para cabezal	Incluye corte de material y barrenado	4	\$ 113.80	\$ 455.20
Viga para desplazamiento de carro	Incluye corte de material y barrenado	1	\$ 2,186.32	\$ 2,186.32
Viga para desplazamiento de cabezales	Incluye corte de material y barrenado	2	\$ 3,667.96	\$ 7,335.92
Viga para columnas	Incluye corte de material y barrenado	1	\$ 2,136.68	\$ 2,136.68

Estructura para cabezal	Incluye corte de material y barrenado	2	\$ 1,188.41	\$ 2,376.82
Columna	Incluye corte de material y barrenado	2	\$ 870.00	\$ 1,740.00
			Total:	\$26,505.49

Finalmente, al sumar los costos totales de las piezas comerciales y las fabricadas, se obtuvo el precio total de la estructura, el cual se detalla claramente en la Tabla 14.

Tabla 16.- Costo total de la estructura.

Tipo de elementos	Total
Comerciales	\$ 34,612.44
Maquinados	\$ 26,505.49
Total:	\$ 61,117.93

9.-Conclusiones

Después de un análisis detallado de los resultados obtenidos en el proyecto terminal, se puede concluir que la estructura mecánica diseñada ha cumplido satisfactoriamente con los objetivos establecidos.

En primer lugar, la estructura ha demostrado ser completamente adecuada para su propósito previsto, ofreciendo un soporte robusto y estable que permite el movimiento preciso del brazo robótico en un plano XY. Este diseño ha facilitado notablemente la tarea de cargar un crisol con material fundido durante los procesos de vaciado de moldes en el taller de fundición de la UAM-A.

Los resultados de los análisis teóricos confirman la selección de los elementos estructurales, ya que se evaluó exhaustivamente la resistencia y el comportamiento estructural de los componentes clave. Dado que se obtuvieron resultados congruentes con las cargas de diseño, no fue necesario realizar modificaciones en el tipo de material ni en las

dimensiones finales del diseño. Esto respalda la solidez y eficacia del enfoque adoptado en la selección y diseño de los elementos estructurales.

Además, la aplicación del método de elementos finitos revela que los desplazamientos en los elementos cruciales de la estructura son mínimos, garantizando así la capacidad de soportar la carga establecida de 350 kg.

La evaluación cinemática del mecanismo diseñado para el desplazamiento del brazo confirma que se tiene el movimiento esperado en los ejes XY y por ende que el brazo podrá moverse en diferentes puntos alrededor de la zona de vaciado.

Los planos explosionados proporcionan una clara secuencia de ensamblaje y establecen la relación entre las diferentes partes, simplificando enormemente el proceso de montaje para el ensamblador futuro. Además, estos planos facilitan la identificación temprana de posibles problemas de diseño, permitiendo realizar ajustes o modificaciones antes de la fabricación y el montaje final.

Finalmente, el análisis detallado de costos confirma la viabilidad del diseño, aunque se reconoce la posibilidad de optimizar y reducir costos mediante cambios en proveedores o el uso de diferentes materiales.

En resumen, con toda la información recabada durante el desarrollo del proyecto, se puede afirmar con seguridad que el diseño cumple con todas las características requeridas, ofreciendo una estructura segura y robusta que permite considerar su instalación futura con total confianza.

10. Referencias bibliográficas

- [1] Rodríguez Rodríguez C. L., 2017, “Diseño y construcción de un robot cartesiano con un control de posición punto a punto.”, para optar por el título de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ingeniería, Universidad Libre.
- [2] Cruz, M.O., 2009, “Análisis, diseño y selección de una grúa viajera tipo mono-puente.” Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, ESIME Azcapotzalco, Instituto Politécnico Nacional, México.
- [3] Merma, C.E., 2006, “Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materia-

- les y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa Smelting Ingenieros SAC, Arequipa-Perú 2021.” Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica, Universidad Continental.
- [4] Cruz, H.J., 2022,” Diseño estructural de una grúa puente para los laboratorios de la EIM-FIA.” Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ingeniería y Arquitectura, Escuela de ingeniería mecánica, Universidad de El Salvador.
- [5] García P. G., 1984, “Un proceso general de diseño en ingeniería mecánica.”, Ingeniería e Investigación, Vol. 10, pp 35-43.
- [6] Del Río Ambriz R., 1977, “Determinación de esfuerzos en herramientas de corte y su aplicación a la selección de aceros.”, Para optar por el grado de Maestro en Sistemas de Manufactura, Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, campus Estado de México.
- [7] Budynas, R. G. y Nisbett J. K., 2008, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9na ed., Mc Graw-Hill, México, D.F, Capítulos 1-4,6-9,11, 14.
- [8] Safety Culture, 2024, “Factor de seguridad: Coeficiente de seguridad en el diseño y el uso.”, obtenido de: [http:// safetyculture.com/es/temas/factor-de-seguridad/](http://safetyculture.com/es/temas/factor-de-seguridad/)
- [9] Cervera Ruiz M. y Blanco Díaz E., 2014, Mecánica de Estructuras, Dsignum, Barcelona España, Capítulo 1.
- [10] Beer F. P., Johnston E. R., DeWolf J. T., 2009, Mecánica de materiales, 5ta ed., Mc Graw-Hill, México, capítulo 10.
- [11] Liaño Gomez R., 2016, “Diseño y comportamiento de cojinetes.”, para optar por el título de Ingeniero Técnico naval, Escuela Técnica Superior de Náutica, Universidad de Cantabria.
- [12] Ledesma García R., 2013, “Diseño y comportamiento de uniones estructurales mecánicas y adhesivas. Condiciones superficiales y operacionales.”, trabajo de investigación, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid.
- [13] American Welding Society, 2020, “Código de soldadura estructural-acero.”, AWS D1.1/D1.1M:2020
- [14] Ringegni P., 2013, Mecanismos y Elementos de Máquinas-Cálculo de uniones soldadas., Facultad de Ingeniería U.N.L.P, 6ta ed, Buenos Aires, Argentina.

- [15] Casillas A. L., Máquinas: Cálculos de taller, España, capítulo III.
- [16] Bueno R. D., 2018, “Módulo para acelerar el diseño de engranajes piñón cremallera.”, Trabajo para optar por el título de Ingeniero en Ciencias Informáticas, Universidad de las Ciencias Informáticas.
- [17] Weg, 2016, “Selección y Aplicación de motores eléctricos.”, Ingeniería Eléctrica, No. 308, pp 44-48.
- [18] Mosquera Ochoa E. A., 2022, “Formulación de un sistema mecánico para desplazamiento de una vagoneta en la empresa Calderas Jet, Propuesta de trabajo de grado, Institución Universitaria Pascual Bravo.
- [19] Galeano C., Mantilla J., Duque C., y Mejia M., 2007, “Herramientas de software con licencia pública general para el modelado por elementos finitos.”, Dyna, volumen 74, número 153, pp 313-324.
- [20] Instituto Mexicano de la Construcción en Acero A. C., “Manual de construcción en Acero.”, 6a ed.
- [21] Villanueva Pruneda S. y Ramos Watanave J, 2005, Manual de Métodos de Fabricación Metalmeccánica, 4ta ed., AGT Editor, S.A., México, capítulo 2.

APÉNDICE



TRIHTON INGENIERÍA Y DISEÑO

Av. Prolongación Gobernador Curiel #612-A
 Col. Cerro del cuatro 1ra sección, San Pedro Tlaquepaque, Jal. C.P. 45599
 Tel. +52 33 1246 0666
 RFC: SPO160725959

COTIZACIÓN

QN-0041-0204

Cliente:
 Teléfono: **+52 1 55 8124 8457**
 Correo:
 Solicitante: **Hernández Sánchez Madian**

Fecha de cotización: **30/04/2024**
 Vigencia hasta: **14/05/2024**
 Tiempo de entrega: **3-5 días hábiles**
 Realizó cotización: **Dana Ayala**

Nombre de pieza	Imagen de Referencia	Tipo de Material Dimensiones	Cantidad	Fabricación: Impresión 3D	Material	Precio unitario (MXN)	Total (MXN)
Rodillo		PLA Ø 32 x 155 MM	2	\$ 625.00	\$ 128.00	\$ 753.00	\$ 1,506.00

Subtotal	\$	1,506.00
IVA (16%)	\$	240.96
TOTAL (MXN)	\$	1,746.96

NOTAS:	El precio puede variar sin previo aviso concorde al costo actual del dólar y el material.
	El tiempo de entrega comienza a transcurrir a partir de recibir la Orden de Compra, planos y 3D ultimo nivel, 50% anticipo y 50% CE
	Al no cumplir con la fecha de pago estipulada se sumará un cargo de 2.5% sobre el saldo insoluto y 2.5% por cada mes consecutivo a partir de la fecha mencionada.
	Una vez entregadas parcialidades que superen el 50% de la cantidad solicitada para cada partida, éstas entregas se deberán liquidar contra entrega.
	Si después de 5 días naturales de entregado el producto, el cliente tiene una reclamación y ésta procede, se le dará una nota de crédito por el monto que corresponda a la cantidad de piezas reclamadas, sin embargo, se deberá liquidar la parcialidad o totalidad de la entrega.

Ventas

Contacto: 33 3740 2694

ventas@trihthon.com

TÉRMINOS Y CONDICIONES DE VENTA

- Pago** Para comenzar con la fabricación de las partes y desarrollo de productos se deberá recibir 50% de anticipo, en caso de requerirlo, y liquidar antes de recibir las partes, cumpliendo la fecha pactada.
- Tiempo de entrega** El tiempo de entrega (mencionado en la cotización) es a partir de haber recibido orden de compra (PO), planos y 3D último nivel, 100% anticipo, y que las características del producto hayan sido aceptadas y autorizadas por quien confirme el producto.
- Vigencia** El precio del producto estipulado es vigente hasta la fecha mencionada en esta cotización; después de la misma, el precio y tiempo de entrega quedan sujetos a cambio sin previo aviso.
- Modificaciones** Cualquier modificación o adaptación que se realice después de recibida la orden de compra (PO) tendrá un costo extra.
- cancelación** Si el cliente y/o comprador desea hacer la cancelación parcial o total de la orden de compra (PO) estará obligado a pagar una penalización del 80% del valor total de la orden de compra (PO).
- Retardos** Servicios Predictivos de Occidente no se responsabiliza por las demoras e impuntualidades causadas por desastres naturales, problemas de tráfico, entrega tardía de equipos y/o refacciones por los fabricantes.
- Garantía** El cliente y/o comprador se comprometen a hacer del conocimiento a Servicios Predictivos de Occidente el defecto o falla detectada.
- La garantía deberá de ser aceptada por Servicios Predictivos de Occidente para efectos de ejecución de esta, quedará sujeta a los siguientes términos:
- La garantía está expresamente limitada a reparar o reemplazar las partes defectuosas, siendo condición que el cliente y/o comprador dé aviso por escrito a Servicios Predictivos de Occidente para coordinar el envío de las partes por las que se hace la reclamación; la garantía no incluye gastos de importación y transporte.
 - La garantía queda sin valor y Servicios predictivos de Occidente no adquirirá ninguna responsabilidad si el defecto es ocasionado por abuso, falta de mantenimiento, uso indebido, negligencia, reparaciones, alteraciones no autorizadas o cualquier otra razón fuera de control de Servicios Predictivos de Occidente.
 - Luego de la reparación, el producto estará cubierto durante el tiempo restante del periodo de garantía original.



INSTALACION DE SISTEMAS INTELIGENTES S.A DE C.V.
 R.F.C. ISI 160704 LD8
 Av. 16 de Septiembre No. 305-A Col: Centro Cuautitlán México
 C.P 54943 Edo de México



Cliente:
 Dirección:

02 de mayo de 2024
COT: MMYT-2024-147-1

At'n: Rafael Olallo

PROYECTO: Fabricación de piezas.

Ítem.	DESCRIPCIÓN	Cant.	Und.	Precio.	Importe.
1	Viga para desplazamiento de carro	1		\$2186.32	\$2186.32
2	Viga para desplazamiento de cabezales	2		\$3667.96	\$7,445.92
3	Viga para columnas	1		\$2136.68	\$2136.68
4	Estructura para cabezal	2		\$1188.41	\$2,735.82
5	Columna	2		\$870.00	\$1740.00
				Subtotal	\$16,244.74
				Total:	\$16,244.74
(DIECISÉIS MIL DOSCIENTOS, CUARENTA Y CUATRO PESOS 74/100 MXN)				Total.	MXN \$16,244.74

Notas:

1.- No incluye pintura ni acabados.

No incluye IVA. Este se cargara al momento de facturar.
 FORMA DE PAGO: 50% anticipo 40% Avance 10 % Contra-entrega
 TIEMPO DE ENTREGA: 7-8 Semanas.

Cotización valida por 15 días.

No se realizaran trabajos fuera de este alcance, si fuese necesario deberán ser solicitados y autorizados por el cliente y se tomara como adicional.

Atte. Aldo Ibarra
Aldo_ibarr@hotmail.com
 Cel.: 5539910041



INSTALACION DE SISTEMAS INTELIGENTES S.A DE C.V.
 R.F.C. ISI 160704 LD8
 Av. 16 de Septiembre No. 305-A Col: Centro Cuautitlán México
 C.P 54943 Edo de México



Cliente:
 Dirección:

02 de mayo de 2024
COT: MMYT-2024-147-1

At'n: Rafael Olallo

PROYECTO: Fabricación de piezas.

Ítem.	DESCRIPCIÓN	Cant.	Und.	Precio.	Importe.
1	Refuerzo para cabezal	2		\$1047.50	\$2,095.00
2	Pared lateral para carro	2		\$547.00	\$1,094.00
3	Ménsula para viga	2		\$847.50	\$1,695.00
4	Tope para riel	4		\$720.50	\$2,882.00
5	Base de motor	1		\$435.00	\$870.00
6	Base de anclaje	1		\$326.59	\$653.18
7	Tapa para cabezal	4		\$113.80	\$455.20
				Subtotal	\$10,744.80
				Total:	\$10,744.80
(DIEZ MIL SETECIENTOS, CUARENTA Y CUATRO PESOS 80/100 MXN)				Total.	MXN \$10,744.80

Notas:

1.- No incluye pintura ni acabados.

No incluye IVA. Este se cargara al momento de facturar.
 FORMA DE PAGO: 50% anticipo 40% Avance 10 % Contra-entrega
 TIEMPO DE ENTREGA: 7-8 Semanas.

Cotización valida por 15 días.

No se realizaran trabajos fuera de este alcance, si fuese necesario deberán ser solicitados y autorizados por el cliente y se tomara como adicional.

Atte. Aldo Ibarra
Aldo_ibarr@hotmail.com
 Cel.: 5539910041