

Proyecto Final

Scooter Eléctrico



Daghero, Mario Daniel



CONTENIDO:

1	CONCEPTOS GENERALES	8
1.1	INTRODUCCIÓN	8
1.2	BREVE HISTORIA DE LAS MOTOCICLETAS ELÉCTRICAS	9
1.3	ANÁLISIS DE MERCADO	11
1.3.1	MERCADO NACIONAL DE MOTOCICLETAS	11
1.3.2	MOTOMEL	11
1.3.3	ZANELLA	11
1.3.4	MERCADO NACIONAL DE MOTOCICLETAS ELÉCTRICAS	12
1.4	VISIÓN ESTRATÉGICA PARA EL DISEÑO	14
1.5	DATOS NECESARIOS PARA INICIAR EL PROYECTO	14
2	GEOMETRÍA DE UNA MOTOCICLETA	16
2.1	CONCEPTOS BÁSICOS DE DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA	16
2.1.1	DISTANCIA ENTRE EJES	16
2.1.2	AVANCE	17
2.1.3	LANZAMIENTO	19
2.1.4	CENTRO DE GRAVEDAD	19
2.1.5	CARENAJE	20
2.2	ANÁLISIS DE LOS DATOS.	21
3	DINÁMICA DE TRACCIÓN DE LA MOTOCICLETA	23
3.1	INTRODUCCIÓN	23
3.2	FUERZA DE RESISTENCIA A LA RODADURA [3.2]	24
3.2.1	INTERACCIÓN DEL NEUMÁTICO CON EL SUELO	24
3.2.2	VALORES EMPÍRICOS PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO	25
3.2.3	RESISTENCIA A LA RODADURA	26
3.3	RESISTENCIAS AERODINÁMICAS	28
3.3.1	FUERZAS Y MOMENTOS AERODINÁMICOS EN UNA MOTOCICLETA	28
3.3.2	RESISTENCIA AERODINÁMICA AL AVANCE	29
3.3.3	CARACTERÍSTICA AERODINÁMICA DE LA MOTOCICLETA	29
3.3.4	RESISTENCIA AVANCE AERODINÁMICA	30
3.4	ATRACCIÓN GRAVITATORIA	31
3.4.1	FUERZA RESISTENTE CAUSADA POR LA INCLINACIÓN DEL PLANO DE LA CARRETERA	31
3.4.2	RESISTENCIA DE LA PENDIENTE	31



3.5	ANÁLISIS CONJUNTO	33
3.6	RESISTENCIAS INHERENTES A LA MECÁNICA DEL VEHÍCULO	35
3.7	CONCLUSIÓN	37
4	MOTOR ELÉCTRICO	38
4.1	GENERALIDADES DE LOS MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA (DC)	38
4.2	JUSTIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN DEL TIPO DE MOTOR [4.1]	38
4.3	FUNDAMENTOS DE OPERACIÓN	39
4.4	ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS	40
4.5	SELECCIÓN DE MOTOR	40
4.5.1	MOTOR SELECCIONADO	40
4.5.2	CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR	41
4.5.3	DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS SEGÚN CURVA CARACTERÍSTICA DEL MOTOR	41
4.6	SISTEMA DE CONTROL	42
4.7	REDUCCIÓN	43
4.7.1	OBTENCIÓN DE RPM RUEDA TRASERA	44
4.8	RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	45
5	AUTONOMÍA	46
5.1	CICLOS DE CONDUCCIÓN	46
5.2	CICLO DE HOMOLOGACIÓN DE CONSUMOS EUROPEO [5.2]	46
5.2.1	PROCEDIMIENTO PARA EL TEST	46
5.2.2	TRAMO URBANO	47
5.2.3	TRAMO INTERURBANO	48
5.3	GASTOS ENERGÉTICOS	48
5.4	APLICACIÓN DEL NEDC AL CICLO URBANO	49
5.4.1	CICLO INTER URBANO	51
5.4.2	RESUMEN TOTAL DEL CONSUMO DE ENERGÍA	51
5.5	DISTANCIA RECORRIDA POR EL VEHÍCULO	52
5.5.1	RESUMEN DE DATOS DE DISTANCIA	53
5.6	INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS	54
5.7	ENERGÍA ACUMULADA EN BATERÍAS	54
5.8	JUSTIFICACIÓN DE LA DISTANCIA SELECCIONADA	55
6	BATERÍAS	56
6.1	SELECCIÓN DE BATERÍAS	56



6.2	BATERÍAS DE IONES DE LITIO	56
6.3	DATOS TÉCNICO-ECONÓMICOS:	59
6.3.1	VENTAJAS:	59
6.3.2	DESVENTAJAS:	59
6.4	ASPECTOS DE SEGURIDAD:	59
6.5	CAPACIDAD NECESARIA	59
6.6	ANÁLISIS DE BATERÍAS IONES DE LITIO EN EL MERCADO	60
6.7	NUMERO DE BATERÍAS	61
6.8	SISTEMA DE PROTECCIÓN DE BATERÍAS	62
6.9	SELECCIÓN DE SECCIÓN DEL CONDUCTORES	63
6.10	CONJUNTO DE LA BATERÍA	64
6.10.1	DESCRIPCIÓN PARTES DEL PACK:	65
6.10.2	SISTEMA DE FIJACIÓN DEL PACK DE BATERÍAS A EL EV	65
6.11	CARGADOR	66
6.12	TIPOS DE CARGADORES	67
6.12.1	TASA DE DESCARGA (C-RATE)	67
6.12.2	DATOS PARA LA SELECCIÓN DE CARGADOR	68
7	LAS CARGAS APLICADAS	70
7.1	LOS ESFUERZOS A LOS QUE ESTARÁ SOMETIDO EL VEHÍCULO	70
7.2	ACELERACIÓN MÁXIMA DEL VEHÍCULO	70
7.3	DESACELERACIÓN MÁXIMA DEL VEHÍCULO [7.1]	72
7.4	CENTRO DE GRAVEDAD	73
7.5	REACCIONES ESTÁTICAS	73
7.6	REACCIONES DINÁMICAS DURANTE LA ACELERACIÓN	74
7.7	REACCIONES DINÁMICAS DURANTE LA FRENADA	76
7.8	FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA RUEDA DELANTERA	77
7.9	FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA RUEDA TRASERA	78
7.10	ESFUERZOS EN CURVA [7.2]	78
8	FRENOS	81
8.1	PRINCIPIO DE FRENADO	81
8.2	DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS [8.1]	81
8.3	PARTES QUE COMPONEN EL SISTEMA DE FRENOS [8.2]	82
8.4	CÁLCULO DEL FRENO DE TAMBOR	83
8.5	8CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES	83



8.6	SISTEMA MECÁNICO	87
8.6.1	SUJECIÓN DE COMPONENTES	87
8.7	ANÁLISIS FEA DE LOS DISTINTOS ELEMENTOS	88
8.7.1	ÁRBOL DE LEVAS ACCIONADO DEL FRENO	89
8.7.2	PALANCA DEL ÁRBOL DE LEVAS DE FRENO DELANTERO	90
8.7.3	PALANCA DEL ÁRBOL DE LEVAS DE FRENO TRASERO	91
8.7.4	LLANTA DELANTERA	93
8.7.5	LLANTA TRASERA	94
9	ESFUERZOS SOBRE LAS RUEDAS	96
9.1	LLANTAS	96
9.2	ANÁLISIS BAJO CARGA RADIAL	96
9.3	ÁREA DE CONTACTO DE LA RUEDA	96
9.4	ANGULO DE CARGA	97
9.5	CARGA DE DISTRIBUCIÓN COSENO [9.1] [9.2]	97
9.6	INFLUENCIA DE LA PRESIÓN DE AIRE DE LOS NEUMÁTICOS	98
9.7	SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	99
9.7.1	LLANTA DELANTERA	99
9.7.2	LLANTA DELANTERA	101
10	CONJUNTO TREN DE DIRECCIÓN	103
10.1	LA DIRECCIÓN	103
10.2	ESFUERZOS A LOS QUE ES SOMETIDOS LA DIRECCIÓN	104
10.3	SISTEMA RUEDA DELANTERA	105
10.3.1	EJE DELANTERO	105
10.3.2	ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS AL EJE	107
10.3.3	CÁLCULO RODAMIENTOS DELANTEROS	108
10.4	TIJA	109
10.4.1	SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE AJUSTE.	109
10.4.2	SISTEMA COLUMNA DE DIRECCIÓN	111
10.5	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA COLUMNA	114
10.6	SUSPENSIÓN	114
10.6.1	MASA SUSPENDIDA Y MASA NO SUSPENDIDA	115
10.6.2	FRECUENCIA DE LA SUSPENSIÓN	115
10.7	PARTES QUE COMPONEN UN AMORTIGUADOR HIDRÁULICO TELESCÓPICO DELANTERO	116

10.8	COMPORTAMIENTO REQUERIDO PARA EL MUELLE	116
10.9	CÁLCULO DEL MUELLE TREN DELANTERO	117
10.9.1	TAPA SUPERIOR	119
10.10	ANÁLISIS DE TENSIONES POR EL MÉTODO ELEMENTOS FINITOS	120
10.11	RESULTADOS	120
10.12	ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS PIEZAS INVOLUCRADAS	121
10.13	CONCLUSIONES	122
11	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	126
11.1	DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS DE LA TRANSMISIÓN	126
11.2	PIÑÓN HELICOIDAL DE SALIDA DEL MOTOR	126
11.2.1	SE EVALÚA LA RESISTENCIA DEL DIENTE POR LEWIS	129
11.2.2	SE EVALÚA CARGA DINÁMICA MEDIA DE BUCKINGHAM PARA DIENTES METÁLICOS	129
11.2.3	SE EVALÚA CARGA LIMITE RESPECTO AL DESGASTE	130
11.3	PIÑÓN RECTO SALIDA DEL EJE SECUNDARIO	130
11.3.1	SE EVALÚA LA RESISTENCIA DEL DIENTE POR LEWIS	131
11.3.2	SE EVALÚA CARGA DINÁMICA MEDIA DE BUCKINGHAM PARA DIENTES METÁLICOS	131
11.3.3	SE EVALÚA CARGA LIMITE RESPECTO AL DESGASTE	132
11.4	CÁLCULO DEL ÁRBOL PRINCIPAL	132
11.4.1	FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL ENGRANAJE	133
11.4.2	FUERZAS EN EL PLANO XY	133
11.5	DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO VERTICAL – PLANO YZ	134
11.6	5 DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO HORIZONTAL– PLANO XZ	135
11.6.1	DIMENSIONAMIENTO DE EJE	136
11.7	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 1	137
11.8	FIJACIÓN RUEDA TRASERA	138
11.9	FIJACIÓN ENGRANAJE RECTO CON EJE PRINCIPAL	139
11.10	VISTAS DEL CONJUNTO EJE PRINCIPAL	140
11.11	CÁLCULO DEL EJE 2	140
11.12	FUERZAS ACTUANTES SOBRE LAS DIMENSIONES DEL EJE:	141
11.12.1	FUERZAS EN EL ENGRANAJE HELICOIDAL	141
11.12.2	LAS COMPONENTES DE LAS FUERZAS EN PLANO XY	141
11.12.3	FUERZAS EN EL ENGRANAJE RECTO	142
11.13	COMPONENTES DE LAS FUERZAS	142



11.14	DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO VERTICAL – PLANO YZ	143
11.14.1	DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO HORIZONTAL – PLANO XZ	144
11.14.2	DIMENSIONAMIENTO DE EJE	144
11.15	CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 2	146
11.16	FIJACIÓN ENGRANAJES	147
•	NÚMERO	147
11.17	VISTAS DEL CONJUNTO EJE SECUNDARIO	148
12	TREN TRASERO	149
12.1	BRAZO BASCULANTE	149
12.2	COMPONENTES	149
12.2.1	ANÁLISIS MÉTODO ELEMENTOS FINITOS DE CONJUNTO BASCULANTE	149
12.3	RESULTADOS ANÁLISIS POR MÉTODO ELEMENTOS FINITOS	151
12.4	FUERZA MÁXIMA A LAS QUE ESTA SOMETIDO EL AMORTIGUADOR	151
12.5	PARTES QUE COMPONEN EL AMORTIGUADOR HIDRÁULICO TRASERO	153
12.5.1	COMPORTAMIENTO REQUERIDO	153
12.6	CÁLCULO DEL MUELLE TREN DELANTERO	153
12.7	EJE DEL BRAZO BASCULANTE	156
12.7.1	SE REALIZA UN ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS	158
12.8	RODAMIENTOS DE PÍVOT	158
13	EL CHASIS	160
13.1	PRINCIPIOS DEL CHASIS	160
13.2	DISEÑO CONCEPTUAL	160
13.3	GEOMETRÍA DEL CHASIS	160
13.4	ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	162
13.4.1	MATERIAL DE LOS ELEMENTOS	162
13.5	TEST DE RIGIDEZ LONGITUDINAL	162
13.6	TEST DE RIGIDEZ TORSIONAL	165
13.6.1	ANCLAJE EN BASCULANTE	165
13.6.2	ANCLAJE EN PIPA DE DIRECCIÓN	168
13.7	TEST DE RIGIDEZ LATERAL	170
13.7.1	ANCLAJE EN PIPA DE DIRECCIÓN	171
13.7.2	ANCLAJE BASCULANTE Y ANCLAJE SOPORTE AMORTIGUADOR	174
14	ACCESORIOS	176
14.1	INTRODUCCIÓN:	176



14.2	ELEMENTOS OBLIGATORIOS POR LEY	176
14.3	ELEMENTOS NECESARIOS	176
14.4	SELECCIÓN DE CONVERTIDOR STEP DOWN	177
14.4.1	DIMENSIONAMIENTOS DE CARGAS ELÉCTRICAS:	177
14.4.2	SELECCIÓN DE CONTROLADOR	177
14.5	SISTEMA DE PROTECCIÓN DE FALLO ELÉCTRICO	178
14.6	SELECCIÓN INSTRUMENTAL	179
14.7	14.8 SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE MANDOS	179
14.8	14.9 DIAGRAMA DE CONEXIÓN DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS	¡Error! Marcador no definido.
15		180

1 CONCEPTOS GENERALES

1.1 INTRODUCCIÓN

Los vehículos eléctricos (EV por sus siglas en inglés) son ampliamente considerados por parte del sector del transporte como una tecnología prometedora para la reducción del consumo de energía de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) y de contaminación del aire local.

Dentro del paradigma actual del transporte sostenible, los vehículos eléctricos se encuentran entre las acciones que incrementan la eficiencia tecnológica de los sistemas de transporte. Ellos complementan otros tipos de acciones dentro del mismo paradigma, los cuales intentan reducir la necesidad de viajar (menores viajes y distancias más cortas) o causar un cambio modal desde vehículos de pasajeros privados a transporte público y modos activos (el uso de bicicleta y caminar). [1.1]

Según los datos que se tienen, las ventas a nivel mundial de los vehículos eléctricos se han incrementado exponencialmente entre los años 2009 y 2013, pero en contra partida se obtiene que en Latinoamérica no ha sucedido lo mismo, su contribución a este suministro ha sido marginal como puede observarse en la Figura 1.1

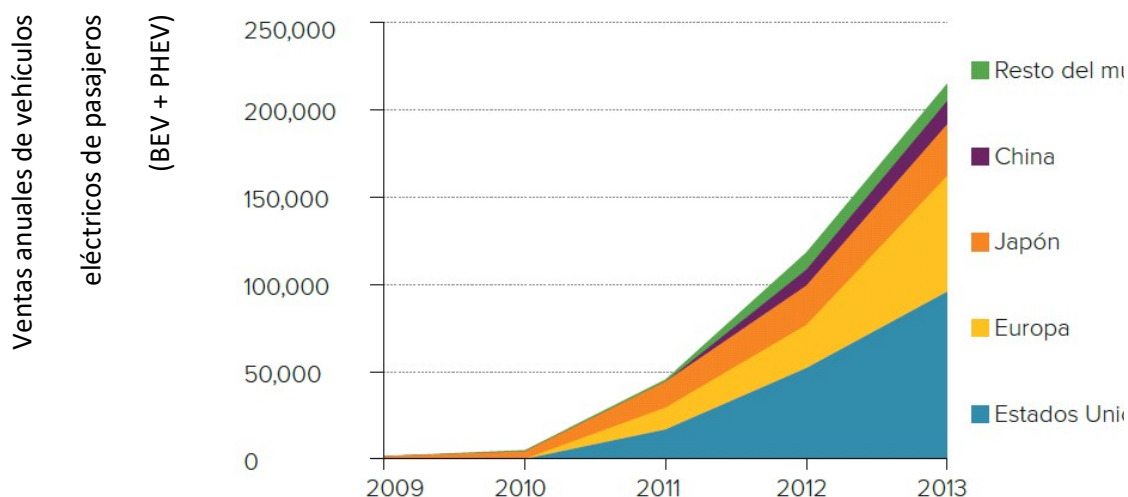


Figura 1.1 - Ventas globales de autos eléctricos, 2009-2013. [1.1]

Aun cuando las ventas a nivel mundial han alcanzado cifras sin precedentes desde el surgimiento de los vehículos eléctricos hace más de un siglo, los suministros actuales y la penetración en el mercado aún representan menos del 1% del mercado total de vehículos.

Los países desarrollados estimulan las ventas de los vehículos eléctricos como una acción que los ayudará a lograr una mayor independencia energética, descarbonar el transporte y alcanzar los objetivos con relación al cambio climático.

Remitiéndonos al sector local podemos decir que América Latina y la mayoría de los países en desarrollo no han implementado políticas públicas que muchos países desarrollados han empleado para estimular las ventas de los vehículos eléctricos, y por consiguiente, su incursión en el mercado se mantiene marginal. Esta pobre demanda en el mercado latinoamericano

también se debe a las diferencias marcadas de costos de adquisición entre un vehículo de con motor a explosión y uno con motor eléctrico.

Finalmente, la promoción de los automóviles eléctricos puede acelerar los procesos de motorización en las ciudades latinoamericanas. Esto podría exacerbar los problemas de congestión, un fenómeno usualmente conocido como “congestión limpia”. Por ejemplo, un estudio en Noruega (el país líder en términos de penetración de mercado y promoción de vehículos eléctricos) mostró que los propietarios de vehículos eléctricos aumentaron el uso de estos después de su adquisición, alejándose del transporte público [1.1], bajo esta idea podemos decir que la importancia de diseñar un vehículo pequeño y monoplaza es incuestionable, siendo la motocicleta o riding car, el medio de transporte ideal para el medio urbano, puesto que permite a los consumidores transportarse de una manera ágil y rápida.

1.2 BREVE HISTORIA DE LAS MOTOCICLETAS ELÉCTRICAS

Las motocicletas eléctricas estaban disponibles desde 1911, de acuerdo con la revista “Popular Mechanics”, y su artículo explicativo. En el año de 1920, Ransomes, un fabricante actual de carretillas elevadoras, exploró el uso de una motocicleta con motor eléctrico. Este y otros acontecimientos ayudaron a pavimentar el camino de la empresa a utilizar los coches eléctricos mineros. [1.2]

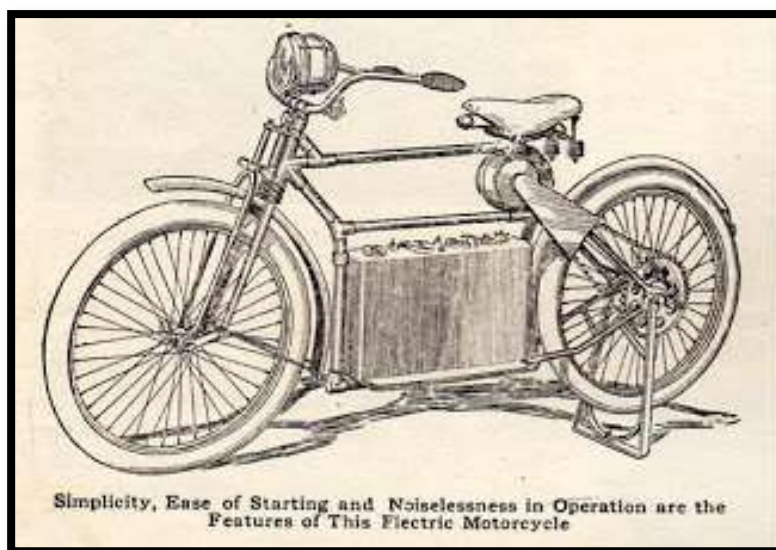


Figura 1.2 – Representación de una bicicleta eléctrica de fines de 1800

En 1921, la Empresa de Transmisión Eléctrica Automática de Buffalo, Nueva York, construyó un vehículo llamado Automatic Electric. Este fue un pequeño “dos asientos” con una velocidad máxima de 18 kilómetros por hora y un alcance de 75 km por carga. Tenía 1651 mm entre ejes y pesaba 408 kg. Se vendió por 1.200 dólares.

En 1941, el racionamiento de combustible en la Europa ocupada, alentó a la empresa austriaca Socovel para crear una motocicleta eléctrica pequeña y aproximadamente 400 fueron fabricadas (Figura 1.3).



Figura 1.3 - Motocicleta eléctrica Socovel

En 1973, Mike Corbin establece la primera motocicleta eléctrica tierra récord de velocidad de 118km/h. En 1974, Corbin-Gentry, Inc., comenzó la venta de motocicletas eléctricas.

A finales del año 1990, Scott Cronk y EMB Lectra creó el VR24 moto eléctrica (Figura 1.4). Esta máquina fue pionera en el uso de motores de reluctancia variable.

En 2001, “Vogelbilt Corporation” produce el primer prototipo de “Electra Cruiser”, este vehículo tiene una velocidad máxima de 95km/h, y una aceleración de 0 a 80km/h en 7 segundos. Contaba con un motor de 120V y 2000W. [1.3]

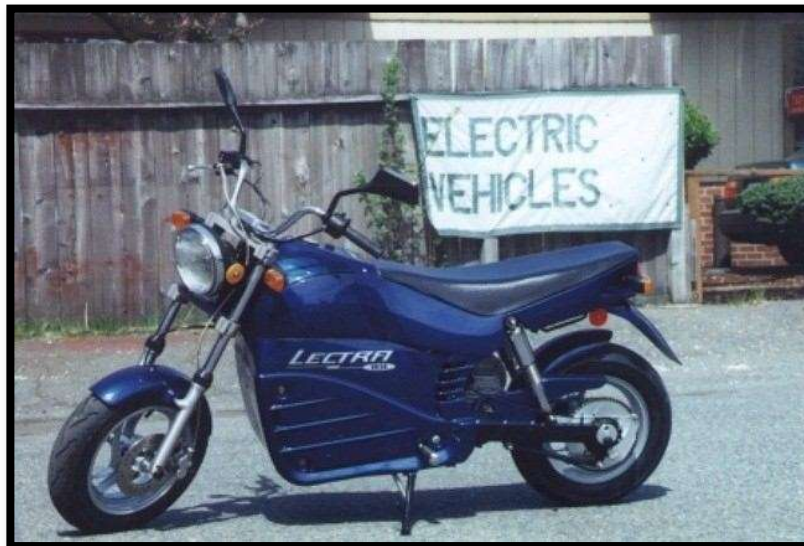


Figura 1.4 - Lectra VR24

Los logros realizados hasta el momento deben ser mejorados. Se intenta superar la autonomía, innovando sobre la tecnología de las baterías y su sistema regenerativo.

En la actualidad los diseños están enfocándose en motocicletas para el sector urbano, donde se maneje con restricciones de velocidad, se controle mucho más la emisión de contaminantes, y se mejore la tecnología de las baterías y su recarga rápida.

1.3 ANÁLISIS DE MERCADO

1.3.1 MERCADO NACIONAL DE MOTOCICLETAS

Según información recolectada de la Cámara de Fabricantes de Moto vehículos de la Argentina (CAFAM) [1.4] se pudo obtener que los patentamientos de motocicletas durante los periodos Marzo, junio, septiembre y diciembre del año 2016, las siguientes conclusiones:

- Categoría predominante es la *CUB – UNDERBONE*
- Cilindrada Predominante *110 cc*
- Marca líder en ventas *MOTOMEL y ZANELLA*

Con base de la información recolectada nos remitiremos a los fabricantes de los vehículos más vendidos, tanto MOTOMEL como ZANELLA, para buscar los modelos de motocicleta tipo CUB y motor 110 cc con más salida y así examinar sus características y poder extraer información relevante para el proyecto.

1.3.2 MOTOMEL

Según el fabricante MOTOMEL el modelo más elegido por los argentinos es la BLITZ 110 v8 [1.5] (Figura 1.5), la cual presenta las siguientes características descrita en la tabla 1.1:

Tabla 1.1 -Especificaciones Motomel Blitz 110 v8

ESPECIFICACIONES DE MOTOR:

- *Tipo Mono cilíndrico 4T*
- *Cilindrada 110 cm³*
- *Potencia 7 Hp a 8000rpm*
- *Embrague Automático*
- *Caja 4 velocidades*
- *Refrigeración Por aire*
- *Arranque Eléctrico y por patada*
- *Consumo 2,1 Lts / 100 km*
- *Velocidad máxima 75 km/h*

ESPECIFICACIONES ESTRUCTURALES:

- *Dimensiones Lar. 190 cm / Anc. 66cm / Alt. 106,8cm*
- *Capacidad de carga 150 kg (aproximadamente)*
- *Peso vacío 99 kg*
- *Capacidad de tanque 3,8 L*
- *Rodado Del. 2.50 - 17*
- *Rodado Tra. 80 / 100 -14*
- *Llantas Aleación / Rayos*
- *Frenos Del. disco / tambor*
- *Freno Tra. tambor*
- *Suspensiones Del. horquilla hidráulica*
- *Suspensiones Tra. amortiguadores hidráulicos*

1.3.3 ZANELLA

El modelo más vendido de la firma ZANELLA sería el modelo ZANELLA ZB110 [1.6] (Figura 1.6), la cual presenta las siguientes características en la tabla 1.2:

Tabla 1.1.2 – Especificaciones Zanella ZB110

ESPECIFICACIONES DE MOTOR:

- Tipo Mono cilíndrico 4T
- Cilindrada 107 cm³
- Potencia 7,2 Hp a 8000 rpm
- Caja Automática 4 velocidades
- Refrigeración Por aire
- Arranque Eléctrico y patada
- Consumo 1,6 Lts / 100 km
- Velocidad máxima 75 km/h

ESPECIFICACIONES ESTRUCTURALES:

- Dimensiones Lar. 190cm / Anc. 66cm / Alt. 107cm
- Capacidad de carga 150 kg (aproximadamente)
- Peso vacío 99 kg
- Capacidad de tanque 3,8 L
- Rodado Del. 2.25 - 17
- Rodado Tra. 80 / 100 -14
- Llantas Rayos
- Frenos Del. disco / tambor
- Freno Tra. tambor
- Suspensiones Del. horquilla hidráulica
- Suspensiones Tra. amortiguadores hidráulicos



Figura 1.5 – MOTOMEL BLITZ 110 v8



Figura 1.6 - ZANELLA ZB110

1.3.4 MERCADO NACIONAL DE MOTOCICLETAS ELÉCTRICAS

En el mercado nacional de las motocicletas eléctricas, no hay referencia con respecto a las ventas realizadas. Pero dado que se actualizó la ley nacional de tránsito para los vehículos eléctricos, a principios del año 2018 (mismo año que se comenzó con este proyecto), mediante el Decreto 32/2018 los vehículos eléctricos están encuadrados dentro de la normativa vigente de Argentina. Ahora las provincias que adhieren a la Ley Nacional 24.449, que son todas las provincias menos Mendoza y Buenos Aires – que tienen su propia norma de tránsito equivalente a la Ley Nacional –, tienen la autonomía para decidir cómo la adecuarán al territorio de su jurisdicción.

Si bien la normativa anterior fue complementada por un número importante de normas, la motivación para este nuevo decreto surge de la necesidad de actualización del compendio reglamentario debido a los últimos avances tecnológicos y productivos.

Con esta modificación a la Ley, un fabricante puede hacer un vehículo eléctrico y certificarlo; y, a partir de ahí, un comerciante puede realizar la venta para su circulación por el territorio nacional de acuerdo a la Ley.

En la categoría de motocicletas, la actualización sobre la que se avanzó fue definir la motocicleta de dos o tres ruedas de hasta 50 cc de cilindrada o con un motor eléctrico cuya *potencia máxima continua nominal no supere los 4 kW, y que no excedan, en ambos supuestos, los 50 km/h de velocidad.* Esta clasificación permite que la moto eléctrica pueda ser homologada, patentada y conducida, siempre y cuando, en el último caso, el conductor cuente con un registro de conducir que tenga el permiso para circular con una moto de equivalente cantidad centímetros cúbicos a la determinada potencia que tiene la nueva motocicleta eléctrica. [1.7]

Como punto de partida para el dimensionamiento del vehículo se basará en el importador más grande de estos vehículos en el territorio nacional, la firma LUCKY LION.

El estudio de mercado del parque automotriz eléctrico se realizará en base de los modelos que comercializa esta firma. En la tabla 1.3 se pueden ver sus características.

Las informaciones de las características de los vehículos fueron obtenidas de la página web de LUCKY LION. [1.8]

Tabla 1.3-Especificaciones EV LUCKY LION

MODELO	<i>CUTE2</i>	<i>APPLE</i>	<i>XFW ONE</i>	<i>DIAMOND</i>
MOTOR TIPO	<i>Brushless</i>	<i>Brushless</i>	<i>Brushless</i>	<i>Brushless</i>
POTENCIA	<i>1000 w</i>	<i>500 W</i>	<i>500 W</i>	<i>1200 W</i>
TENSIÓN	<i>60 V</i>	<i>48 V</i>	<i>48V</i>	<i>60 V</i>
VEL. MÁXIMA	<i>< 40 km/h</i>	<i>< 35 km/h</i>	<i>< 35 km/h</i>	<i>< 40 km/h</i>
AUTONOMÍA	<i>35 a 40 km</i>	<i>40a 45 km</i>	<i>40a 45 km</i>	<i>35 a 40 km</i>
FRENOS	<i>Disco / Tambor</i>	<i>Zapata</i>	<i>Zapata</i>	<i>Disco / Tambor</i>
TIPO BATERÍAS	<i>Ácido en gel (12 v. – 20 ah.)</i>	<i>Ácido en gel (12 v. – 20 ah.)</i>	<i>Ácido en gel (12 v. – 20 ah.)</i>	<i>Ácido en gel (12 v. – 20 ah.)</i>
Nº BATERÍAS	<i>5</i>	<i>4</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
CARGA MÁXIMA	<i>160 Kg</i>	<i>120 Kg</i>	<i>160 Kg</i>	<i>160 Kg</i>
PESO	<i>120 Kg</i>	<i>80 Kg</i>	<i>85 Kg</i>	<i>160 Kg</i>
DIMENSIONES	<i>180x70x105</i>	<i>165x66x108</i>	<i>190x64x109</i>	<i>170x66x105</i>

Del análisis de la tabla anterior se puede llegar a la siguiente conclusión:

- Motor Predominante Brushless
- Tensión oscila entre 60 v y 48 v, que depende de la cantidad de baterías del vehículo dispuesta en conexión en serie
- Autonomía no es más de 40 km, y depende del uso, no es lineal.

- Velocidad Máxima 45 km/h
- Tipo de baterías, acido gel, por su precio moderado en comparación Ion-Li
- Peso del vehículo más de 80 kg
- Categoría predominante de vehículo Scooter

1.4 VISIÓN ESTRATÉGICA PARA EL DISEÑO

Se puede constatar por los datos ya expuestos, que las motocicletas más vendidas en el país, son del segmento CUB, y motorización 110 cc, y es de destacar que se encontrarían en la gama de precios económicos del mercado.

Como no puede ser de otra manera este se convierte en un mercado objetivo por la participación en las ventas. Se apegará con un ciclo de conducción exclusivamente urbano, para el desarrollo del proyecto, en la ciudad de Córdoba Capital. Con un rápido análisis de los segmentos preferidos, se debe concentrar en las Scooteres o en las CUB para la presente aplicación.

1.5 DATOS NECESARIOS PARA INICIAR EL PROYECTO

Para el desarrollo del proyecto necesitaremos los siguientes datos de entrada:

- Pesos:
 - a) Conductor
 - b) Motor
 - c) Baterías
 - d) Chasis, controlador y accesorios

- a) Peso del conductor.

Para el peso promedio del conductor nos basaremos en datos de la tabla 1.4 proporcionados por el INTI en un estudio realizado en el año 2016. [1.9]

Tabla 1.4 - Pesos promedios habitantes

PROMEDIO MASCULINO [Kg]	PESO MUJER [Kg]	PROMEDIO RANGO DE EDAD PROMEDIO	DEL AÑO
74,4	62.5	20-24 años	2016

Bajo estos puntos de vista, admitiremos un peso promedio del conductor de 78 Kg.

- b) *Peso del motor.*

Como punto de partida supondremos una potencia necesaria de no más de 2000 w.

El peso de un motor de 2000 w es de 12 kg [1.10], entonces uno de menor potencia se supone que su peso no será superior a 10 kg.

Seleccionando, así como peso de motor 10 kg

- c) *Peso de las Baterías.*

El peso de las baterías en sus características constructivas, [1.11], donde se tiene que, para una tensión de 48 v, se necesitan 4 baterías en serie. Cuatro baterías de plomo acido de 20 ah a 12 v donde sus dimensiones son:

- Peso 6 kg

El conjunto de baterías tiene un total de 24 Kg

d) Pesos de chasis, controlador y accesorios

Remitiéndonos de nuevo hacia la tabla 1.3 podemos encontrar que restando el peso de las baterías al peso que figura en la tabla, tenemos un peso aparente del vehículo. Dados los 80 kilos de la motocicleta menos los 24 kilos de baterías tenemos un total de 56 kilos.

En la tabla a 1.5 tenemos los pesos que se usaran para definir el proyecto.

Tabla 1.5 – Pesos

<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>PESO (KG)</i>
<i>Chasis , controlador y accesorios</i>	56
<i>Motor</i>	10
<i>Baterías</i>	24
<i>Persona Promedio</i>	78
<i>TOTAL</i>	168 Kg

Como dato de entrada del peso del vehículo más su ocupante es de 168 Kg.

2 GEOMETRÍA DE UNA MOTOCICLETA

2.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE DISEÑO DE UNA MOTOCICLETA

La geometría de la motocicleta es una parte fundamental en su diseño, sobre todo desde el punto de vista de la seguridad de marcha. La geometría del chasis, con unas medidas y ángulos específicos influyen directamente en el comportamiento de la motocicleta, con estabilidad a cualquier velocidad y circunstancia, ya sea en línea recta o en curva.

Generalmente no es posible hablar de un solo aspecto de la geometría de una moto. Cada aspecto de la geometría interacciona con los otros y es, precisamente, la combinación de todo esto lo realmente importante.

En este apartado se va a analizar cada parámetro. Dependiendo del uso que se le vaya a dar a una motocicleta hay ciertos parámetros que deben variar.

Estos parámetros son los siguientes:

- *Distancia entre ejes*
- *Avance*
- *Lanzamiento*
- *Centro de masa*
- *Carenaje*

2.1.1 DISTANCIA ENTRE EJES

La distancia entre ejes es la cota entre los ejes de ambas ruedas cuando la motocicleta está en reposo como muestra la Figura 2.1. Es un parámetro que influye a la hora de dar estabilidad y maniobrabilidad de una motocicleta. Aquí es donde se comenzará a comprometerse con los parámetros más adecuados para el diseño. [2.1] [2.2]

Hay dos elementos que son decisivos a la hora de establecer la distancia entre ejes, uno sería la suspensión y el otro elemento es el motor y transmisión como un elemento muy importante a tomar en cuenta a la hora de determinar la distancia entre ejes.

La distancia entre los ejes de las ruedas tiene diversos efectos, pero en general, cuanto mayor es esta distancia, mayor es la estabilidad direccional y mayor el esfuerzo necesario para las curvas. Existen dos razones principales para esto.

1) *Ángulo de giro requerido*

La figura 2.2 muestra cómo, para una curva dada, una motocicleta con una gran distancia entre ejes necesita girar más la rueda delantera hacia el interior de la curva.

Una consideración práctica en el caso del scooter, es que, para un nivel máximo de giro del manillar (debido a los topes de dirección), el círculo de giro mínimo es menor con una distancia entre ejes corta. Por este motivo, las motos de scooter tienen distancias entre ejes más cortas.

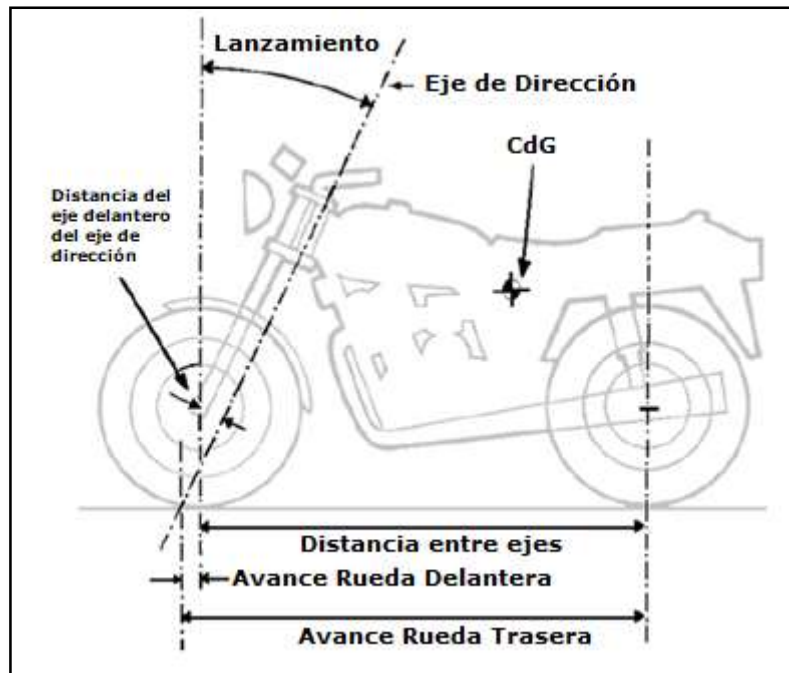


Figura 2.1 - Distancia entre ejes

Para un radio de curva dado, una distancia entre ejes mayores necesita un ángulo de giro mayor. La figura 2.2 muestra esto para un sistema de giro basado en Ackerman, pero se pueden aplicar consideraciones similares a casos más reales con ángulos de deriva reales.

2) Efectos de inercia

La distancia entre ejes tiene un efecto sobre la transferencia de peso que tiene lugar durante la frenada y la aceleración. Para una altura dada del centro de gravedad, cuanto mayor sea la distancia entre ejes, menor será la transferencia de peso. También, los momentos de inercia de los planos de cabeceo y guiñada se incrementarán, lo cual hará que la moto sea más estable y perezosa.

2.1.2 AVANCE

La figura 2.1 muestra el avance que es la distancia horizontal entre el punto de contacto del neumático con el suelo y la extensión de la línea dibujada sobre el eje de dirección hasta el suelo. [2.3]

La rueda delantera y la rueda trasera tienen sus propios valores de avance. El descentramiento existente entre el eje de la rueda y el eje de dirección se mide en ángulo recto con respecto a este último.

En la figura 2.3 se muestra el avance real que se mide en ángulo recto con respecto al eje de dirección. El avance real se reduce con respecto al avance en el suelo multiplicándolo por el coseno del ángulo de lanzamiento. Para un ángulo de lanzamiento típico es aproximadamente el 90%. Se puede compararlo con el avance en el suelo que se muestra en la figura 2.1.

La función principal del avance es proporcionar una cierta estabilidad direccional, y también es de gran importancia en el inicio de la fase de inclinación de la moto al tomar una curva. Se puede

ver que tanto el neumático delantero como el trasero tocan el suelo por detrás del punto donde el eje de dirección lo hace, y esto provoca un efecto de auto centrado en ambas

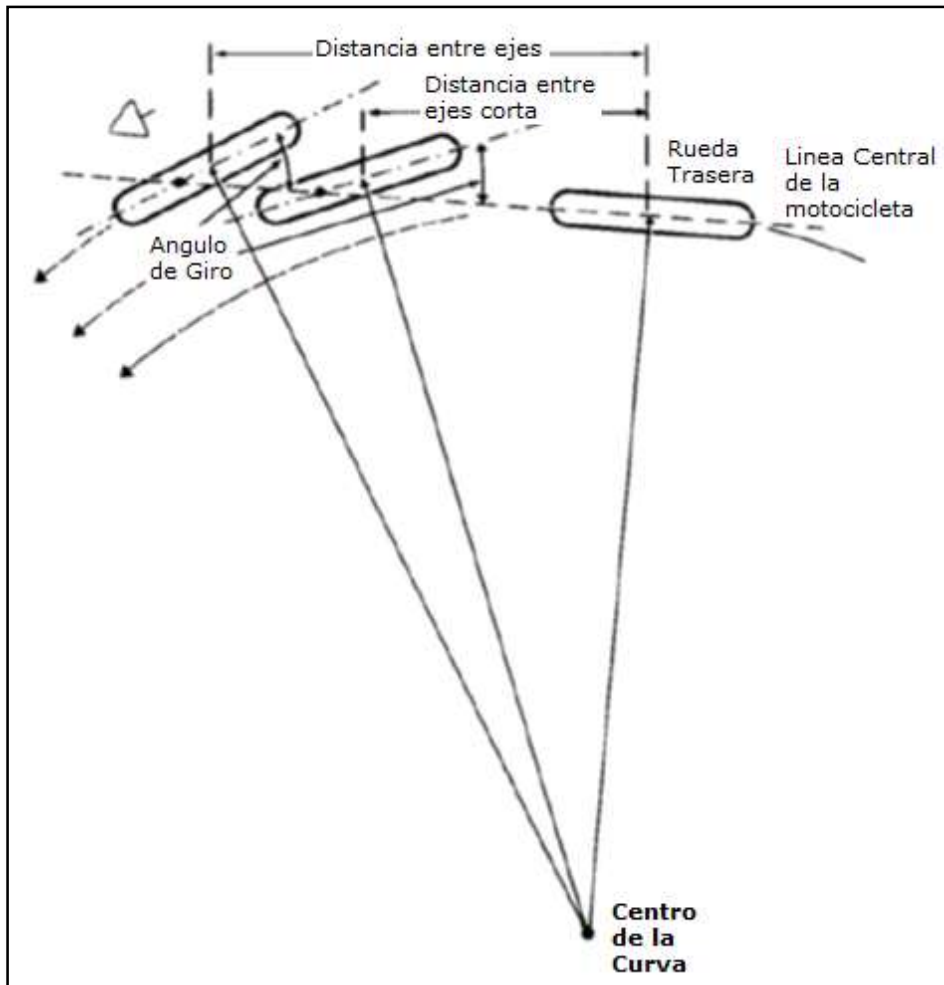


Figura 2.2 - Distancia entre ejes

ruedas. La distancia que existe entre el eje de dirección y el centro de la huella del neumático, medida a ras de suelo, es lo que se conoce habitualmente como avance.

De todas formas, sería más lógico medir la distancia que existe entre la huella de contacto del neumático y el eje de dirección en ángulo recto con respecto a ese eje. Gracias a esta distancia cualquier fuerza que se genere en el neumático crea un momento alrededor del eje de dirección. Para distinguir entre estas dos definiciones de avance, cuando sea necesario, se sugiere que se les llame avance en el suelo y avance real.

El avance positivo y la fuerza lateral debida al ángulo de deriva que se muestra en la figura 2.4 se combinan para producir un momento alrededor del eje de dirección que tiende a poner la rueda recta otra vez.

Esto proporciona un cierto grado de estabilidad en línea recta.

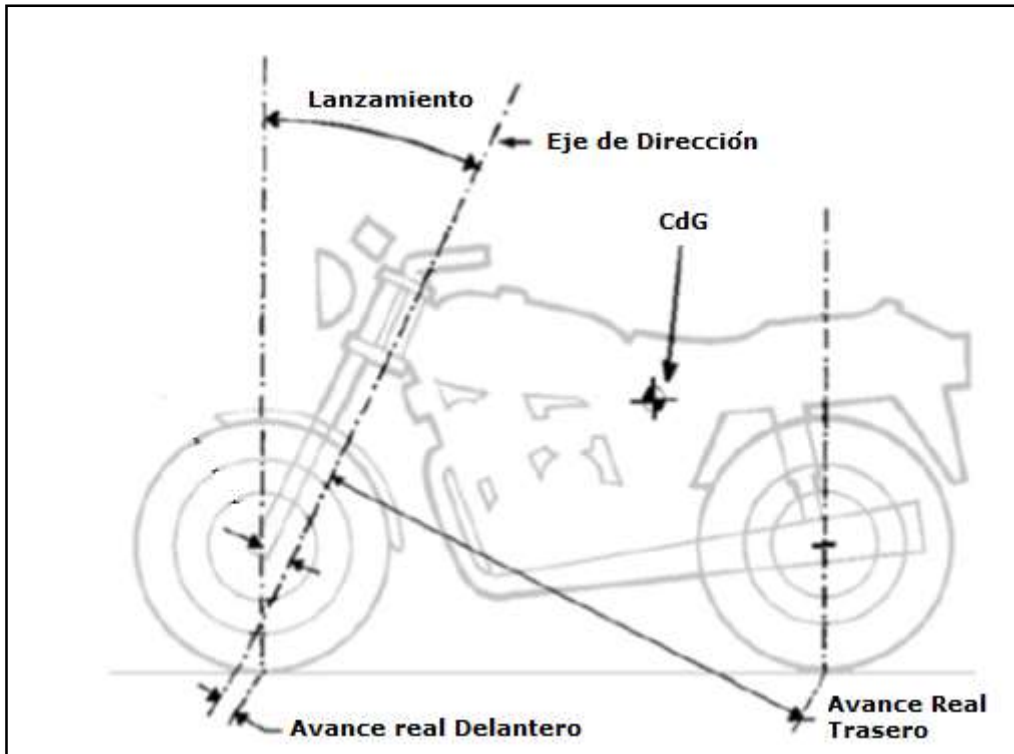


Figura 2.3 - Avance real

2.1.3 LANZAMIENTO

El lanzamiento mostrado en la figura 2.5 es el ángulo hacia atrás que tiene el eje de dirección con respecto a la vertical. [2.4]

Con una pipa de dirección convencional, resulta conveniente tener un lanzamiento normal (izquierda) por facilidad de construcción del chasis y para conseguir un montaje directo del manillar. Para un mismo avance, una pipa de dirección vertical (derecha) da problemas en ambos aspectos.

Al igual que ocurre con cualquier otro sistema, cuando se varía el lanzamiento en la pipa de dirección, tienen lugar varios efectos secundarios, y cambian otros parámetros como:

- Avance
- Distancia entre ejes
- Distribución de peso

2.1.4 CENTRO DE GRAVEDAD

Para casi todos los propósitos interesa el centro de gravedad (CDG) combinado de la moto y el piloto. Por lo general el CdG debería ubicarse en medio de la distancia entre ejes para tener la misma fuerza tanto en la rueda trasera como la delantera, otra característica es que el punto de concentración de masa debe estar lo más bajo posible para que la moto sea más estable en el momento de frenada y aceleración.

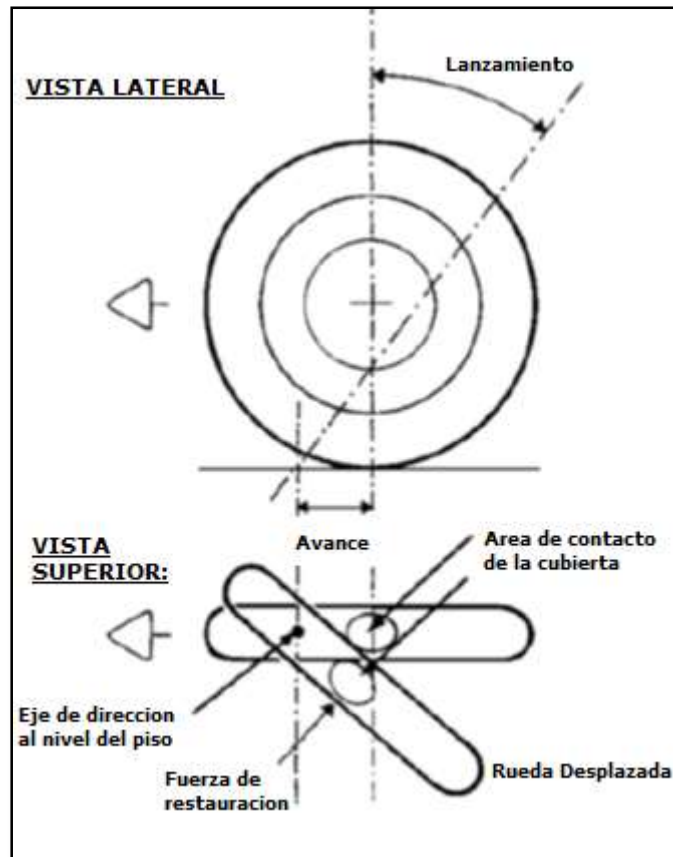


Figura 2.4 - Ángulo de deriva

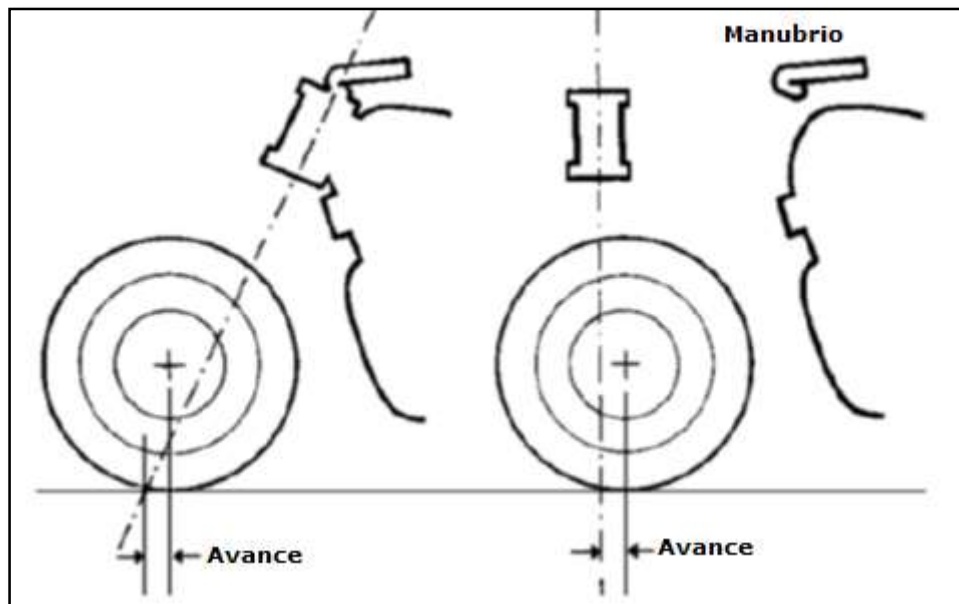


Figura 2.5 - Lanzamiento

2.1.5 CARENAJE

El carenaje es la envoltura en pasta o fibra de vidrio y algunas veces en fibra de carbono que envuelven la motocicleta para que el aire deslice suavemente sobre esta sin oponer tanta

resistencia al avance que por lo general hace que se necesite más potencia y por lo tanto más combustible para alcanzar determinada velocidad.

2.2 ANÁLISIS DE LOS DATOS.

Como este proyecto trata del diseño de un vehículo eléctrico mono plaza de bajo costo, y lo que respecta al análisis de los diferentes modelos de motocicletas, se realizara un estudio en scooters y ciclomotores de los años 70 y 80, ya que en esa época fue el auge de vehículos mono tripulados de baja cilindrada, puesto que a partir de los 90 ya la motorización fue más grande y se optó por la posibilidad de llevar pasajero.

Los datos de la tabla 2.1 fueron obtenidos a partir de los manuales de servicio de cada uno de los vehículos que se analizaran, las características a analizar son:

- Distancia entre ejes
- Lanzamiento
- Avance delantero
- Diámetro de cubierta

Se seleccionan las siguientes medidas cuidando que en la línea de pipa quede por detrás del centro de giro de la rueda

- Distancia entre ejes :1065 mm
- Lanzamiento 25°
- Avance delantero 50
- Diámetro exterior de cubierta 15,5 in

El resultado de las dimensiones se refleja en la Figura 2.6

Tabla 2.1 – Características de scooters

	MODELO	DISTANCIA ENTRE EJES (MM)	LANZAMIENTO	AVANCE (MM)	TAMAÑO RUEDAS
SCOOTER	Honda NB50 [2.5]	1120	26	78	2.75-10-2pr
	Honda NN50 [2.6]	1080	24	55	3.00-8-2pr
	Honda Nx50 [2.7]	1095	25	65	2.75-10-2pr
	Honda Sa50 [2.8]	1165	27	81	3.00-10-4pr
MOPED	Honda PA50 [2.9]	1055	26	55	2.00-2.25-17-2pr
	Honda P50 [2.10]	1060	27	90	2.00-2.25-17-2pr
	Yamaha QT50 [2.11]	1050	25	75	2.00- 14- 4PR
	Suzuki FA50 [2.12]	1040	65	70	110/70-12 / 47 L

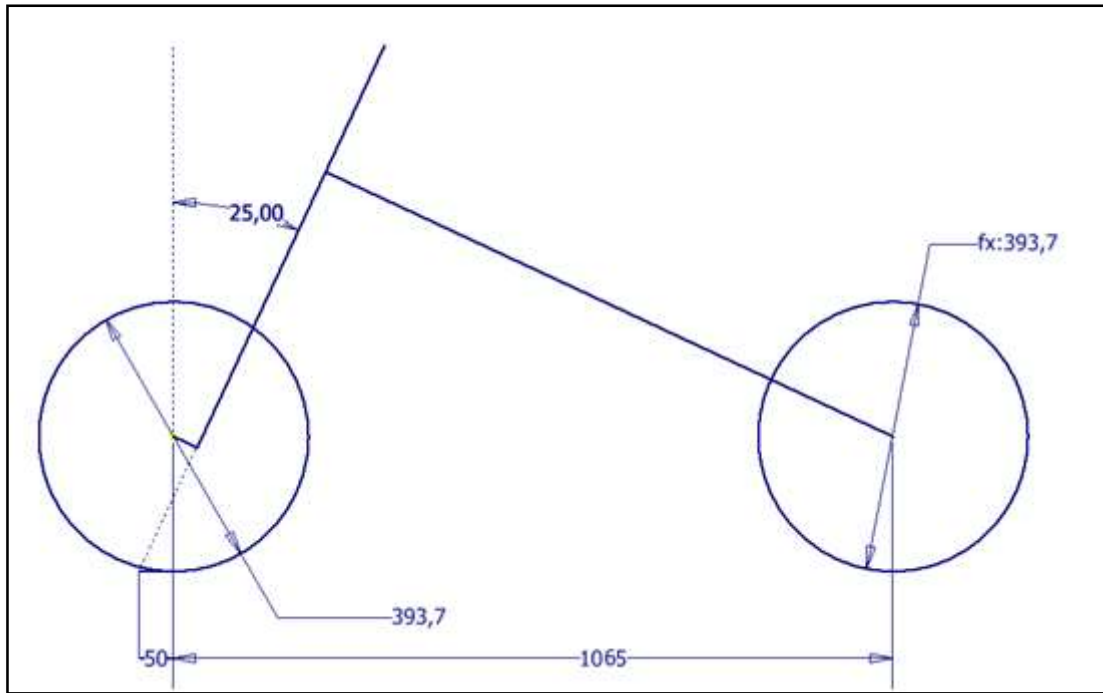


Figura 2.6 – Geometría básica del proyecto

3 DINÁMICA DE TRACCIÓN DE LA MOTOCICLETA

3.1 INTRODUCCIÓN

La dinámica de tracción de la motocicleta puede brindar una aproximación muy buena del comportamiento que tendrá ésta en cuanto a aceleración, fuerzas, consumo de energía y autonomía.

El esquema de fuerzas resistentes que se muestra en la figura 3.1 presenta las fuerzas de resistencia que actúan en la motocicleta en un plano inclinado. Se considera el caso en el que la motocicleta avanza por un camino con aceleración $a \left[\frac{m}{s^2} \right]$ y con inclinación $\alpha [^\circ]$ constantes. Para el cálculo se asumen algunas simplificaciones: las componentes normales del camino se aplican en la mitad de la superficie de contacto de las ruedas, la motocicleta se considera como un cuerpo rígido, así no se considera la redistribución de masas creada por las suspensiones en la aceleración y el frenado

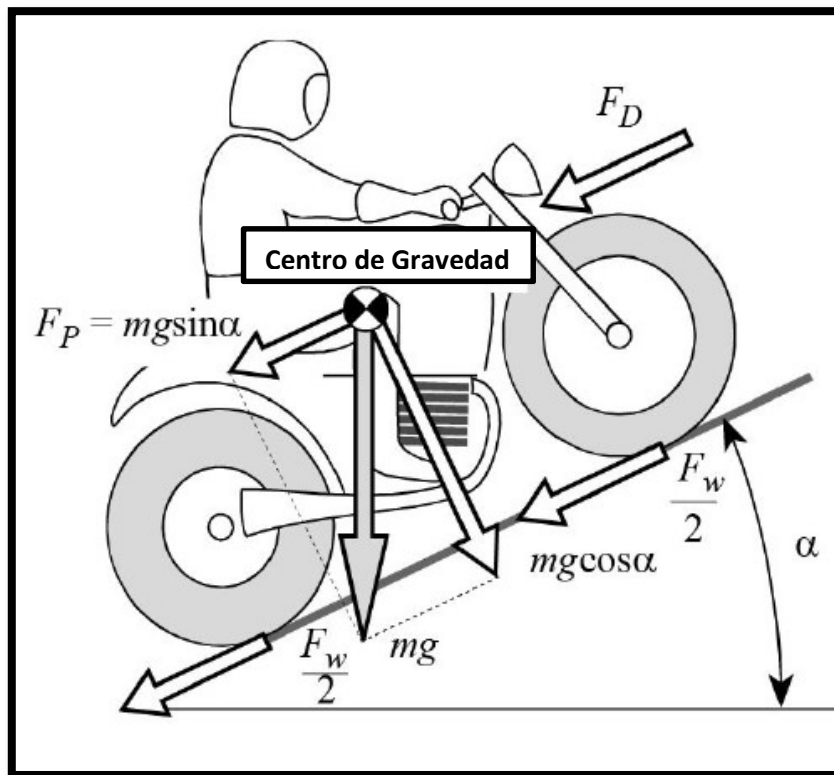


Figura 3.1 – Fuerzas resistentes presentes en un vehículo en movimiento

Así, durante un estado estable de movimiento, la potencia producida por el motor es igual a las fuerzas que se oponen al movimiento de avance, entonces la fuerza de tracción necesaria para mover la motocicleta se escribe como [3.1]:

$$F_t = F_w + F_a + F_p \quad (3.1)$$

Dónde:

- F_t , es la Fuerza de tracción.
- F_w , es la Fuerza de resistencia a la rodadura.
- F_a , es la Fuerza de resistencia aerodinámica.
- F_p , es la Fuerza de resistencia al ascenso.

3.2 FUERZA DE RESISTENCIA A LA RODADURA [3.2]

El concepto de coeficiente de rodadura es similar al de coeficiente de rozamiento, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que en el coeficiente de rodadura no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, disminuyendo por regla general la resistencia al movimiento.

3.2.1 INTERACCIÓN DEL NEUMÁTICO CON EL SUELO

En efecto, la resistencia a la rodadura aparece cuando el cuerpo que rueda se deforma, aunque sólo sea ligeramente, a causa de las grandes presiones existentes en los puntos de contacto.

Al rodar un cuerpo real sobre una superficie real se producen unas deformaciones, como se muestra en la Figura 3.2, de modo que el cuerpo tiene que "vencer" continuamente un pequeño obstáculo que se le presenta por delante y que se opone a su rodadura.

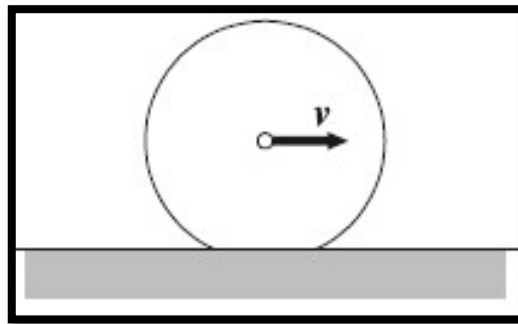


Figura 3.2 - Deformación en la generatriz de apoyo

El contacto no se realiza entonces a lo largo de una generatriz, sino a lo largo de una estrecha banda $A' A''$, como se muestra en la Figura 3.3. Ello da lugar a que aparezcan reacciones en los apoyos; reacciones que dan lugar a la aparición de un par que se opone la rodadura. Con la finalidad de simplificar el problema, podemos imaginar que en cada instante el cilindro debe rotar sobre la generatriz que pasa por A'' para poder rodar superando el pequeño obstáculo que se opone a ello. Eso equivale a considerar desplazada la línea de acción de la reacción normal N una distancia que designaremos por μ_r , como se muestra en la Figura 3.3. El par de resistencia a la rodadura y el par aplicado valen, respectivamente:

$$M_{res} = \mu_r \cdot N \quad (3.2)$$

$$M_{apl} = R \cdot F_w \quad (3.3)$$

En las condiciones críticas, cuando comienza la rodadura, esos el par aplicado o de arranque será mayor que el par resistente, de modo que

$$M_{arranque} > M_{res} \quad (3.4)$$

$$R \cdot F_w \geq u_r \cdot N \quad (3.5)$$

De modo que el cilindro comenzará a rodar si

$$F \geq \frac{u_r \cdot N}{R} \rightarrow F_w = f_w \cdot N \quad (3.6)$$

$$F_w = f_w \cdot m \cdot g \quad (3.7)$$

Dónde:

- F_w , es la resistencia a la rodadura
- m , es la masa total del vehículo con su pasajero abordo [Kg].
- f_w , es el coeficiente de fricción.
- g , es la aceleración de la gravedad.

Los factores que van a influenciar este coeficiente de fricción son:

- El tipo de neumático, por ejemplo, si su estructura es radial o diagonal.
- Sus dimensiones.
- El tipo de terreno.
- La velocidad de avance.
- La temperatura.
- La deformación de la llanta en vista de la deformación del material.
- La ventilación de la rueda debido a la aerodinámica.

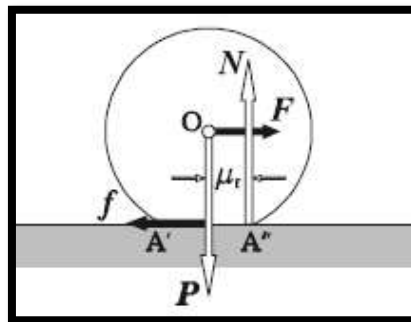


Figura 3.3 - Rodadura de un cilindro deformable sobre un pavimento indeformable.

3.2.2 VALORES EMPÍRICOS PARA EL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO

En 1996 Kevin Cooper [3.3] propuso una fórmula que genera valores empíricos del coeficiente de fricción para aplicación durante la circulación de motocicletas, de acuerdo a las presiones de inflado y la velocidad del vehículo, en esta aproximación se han realizado dos fórmulas para velocidades mayores a 165 Km/h y menores.

Solo se usará la ecuación para valores menores a 165 km/h, que se muestra a continuación:

$$f_w = 0,0085 + \frac{0,018}{P} + 1,59 * \frac{10^{-6}}{P} * v^2 \quad (3.8)$$

Dónde:

- P , es la presión medida del neumático [bar].
- V , representa la velocidad de la motocicleta [Km/h].

La más importante de todas las causa es la presión de inflado que hace que se incremente el f_w .

3.2.3 RESISTENCIA A LA RODADURA

El coeficiente de fricción a la rodadura depende de la presión de inflado, y de la velocidad de la motocicleta, reemplazando y aplicando la ecuación 3.8 en la ecuación 3.7 y convirtiendo unidades de $\frac{m}{s}$ a $\frac{km}{h}$, se procede a calcular la F_w .

$$F_w = M \cdot g \cdot 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \frac{1,59 \cdot 10^{-6}}{P} \cdot \left(\frac{v}{3,6}\right)^2 \quad (3.9)$$

En la tabla 3.1 se usaran unas gamas de velocidades, hasta el tope máximo que permite la ley para vehículos motorizados en la ciudad, dando como resultado las fuerzas de resistencia a la rodadura en función de la ecuación 3.9, los resultados estarán dados en N [newtons], dadas las diferentes presiones de inflado de los neumáticos. Cabe destacar que estas presiones fueron seleccionadas arbitrariamente.

Tabla 3.1 – Fuerza resistencia a la rodadura en función de la velocidad del vehículo y la presión de inflado de los neumáticos

$v \left(\frac{km}{h}\right)$	$F_w (21 \text{ psi})$	$F_w(29 \text{ psi})$	$F_w (36 \text{ psi})$	$F_w (43 \text{ psi})$
5	29	24	22	20
10	29	25	22	20
15	29	25	22	20
20	29	25	22	20
25	30	25	22	21
30	30	25	23	21
35	30	26	23	21
40	31	26	23	21
45	31	27	24	22
50	32	27	24	22
55	33	28	25	22

La Figura 3.4 muestra los resultados obtenidos en la tabla 3.1, donde es más fácil apreciar las fluctuaciones de las resistencias a la rodadura de las diferentes presiones de inflado del neumático.

Conclusiones acerca de la resistencia de la rodadura son las siguientes.

- Se determina que la presión de inflado más favorable para la ciudad es de 36 psi dado que si fuese 43 psi, el andar del vehículo sería muy accidentado y la tracción del neumático muy escaso.
- Con una presión en el intervalo $29 \text{ psi} < P < 43 \text{ psi}$, la diferencia la diferencia entres estos máximos y una media de 36 psi , es poco significativa, lo que no influiría en modo importante a la fuerza resistente a la rodadura
- Se selecciona una presión de inflado de 36 psi

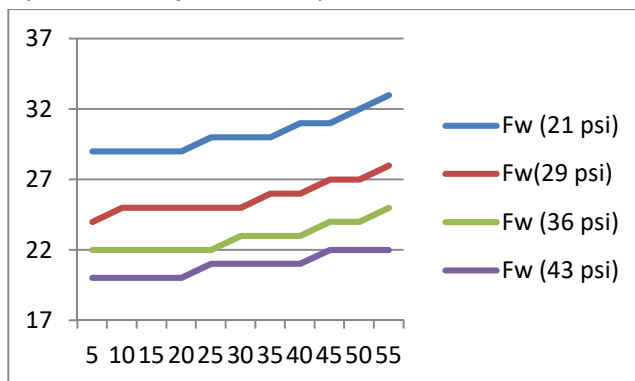


Figura 3.4 - Coeficiente de fricción a la rodadura en función de la velocidad del vehículo

La potencia requerida para vencer la resistencia a la rodadura a cada velocidad se obtiene mediante el producto de la velocidad del vehículo y la ecuación (3.9)

$$P_w = W * 0,0085 + \frac{0,018}{P} + \frac{1,59 * 10^{-6}}{P} * \left(\frac{v}{3,6}\right)^3 \quad (3.10)$$

Donde

- P_w , es la potencia resistente a la rodadura [W]

La tabla 3.3 ilustra la potencia requerida en función de la velocidad del vehículo, cuando los neumáticos están inflados con una presión de aire de 36 psi.

Tabla 3.2 – Potencia resistente a la rodadura en función de la velocidad del vehículo

V (km/h)	Pw (36 psi) (Watts)
5	44
10	92
15	138
20	183
25	229
30	283
35	331
40	378
45	438
50	500
55	550

Graficando los valores de la tabla 3.2 se ven reflejados en la Figura 3.5

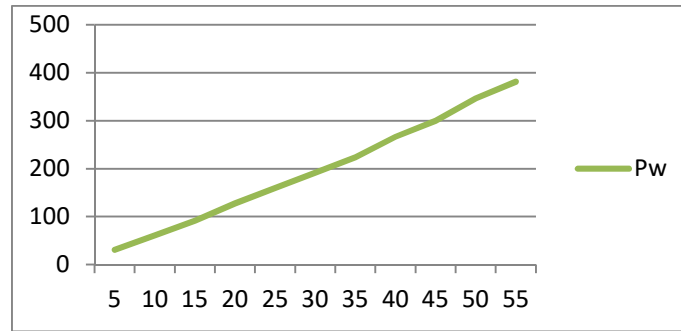


Figura 3.5 - Potencia en función de la velocidad del vehículo

3.3 RESISTENCIAS AERODINÁMICAS

3.3.1 FUERZAS Y MOMENTOS AERODINÁMICOS EN UNA MOTOCICLETA

Todas las influencias aerodinámicas que actúan en la motocicleta pueden ser simplificadas con la representación de tres fuerzas y tres momentos que actúan alrededor de los ejes del centro de gravedad, generando el sistema de ejes, (x, y, z). En la figura 3.6 se detallan estos ejes:

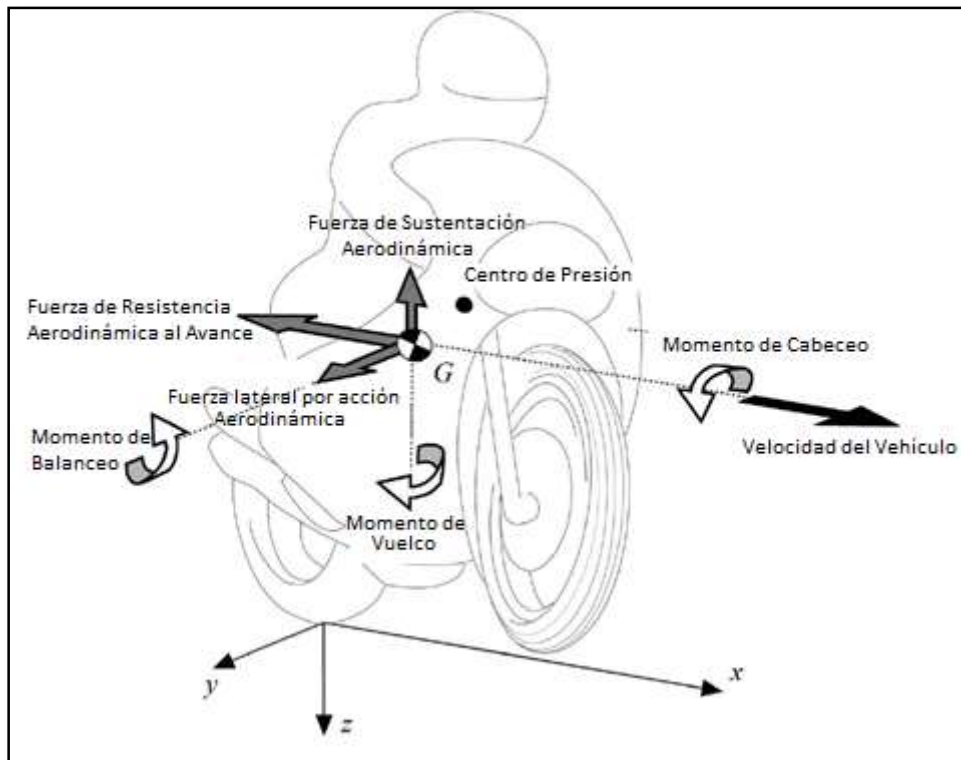


Figura 3.6 - Fuerzas y momentos aerodinámicos

Estos factores dependen especialmente del área y forma que se dé contacto con el fluido, además del cuadrado de la velocidad.

Esto nos permitirá diferenciar su efecto en los distintos tipos de aplicaciones, y formas que tengan los carenados de las motocicletas.

Los más importantes componentes son la componente de la resistencia aerodinámica al avance, que se sumaría al resto de fuerzas resistentes, y la componente de resistencia aerodinámica a

la sustentación, que se relaciona con la adherencia en especial de la rueda delantera. Ambas son aplicadas al centro de presiones. Que normalmente en las motocicletas se encuentra sobre el centro de gravedad.

El momento de vuelco es el resultante de entre estas dos fuerzas aerodinámicas, volviéndose peligroso a altas velocidades, en este proyecto no se tendrá en cuenta por la baja velocidad del vehículo [3.4].

3.3.2 RESISTENCIA AERODINÁMICA AL AVANCE

En condiciones ideales, en las cuales la motocicleta se mueve libremente en viento estático y en línea recta, se pueden obviar la fuerza lateral, el par de giro y el par de balanceo. Sin embargo, se deben considerar la fuerza de resistencia aerodinámica, la fuerza de sustentación y el par de cabeceo.

La fuerza de resistencia aerodinámica al avance (Fa), que actúa en dirección opuesta al movimiento y se asume que se concentra en el centro de gravedad (realmente actúa en el centro de presiones, sin embargo éste varía considerablemente dependiendo de la carrocería o carenado que tenga la motocicleta), esta influye en el desempeño de la velocidad máxima y aceleración, es proporcional al cuadrado de la velocidad de la motocicleta y se expresa con la ecuación (3.11):

$$Fa = \frac{1}{2} * \rho * CD * Af * V^2 \quad (3.11)$$

Dónde:

- ρ , es la densidad del aire.
- Af , es el área frontal de la motocicleta [m^2].
- CD , es el coeficiente de la resistencia aerodinámica (COEFICIENTE DRAG).
- V , es la velocidad en la dirección del avance [$\frac{m}{s}$].

3.3.3 CARACTERÍSTICA AERODINÁMICA DE LA MOTOCICLETA

Como un análisis más avanzado para relacionar la forma con el área frontal se puede agrupar los dos factores:

- a) coeficiente aerodinámico (CD) en tabla 3.3.
- b) el área frontal (Af) en tabla 3.4.

Tabla 3.3.3 - Valores del producto CD en varios tipos de motocicletas [3.4]

Producto CD	Tipos de motocicletas
0,7	Motocicletas sin carenado y conductor de pie
0,4 a 0,5	En turismos y spot con pequeño carenado frontal
0,30-0,35	Motocicletas Super Bike
0,22	Gran Prix o incluso valores menores
0,18	Motocicletas de alta velocidad, completamente carenadas

Tabla 3.3.4 - Valores referenciales de A_f para motocicletas [3.4]

Valor de A_f	Tipo
0.6 a 0.9 m^2	Motocicletas Turismo
0.4 a 0.6 m^2	Gran Turismo
0.4 a 0,5 m^2	Gran Prix
0,32 m^2	Gran Prix de 125 cc

El área frontal difiere de acuerdo al tipo de motocicleta y está influenciada por el cuerpo del conductor y su posición durante el recorrido.

3.3.4 RESISTENCIA AVANCE AERODINÁMICA

Para la resistencia aerodinámica al avance se toman las siguientes consideraciones:

- El coeficiente aerodinámico, toma un valor de 0.6 que está en el rango de las motocicletas de turismo en la tabla 3.3,
- El área frontal toma un valor de 0,65 m^2 que está en el rango de las motocicletas de turismo de la tabla 3.4
- El valor de la densidad del aire se considerara como 1,67 $\frac{Kg}{m^3}$ a 987 mbar y 20 °C

De esta manera reemplazando CD , A_f y ρ en la ecuación 8

$$F_a = \frac{1}{2} * 1,67 * 0,6 * 0,65 * V^2 \quad (3.12)$$

$$F_D = 0,329 * V^2 \quad (3.13)$$

En la ecuación 3.13 se obtiene la fuerza de resistencia aerodinámica en función de la velocidad del vehículo.

La potencia requerida para vencer la resistencia aerodinámica a cada velocidad se obtiene mediante el producto de la velocidad del vehículo y la ecuación 3.13

$$P_a = 0,329 * V^3 \quad (3.14)$$

En la tabla 3.5 se encuentran la ecuación 3.14 desarrollada para las diferentes velocidades, y en la Figura 3.7 su correspondiente representación grafica

Tabla 3.5 - Potencia de la resistencia aerodinámica en función de la velocidad del vehículo

V (km/h)	Pa (Watts)
5	1
10	7
15	24
20	56
25	110
30	190
35	302
40	451
45	642
50	881
55	1173

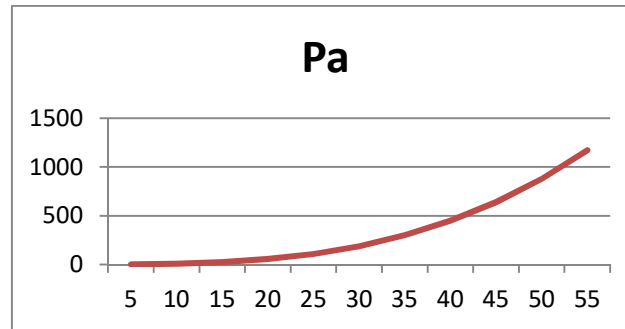


Figura 3.7 - Potencia de la resistencia aerodinámica en función de la velocidad del vehículo

3.4 ATRACCIÓN GRAVITATORIA

3.4.1 FUERZA RESISTENTE CAUSADA POR LA INCLINACIÓN DEL PLANO DE LA CARRETERA

La fuerza resistente causada por la pendiente del plano de la carretera (F_p), es igual a la componente de la fuerza del peso en la dirección de los ejes de la motocicleta [3.5].

$$F_p = m * g * \sin \alpha \quad (3.15)$$

Dónde:

- F_p , es la fuerza resistente efecto de la pendiente [Newton]
- α , representa la inclinación del plano de la carretera [°].
- m , es la masa del vehículo [kg].
- g , representa a la gravedad [$\frac{m}{s^2}$].

3.4.2 RESISTENCIA DE LA PENDIENTE

Consideraciones:

- a) La resistencia de la pendiente, en la ecuación 3.15, viene a ser la más significativa de las tres resistencias consideradas.
- b) Al ser el estudio para la ciudad de Córdoba Capital se usó dos ángulos de inclinación uno al 1% hasta el 18%, se consideran estas pendientes para deducir cual será la potencia necesaria para un exceso de pendiente, se tiene en cuenta que el motor eléctrico no siempre estará trabajando a una potencia elevada, pero esta potencia pico será útil en pendientes pronunciadas, aceleraciones bruscas para rebasar.
- c) La pendiente expresada en porcentaje es una forma de expresar la relación entre la altura que salvamos cuando ascendemos por la carretera y la distancia que nos desplazamos horizontalmente. Matemáticamente esa relación es la tangente del ángulo que forma la carretera con la horizontal. Así, una pendiente del 10% significa que salvamos 10 metros de desnivel por cada 100 metros de avance en horizontal:

$$\phi = \text{atan} \left(\frac{\phi(\%)}{100} \right) \quad (3.16)$$

Remplazando la ecuación 3.16 en la ecuación 3.15

$$Fp = m * g * \sin \left\{ \text{atan} \left[\frac{\phi(\%)}{100} \right] \right\} \quad (3.17)$$

Con la ecuación 3.17 se arma la tabla 3.6, que representa fuerza de la resistencia a subir de la pendiente en función pendiente de carretera

Tabla 3.6 – Fuerza de la resistencia de la pendiente en función pendiente de carretera

Φ [%]	ϕ	Rp (N)
1	0,573	14
2	1,146	28
3	1,719	43
4	2,292	57
5	2,864	71
6	3,435	85
7	4,006	99
8	4,576	113
9	5,145	127
10	5,713	142
11	6,28	156
12	6,846	169
13	7,411	183
14	7,974	197
15	8,535	211
16	9,095	225
17	9,653	238
18	10,209	252

La potencia de la resistencia a subir, es el producto de la velocidad del vehículo por la fuerza resistente a subir en el caso más desfavorable al 18%.

$$Pp = v * m * g * \sin \left\{ \text{atan} \left[\frac{\phi(\%)}{100} \right] \right\} \quad (3.18)$$

Dando lugar a la tabla 3.7 y su respectiva representación gráfica en la figura 3.4

Tabla 3.7 – Potencia necesaria para vencer la pendiente al 18%

Caso más desfavorable es a 18%	
V (km/h)	Pp (Watts)
5	350
10	700
15	1050
20	1400
25	1750
30	2100
35	2450
40	2800
45	3150
50	3500
55	3850

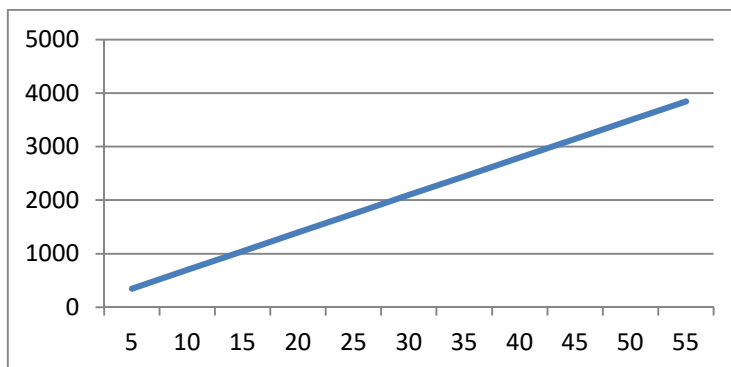


Figura 3.8 - Potencia necesaria para vencer la pendiente al 18%

3.5 ANÁLISIS CONJUNTO

Para el análisis del conjunto completo vamos a tener en cuenta las siguientes consideraciones.

- Se evalúan las gamas de velocidades hasta los límites de velocidad en perímetro urbano según las leyes de tránsito en la provincia de Córdoba [3.6].
- Se considerará los requisitos de potencia considerando las distintas velocidades que podemos alcanzar con la motocicleta, enfatizando la velocidad de 40 km/h, así como también con ángulos de inclinación máximos descritos anteriormente aplicados en la ciudad.

Se evalúan dos situaciones particulares

a) Recorrido sin pendiente.

En la tabla 3.8 se ejemplifican las potencias de resistencia al movimiento del vehículo sin pendiente.

Tabla 3.8 – Potencia Total de resistencia sin pendiente

V (km/h)	P_w	P_a	Potencia Total sin Pendiente
5	35	1	36
10	69	7	76
15	104	24	128
20	139	56	195
25	181	110	291
30	217	190	407
35	253	302	555
40	300	451	751
45	338	642	980
50	389	881	1270
55	428	1173	1601

La Figura 3.5 representa la suma de las potencias de resistencias respecto a la velocidad.

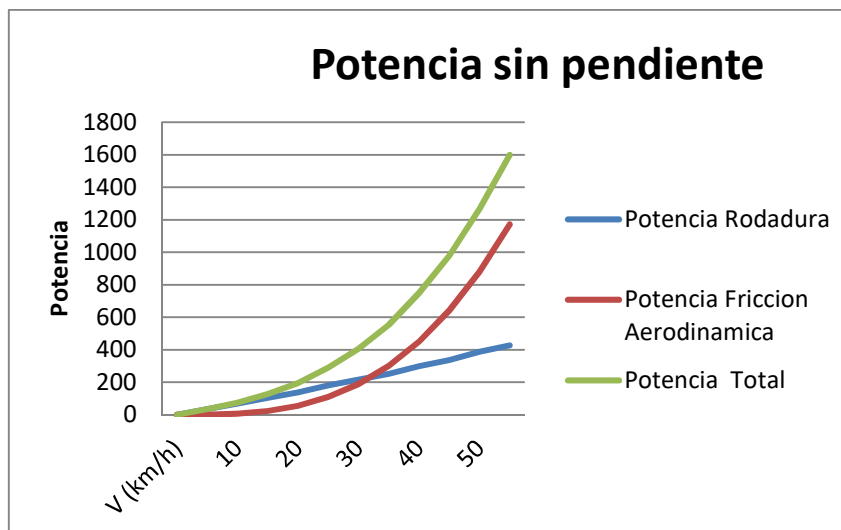


Figura 3.9- Sumatoria de las potencias de resistencia del vehículo

Como puede observarse en la Figura 3.9, la potencia de resistencia Aerodinámica es menor a la potencia de resistencia a la rodadura en un intervalo entre 30 y 35 Km/h, a partir de esta velocidad la fricción aerodinámica aumenta drásticamente, y por lo tanto potencia requerida para vencerla también.

b) Recorrido con Pendiente

En la tabla 3.9 se ejemplifica la suma de las potencias de resistencia cuando el vehículo se encuentra con una pendiente al 18%, y su respectivo grafico 3.6

Tabla 3.9 – Potencias de resistencia con pendiente al 18%

V (km/h)	P_w	P_a	P_p	Potencia Total pendiente 18%
5	35	1	350	386
10	69	7	700	776
15	104	24	1050	1178
20	139	56	1400	1595
25	181	110	1750	2041
30	217	190	2100	2507
35	253	302	2450	3005
40	300	451	2800	3551
45	338	642	3150	4130
50	389	881	3500	4770
55	428	1173	3850	5451

Como puede observarse en la Figura 3.10, que representa los datos de la tabla 3.9, la potencia por plano inclinado es una constante en función de la velocidad del vehículo, y siempre es mayor que la suma de las otras dos, por lo tanto, se

establecerá una velocidad máxima a pendiente, dada que la potencia máxima excede a la requerida para un camino sin pendientes.

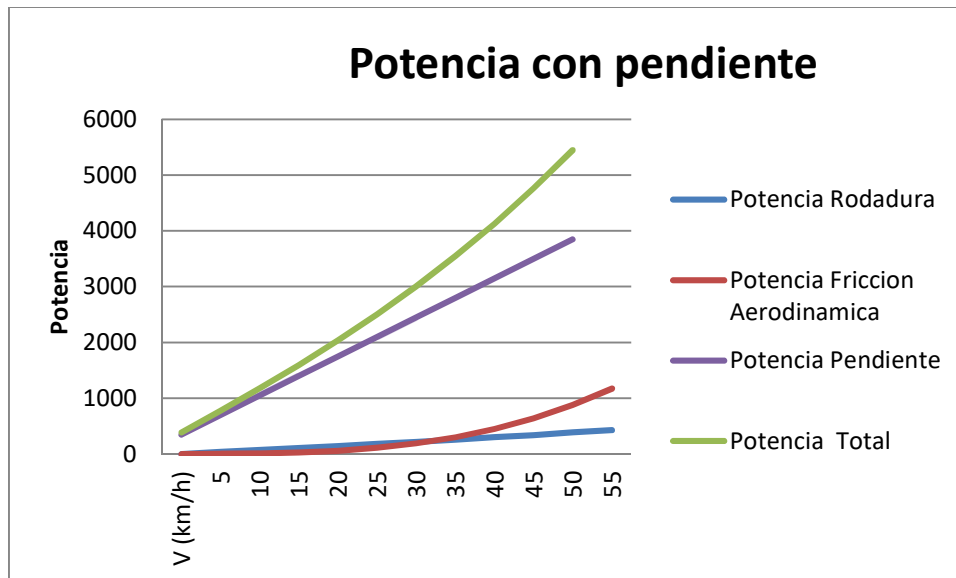


Figura 3.10 - Potencia total con pendiente

Los cálculos obtenidos para ciertas condiciones, nos permite concluir que la resistencia máxima a vencer por el vehículo a una velocidad dentro del rango de velocidades permitidas dentro del perímetro urbano de la provincia de Córdoba es:

- Para un recorrido sin pendiente, se establecerá como velocidad máxima 40 km/h, dando las siguientes características.
Potencia Total sin pendiente = 751 Vatios de potencia.
- Para un recorrido con pendiente, se establecerá como velocidad máxima una que no exceda más del 15% de la potencia planteada en el punto anterior, ósea no más de 870 vatios de potencia. Donde podemos encontrar por la tabla 3.9, que esa velocidad será 10 km/h, la cual tiene una potencia de resistencia igual a 776 Vatios de potencia.
Potencia Total con pendiente = 776 Vatios de potencia.

El motor eléctrico a elegirse debe presentar entre sus características una potencia pico superior a 800 W que es la requerida para movilizar a la motocicleta, en las circunstancias ya planteadas.

3.6 RESISTENCIAS INHERENTES A LA MECÁNICA DEL VEHÍCULO

La potencia del motor necesaria para alcanzar la velocidad máxima en carretera asfaltada y horizontal en condiciones ideales, es la necesaria para vencer la suma de las potencias resistentes como se calculó en los puntos anteriores.

Moverse a velocidad constante es solo posible si la potencia disponible en la rueda como mínimo iguala la potencia del motor. Esto significa que el motor debe suplir la potencia suficiente, tomando en cuenta las pérdidas entre el motor y la rueda, y que el contacto rueda-camino pueda transmitir esa potencia. Entonces.

$$P = P_t * \eta_t \tag{3.19}$$

$$\frac{P}{\eta_t} = P_t \quad (3.20)$$

Donde

- P es la potencia ya obtenida para carretera horizontal sin pendiente.
- η_t es la eficiencia mecánica de la transmisión.

La eficiencia mecánica η_t , a su vez depende del tipo de configuración que esta posea

$$\eta_t = \eta_{ext}^k * \eta_{int}^l * \eta_{con}^m * \eta_{card}^n * \eta_{cad}^o * \eta_{corr}^p \quad (3.21)$$

Dónde:

- η_{ext} , es la eficiencia de un par de engranajes dentados externos.
- η_{int} , es la eficiencia de un par de engranajes dentados internos.
- η_{con} , es la eficiencia de un par de engranajes cónicos e hipoidales.
- η_{card} , es la eficiencia de una transmisión cardánica.
- η_{cad} , es la eficiencia de una transmisión por cadena de rodillos.
- η_{corr} , es la eficiencia de una transmisión por correas sincrónicas.

k , l , m , n , o y p : son la cantidad de pares de ruedas dentadas de engranaje externo (ext), interno (int), cónicos e hipoidales (con), número de transmisiones cardánicas (card) y de cadena, que transmiten el momento desde el eje de salida del motor hasta las ruedas conductoras en la relación i de la caja de cambios.

Para cálculos generales se adoptan valores:

- $\eta_{ext}=0,980$
- $\eta_{int}=0,990$
- $\eta_{con}=0,960$
- $\eta_{cad}=0,940$
- $\eta_{corr}=0,980$

Adoptando como sistema de transmisión dos pares de engranajes exteriores, la ecuación (3.21) queda:

$$\eta_t = \eta_{ext}^2 \quad (3.22)$$

$$\eta_t = 0.980^2 \quad (3.23)$$

$$\eta_t = 0,960 \quad (3.24)$$

Con la ecuación 3.20, se realizan las tablas 3.10 y 3.11 En las que se representa el valor de potencia necesaria, en función de las tablas 3.8 y 3.9 para seleccionar el equipo propulsor.

- Potencia requerida sin pendiente

<i>V (km/h)</i>	<i>Potencia</i>	<i>Potencia Corregida 1</i>
5	36	37,89
10	76	80
15	128	134,74
20	195	205,26
25	291	306,32
30	407	428,42
35	555	584,21
40	751	790,53

Tabla 3.10 - Potencia corregida requerida para camino horizontal

- Potencia requerida con pendiente

Tabla 3.11 - Potencia corregida requerida para camino con pendiente

<i>V (km/h)</i>	<i>Potencia Pendiente</i>	<i>Potencia Corregida 2</i>
5	386	406,32
10	776	816,84

3.7 CONCLUSIÓN

La potencia necesaria requerida para el equipo propulsor debe ser superior a 800 W

4 MOTOR ELÉCTRICO

4.1 GENERALIDADES DE LOS MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA (DC)

Un motor de corriente continua es un motor eléctrico que funciona con corriente directa (DC) de electricidad. Estos motores DC puede funcionar directamente de baterías recargables, que proporciona la energía motriz para los vehículos eléctricos.

4.2 JUSTIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN DEL TIPO DE MOTOR [4.1]

Las escobillas de un motor convencional transmiten potencia a los devanados del rotor que, cuando se energizan, giran en un campo magnético fijo. La fricción entre las escobillas estacionarias y un contacto de metal giratorio en el rotor giratorio causa desgaste. Además, la energía se puede perder debido al contacto deficiente con el metal y el arco eléctrico.

Debido a que un motor eléctrico sin escobillas o motor brushless (BLDC) prescinde de las escobillas, al emplear un "conmutador electrónico", la confiabilidad y eficiencia del motor se mejora al eliminar esta fuente de desgaste y pérdida de potencia. Además, estos motores cuentan con una serie de otras ventajas sobre los motores de inducción DC y los motores de inducción AC, incluyendo una mejor velocidad frente a las características de par; respuesta dinámica más rápida; operación silenciosa; y rangos de velocidad más altos.

Además, la relación entre el par entregado y el tamaño del motor es mayor, por lo que es una buena opción para aplicaciones como vehículos eléctricos, donde se necesita una gran potencia, pero la compacidad y la ligereza son factores críticos.

Un motor BLDC se conoce como tipo "síncrono" porque el campo magnético generado por el estator y el rotor gira en la misma frecuencia. Una ventaja de esta disposición es que los motores BLDC no experimentan el "deslizamiento" típico de los motores de inducción.

Estos motores pueden venir en uno, dos o tres tipos de fase, este último es el tipo más común y es la versión que usaremos.

El estator de un motor BLDC comprende laminaciones de acero, ranurada axialmente para acomodar un número par de vueltas a lo largo de la periferia interior (Figura 4.1), este se asemeja al de un motor de inducción, pero los devanados se distribuyen de manera diferente.

El rotor está construido con imanes permanentes con dos a ocho pares de polos N-S. Más pares de imanes aumentan el par y suavizan la llamada onda de par, igualando la entrega de potencia del motor. La desventaja es un sistema de control más complejo, mayor costo y menor velocidad máxima.

Tradicionalmente, los imanes de ferrita se usaban para hacer los imanes permanentes, pero las unidades contemporáneas tienden a usar imanes de tierras raras. Si bien estos imanes son más caros, generan una mayor densidad de flujo, lo que permite que el rotor se haga más pequeño para un par de torsión dado. El uso de estos potentes imanes es una razón clave por la cual los motores BLDC entregan una potencia mayor que un motor de DC tipo escobilla del mismo tamaño.

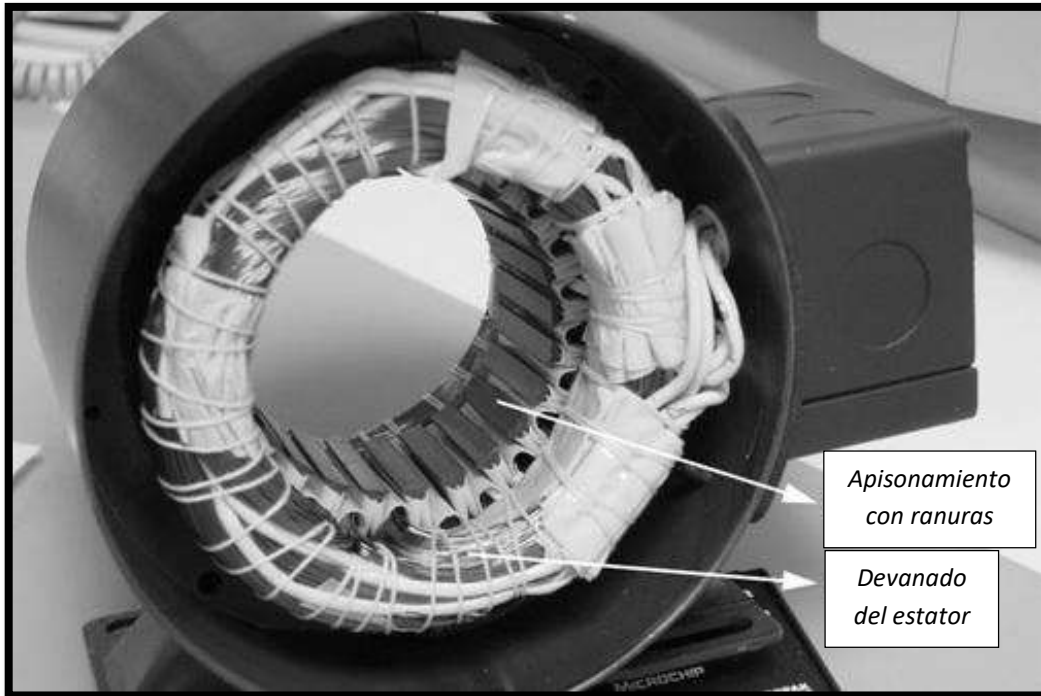


Figura 4.1 - Estator de un motor BLDC que muestran un anillo de acero ranurado con bobinados axiales

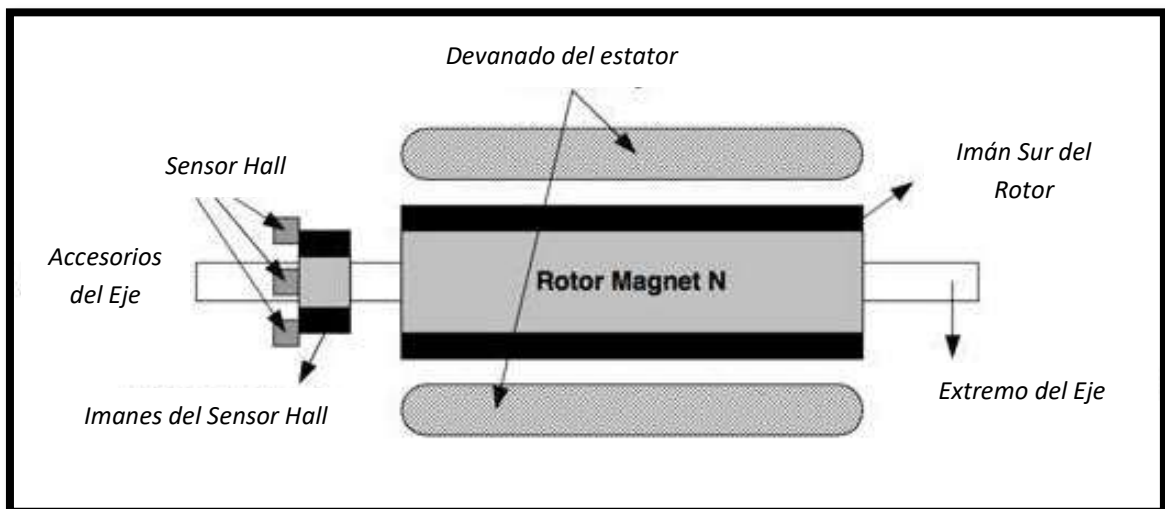


Figura 4.2 - Los sensores Hall están incrustados en el estator de un motor BLDC para determinar la secuencia de energización del devanado.

4.3 FUNDAMENTOS DE OPERACIÓN

El conmutador electrónico del motor BLDC energiza secuencialmente las bobinas del estator generando un campo eléctrico giratorio que "arrastra" el rotor con él a enésimas "revoluciones eléctricas" equivale a una revolución mecánica.

En el motor de tres fases existen tres sensores de efecto Hall están incrustados en el estator para indicar las posiciones relativas del estator y el rotor en el controlador, de modo que pueda energizar los devanados en la secuencia correcta y en el momento correcto. Los sensores Hall generalmente se montan en el extremo de la unidad que no conduce (Figura 4.2).

4.4 ANÁLISIS DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Ventajas [4.2]

- Sin conmutación mecánica al no tener escobillas.
- Un grado de mantenimiento menor al del motor de combustión.
- Prolongada vida útil, limitada únicamente por los rodamientos,
- Giro suave, sin par de retención.
- Altas velocidades

Desventajas

- Mayor costo de construcción
- El control es mediante un circuito caro y complejo
- Siempre hace falta un control electrónico para que funcione, que a veces duplica el costo

4.5 SELECCIÓN DE MOTOR

Con los requisitos de potencia ya obtenidos en el capítulo 3, se seleccionará un motor con las siguientes características:

- Se realizará la transmisión hacia la rueda tractora por medio de un tren de engranajes.
- Por lo menos será capaz de desarrollar los 40 km/hora en una superficie horizontal.
- Respecto a su tensión de trabajo será de 48 V
- Se utilizarán un motor brushless con una potencia pico superior a la nominal (stall torque), que presente buenas características de par relacionando con las características generales anteriormente calculadas.

4.5.1 MOTOR SELECCIONADO

El motor seleccionado es un *Mac M12500-3 1000W 48V DC*, (Figura 4.3) se trata de un motor compacto el cual es utilizado en pequeños vehículos eléctricos, generadores, go-karts.

A continuación, exponemos sus características: principales [4.3].

- Cuerpo del motor
 - Diámetro: 128 mm
 - Longitud: 90mm
- Eje de salida
 - Diámetro: 12 mm
 - Longitud: 17 mm longitud
 - Chavetero: 8 mm longitud



Figura 4.3 – Motor *Mac M12500-3 1000W 48V DC*

La tabla 4.1 muestra las características del motor brindadas por el fabricante

Tabla 4.1 – Especificaciones de motor

M12500-3	
Potencia (W)	1000
Tensión	48
Rango de Velocidad (rpm)	2000-3500
Stall Torque (Nm)	10
Corriente de Stall Torque (A)	50
Eficiencia(%)	>80
Ruido(dB)	<65
Peso(kg)	2.5

4.5.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

En la Figura 4.4 puede observarse las distintas características del motor en función del Par que produce el motor. En la tabla 4.2 se especifican las referencias de las líneas.

Tabla 4.2 – Referencias del Gráfico 1

Símbolo	Descripción	Unidades
E_{ff}	Eficiencia	(%)
N	Corriente	Ampere
U	Tensión	Volts
P	Potencia entrada	Watt
W	Potencia salida	Watt
I	Revoluciones	RPM

4.5.3 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS SEGÚN CURVA CARACTERÍSTICA DEL MOTOR

- Potencia máxima que puede brindar el motor según Figura 4.4, tabla 4.3

Tabla 4.3 – Potencia Máxima

Potencia (W)	930 W
Torque	4,4
RPM	2400
Corriente (A)	41
Eficiencia	80 %

- Potencia que brinda el motor a su máxima eficiencia, Tabla 4.4

Tabla 4.4 – Máxima eficiencia

Potencia (W)	500 W
Torque	2,3
RPM	2800
Corriente (A)	22
Eficiencia	88 %

- Potencia necesaria para alcanzar 40 km/h, tabla 4.5

Tabla 4.5 – Potencia necesaria para la velocidad máxima

Potencia (W)	750 W
Torque	3,6
RPM	2600
Corriente (A)	34
Eficiencia	85 %

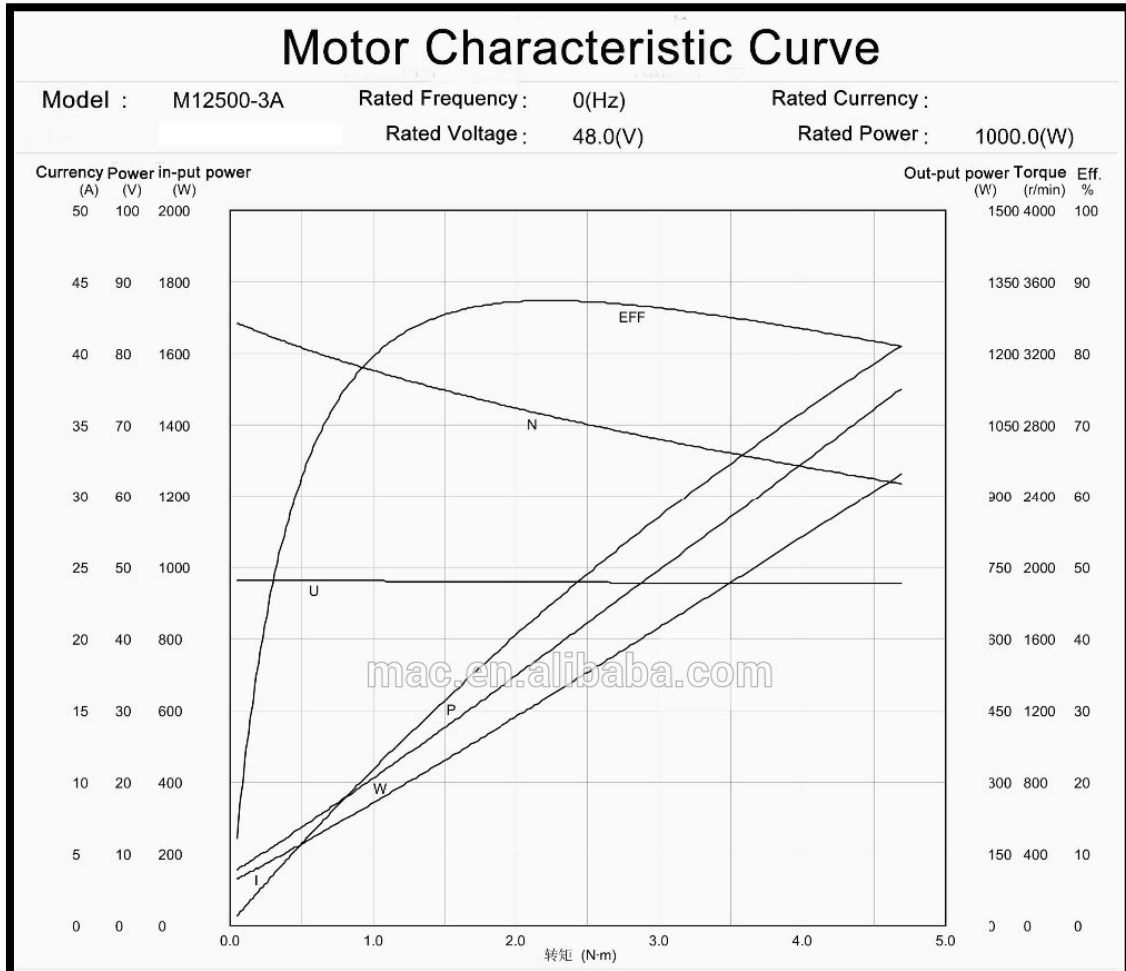


Figura 4.4 - Curvas Características del Motor [4.4]

4.6 SISTEMA DE CONTROL

En la figura se puede visualizar el diagrama lógico básico de trabajo del controlador.



Figura 4.4.5 - Diagrama lógico del controlador

La señal que envía el potenciómetro del acelerador es de 0 a 5 volts, el mismo que al llegar al controlador lo codifica y re envía la señal de alimentación a las bobinas del motor, a mayor tensión en el potenciómetro, mayor es la velocidad de cambio de las bobinas activas.

La selección del controlador estará dada por dos parámetros fundamentales, que son la tensión de trabajo y la corriente máxima de trabajo.

Se seleccionará a base de:

- a) Tensión de trabajo 48 v
- b) Corriente de trabajo 20 A

El sistema de control seleccionado es el controlador BAC-0501, Figura 4.5, de GOLDENMOTORS [4.5]

Las características del controlador son:

- Controlador de Crucero
- Programable
- Multi-voltaje de 24 V / 36 V / 48 V / 60 V (MAX)
- Corriente continua: 50 A
- Corriente máxima: 100 A
- Potencia de salida nominal: 2000W
- Peso: 1.5kgs / unidad
- PC programable
- Regenerador en el frenado



Figura 4.4.6 – Controlador del motor

4.7 REDUCCIÓN

Dadas las altas revoluciones necesarias para desarrollar la potencia necesarias y así vencer las resistencias planteadas, da lugar a relaciones de velocidad muy altas con respecto a las revoluciones necesarias de la rueda tractora para la velocidad máxima planteada del vehículo, por esta razón se acudirá a un *tren de engranajes*.

En primera instancia lo que se realizara es establecer una relación de transmisión con respecto a la velocidad de giro de la rueda trasera y el eje motriz, que correspondería a la salida del eje del motor.

4.7.1 OBTENCIÓN DE RPM RUEDA TRASERA

Con los datos de entrada del tamaño de la rueda de tracción y la velocidad máxima podemos obtener la velocidad angular de esta, la que es la misma que se obtendrá en la reducción de la rueda.

Se calculará la velocidad de marcha del vehículo en función del número de revoluciones de giro de la rueda motrices y el diámetro de estas.

La velocidad angular en función del número de revoluciones de la rueda motriz se define por medio de

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} \quad (4.25)$$

Donde

- ω , es la velocidad angular de la rueda
- n , son las RPM

La velocidad tangencial de la misma siempre está en función de la velocidad angular y el radio de la rueda.

$$V = \omega * r \quad (4.26)$$

En efecto, si D es el diámetro de la rueda motriz y n_{rueda} es la velocidad de giro de la polea, y que por lo tanto es la misma que la de la rueda, se tiene que:

$$V = \frac{\pi * D * n_{rueda}}{60} \Rightarrow \frac{V * 60}{\pi * D} = n_{rueda} \quad (4.27)$$

Dónde:

- V es la velocidad de marcha del vehículo, en m/s;
- D es el diámetro exterior de la rueda motriz, en m;
- n_{rueda} Es la velocidad de giro de la rueda, en revoluciones por minuto (r.p.m.)

Para valores de velocidad en km/h y diámetro de la rueda en pulgadas se realizan los siguientes factores de conversión

$$\frac{\frac{V}{3,6} * 60}{0,0254 * \pi * D} = n_{rueda} \quad (4.28)$$

Donde

- la velocidad máxima del vehículo será 40 Km/h
- un diámetro de 15.5 pulgadas para la rueda trasera

$$\frac{\frac{40}{3,6} * 60}{0,0254 * \pi * 15.5} = n_{rueda} = \mathbf{539 \text{ RPM}} \quad (4.29)$$

Se obtiene **539 RPM** de la rueda trasera

4.8 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

Ahora, si se llama r_c a la relación de transmisión que se tenga en la cadena cinemática, se tendrá que:

$$r_c = \frac{n_{motor}}{n_{rueda}} \quad (4.30)$$

Donde,

- n_{rueda} es la velocidad de giro de la polea que es igual a la rueda, en r.p.m.
- n_{motor} es la velocidad de giro del eje motriz, en r.p.m.

$$r_c = \frac{n_{motor}}{n_{rueda}} = \frac{2800}{593} = 4,72 \quad (4.31)$$

5 AUTONOMÍA

5.1 CICLOS DE CONDUCCIÓN

El gasto de energía depende de las condiciones de conducción, para tal propósito se usará como punto de partida el *CICLO DE HOMOLOGACIÓN DE CONSUMOS EUROPEO* (NEDC) el cual es el criterio a seguir para homologar vehículos para su comercialización en Europa.

Puesto que el NEDC es un sistema obsoleto el cual fue reemplazado por el nuevo sistema de *PROCEDIMIENTOS DE PRUEBAS DE VEHÍCULOS LIGEROS COORDINADOS A NIVEL MUNDIAL* (WLTP), pero para fines prácticos de este trabajo se usará el NEDC. [5.1]

5.2 CICLO DE HOMOLOGACIÓN DE CONSUMOS EUROPEO [5.2]

Los ciclos de conducción intentan emular el comportamiento al volante de los usuarios (Figura 5.1), tanto en tramos urbanos como en interurbanos a través de una combinación de distintas velocidades en una escala temporal. Se trata de una prueba diseñada para evaluar objetivamente el impacto medioambiental de los automóviles y orientada a informar a los consumidores. Es también utilizado para la certificación de emisiones de motocicletas de dos, tres o cuatro ruedas. Este ciclo fue ampliamente instrumentado en países asiáticos aparte de solo Europa.

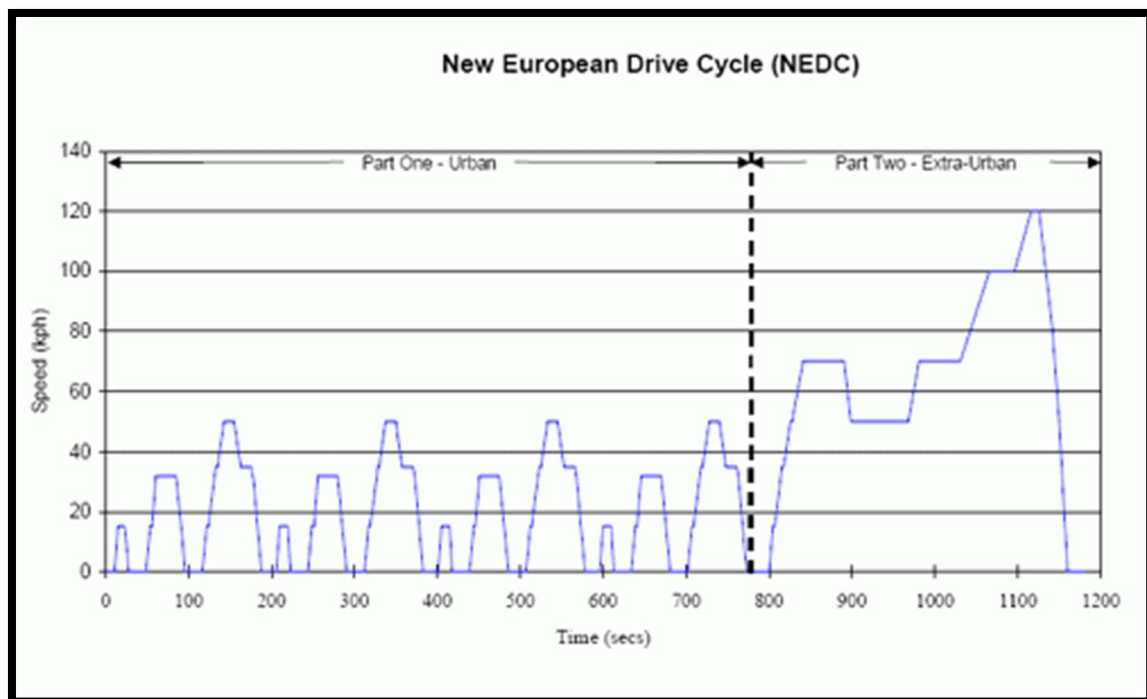


Figura 5.1- NEDC

5.2.1 PROCEDIMIENTO PARA EL TEST

El ciclo se debe realizar en un vehículo frío a 20-30 ° C (generalmente funciona a 25 ° C). Los ciclos pueden realizarse en una carretera plana, en ausencia de viento. Sin embargo, para mejorar la repetitividad, generalmente se realizan en un laboratorio sobre un banco de prueba de rodillos (Figura 5.1). Este tipo de banco está equipado con un dinamómetro para emular la

resistencia debido a la resistencia aerodinámica, resistencia a la rodadura y la masa inercial del vehículo (Figura 5.2). Para cada configuración de vehículo, se aplica una tabla de búsqueda donde cada velocidad corresponde a un cierto valor de resistencia. Esta disposición permite el uso de un solo banco de pruebas para probar todos los estilos de carrocería del vehículo (Sedan, hatchback, MPV, etc.) simplemente cambiando la tabla de búsqueda.

La prueba se realiza con todas las cargas auxiliares apagadas (compresor de aire acondicionado y ventilador, luces, ventana trasera con calefacción, etc.)



Figura 5.2 – Banco de pruebas NEDC

El ciclo puede distinguirse en sus dos tramos, los cuales comprende

- Un tramo urbano, emula un recorrido por la ciudad
- Un tramo inter urbano, emula un recorrido inter urbano con una velocidad constante.

5.2.2 TRAMO URBANO

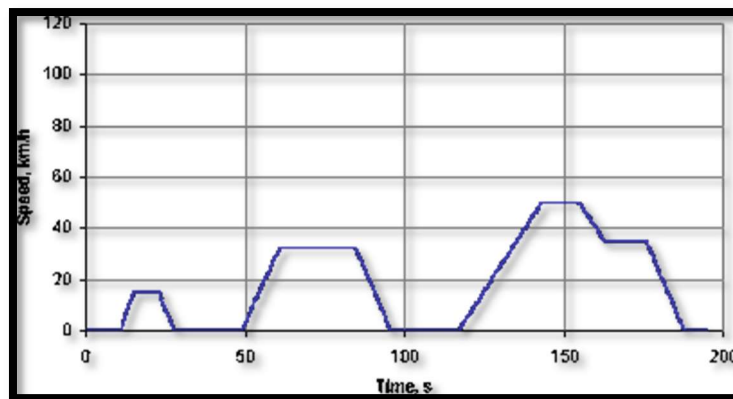


Figura 5.3 – NEDC Tramo Urbano

La primera parte que consta al consumo urbano, la cual se corresponde con los 12 primeros picos de la Figura 5.3, que es en verdad la repetición cuatro veces de una rutina de tres picos (Figura 5.1):

- Se arranca el motor, se mantiene al ralentí durante 11 s y después se acelera muy suavemente durante 4 s hasta 15 km/h, se mantiene la velocidad durante 8 s y se frena. Se para durante 21 s.
- Se vuelve a acelerar muy suavemente durante 12 s hasta 32 km/h, se mantiene la velocidad durante 24 s y se frena. Se para durante 21 s.

- Se vuelve a acelerar muy suavemente durante 26 s hasta 50 km/h, se mantiene la velocidad durante 12 s, se reduce la velocidad hasta 35 km/h, se mantiene la velocidad durante 13 s, y finalmente se frena. Se para durante 7 s.

El hecho de que haya varios tramos al ralentí intenta imitar a los semáforos y tráfico interrumpido de las ciudades.

5.2.3 TRAMO INTERURBANO

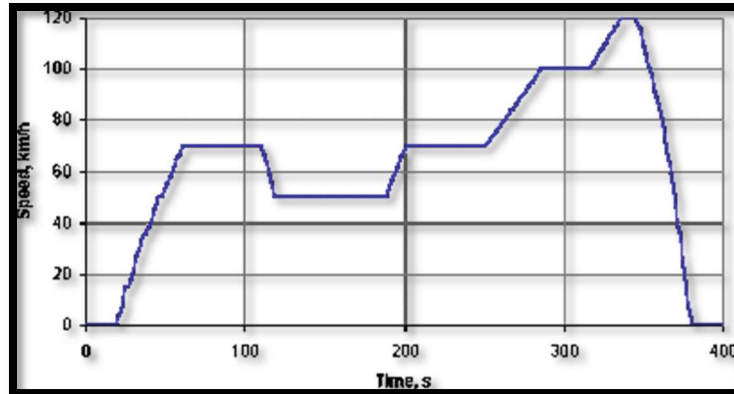


Figura 5.4 – NEDC Tramo Inter Urbano

La segunda parte, que corresponde al consumo extra-urbano, el cual se corresponde con los dos últimos picos de la Figura 5.1, y corresponde a la Figura 5.4:

- Se parte del motor al ralentí durante 20 s y después se acelera muy suavemente durante 41 s hasta alcanzar los 70 km/h, se mantiene la velocidad durante 50 s; a continuación, se reduce la velocidad suavemente hasta 50 km/h y se mantiene la velocidad durante 69 s.
- Desde los 50 km/h el coche se acelera muy suavemente durante 13 s hasta 70 km/h y se mantiene la velocidad durante 50 s.
- Desde los 70 km/h se acelera muy suavemente durante 35 s hasta 100 km/h y se mantiene la velocidad durante 30 s.
- Desde los 100 km/h se acelera suavemente durante 20 s hasta 120 km/h y se mantiene la velocidad durante 10 s. Finalmente se frena suavemente el coche durante 34 s hasta parar y se esperan otros 20 s con el coche arrancado hasta finalizar la prueba. Las presentes curvas representan la velocidad alcanzada por los vehículos en función de un tiempo.

El ciclo de conducción consta de cuatro ciclos urbanos de 200 segundos y un ciclo interurbano de 400 segundos, siendo un total de 1200 segundos.

5.3 GASTOS ENERGÉTICOS

La potencia cuando existe incremento de velocidad de la motocicleta, se podría estimar de la siguiente manera.

- El vehículo se encuentra acelerado

$$H_{ta} = P_i + P_a + P_w \quad (5.32)$$

$$H_{ta} = \frac{1}{2} \frac{\delta * M * (v_i^2 - v_0^2)}{t} + \frac{2}{3} * W * f_w * v_i + \frac{1}{5} * \rho * CD * Af * v_i^3 \quad (5.33)$$

El vehículo se encuentra a una velocidad cte.

$$H_{tv} = \frac{2}{3} * W * f_w * v_i + \frac{1}{2} * \rho * CD * Af * v_i^3 \quad (5.34)$$

Donde

- H_{ta} es la potencia total de resistencia al movimiento acelerado
- P_i es la potencia de resistencia inercial
- P_a es la potencia de resistencia aerodinámica
- P_w es la potencia de resistencia a la rodadura
- H_{tv} es la potencia de resistencia del vehículo a velocidad constante
- δ es el factor de motorización de masas rotativas, factor que hay q estimarlo aproximadamente a un diseño
- M es la masa del vehículo
- W es el peso del vehículo
- v_i es la velocidad final del vehículo
- v_0 es la velocidad inicial del vehículo
- t es la variación del tiempo
- f_w es el factor coeficiente de rodadura, en función de v_i
- ρ es la densidad del aire
- CD es el coeficiente de resistencia aerodinámica
- Af es el área frontal del vehículo

En la ecuación 5.32, el primer término corresponde a la componente debido a la aceleración de las masas inerciales correspondientes al vehículo, y los otros dos términos corresponden a la potencia de arrastre durante la aceleración, así en el intervalo de tiempo se puede calcular la potencia de resistencia H_{ta} .

Y en la ecuación 5.33 los términos corresponden a la potencia de arrastre durante la aceleración, así en el intervalo de tiempo se puede calcular la potencia de resistencia H_{tv} .

Y la energía consumida se puede expresar como la ecuación 5.35

$$E = (H_{ta} + H_{tv}) * t \quad (5.35)$$

5.4 APLICACIÓN DEL NEDC AL CICLO URBANO

Para el desarrollo del ciclo urbano, vamos a tener en cuenta los dos estados del vehículo en movimiento:

- **Cuanto el vehículo es acelerado**
 Aquí se planteará la ecuación 5.33, con una velocidad máxima de 40 Km/h y dado que en el apartado 3 se obtuvieron las potencias de resistencia a la rodadura y aerodinámica.

Solo basta obtener la potencia a las resistencias inerciales al movimiento del cuerpo. Se asume δ igual a 1.0875. Obteniéndose así la tabla 5.1.

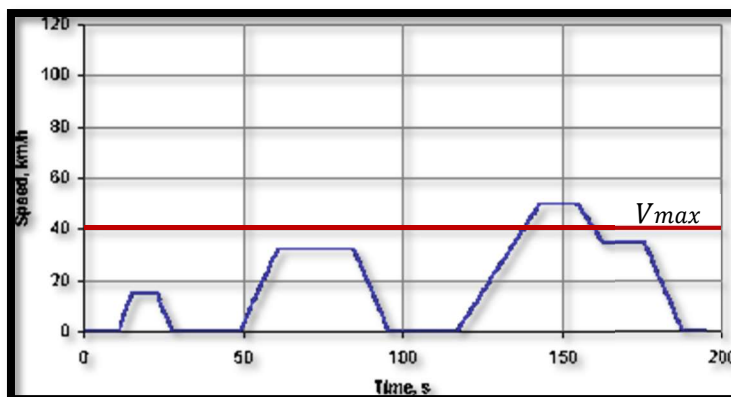


Gráfico 5.1 – Ciclo Urbano con Velocidad Máxima del EV

Tabla 5.1 - Consumo energético con el vehículo acelerado

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	P_i (W)	P_a (W)	P_w (W)	H_{ta} (W)	Energía (J)
0	15	4	335	24	104	463	1852
0	35	12	608	302	253	1163	13956
0	40	26	367	881	375	1623	42198
TOTAL							58006

- **Quando este se encuentra a velocidad constante**

Con respecto a las energías para mantener una velocidad constante, se obtendrán con la potencia necesaria para vencer el par resistente y el tiempo para mantener la velocidad. Así se cuantifica el total en la tabla 5.34.

Tabla 5.2 - Consumo energético con el vehículo a velocidad constante

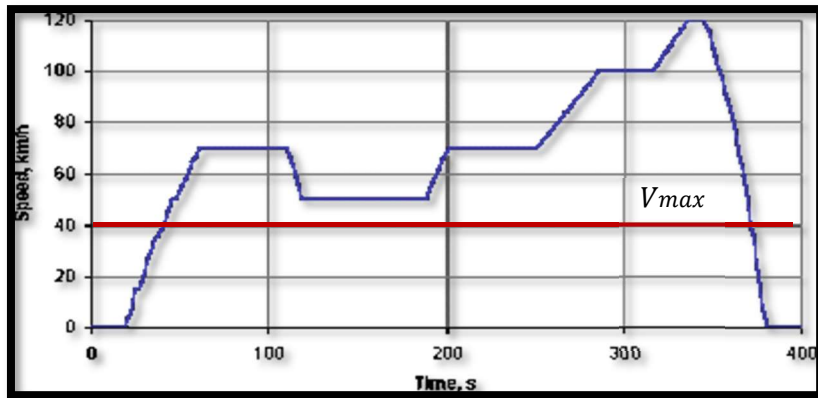
v_i (Km/h)	t (s)	P_a (W)	P_w (W)	H_{tv} (W)	Energía (J)
15	8	24	92	116	928
35	24	302	224	526	12624
40	12	451	256	707	8484
35	13	302	224	526	6838
TOTAL					28874

Donde la energía total es según ecuación 5.35 :

$$E = 58006 \text{ J} + 28874 \text{ J} = \mathbf{86880 \text{ J}} \quad (5.36)$$

Se considera que no se necesitará energía aportada por el motor para reducir la velocidad, más bien se está recuperando energía. Su estimación podría usarse si se realizara el estudio del freno regenerativo que no está considerado, y por lo tanto está fuera del alcance de este estudio.

5.4.1 CICLO INTER URBANO



Grafica 2 - Ciclo Inter Urbano con Velocidad Máxima del EVs

Para la determinación del gasto de energía se aplica una metodología similar a las del ciclo urbano, con la excepción al igual que el ciclo urbano la velocidad máxima será de $40 \frac{km}{h}$. En las tablas siguientes se muestran los resultados en los tramos donde existe incremento de velocidad.

- El vehículo es acelerado, tabla 5.3.

Tabla 5.3 - Vehículo es Acelerado

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	P_i (W)	P_a (W)	P_w (W)	H_{ta} (W)	Energía (J)
0	40	41	232	451	256	939	38499
TOTAL							38499

- Vehiculó a velocidad constante, tabla 5.4.

Tabla 5.4 - Velocidad Constante

v_i (Km/h)	t (s)	P_a (W)	P_w (W)	H_{tv} (W)	Energía (J)
40	340	451	256	707	240380
TOTAL					240380

5.4.2 RESUMEN TOTAL DEL CONSUMO DE ENERGÍA

El consumo total está dado por la suma del ciclo urbano total y el ciclo inter urbano. Valiendo aclarar que el ciclo urbano total, está dado por el producto de consumo urbano y 4 veces que se realizará el ciclo, como lo resume la siguiente tabla.

Tabla 5.5 – Energía Total

	Números de ciclos	Energía (J)
Total Ciclo Urbano	4	202218
Total Ciclo Inter Urbano	1	278879
Total		481097

5.5 DISTANCIA RECORRIDA POR EL VEHÍCULO

Dado que las velocidades máximas del NEDC fueron adaptadas al proyecto, solo conservando los tiempos los cuales el vehículo se mantiene acelerado y cuando este se mantiene a marcha constante, las distancias preestablecidas por el NEDC, fueron alteradas, por lo tanto, para poder averiguar la distancia recorrida por el vehículo, se precisará de las ecuaciones de la cinemática para obtener valores de distancia recorrida en función de las velocidades del vehículo, y el tiempo recorrido.

Las ecuaciones de movimiento rectilíneo uniforme (MRU) y movimiento rectilíneo uniformemente variado (MRUV), necesarias son:

MRU:

$$d = v_i * t \tag{5.37}$$

MRUV:

$$d = \frac{1}{2} * (v_i + v_o) * t \tag{5.38}$$

Donde

- d es la distancia recorrida
- v_i es la velocidad final del vehículo
- v_o es la velocidad inicial del vehículo

Se asume que el tiempo de frenado es el mismo que el tiempo de aceleración del vehículo.

- Ciclo urbano
 - Aceleración, tabla 5.6

Tabla 5.6 – Distancia recorrida cuando acelera

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	d_{acel} (m)
0	15	4	8,33
0	35	12	58,33
0	40	26	144,44
TOTAL			422,2

- Frenado, tabla 5.7

Tabla 5.7 - Distancia recorrida cuando frena

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	d_{fren} (m)
15	0	4	8,33
35	0	12	58,33
40	0	26	144,44
TOTAL			422,2

- Velocidad constante, tabla 5.8

Tabla 5.8 - Distancia recorrida a intervalos de velocidad constante

v_i (Km/h)	t (s)	$d_{v_i\ cte}$ (m)
15	8	33,33
35	24	233,33
40	12	133,33
35	13	126,39
TOTAL		1052,76

- Ciclo Inter Urbano
 - Aceleración, tabla 5.9

Tabla 5.9 - Distancia recorrida cuando acelera

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	d_{acel} (m)
0	40	41	227,78
TOTAL			227,78

- Frenado, tabla 5.10

Tabla 5.10 - Distancia recorrida cuando frena

v_o (Km/h)	v_i (Km/h)	t (s)	d_{fren} (m)
40	0	41	227,78
TOTAL			227,78

- Velocidad constante, tabla 5.11

Tabla 5.11 - Distancia recorrida a intervalos de velocidad constante

v_i (Km/h)	t (s)	$d_{v_i\ cte}$ (m)
40	350	3777,78
TOTAL		3777,78

5.5.1 RESUMEN DE DATOS DE DISTANCIA

La distancia total recorrida por la prueba NEDC total está por la suma del ciclo urbano total y el ciclo inter-urbano. Valiendo aclarar que el ciclo urbano total, está dado por el producto de la distancia en el ciclo urbano y 4 veces que se realizará este ciclo, Figura 5.1, como lo resume la tabla 5.12.

Tabla 5.12 - Distancia Total Recorrida

	Tiempo (s)	Distancia (m)
Total Ciclo Urbano	396	7588,64
Total Ciclo Inter Urbano	381	4005,56
Total	777	11594,2

5.6 INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

En el ciclo NEDC, existe un total de gasto energético de **481097 Joule**, con un tiempo total de **777 segundos**, que se interpretarían como 13 minutos de funcionamiento a pleno del motor y una distancia recorrida de 11,6 kilómetros

Bajo estos datos vamos a decir que la distancia que se desea recorrer con el vehículo eléctrico será de 30 km.

Entonces por una simple regla de 3 simple, ecuación 5.39, podemos obtener la energía necesaria para la distancia seleccionada.

$$E_n = \frac{D_s * E_o}{D_o} \quad (5.39)$$

Donde

- E_n es la energía necesaria para recorrer la distancia seleccionada
- D_s es la distancia seleccionada que recorre el vehículo
- E_o es la energía obtenida para recorres 11 km del vehículo
- D_o es la distancia obtenida en la tabla 5.12

$$E_n = \frac{30 * 481097}{11,6} = 1244216 \text{ joules} \quad (5.40)$$

5.7 ENERGÍA ACUMULADA EN BATERÍAS

La unidad para medir la energía acumulada en una batería es el Joule, sin embargo, para fines practico, y dado que la tensión de una batería es fija, se utiliza la corriente hora (Ah), como unidad de energía, haciendo referencia al tiempo de carga y descarga de una batería.

La equivalencia de energía máxima que se acumula en una batería en joule, ecuación 5.41, viene dada por el factor de conversión a Wh de $\frac{1}{3600}$. Dando como resultado 346 Wh

$$E(Wh) = \frac{E \text{ joules}}{3600} \quad (5.41)$$

$$E = \frac{1244216}{3600} = 346 \text{ Wh} \quad (5.42)$$

Como la tensión de funcionamiento del motor es de 48v, podemos obtener el valor de Ah de la batería, dividiendo el valor de la ecuación 5.42 por la tensión de la batería, ecuación 5.43.

$$I = \frac{346 \text{ kWh}}{48 \text{ V}} = 7,2 \text{ Ah} \quad (5.43)$$

Este valor debemos afectarlo al rendimiento del motor y la transmisión.

$$\eta_t = \frac{E_s}{E_e} = \frac{I_s}{I_e} \quad (5.44)$$

$$\eta_t = \eta_{transmision} * \eta_{motor} \quad (5.45)$$

Donde

- η_t es el producto del rendimiento total
- $\eta_{transmision}$ es el rendimiento de la trasmisión calculado en el capítulo 4, $\eta_{transmision} = 0,96$
- η_{motor} es rendimiento máximo del motor $\eta_{motor} = 0.88$
- I_s es la corriente /hora de salida calculada en la ecuación 12
- I_e es la corriente /hora de entrada necesarias

$$I_e = \frac{I_s}{\eta_{transmision} * \eta_{motor}} \quad (5.46)$$

$$I_e = \frac{7,2}{0,88 * 0,96} = 8,62 \text{ Ah} \quad (5.47)$$

Donde la corriente necesaria será **8,62 Ah**

5.8 JUSTIFICACIÓN DE LA DISTANCIA SELECCIONADA

Esta distancia recorrida se tomó una nota del diario español, 20minutos.es, donde el recorrido medio de un trabajador hasta su trabajo en Madrid es 12 km de distancia, y dado que es la misma distancia para la vuelta, se redondea hasta 30 km.

Como justificación acerca de la comparación entre La ciudad de Córdoba, Argentina y Madrid, España, para la distancia de recorrido del EV, se hizo el siguiente cuadro comparativo, tabla 5.13

Tabla 5.13 – Comparativa Córdoba - Madrid

	MADRID	CÓRDOBA
Superficie	604	576
Población	3 182 981	1 535 868

Como puede observarse en la tabla 5.13, la Ciudad de Córdoba es tan solo un 10% menor que la ciudad de Madrid y en lo que respecta la densidad poblacional de Madrid es 3 veces mayor que de la ciudad de Córdoba, esto también nos daría un cierto margen de seguridad para cubrir las distancias dada la densidad poblacional conlleva una densidad urbanística importante.

6 BATERÍAS

6.1 SELECCIÓN DE BATERÍAS

La elección de un motor eléctrico es crítica, sin embargo, la elección de qué baterías usar y cómo ubicar todas las celdas en todo el prototipo es probablemente la decisión de diseño más importante con implicaciones directas en espacio, peso y costo. El objetivo al construir un paquete de baterías para un vehículo eléctrico es lograr el máximo almacenamiento de energía posible en un espacio limitado, dando al vehículo el rango requerido durante las demandas de alta potencia.

La opción para un banco de batería principal, es en el uso de baterías avanzadas de alta potencia. Sin embargo, considerando la gran cantidad de opciones, se deben tener en cuenta las siguientes analogías.

- Costo por unidad de energía [$\$/kWh$] relacionado con el costo por unidad de potencia [$\$/kW$], Figura 6.1
- Eficiencia relacionada con la vida útil al 80% de profundidad de descarga (DoD) - Ciclos, Figura 6.2
- Densidad de potencia [W / kg] relacionada con la densidad de energía [Wh / kg], Figura 6.3

La información mostrada podría estudiarse más a fondo y presentar analogías mucho más complejas. Sin embargo, de la figura 6.1 a la 6.3, algunas familias de baterías son claramente mejores candidatos para un vehículo que otras que otras.

Las baterías de *iones de litio (li-ion)* son las más recomendables para un EV. Este tipo de batería demuestra el mejor conjunto general de valores a través de las categorías presentadas y dada su producción en masa durante la última década, los precios al consumidor son más bajos que los observados para los condensadores de alta potencia.

Está claro que el motor eléctrico y el paquete de batería son dos volúmenes decisivos de cualquier diseño final de un vehículo eléctrico.

6.2 BATERÍAS DE IONES DE LITIO

A comienzos de los años 70 Exxon desarrolló la primera batería de litio recargable, que se basaba en un cátodo de di-sulfuro de titanio (TiS₂) y un ánodo de litio-aluminio (LiAl). Gracias a la masificación de dispositivos electrónicos portátiles, también se profundiza en el mejoramiento de sus fuentes de energía. Se han enfocado los esfuerzos en las baterías de ion-litio (Li+) y Polímero de litio (LiPo) gracias a su relación densidad/ peso.

Desde su comercialización masiva a comienzos de los años 90 por Sony, las baterías de litio han logrado un avance importante en cuanto a peso, capacidad de almacenamiento y potencia. Actualmente, las baterías de litio son usadas ampliamente para teléfonos móviles y aparatos electrónicos portátiles, etc...

Esta tecnología atrae mucha atención de la industria tecnológica de materiales y del sector energía, con el objetivo de obtener equipos de alta potencia para aplicaciones como autos

eléctricos y almacenamiento de energía a gran escala, aunque su desarrollo en este ámbito se ha retrasado principalmente por razones de seguridad y costos los que están estrechamente relacionados.

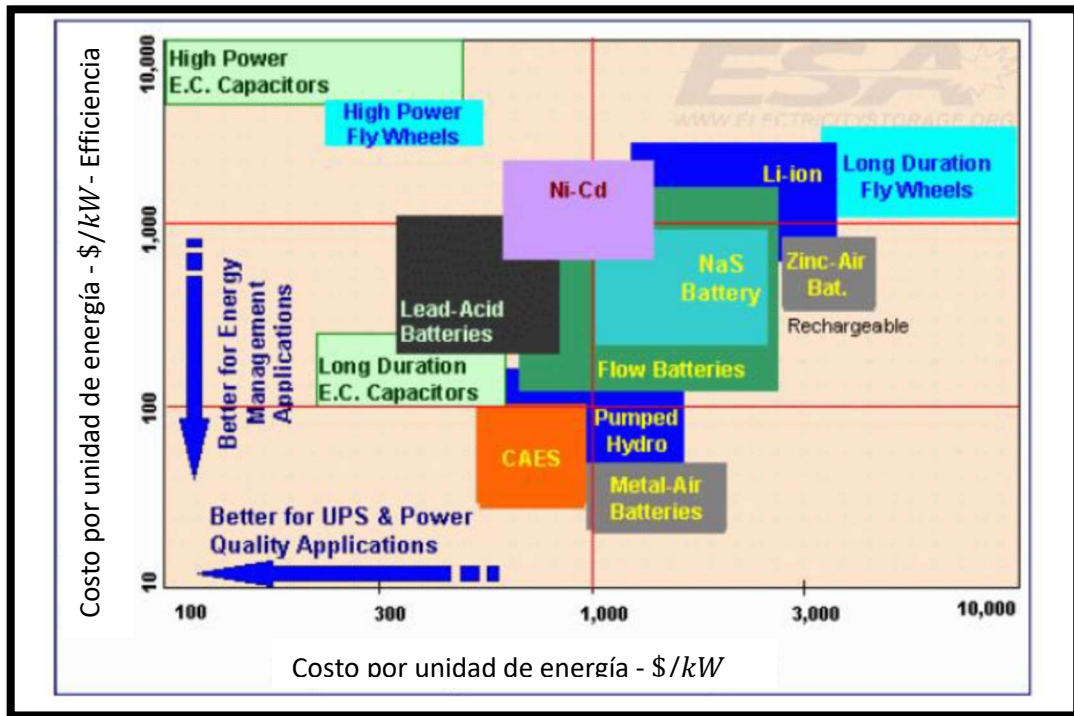


Figura 6.1 – Costo de la unidad de energía (\$/kWh)

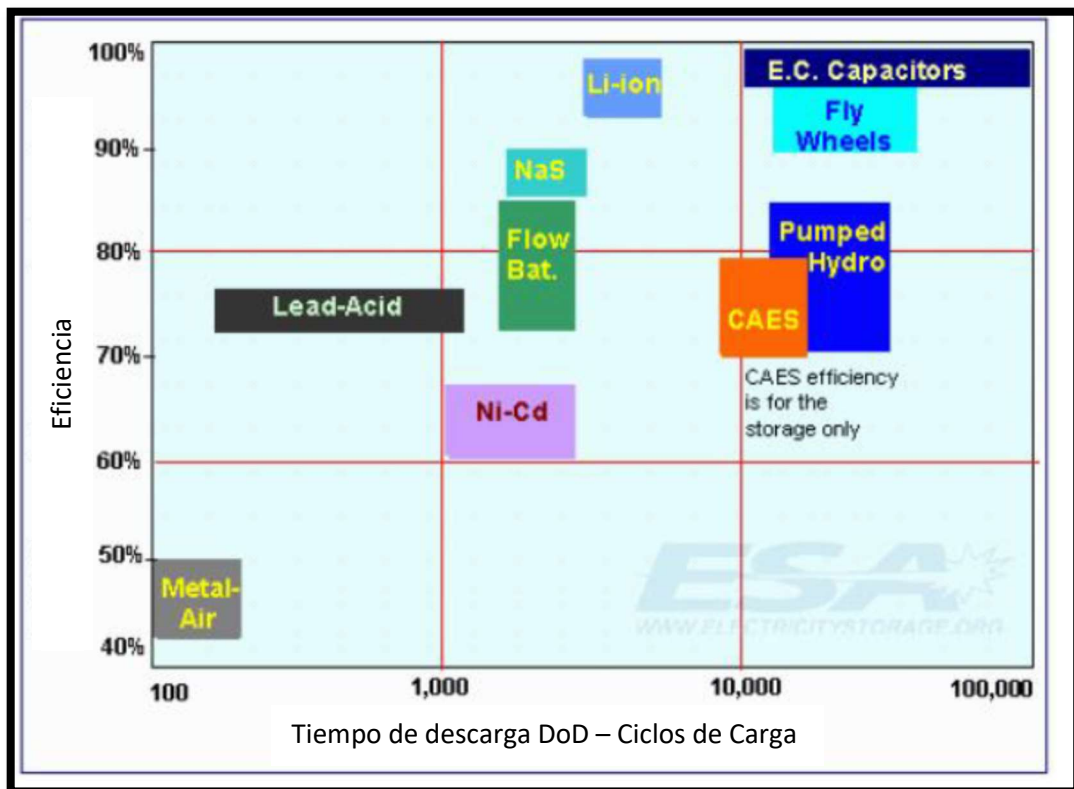


Figura 6.2 – Eficiencia relacionado al tiempo de vida (DoD) – Ciclos de carga descarga

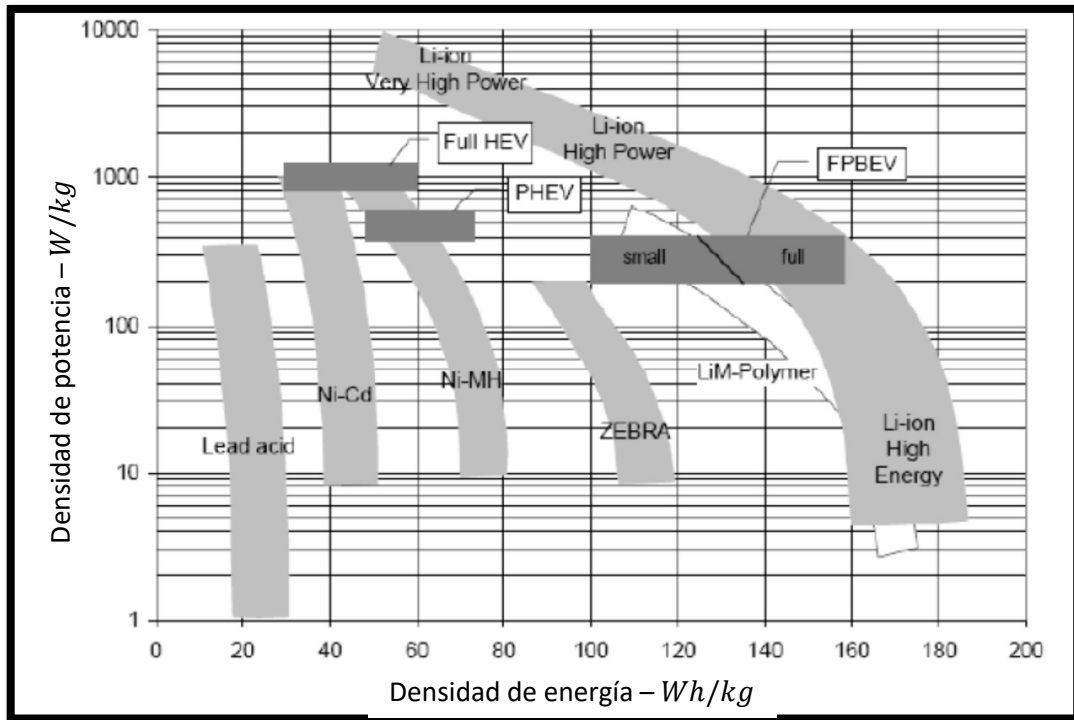
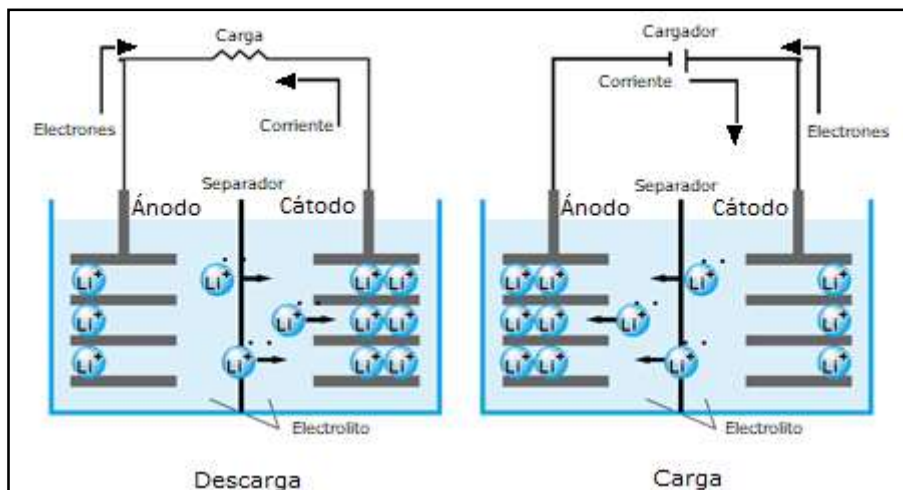


Figura 6.3 – Densidad de carga en función de densidad de potencia

En términos de construcción no difieren físicamente del resto de tecnologías de celdas. Se componen de dos capas de electrodos y una capa de electrolito que varía según el tipo de batería en medio de ambas, separados por una capa de un material poroso de polietileno o polipropileno, el electrodo positivo está hecha de óxido de cobalto ($LiCoO_2$) o de fosfato de hierro de litio ($LiFePO_4$). El electrodo negativo está hecho de carbón (grafito).



Grafica 6.3 – Proceso de carga y descarga de una batería de litio

Todas las baterías de iones de litio trabajan de la misma manera. Durante la carga de la batería, el electrodo positivo retira algunos de sus iones, que se mueven a través del electrolito para llegar al electrodo negativo y permanecen ahí. La batería almacena energía durante este

proceso. Cuando la batería se descarga, los iones vuelven a través del electrolito hacia el electrodo positivo, alimentando la carga. (Gráfico 6.4) [6.1]

6.3 DATOS TÉCNICO-ECONÓMICOS:

Uno de los aspectos importantes a mencionar sobre las baterías de litio es su alta densidad de energía; 75–125 Wh/kg. Otra característica es la rápida capacidad de carga/descarga; pueden alcanzar el 90% de su potencia nominal en 200 ms y una alta eficiencia, alrededor del 78% con más de 3500 ciclos.

6.3.1 VENTAJAS:

- Las baterías de litio son de menor peso en comparación con las otras baterías recargables de la misma capacidad, comparándolas con las baterías de Pb-ácido pueden almacenar 6 veces la cantidad de energía en el mismo espacio.
- Tienen una densidad de energía muy alta, debido a los modernos polímeros utilizados en su construcción, además de la baja densidad del grafito.
- Poseen una baja tasa de pérdida de energía, y un menor efecto memoria comparadas con las baterías Ni-MH, las cuales pueden llegar a perder hasta 20% de carga por mes.
- Soportan una gran cantidad de ciclos de carga-descarga, haciéndolas idóneas para dispositivos portátiles de uso frecuente.

6.3.2 DESVENTAJAS:

- Baja duración, entre 2 o 5 años, sean utilizadas o no. Si se descargan por completo, los electrodos se degradan rápidamente, también son muy susceptibles a las altas temperaturas y a los rangos no adecuados de tensión, causando un daño prematuro.
- El costo de las baterías de litio aún es alto comparándolas con otros tipos de tecnologías similares.
- Esta tecnología no es adecuada para sistemas de respaldo (UPS), ya que una descarga total, llevaría al deterioro o daño permanente de las baterías.
- Adicionalmente en condiciones adversas de sobretensión o un rango atípico de temperatura, pueden ocasionar una falla y consecuente explosión o incendio.

6.4 ASPECTOS DE SEGURIDAD:

Los problemas de seguridad más frecuentes asociados a esta tecnología son las fallas estructurales de los aislantes debido a sobrecargas o sobre descargas, causando calentamiento en los materiales activos debido a la reacción exotérmica acumulando presión y una subsecuente explosión de la batería, con riesgo adicional de combustión como resultado de la exposición al oxígeno.

6.5 CAPACIDAD NECESARIA

El diseño inicial y el tamaño de la batería pueden llegar a ser extremadamente complejos. Sin embargo, como las suposiciones deben hacerse simplemente y acelerar el proceso de diseño.

Se tomaron las siguientes suposiciones:

- Se analizó brevemente, y se concluyó que las baterías de iones de litio y ejemplos similares son la elección más pertinente para un vehículo eléctrico de nueva generación.

Con esto en mente, el siguiente paso fue hacer una búsqueda de mercado en este tipo de batería.

- Dado que las condiciones de uso, se realizará cuando el motor está experimentando su máxima potencia, como se describió en el capítulo 5 (el peor de los casos, donde se solicita energía completa a la unidad de potencia).

Esta suposición tiene profundas implicaciones para el diseño del paquete de baterías. Se sabe que durante el ciclo NEDC para una distancia de recorrido se tenía un total de 13 minutos del motor a todo dar. Esto significa 13 minutos con una potencia total de 1kW.

Usando cálculos simples se llegó a la necesidad de una corriente de trabajo de 8,62 Ah

Si deseamos que solo se descargue hasta el 80% se aplicará un sobredimensionamiento

$$I_{Bateria} = \frac{I}{\%carga} = \frac{8,62 \text{ Ah}}{0,80} = 10,775 \text{ Ah} \quad (6.48)$$

Donde

- $I_{Bateria}$ es la corriente de descarga necesaria
- I es la corriente de descarga obtenida en el capítulo 5
- $\%carga$ es la descarga máxima

Dados estos valores de corriente, se puede obtener la capacidad necesaria de la batería, donde obtenemos una capacidad de energía de 45 Wh

$$C = V * Ah \quad (6.49)$$

$$C = 4.2V * 10,775 \text{ Ah} = 45 \text{ Wh} \quad (6.50)$$

Donde

- C es la capacidad de la batería
- V es la tensión que produce la batería
- Ah es la corriente de descarga

6.6 ANÁLISIS DE BATERÍAS IONES DE LITIO EN EL MERCADO

También se encuentran varios tipos de baterías a base de litio, como Li-PO, LiFePO4 y LiNiMnCo, en el mercado. Pero como se esperaba después de la comparación inicial entre los modelos, estas opciones son en general más caras. Sin embargo, se entiende que el rendimiento probablemente sea superior debido a una mayor capacidad de descarga, pero una vez más, este es un efecto intrínsecamente no lineal y difícil de predecir con una precisión aceptable. Es preferible comenzar el proceso de diseño con una descarga lineal.

El modelo 3 de la tabla 6.1, es el candidato más adecuado. La densidad energética es una propiedad importante de las baterías, pero otro aspecto crucial es la propiedad de la hora Amperio.

Tabla 6.1 – Baterías Li-ion en el mercado

Modelo	Batería	Tensión Nominal [V]	Tensión Máxima [V]	Capacidad nominal [mAh]	Peso por unidad [g]	Densidad de Energía [Wh/kg]	Dimensiones [HxD]
1	SAMSUNG ICR18650	3,7	4,2	2600	47	135	65 x 18,4 mm
2	UltraFire 18650	3,7	4,35	6800	45	535	65 x 18,5 mm
3	Sony Li-ion 18650 VTC6	3,7	4,2	3000	48	135	65 x 18 mm

6.7 NUMERO DE BATERÍAS

Las baterías deben ensamblarse en paquetes en serie y, en consecuencia, los paquetes deben estar conectados en paralelo para lograr las corrientes y la tensión nominales requeridas por el motor.

Para calcular la cantidad real de baterías necesarias, es posible utilizar la teoría básica del circuito:

- Circuitos en serie

$$I_{total} = I_1 = I_2 = I_n \quad (6.51)$$

$$V_{total} = \sum_{i=1}^{i=n} V_n \quad (6.52)$$

- Circuito en paralelo

$$V_{total} = V_1 = V_2 = V_n \quad (6.53)$$

$$I_{total} = \sum_{i=1}^{i=n} I_n \quad (6.54)$$

Con las ecuaciones desde la 6.52 a la 6.54 se calculará el número de baterías requeridas para el acumulador del EV

Con una tensión nominal de V_{total} de 48V y una tensión nominal de cada batería igual a 3,7v, y una capacidad máxima de 11 Ah, que solicita el EVs, se obtendrá la tabla 6.2.

Esto nos da un total de 52 baterías, con 4 pack en paralelo de 13 baterías en serie, conformando una capacidad total de 500 Wh. A esta configuración por pack, se le añadirá otro pack más en paralelo, y con esta configuración la capacidad obtenida es de 1000 Wh, el cual nos brinda un volumen más grande, pero también el doble de tiempo de funcionamiento del motor a todo gas, y como consecuencia el doble de recorrido.

Tabla 6.2 – CÁLCULO de Baterías

Ensamblaje de batería		Sony Li-ion 18650 VTC6		
Tensión necesaria	Tensión Individual	N de baterías	N de baterías por redondeo	Tensión Total de pack
48 v	3,7v	12,97	13	48.1v
Corriente necesaria	Por pack	N pack	N de pack por redondeo	Corriente total
10,775 Ah	2600 mAh	4,144	4	10,4 Ah
Total Baterias				52
Peso total				2496 g
Capacidad Total				500,24 Wh

6.8 SISTEMA DE PROTECCIÓN DE BATERÍAS

Las baterías pueden liberar altas energías y los requisitos de seguridad para baterías y baterías basadas en níquel y litio para aplicaciones portátiles están armonizados bajo IEC 62133. La norma entró en vigor en 2012 para reducir el riesgo global en el transporte, almacenamiento y operación de baterías.

El dispositivo de seguridad son protecciones, como los interruptores de estado sólido que miden la corriente y el voltaje y desconectan el circuito si los valores son demasiado altos. Los circuitos de protección de Li-ion funcionan con este encendido / apagado. Todos los dispositivos de conmutación tienen una resistencia residual que causa un ligero aumento en la resistencia general de la batería y una caída de voltaje posterior. [6.2] [6.3]

Bajo estos requisitos se selecciona el protector 48V 13S 45A Lion LiPO BMS, el cual posee las siguientes especificaciones.

Aplicable para.

- 48V (3.7V * 13S) Packs Baterías de Li-ion
- 54.6V (4.2V * 13S) Packs Baterías de Li-ion
- Baterías tipo Li-ion
- Baterías Prismáticas tipo Li-Po

Parámetros Técnicos

- Corriente Balanceada: 60mA (Cuando VCELL = 3.90V)
- Balanceada para: 4.20 ± 0.05 V
- Protección de Sobre carga: 4.2 ± 0.05 V
- Protección de Sobre carga desconexión: 4.05 ± 0.05 V
- Protección sobre descarga: 2.9 ± 0.05 V
- Delay de sobre carga: 5mS
- Protección de sobre corriente: 45 A

- Máxima descarga continua soportada: 45A
- Consumo estático: menos que 200uA
- Protección de corta circuito: Desconexión de la carga.
- Dimensiones: 129mm * 53mm

6.9 SELECCIÓN DE SECCIÓN DEL CONDUCTORES

La selección de conductores se basará en la ecuación siguiente:

$$S = \frac{2 \cdot r_0 \cdot P \cdot L}{e \cdot U} \quad (6.55)$$

Donde

- S es la sección [mm^2]
- r_0 es la conductividad a una temperatura dada [$Ohm \cdot \frac{mm^2}{m}$]
- P potencia activa [W]
- L la longitud del conductor [m]
- e caída de tensión admisible [V]
- U Tensión nominal [V]

Tenemos que diferenciar los dos circuitos existentes, de alta y baja intensidad.

- **Alta Intensidad**

Datos de entrada:

- Conductor de cobre $r_0 = 0,0171 \left[Ohm \cdot \frac{mm^2}{m} \right]$
- Potencia $P = 1000 \text{ [W]}$
- Longitud de conductor $L = 2,5 \text{ m}$
- Caída de tensión admisible del 5% $e = 0,005 \cdot 48V = 2,4v$
- Tensión nominal $U = 48V$

$$S = \frac{2 \cdot 0,0171 \cdot 1000 \cdot 2,5}{2,4 \cdot 48} = 0,742 \text{ mm}^2 \quad (6.56)$$

Según tabla de equivalencias AWG, tenemos un AWG 20 , como equivalente para esta potencia, Pero se usara un AWG 14.

AWG 14

- $S = 2,08 \text{ mm}^2$
- $D = 1,63 \text{ mm}$

Este conductor tiene una capacidad de potencia de:

$$P = \frac{S \cdot e \cdot U}{2 \cdot r_0 \cdot L} = \frac{2,08 \cdot 2,4 \cdot 48}{2 \cdot 0,0171 \cdot 2,5} = 2,8 \text{ KW} \quad (6.57)$$

Dando como coeficiente de seguridad

$$N = \frac{2800}{1000} = 2,8 \quad (6.58)$$

Valor más que aceptable

- Para el circuito de baja potencia
 Se usará un AWG 20
 - $S = 0,519 \text{ mm}^2$
 - $D = 0,813 \text{ mm}$

6.10 CONJUNTO DE LA BATERÍA

Los aspectos de diseño a tener en cuenta:

1. La batería debe ser parcialmente impermeable.
2. Todas las baterías deben ser fácilmente extraíbles.
3. Todas las baterías deben estar debidamente restringidas durante las condiciones de trabajo.
4. Todas las baterías deben tener un control de temperatura independiente durante las condiciones de trabajo.
5. La batería debe contener dentro de un paquete aislado.
6. Se debe considerar una capacidad adicional para evitar el estrés del sistema de la batería.

Bajo estos aspectos de diseño se planteó el siguiente modelo, que portara las baterías y el sistema protector.

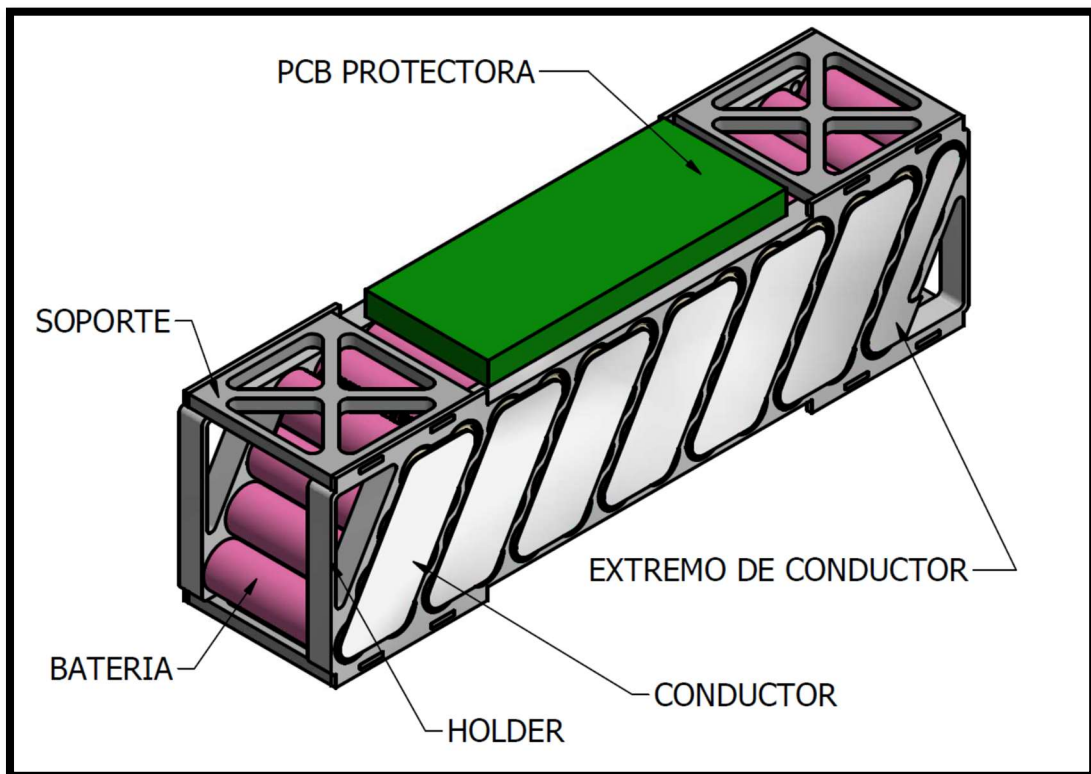


Figura 6.6.4 – Partes Pack de baterías

6.10.1 DESCRIPCIÓN PARTES DEL PACK:

- 1- Holders, sistema de sujeción de cada una de las baterías, con la posibilidad de que cada uno de sus polos estén al descubierto para su posterior unión al conductor.
- 2- Conductores, son los elementos que me permitirán que las baterías estén conectadas en serie y paralelo.
- 3- Soportes, es la unión entre los holders de cada lado, estos cumplen la misión de dar rigidez al pack y una suerte de pie.

En la figura 6.5 se encuentran las dimensiones correspondientes al pack de baterías.

6.10.2 SISTEMA DE FIJACIÓN DEL PACK DE BATERÍAS A EL EV

El lugar donde estarán las baterías y fijado al vehículo será el denominado “case”, el cual dotara de rigidez estructural a los packs de baterías como también cumplirá la función de resguardar de las condiciones exteriores que puedan afectar el correcto funcionamiento de los packs de baterías.

También fue diseñado para que, si falla el sistema de protección de baterías, y hay una sobre carga de estas, ante una posible explosión, o chorreado químico, el cual quede confinado dentro del case hasta su reparación por un técnico especializado.

En la Figura 6.3 se encuentra el modelo y dimensiones del case.

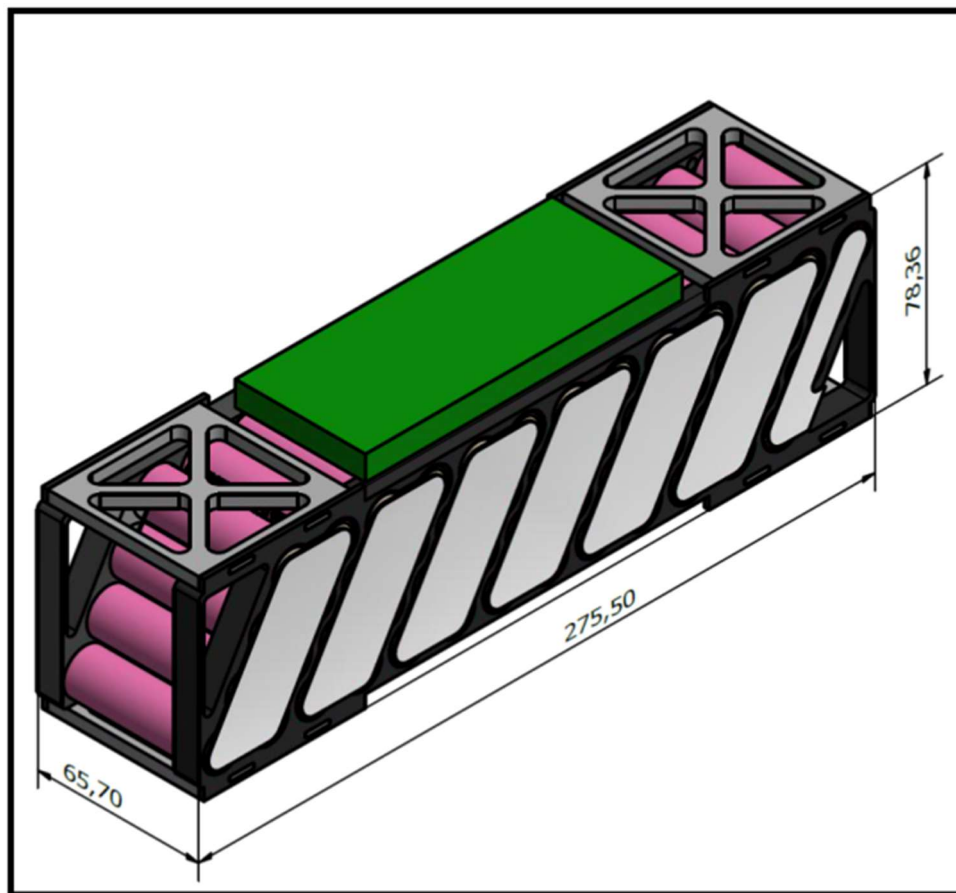


Figura 6.5 – Dimensiones

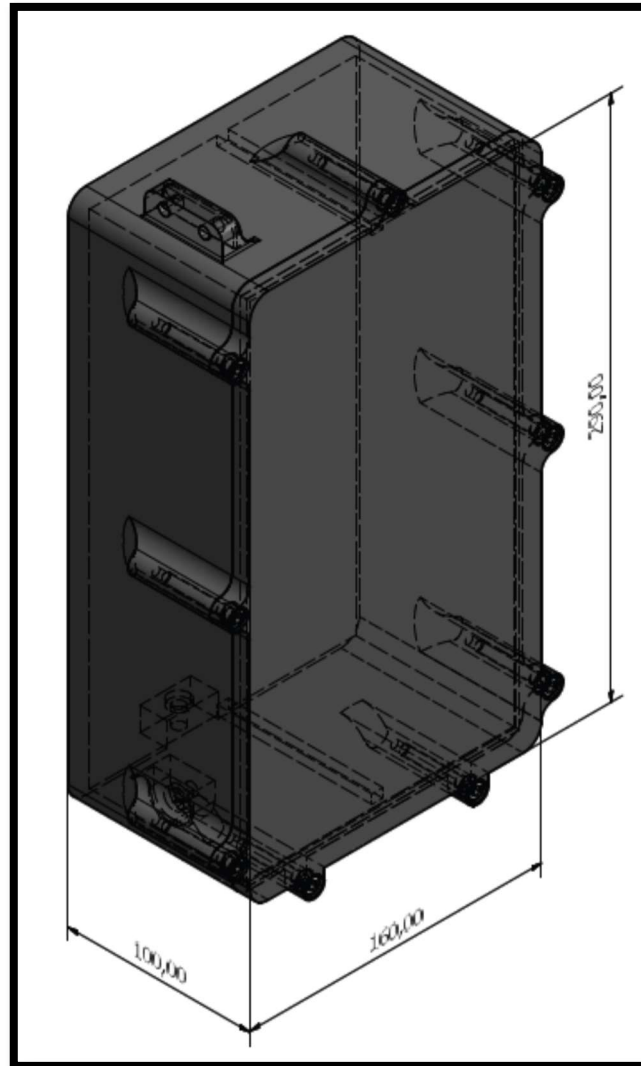


Figura 6.6.6 – Dimensiones del CASE

6.11 CARGADOR

Un buen cargador de batería proporciona la base para que las baterías sean duraderas y funcionen bien. En un mercado sensible a los precios, los cargadores a menudo reciben baja prioridad. La batería y el cargador deben ir juntos en su diseño y selección.

Una planificación prudente le da a la fuente de alimentación la máxima prioridad al colocarla al comienzo del proyecto en lugar de hacerlo después de que se completa el hardware, como es una práctica común. A menudo se desconoce la complejidad que implica la fuente de alimentación, especialmente cuando se carga en condiciones adversas.

Los cargadores para baterías de litio funcionan con una tensión constante de corriente constante. La corriente de carga es constante y el voltaje está limitado cuando alcanza un límite establecido. Al alcanzar el límite de tensión, la batería se satura; la corriente cae hasta que la batería ya no puede aceptar más carga y la carga rápida termina. Cada batería tiene su propio umbral de baja corriente, Figura 6.7. [6.4]

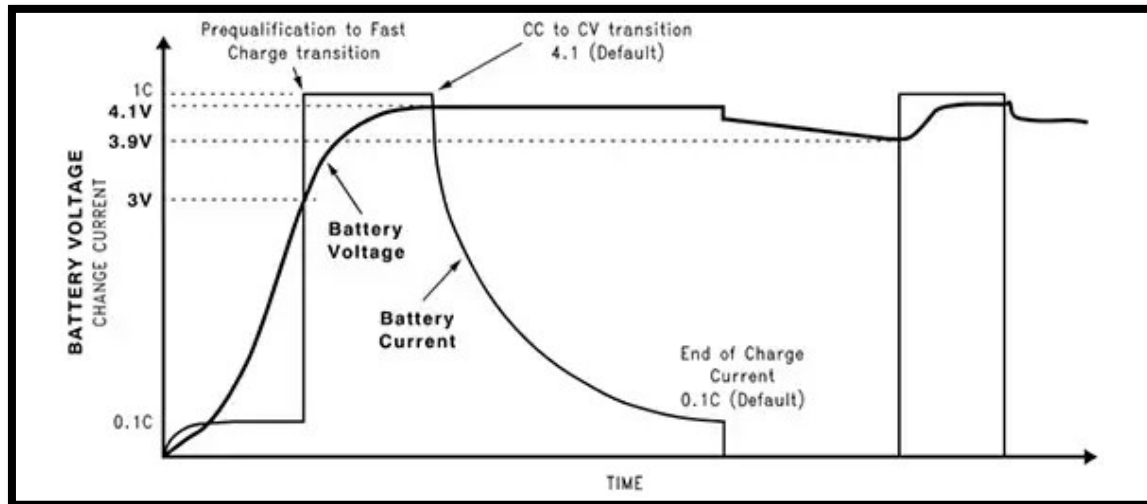


Figura 6.7 – Tensión Y Corriente De Carga De Baterías Lítio

6.12 TIPOS DE CARGADORES

- Cargador lento:

El cargador más básico era el cargador nocturno, también conocido como cargador lento. Esto se remonta a los viejos días de níquel-cadmio, donde un simple cargador aplicaba una carga fija de aproximadamente 0.1C (una décima parte de la capacidad nominal) siempre que la batería estuviera conectada. Los cargadores lentos no tienen detección de carga completa; la carga permanece activa y una carga completa de una batería vacía demora de 14 a 16 horas. Cuando está completamente cargado, el cargador lento mantiene el NiCd tibio al tacto. Debido a su capacidad reducida para absorber la sobrecarga, el NiMH no se debe cargar con un cargador lento. Los cargadores de bajo costo que cargan baterías AAA, AA y C a menudo implementan este método de carga, al igual que los juguetes de algunos niños. [6.5]

- El Cargador Rápido:

Se encuentra entre el cargador lento y el rápido y se usa en productos de consumo. El tiempo de carga de un paquete vacío es de 3-6 horas. Cuando está lleno, el cargador cambia a "listo". La mayoría de los cargadores rápidos incluyen detección de temperatura para cargar de manera segura una batería defectuosa.

Las baterías de Li-ion tienen pérdidas mínimas durante la carga. A 1C, la batería se carga al 70 por ciento de estado de carga en menos de una hora; el tiempo extra está dedicado a la carga de saturación. No se aplica ningún truco que prometa mejorar el rendimiento de la batería, como suele afirmar el fabricante de cargadores de baterías con plomo y níquel. Solo funciona el método rudimentario CC / CV. [6.5]

6.12.1 TASA DE DESCARGA (C-RATE)

Al describir las baterías, la corriente de descarga a menudo se expresa como una tasa C con el fin de normalizar contra la capacidad de la batería, que a menudo es muy diferente entre baterías. Una tasa C es una medida de la velocidad a la que una batería se descarga en relación con su máxima capacidad.

Una velocidad de 1C significa que la corriente de descarga descargará la totalidad batería en 1 hora. Por ejemplo, para una batería con una capacidad de 2000 mAh, esto equivale a una descarga de corriente de 2 amperios, y una tasa de 5C para esta batería sería de 10 Amperios, y una tasa de 0,5 C tendría 1 amperio.

La misma metodología se aplica a la carga. La aplicación de una corriente de carga de 1 A a una batería de 2000 mAh equivale a una tasa de 0,5 C.

Parecería seguir, entonces, que aumentar la corriente de carga disminuirá el tiempo de recarga. Esto es cierto, pero solo hasta cierto punto. En primer lugar, los iones tienen una movilidad finita, por lo que aumentar la corriente de carga más allá de un cierto umbral no los desplaza más rápido. En cambio, la energía se disipa en forma de calor, elevando la temperatura interna de la batería y arriesgándose a un daño permanente. En segundo lugar, la carga sin restricciones a una alta corriente eventualmente causa que tantos iones se incrustan en el electrodo negativo que el electrodo se desintegra y la batería se arruina. [6.6]

6.12.2 DATOS PARA LA SELECCIÓN DE CARGADOR

Según se vio en el apartado anterior las baterías seleccionadas fueron Sony Li-ion 18650 VTC6, según la hoja de información de estas baterías tenemos que:

- Según condiciones de carga estándar
 - Método de carga: Corriente constante y tensión constante
 - Tensión de batería cargada al 100%=4.2
 - Corriente de carga 3.0 A
 - C-rate máximo =5

Como tenemos 4 baterías en paralelo, según la ley de Kirchhoff de corrientes, donde la suma de las corrientes entrantes en un nodo es igual a la suma de las corrientes salientes del nodo

$$\sum I_{entrante} = \sum I_{saliente} \quad (59)$$

$$I_{entrante} = 4 \cdot 3 A = 12 A \quad (60)$$

Por tratarse de dos packs de baterías en paralelos, tenemos una corriente necesaria de 24 A y una tensión nominal de 48 v, trabajando a un C=1.

En la tabla 6.3 se basa da en función de C la corriente de carga y el tiempo de carga

En el mercado existen cargadores de baterías de alta corriente, pero eso también lleva inherentemente un aumento de tamaño, aumento de sección de cables, sin mencionar que necesariamente se necesitara una estación de carga de mayor dimensión. Por esta razón se trató se seleccionar un cargador sacrificando el tiempo de carga a uno mayor, pero con la posibilidad de que este se encuentre dentro del vehículo.

Se selecciona un el cargador modelo POW48V10A-D1 (Figura 6.5)

El cual según la tabla 3 tendrá un tiempo de carga de 150 minutos. Las características de este cargador son: [6.7]

- Entrada de CA 230 V
- Salida DC 53V / 58.4V / 60.8V
- Protección de sobre voltaje
- Protección anti cortocircuito y polaridad inversa.
- Protección de tiempo por falta de carga
- Indicador LED de estado de carga
- Enfriamiento activo - ventilador
- Opción BMS: conector para conectarse al BMS (Sistema de administración de batería)

Tabla 6.3 – Corriente de carga según C

C	Corriente Por Bateria (A)	Corriente Por Pack (A)	Corriente Total (A)	Tiempo De Carga (min)
0,1	0,3	1,2	2,4	600
0,2	0,6	2,4	4,8	300
0,3	0,9	3,6	7,2	200
0,4	1,2	4,8	9,6	150
0,5	1,5	6	12	120
0,6	1,8	7,2	14,4	100
0,7	2,1	8,4	16,8	85,7142857
0,8	2,4	9,6	19,2	75
0,9	2,7	10,8	21,6	66,6666667
1	3	12	24	60
1,1	3,3	13,2	26,4	54,5454545
1,2	3,6	14,4	28,8	50
1,3	3,9	15,6	31,2	46,1538462
1,4	4,2	16,8	33,6	42,8571429
1,5	4,5	18	36	40
1,6	4,8	19,2	38,4	37,5
1,7	5,1	20,4	40,8	35,2941176
1,8	5,4	21,6	43,2	33,3333333
1,9	5,7	22,8	45,6	31,5789474
2	6	24	48	30



Figura 6.6.8 – Cargador de baterías

7 LAS CARGAS APLICADAS

7.1 LOS ESFUERZOS A LOS QUE ESTARÁ SOMETIDO EL VEHÍCULO

En este capítulo se estudiarán las fuerzas que actúan sobre la estructura de la motocicleta cuando ésta se encuentra en el estado de reposo y en los instantes de máxima aceleración como así también cuando este frena. Es de vital importancia este apartado ya que es esencial tener bien planteadas las fuerzas resultantes para introducirlas posteriormente simulador y realizar el análisis por el método de elementos finitos, de manera que éste sea lo más exacto posible.

Para empezar el estudio se deben establecer una serie de parámetros estimados de geometría y peso (Apartados 1 y 2).

Estos datos son:

- I. Peso total del EV en seco será de 90 Kg
- II. Peso del piloto con casco y elementos de protección será de 78 Kg
- III. La longitud entre ejes será de 1065 mm
- IV. un lanzamiento de 25°.

Los datos pendientes para empezar el estudio de esfuerzos que se producen en el vehículo, es obtener la aceleración máxima de arranque y de frenada. Estas aceleraciones se estudiarán a continuación.

7.2 ACELERACIÓN MÁXIMA DEL VEHÍCULO

Para obtener la Fuerza de tracción que impulsa el vehículo nos basaremos en que el torque que ejerce el motor y las dimensiones de la rueda tractora.

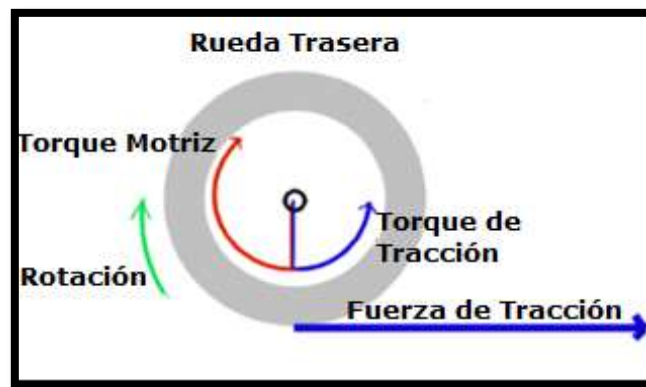


Figura 7.7.1 – Fuerzas actuantes en la tracción

Según la figura 7.1, se observa que el torque motriz es igual al torque de tracción.

$$\tau_{motriz} = \tau_{tracción} \quad (7.61)$$

De cada componente tenemos que:

a) Torque Motriz

$$\tau_{motriz} = \tau_{motor} \cdot m_w \cdot \eta \quad (7.62)$$

Dónde:

- τ_{motor} es el torque que entrega el motor en su eje.
- m_w la relación de velocidad
- η es la eficiencia del tren de transmisión

Para el torque producida por el motor eléctrico se tomará el torque inicial del motor cuando su velocidad de rotación es 0 y que es mayor que el torque nominal, este se denomina STALL-TORQUE. Según las especificaciones del motor (apartado 4) este torque es de 10 Nm

b) Torque de tracción

$$\tau_{tracción} = (F_T - F_d - F_r) \cdot r_w \quad (7.63)$$

Dónde:

- F_T es la resistencia de tracción
- F_d es la resistencia aerodinámica
- F_r resistencia a la rodadura
- r_w es el radio de la rueda

La fuerza de resistencia aerodinámica es $F_d = 0$ cuando el vehículo esta inmóvil, suponiendo el aire a su alrededor es estático, y la fuerza de resistencia a la rodadura para empezar el movimiento es $F_r = 42 N$ para un caso muy desfavorable.

Reemplazando y acomodando ecuaciones 7.62 y 7.63

$$\tau_{motor} \cdot m_w \cdot \eta = (F_T - F_d - F_r) \cdot r_w \quad (7.64)$$

$$\frac{\tau_{engine} \cdot m_w \cdot \eta}{r_w} + F_d + F_r = F_T \quad (7.65)$$

Donde

- $\tau_{motor} = 10 Nm$
- $m_w = 5$
- $\eta_t = 0,96$
- $r_w = 0,381 m$
- $F_r = 42 N$

Reemplazando en la ecuación 7.65

$$\frac{10 Nm \cdot 4,5 \cdot 0,96}{0,351 m} + 0 + 42 = F_T = 123 N \quad (7.66)$$

Para el caso del análisis se usará un coeficiente de seguridad igual a 3, dando así un valor de $F_T = 369N$.

7.3 DESACELERACIÓN MÁXIMA DEL VEHÍCULO [7.1]

Para los valores de desaceleración cuando el vehículo frena frenada se basó en datos obtenidos en la web, en función de las distancias mínimas de frenado (tabla 7.1), donde se supone que los neumáticos y frenos están en perfectas condiciones y que el pavimento está seco y presenta buena adherencia. Cualquiera de estos factores que no cumpla con estas condiciones hace que las distancias de frenado se alarguen.

Tabla 7.1 – Distancias de frenado en función de la velocidad

Velocidad KM/H	Distancia de Reacción (Metros)	 (Metros)	 (Metros)	Diferencia (%)
40	8,33	18,62	12,45	66,85%
50	10,42	26,49	16,85	63,59%
60	12,50	35,65	21,76	61,04%
70	14,58	46,09	27,19	58,98%
80	16,67	57,82	33,13	57,30%
90	18,75	70,83	39,58	55,88%
100	20,83	85,13	46,55	54,68%
110	22,92	100,72	54,04	53,65%
120	25,00	117,59	62,04	52,76%

Para obtener la desaceleración se usará el trabajo producido por la variación de la energía cinética. Donde tenemos que:

$$W_b = \Delta E_K = E_{Kf} - E_{Ki} \quad (7.67)$$

Donde:

- W_b es el trabajo de frenado
- E_{Kf} es la energía cinética final
- E_{Ki} es la energía cinética inicial

Reemplazando 7.67 por sus respectivas ecuaciones y despejando la Fuerza de frenado, F_b , tenemos que:

$$F_b * d = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (V_f - V_i)^2 \quad (7.68)$$

$$F_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{d} \cdot (V_f - V_i)^2 \quad (7.69)$$

Con los datos obtenidos hasta ahora reemplazamos en 7.69 obtenemos que:

$$m = 168 \text{ kg}$$

$$d = 12,45 \text{ m}$$

$$V_f = 0 \text{ m}$$

$$V_i = 40 \frac{\text{Km}}{\text{h}} = 11,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{168 \text{ Kg}}{12,45 \text{ m}} \cdot \left(0 - 11,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \quad (7.70)$$

$$F_b = 846 \text{ N} \quad (7.71)$$

Para el caso del análisis se usará un coeficiente de seguridad igual a 2, dando así un valor de $F_b = 1672 \text{ N}$.

7.4 CENTRO DE GRAVEDAD

La posición del centro de gravedad (CdG) de una motocicleta tiene una influencia significativa en el comportamiento dinámico de la motocicleta. Su posición depende de la distribución y cantidad de las masas de los componentes individuales de la motocicleta (motor, batería, ruedas, horquilla, chasis, etc.). Dado que el motor y las baterías son los componentes más pesados, su ubicación influye en gran medida en la ubicación del centro de gravedad de la motocicleta.

La altura del centro de gravedad tiene una influencia significativa en el comportamiento dinámico de una motocicleta, especialmente en las fases de aceleración y frenado. Un centro de gravedad alto, durante la fase de aceleración, conduce a una mayor transferencia de carga desde la rueda delantera a la trasera. La mayor carga en la rueda trasera aumenta la fuerza motriz que se puede aplicar en el suelo, pero la menor carga en la rueda delantera hace que el comportamiento en la marcha se más inestable.

Y al frenar, un centro de gravedad más alto provoca una mayor carga en la rueda delantera y una menor carga resultante en la parte trasera. La mayor carga en la rueda delantera mejora el frenado, pero también hace más probable un cabeceo o rotación hacia adelante, lo que ocurre cuando la rueda trasera está completamente descargada.

Bajo estos puntos de vistas y con el propósito del diseño se estableció arbitrariamente que el peso del vehículo estará distribuido un 40% en la parte delantera y un 60% en la parte trasera, dando lugar así a un centro de gravedad con coordenadas (420,550).

7.5 REACCIONES ESTÁTICAS

Las reacciones que el terreno ejerce sobre los neumáticos, cuando el vehículo se encuentra en estado de reposo y cargado con el conductor (Figura 7.2), serán las resultantes de un cálculo estático.

Para obtener el valor de la reacción del tren delantero (B):

$$\sum M_A = 0 \quad (7.72)$$

$$-W \cdot x + R_B \cdot d = 0 \quad (7.73)$$

$$R_B = W \cdot \frac{x}{d} \quad (7.74)$$

$$R_B = 168Kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \left(\frac{450}{1065} \right) = 696 N \quad (7.75)$$

Para Obtener el Valor de reacción del tren trasero (B):

$$\sum F_y = 0 \quad (7.76)$$

$$R_A + R_B - W = 0 \quad (7.77)$$

$$R_A = W - R_B = W - W \cdot \frac{x}{d} = W \cdot \left(\frac{d - x}{d} \right) \quad (7.78)$$

$$R_A = W \cdot \frac{y}{d} \quad (7.79)$$

$$R_A = 168Kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot \left(\frac{615}{1065} \right) = 952 N \quad (7.80)$$

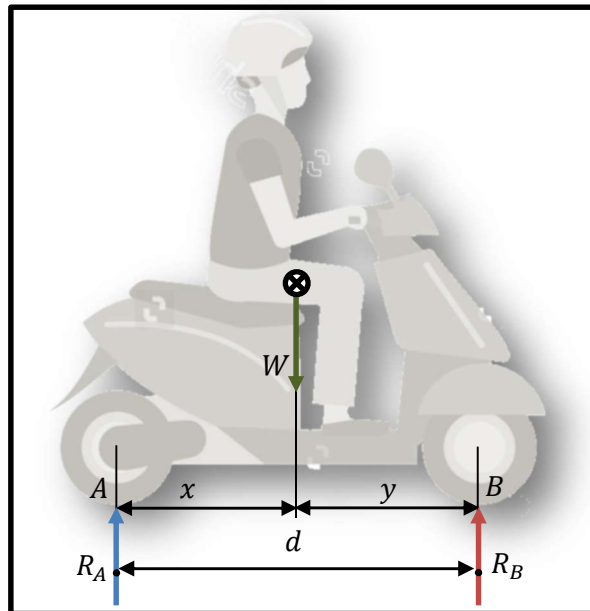


Figura 7.2 – Distribución de fuerzas estáticas

7.6 REACCIONES DINÁMICAS DURANTE LA ACELERACIÓN

Al acelerar horizontalmente, se va a ejercer una fuerza horizontal sobre el eje trasero y como consecuencia de esta aceleración se ejerce también una fuerza normal, que además es diferente sobre cada eje (Figura 7.3).

Sobre el cuerpo se ejercen 4 fuerzas:

- Su peso del vehículo W
- La reacción dinámica de la rueda delantera respecto al a la superficie de contacto F_B
- La reacción dinámica de la rueda trasera respecto al a la superficie de contacto F_A
- La fuerza de tracción de la rueda trasera para acelerar el vehículo F_T
- La fuerza debida a la inercia en la dirección opuesta de aceleración.

Las ecuaciones de equilibrio de una motocicleta nos permitirán determinar los valores desconocidos de las fuerzas de reacción A y B, una vez que se conocen la fuerza de peso W y la fuerza de tracción del vehículo, respecto a la fuerza de inercia como fuerza real en sentido opuesto a la aceleración.

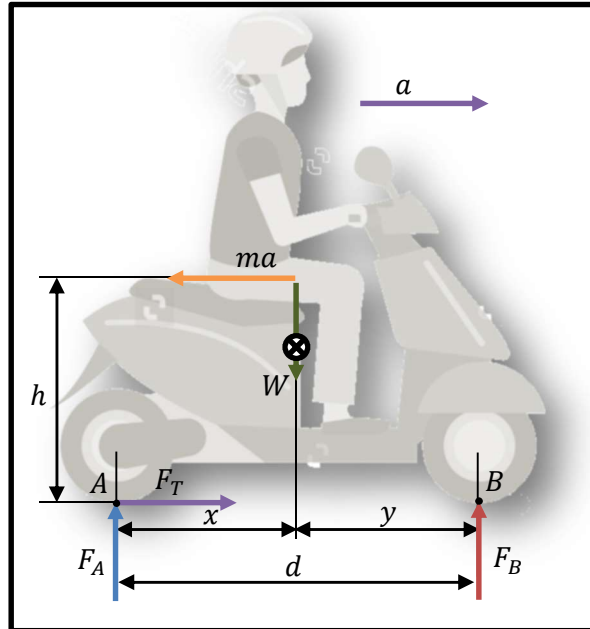


Figura 7.3 - Distribución de fuerzas

Para obtener el valor de la reacción del tren delantero (B):

$$\sum M_A = 0 \tag{7.81}$$

$$-W \cdot x + F_B \cdot d + ma \cdot h = 0 \tag{7.82}$$

$$F_B = W \cdot \frac{x}{d} - ma \cdot \frac{h}{d} \tag{7.83}$$

Reemplazando 7.74 en 7.83

$$F_B = R_B - ma \cdot \frac{h}{d} \tag{7.84}$$

Para Obtener el Valor de reacción del tren trasero (B):

$$\sum F_y = 0 \tag{7.85}$$

$$F_A + F_B - W = 0 \tag{7.86}$$

$$F_A = W - F_B = W - \left(W \cdot \frac{x}{d} - ma \cdot \frac{h}{d} \right) = W \cdot \left(\frac{d-x}{d} \right) + ma \cdot \frac{h}{d} \tag{7.87}$$

$$F_A = W \cdot \frac{y}{d} + ma \cdot \frac{h}{d} \tag{7.88}$$

Reemplazando 7.80 en 7.88

$$F_A = R_A + ma \cdot \frac{h}{d} \quad (7.89)$$

Sumatoria de fuerzas horizontales:

$$\sum F_x = 0 \quad (7.90)$$

$$F_T - ma = 0 \quad (7.91)$$

$$F_T = ma \quad (7.92)$$

Reemplazando 7.92 en 7.84 y 7.89

$$F_B = R_B - F_T \cdot \frac{h}{d} \quad (7.93)$$

$$F_A = R_A + F_T \cdot \frac{h}{d} \quad (7.94)$$

El termino $F_T \cdot \frac{h}{d}$ podemos reemplazarlo por el termino T_C , que se refiere a la transferencia de carga, quedando las ecuaciones 7.93 y 7.94 de la siguiente forma.

$$F_B = R_B - T_C \quad (7.95)$$

$$F_A = R_A + T_C \quad (7.96)$$

Durante la aceleración, la carga del eje trasero aumenta y el eje delantero disminuye en la misma cantidad (Transferencia de carga). El peso transferido (T_C) depende de la masa del vehículo (m) y del valor de la aceleración (a) y de la altura de CdG (h) y la distancia entre ejes (d).

Las reacciones F_B y F_A quedan definidas como:

$$F_B = 696 \text{ N} - 396 \text{ N} \cdot \left(\frac{550}{1065}\right) = 491 \text{ N} \quad (7.97)$$

$$F_A = 952 \text{ N} + 396 \text{ N} \cdot \left(\frac{550}{1065}\right) = 1156 \text{ N} \quad (7.98)$$

7.7 REACCIONES DINÁMICAS DURANTE LA FRENADA

La misma mecánica ocurre al frenar el vehículo que cuando este se acelera.

Al frenar horizontalmente, el vehículo tiene las fuerzas de fricción (F_b) introducidas entre los neumáticos y la superficie de contacto, y al mismo tiempo una fuerza de inercia igual pero opuesta (ma) actúa en el punto del centro de gravedad creando un momento ($F_b \cdot \frac{h}{d}$) que transfiere carga vertical de las ruedas traseras a las delanteras.(Figura 7.4)

En las ecuaciones 7.99 y 7.100 se plasma la idea de la transferencia de carga durante el frenado del vehículo.

$$F_{B'} = R_B + F_b \cdot \frac{h}{d} \quad (7.99)$$

$$F_{A'} = R_A - F_b \cdot \frac{h}{d} \quad (7.100)$$

Las reacciones dan como resultado.

$$F_{B'} = 696 \text{ N} + 1272 \text{ N} \cdot \left(\frac{550}{1065}\right) = 1560 \text{ N}$$

$$F_{A'} = 952 \text{ N} - 2182 \text{ N} \cdot \left(\frac{550}{1065}\right) = 88 \text{ N}$$

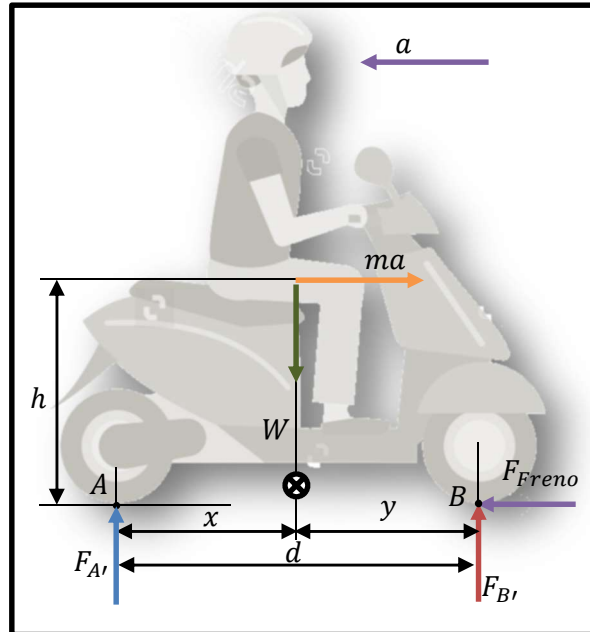


Figura 7.4 - Distribución de fuerzas

7.8 FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA RUEDA DELANTERA

Para el caso de análisis de la rueda delantera solo se considerará, el caso cuando el vehículo está frenando. Sobre esta rueda actúan las siguientes fuerzas (Figura 7.5):

- La reacción $F_{B'}$, en el punto de contacto entre la rueda y la carretera.
- Fuerza de frenada producida entre la carretera y la rueda.

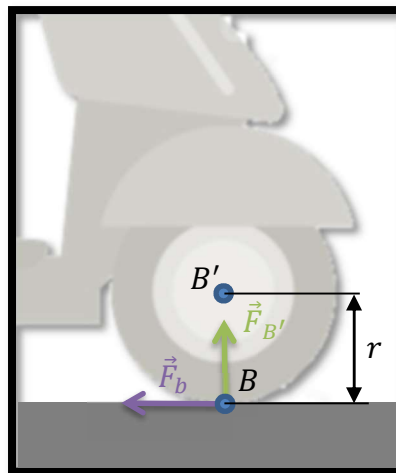


Figura 7.5 – Fuerzas actuantes en la Rueda

Las fuerzas actuantes en la rueda delantera, se trasladaran al eje de la misma. Generando así un momento extra. Igual a la fuerza de frenado por el radio de la rueda.

$$M_{B'} = F_b \cdot r_w \quad (7.101)$$

$$M_{B'} = 1672 \text{ N} \cdot 0,381 \text{ m} = 637 \text{ Nm} \quad (7.102)$$

7.9 FUERZAS ACTUANTES SOBRE LA RUEDA TRASERA

Para la rueda trasera realizamos un análisis similar al realizado en la rueda delantera. Donde el traslado de la fuerza de tracción al eje de la misma producirá un momento. (Figura 7.6)

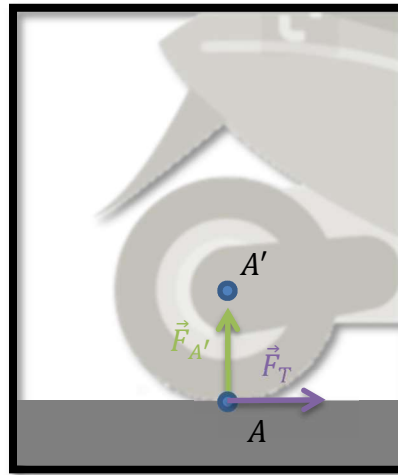


Figura 7.7.6 - Fuerzas actuantes en la Rueda

$$M_{A'} = F_T \cdot r_w \quad (7.103)$$

$$M_{A'} = 396 \text{ N} \cdot 0,381 \text{ m} = 150 \text{ Nm} \quad (7.104)$$

7.10 ESFUERZOS EN CURVA [7.2]

Este análisis se efectuará considerando el paso por una curva de la moto con su inclinación máxima, y, por tanto, no existirán fuerzas de aceleración ni de frenada ya que todo el agarre del neumático, F_r , se destinará a vencer la fuerza centrífuga, F_d , debido al paso por curva.

El vector resultante de la suma vectorial de F_r y F_N deberá ser colineal con el de la otra suma vectorial del peso, W , y F_C tanto en la rueda trasera como en la ruda delantera. El punto de aplicación de fuerza entre los neumáticos y el asfalto se verá desplazado hacia la izquierda respecto al plano de simetría vertical de la moto debido a la inclinación, el ancho de neumáticos y al avance al aplicar el ángulo de deriva necesario para tomar la curva (Figura 7.7). La postura de “descuelgue” del piloto compensa este efecto desplazando el CdG también hacia la derecha respecto al plano mencionado anteriormente, provocando un esfuerzo torsional añadido.

Siguiendo los datos geométricos y de peso establecidos, tenemos que:

El motorista se inclina hacia adentro de la curva, de forma que la línea que va desde el punto de apoyo A hasta el punto A' forma un ángulo θ con la vertical, con lo que la posición del CdG respecto al punto apoyo es:

$$(\overline{AA'}) = h \text{ sen } (\phi) \hat{i} + h \text{ cos } (\phi) \hat{j} \quad (7.105)$$

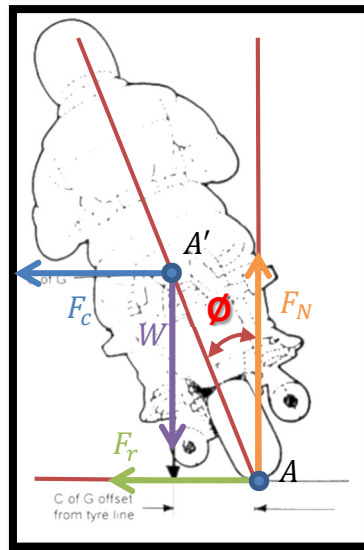


Figura 7.7 – Fuerzas actuantes en curva

Sobre la moto, en este plano actúan tres fuerzas:

- El peso W
- La reacción normal en A, $\overline{F_n}$
- La fuerza de rozamiento estático en A, $\overline{F_r}$

La ecuación de movimiento para el CdG queda entonces

$$m \cdot a_c = W + F_N + F_r \quad (7.106)$$

Donde

$$F_r = m \cdot \overline{(ac)} = \frac{m \cdot v_c^2}{R} \quad (7.107)$$

$$F_N - m \cdot g = 0 \quad (7.108)$$

Despejando F_r y F_n

$$F_r = \frac{m \cdot v_c^2}{R} \quad (7.109)$$

$$F_n = m \cdot g \quad (7.110)$$

Si el motorista consigue mantener el equilibrio sin caerse quiere decir que no hay giro respecto al eje Z. Tomando momentos de las fuerzas respecto al CdG.

$$\overline{AC} \times \overline{F_n} + \overline{AC} \times \overline{F_r} = 0 \quad (7.111)$$

Que nos da la relación

$$-F_n \cdot h \cdot \text{sen } (\phi) + F_r \cdot h \cdot \text{cos } (\phi) = 0 \quad (7.112)$$

Es decir:

$$tg(\phi) = \frac{Fr}{Fn} = \frac{v_c^2}{R \cdot g} \quad (7.113)$$

Podemos obtener la Fr en función de la velocidad de curva y radio de curvatura de la curva

$$Fr = \frac{v_c^2 Fn}{R \cdot g} \quad (7.114)$$

O podemos obtenerla en función de la máxima inclinación que puede tener la motocicleta. Esta inclinación máxima está dada por las dimensiones del neumático.

$$Fr = tg(\phi) \cdot Fn = tg(\phi) \cdot m \cdot g \quad (7.115)$$

En la Figura 7.8, podemos obtener los ángulos de inclinación

A una velocidad promedio de 30 km/h podemos tener un ángulo de inclinación de 30 ° que sería una zona de máxima inclinación para un conductor muy hábil.

Reemplazando en 7.115, tenemos que

$$Fr = tg(30) \cdot 168 \cdot 9,81 = 951 \text{ N} \quad (7.116)$$

$$Fn = 1648 \text{ N} \quad (7.117)$$

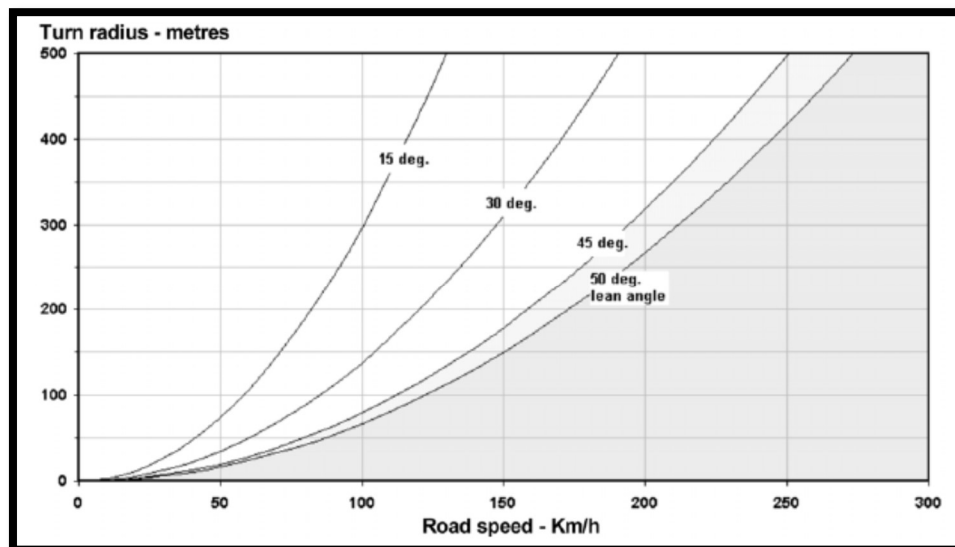


Figura 7.8- Relación Radio de curvatura y velocidad

8 FRENOS

8.1 PRINCIPIO DE FRENADO

El principio de frenado se basa en la fricción entre las partes actuantes, en este caso el tambor y las zapatas de freno. Cuando un vehículo se encuentra en movimiento tiene una cierta energía cinética y si queremos detenerlo tenemos que transformar esa energía en otro tipo de energía que no involucre el movimiento del vehículo, tal como la energía calórica. Esto se da por fricción, que es la fuerza que se opone al movimiento entre dos objetos que se encuentran en contacto.

La fricción de un material se determina por su coeficiente de fricción, designado por la letra griega μ . La fricción es directamente proporcional a la fuerza normal a la superficie de contacto, esto es que conforme la presión sobre las superficies también aumenta la fricción al ponerse en contacto con otro cuerpo. La fricción también depende del material de fricción, temperatura y acabado de la superficie del tambor o rotor.

8.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS [8.1]

La frenada de un vehículo es la conversión de energía cinética en energía térmica o calorífica.

La energía cinética depende de la masa y de la velocidad al cuadrado del vehículo, entonces para pasar de una elevada velocidad a una más baja debemos eliminar la diferencia de energía cinética que exista entre las dos velocidades y esto se logra con ayuda de los frenos y de la fuerza de resistencia aerodinámica.

La energía calorífica es la que se produce a través del rozamiento entre las zapatas y la campana.

La cantidad de trabajo de fricción, U_f , es igual a la variación de la energía cinética del vehículo cuando se produce la desaceleración.

$$U_f = -\Delta E_K = \frac{1}{2} \frac{m}{g} (v_1^2 - v_2^2) \quad (8.118)$$

Donde

- m , es la masa total del vehículo
- v_1 , es la velocidad inicial del vehículo
- v_2 , es la velocidad final del vehículo
- G , es la aceleración de la gravedad

Los datos que tenemos son:

- $m = 168 \text{ kg}$
- $v_1 = 11,2 \frac{m}{s}$

Obteniendo así

$$U_f = \frac{1}{2} \frac{168 \text{ kg}}{9,81 \text{ m/s}^2} \left[\left(11,2 \frac{m}{s} \right)^2 - 0^2 \right] = 1057 \text{ Kgm} \quad (8.119)$$

Ahora vamos a necesitar la potencia de fricción que fue necesaria para que se produzca el frenado total de vehículo, que se define como

$$fCV = \frac{U_f}{75 (t)} \quad (8.120)$$

Donde el tiempo se obtiene a partir de las ecuaciones de cinemática, tal que:

$$v_f = v_i + a (t) \quad (8.121)$$

$$t = \frac{v_f - v_i}{a} \quad (8.122)$$

La aceleración también se puede definir de ecuación

$$v_f^2 = v_i^2 - 2 \cdot a \cdot d \quad (8.123)$$

$$a = \frac{v_i^2}{2 \cdot d} \quad (8.124)$$

Dónde:

d es la distancia de frenado obtenida en el capítulo 7, tabla 7.1.

Reemplazando 8.122 en 8.124 obtenemos el tiempo

$$t = \frac{v_i}{\frac{v_i^2}{2 \cdot d}} = \frac{2 \cdot d}{v_i} \quad (8.125)$$

$$t = \frac{2 \cdot 12,45 \text{ m}}{11,2 \text{ m}} \cong 2 \text{ s} \quad (8.126)$$

Remplazando el tiempo de 8.126 en 8.120

$$fCV = \frac{1162 \text{ Kgm}}{75 (2 \text{ s})} = 7,951 \text{ CV} \quad (8.127)$$

La potencia asociada también a T_f es

$$fCV = \frac{T_f n}{715} \quad (8.128)$$

Donde

- n son las revoluciones velocidad angular del tambor. Las cuales fueron definidas en el capítulo 4.

Remplazando 8.127 y 8.128 se obtiene la T_f necesaria que produce la zapata sobre el tambor.

$$T_f = \frac{715 fCV}{n} = \frac{715 \cdot 7,951 \text{ CV}}{492 \text{ RPM}} = 11,55 \text{ Kg m} = 1155 \text{ Kg cm} \quad (8.129)$$

8.3 PARTES QUE COMPONEN EL SISTEMA DE FRENOS [8.2]

En este estudio se usará el sistema de frenos de tambor para la rueda trasera y rueda delantera. Hay que destacar que estos sistemas están compuestos por la parte mecánica y la parte estática.

- **Sistema mecánico:**

Es el encargado de ejercer la fuerza necesaria para que las pastillas de freno hagan presión contra las paredes del tambor. Los elementos constituyentes de este sistema son:

- Árbol de levas accionado del freno
- Palanca del árbol de levas accionado del freno

Estos son accionados mediante un alambre, palancas u otros mecanismos que se encuentran desde el manillar de la dirección o desde el pedal de freno, hasta la palanca del árbol de leva ubicada justamente en la rueda.

- Zapata de Frenos, es el elemento encargado de generar la presión y consiguiente fuerza de fricción sobre el tambor
- Frenos de tambor, este tipo de freno no es tan eficiente como el freno de disco debido a que trabaja en un entorno cerrado lo que limita la disipación de calor producto de las frenadas, la mayor parte del calor producido se transfiere a la campana o tambor, de esta se transfiere a las paletas de la llanta donde ambos elementos están expuestos al ambiente que se encarga de disipar el calor producido.

8.4 CÁLCULO DEL FRENO DE TAMBOR

El cálculo se basara en comprobar si las dimensiones planteadas de un juego de zapatas cumplen con el mínimo de torque de frenado (T_f).

El tamaño es el ancho y el diámetro del círculo imaginario del que forma parte el arco, que también es el diámetro del tambor de freno. La longitud real es un poco menor que el diámetro del tambor.

8.5 CÁLCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES

Para el cálculo de las fuerzas actuantes sobre el freno y la campana segunda la Figura 8.1 tendremos las siguientes ecuaciones:

Torque de la fuerza tangencial respecto al centro geométrico de rotación

$$T_{F/O} = T_f = f \cdot P \cdot b \cdot r^2 (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) \quad (8.130)$$

Donde

- f , es el coeficiente de fricción entre el material de la zapata y la campana
- P , es la presión nominal máxima que soporta el material
- b , es el ancho de la cara de la zapata
- r , es el radio de la campana de fricción
- α_1 , es el ángulo desde el pivot hasta el principio de la zapata
- α_2 , es el ángulo desde el pivot hasta el final de la zapata

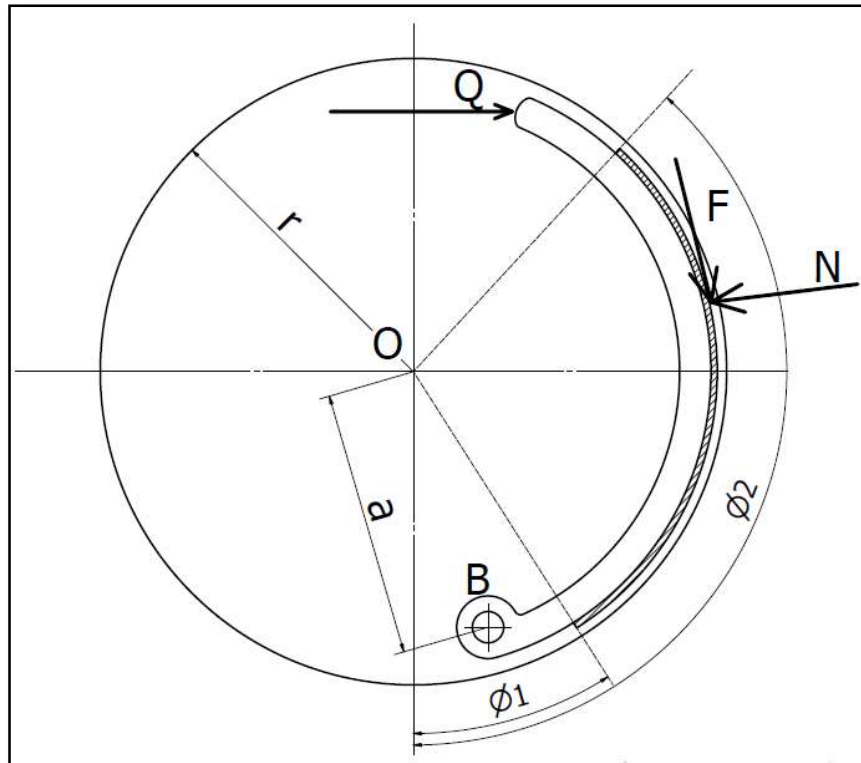


Figura 8.1 – Dimensiones de la Zapata de freno

El momento de la fuerza normal respecto al pivó

$$M_{N/B} = \frac{1}{2} P \cdot b \cdot a \cdot r \left[\theta - \frac{1}{2} \cdot (\sin 2\phi_2 - \sin 2\phi_1) \right] \quad (8.131)$$

Donde

- a , es la distancia desde el centro geométrico de la campana hasta el pivó
- θ , es el ángulo de materia de la zapata

El momento de la fuerza tangencial respecto a el pivó.

$$M_{F/B} = f \cdot P \cdot b \cdot r \cdot \left[r \cdot (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) - \frac{a \cdot (\sin^2 \phi_2 - \sin^2 \phi_1)}{2} \right] \quad (8.132)$$

Los datos seleccionados para el diseño:

- Materia → Metal sinterizado de la zapata sobre hierro fundido de la campana
 $f = 0,4$
 $P = 28 \frac{kg}{cm^2}$
- $\phi_1 = 19^\circ$
- $\phi_2 = 140$
- $\theta = 121^\circ = 2,11 \text{ rad}$
- $a = 3,7 \text{ cm}$
- $r = 4,5 \text{ cm}$
- $b = 1,96 \text{ cm}$

Si

$$T_{F/O} = T_f = f \cdot P \cdot b \cdot r^2 (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) \quad (8.133)$$

Despejando $P \cdot b \cdot r$

$$P \cdot b \cdot r = \frac{T_f}{f \cdot r \cdot (\cos \phi_1 - \cos \phi_2)} \quad (8.134)$$

Reemplazando (8.134) en (8.131), y resolviendo

$$M_{N/B} = \frac{1}{2} \cdot P \cdot b \cdot a \cdot r \left[\theta - \frac{1}{2} \cdot (\sin 2\phi_2 - \sin 2\phi_1) \right] \quad (8.135)$$

$$M_{N/B} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a \cdot T_f}{f \cdot r \cdot (\cos(\phi_1) - \cos(\phi_2))} \left[\theta - \frac{1}{2} \cdot (\sin 2\phi_2 - \sin 2\phi_1) \right] \quad (8.136)$$

$$M_{N/B} = \frac{1}{2} \cdot \frac{3,7 \cdot T_f}{0,4 \cdot 4,5 \cdot (\cos(19) - \cos(140))} \left[2,44 - \frac{1}{2} \cdot (\sin(2 \cdot 140) - \sin(2 \cdot 19)) \right] \quad (8.137)$$

$$M_{N/B} = 1,749 T_f \quad (8.138)$$

El Momento de la fuerza tangencial F respecto al punto B

$$M_{F/B} = f \cdot P \cdot b \cdot r \cdot \left[r \cdot (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) - \frac{a \cdot (\sin^2 \phi_2 - \sin^2 \phi_1)}{2} \right] \quad (8.139)$$

Reemplazando (8.134) en (8.139)

$$M_{F/B} = \frac{T_f}{r \cdot (\cos \phi_1 - \cos \phi_2)} \cdot \left[r \cdot (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) - \frac{a \cdot (\sin^2 \phi_2 - \sin^2 \phi_1)}{2} \right] \quad (8.140)$$

$$M_{F/B} = \frac{T_f}{4,5 \cdot (\cos(19) - \cos(140))} \left[4,5 \cdot (\cos(19) - \cos(140)) - \frac{4,7 \cdot (\sin^2(140) - \sin^2(19))}{2} \right] \quad (8.141)$$

$$M_{F/B} = 0,926 T_f \quad (8.142)$$

Lado Izquierdo, Figura 8.2:

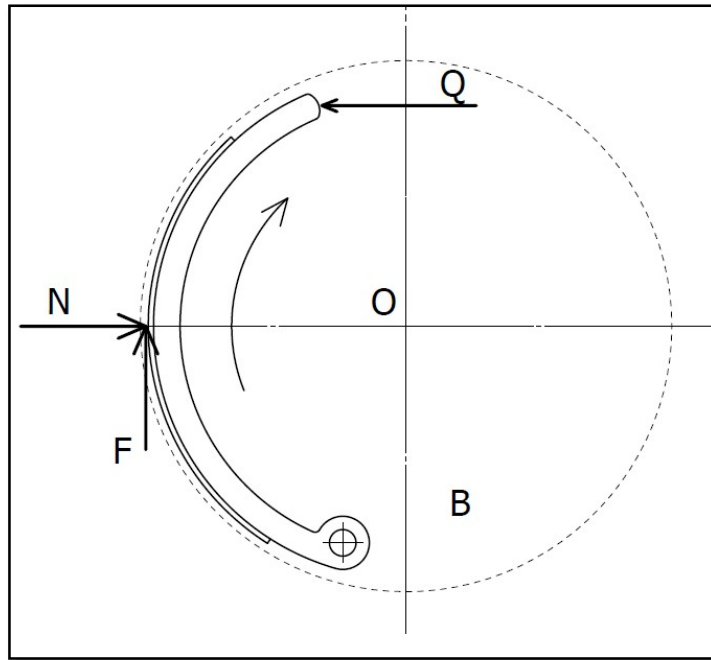


Figura 8.2 – Momentos respecto a lado izquierdo

$$\sum M_B = 0 \tag{8.143}$$

$$Q \cdot 2a - M_{N_1/B} - M_{F_1/B} = 0 \tag{8.144}$$

$$Q \cdot 2 \cdot 3,7 - 1,749 T_{f1} - 0,926 T_{f1} = 0 \tag{145}$$

$$Q \cdot 2,766 = T_{f1} \tag{146}$$

Lado derecho, Figura 8.3:

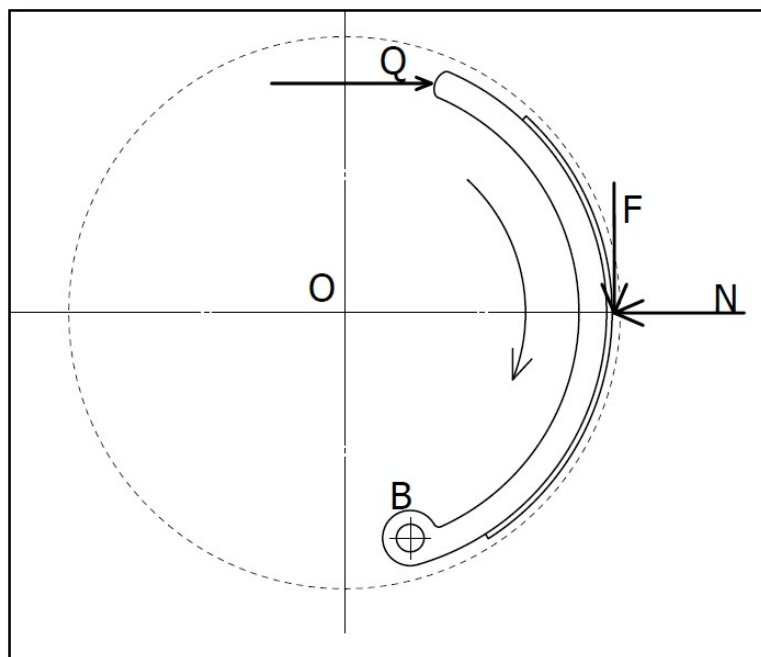


Figura 8.3 – Momentos respecto lado derecho

$$\sum M_B = 0 \quad (8.147)$$

$$Q \cdot 2a - M_{N2/B} + M_{F2/B} = 0 \quad (8.148)$$

$$Q \cdot 2 \cdot 3,7 - 1,749 T_{f2} + 0,926 T_{f2} = 0 \quad (8.149)$$

$$Q \cdot 8,99 = T_{f2} \quad (8.150)$$

Se define que el torque máximo está del lado derecho

$$T_{fmax} = T_{f2} = 8,99 \cdot Q \quad (8.151)$$

Reemplazando (8.151) en (8.133)

$$T_{fmax} = f \cdot P \cdot b \cdot r^2 (\cos \phi_1 - \cos \phi_2) \quad (8.152)$$

$$5,92 \cdot Q = 0,4 \cdot 28 \cdot 1,96 \cdot 4,5^2 (\cos(19) - \cos(140)) \quad (8.153)$$

$$Q = 84,63 \text{ Kg} \quad (8.154)$$

Obtenido se obtiene los torques de cada lado

$$T_{f1} = Q \cdot 2,766 = 124,2 \text{ Kg} \cdot 2,28 = 343,6 \text{ Kg cm} \quad (8.155)$$

$$T_{f2} = Q \cdot 8,99 = 124,2 \text{ Kg} \cdot 5,92 = 1116 \text{ Kg cm} \quad (8.156)$$

El $T_{F/O}$ total es

$$T_{F/O} = T_{f1} + T_{f2} = 343,6 + 1116 = 1459 \text{ Kg cm} \quad (8.157)$$

Se verifica que $T_{F/O} > Tf$

A partir de las dimensiones ya mencionada, se usarán las mismas dimensiones de zapata para la rueda delantera y la rueda trasera.

8.6 SISTEMA MECÁNICO

El sistema mecánico como ya menciono anteriormente, está compuesto por:

- Árbol de levas accionador del freno
- Palanca del árbol de levas accionado del freno

Estos sistemas se analizarán por el método de elementos finitos, salvo el sistema de sujeción entre ambos elementos.

8.6.1 SUJECIÓN DE COMPONENTES

Para la sujeción de estos dos elementos se empleará un eje estriado. El cálculo del mismo se basará en la comprobación de las dimensiones. [8.3]

Datos de entrada:

- $Q = 84,7 \text{ Kg}$
- $L_1 = 10 \text{ mm}$

- El material de la leva de freno y de la palanca de leva de freno es un AISI 1045 Laminado Simple, con $S_s = 5062 \frac{Kg}{cm^2}$

Torque producido por la Q y L_1

$$T = Q \cdot \frac{L_1}{2} = 42,35 \text{ Kgcm} \quad (8.158)$$

Para el eje ranurado se basará en la norma ISO 4156, la cual dice que para un eje de 8 mm corresponden las siguientes características:

- Número de dientes 15
- Módulo 0,5 mm
- Angulo de presión de 45°.

La longitud de los dientes se puede calcular por medio de

$$T = \frac{S_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{16} \quad (8.159)$$

Dónde:

- S_s es esfuerzo de Corte
- D es el diámetro primitivo de los dientes
- L es la longitud de la ranura
- T es el torque al que está sometido el sistema

Donde despejando L

$$L = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot (m \cdot Z_1)^2} \quad (8.160)$$

Se obtiene que:

$$L = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot (m \cdot Z_1)^2} = \frac{43 \cdot 16}{5072 \cdot \pi \cdot (0,05 \cdot 15)^2} = 0,076 \text{ cm} \quad (8.161)$$

La longitud de contacto mínima es 0,76 mm. Verifica.

8.7 ANÁLISIS FEA DE LOS DISTINTOS ELEMENTOS

Se analizarán los distintos componentes que corresponden al sistema de freno por medio un análisis de elementos finitos (FEA), pero antes se encontrara la fuerza en el extremo de la palanca de levas de frenos que activa el freno.

Datos de entrada:

- $Q = 84,7 \text{ Kg}$
- $T_1 = 42,35 \text{ Kgcm}$

La fuerza necesaria para producir el momento M1 atreves de la palanca del árbol de levas es:

$$T_2 = F_1 \cdot L_2 \quad (8.162)$$

Si T_2 es igual al momento necesario por para activar las zapatas producido por la leva de freno.

$$T_1 = T_2 \quad (8.163)$$

$$F1 = T_1/L_2 = 42,35 \text{ Kgcm}/4 \text{ cm} = 10,6 \text{ Kg} \quad (8.164)$$

8.7.1 ÁRBOL DE LEVAS ACCIONADO DEL FRENO

- Material: *AISI 1045* Laminado Simple
- Fuerzas: $Q = 84,7 \text{ Kg} \cong 850 \text{ N}$
- Sujeción: Se supone la mitad de las ranuras de envolvente.
 - Tensiones de Von Misses

Cómo puede observarse en la Figura 8.4, las tensiones máximas se encuentran sobre el ranurado, y se deben a presiones de contacto, advirtiendo que se debe realizar un Tratamiento Térmico de endurecimiento superficial

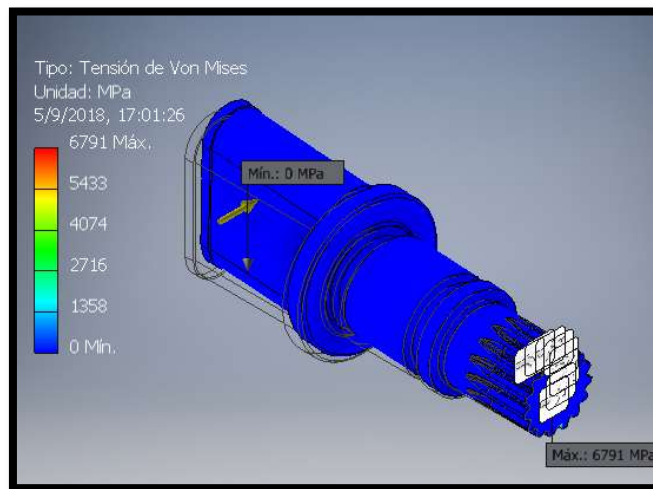


Figura 8.4 – Leva de frenos, Tensiones de Von Misses

- Coeficiente de Seguridad

El menor índice de seguridad se debe a los esfuerzos de contacto y no a las tensiones de corte de los dientes como puede observarse en la figura 8.5.

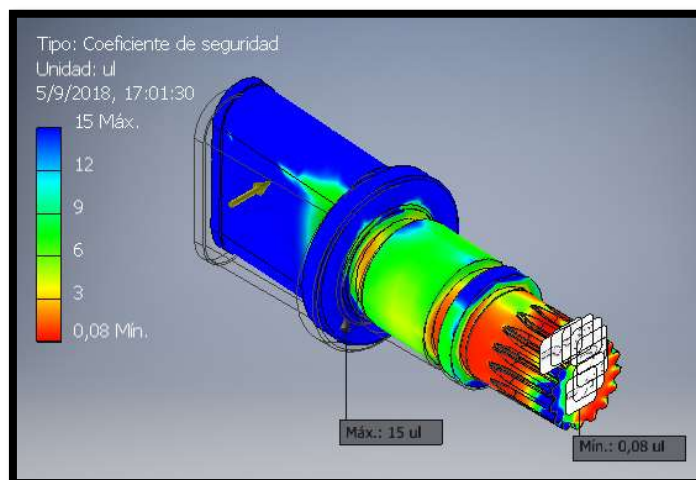


Figura 8.5 – Leva de Freno – Coeficiente de seguridad

8.7.2 PALANCA DEL ÁRBOL DE LEVAS DE FRENO DELANTERO

- Material: *AISI 1045* Laminado Simple
- Fuerzas: $F = 10,6 \text{ Kg Kg} \cong 110 \text{ N}$
- Sujeción: Se supone la mitad de las ranuras de envolvente.
 - Tensiones de Von Mises

Al igual que en el apartado anterior, en la figura 8.7 las tensiones máximas se encuentran sobre el ranurado, y se deben a presiones de contacto, advirtiendo que se debe realizar un Tratamiento Térmico de endurecimiento superficial, como puede observarse en la Figura 8.6

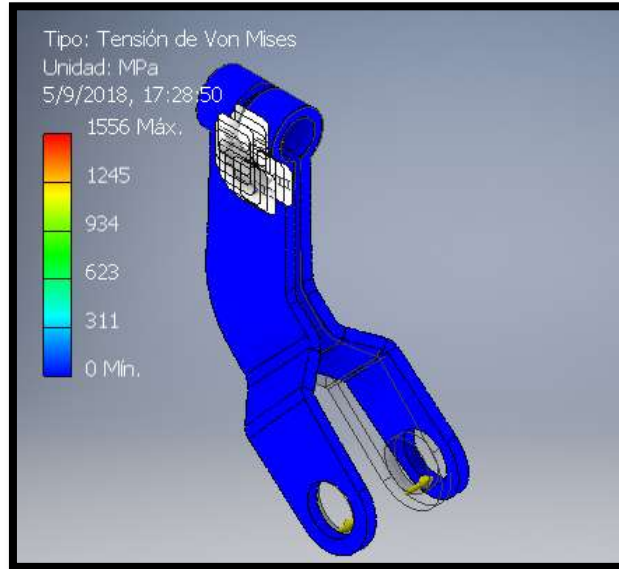


Figura 8.6 – Palanca de Levas Delantero – Tensiones de Von Mises

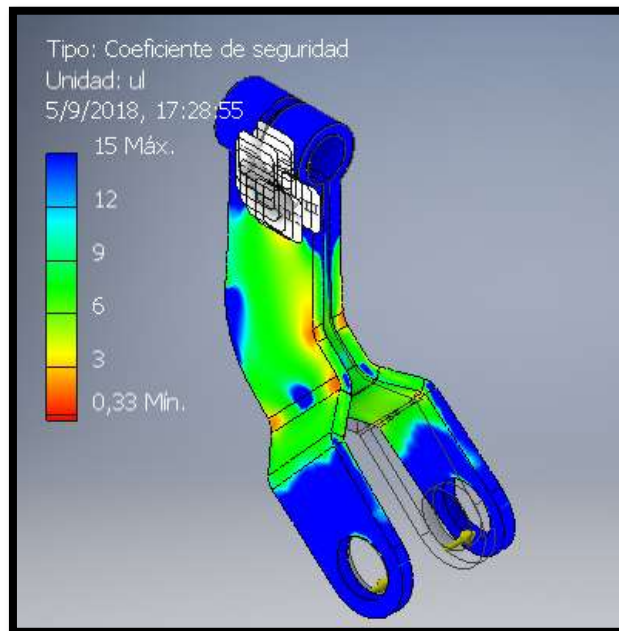


Figura 8.7 - Palanca de Levas Delantero – Coeficiente de seguridad

- Coeficiente de Seguridad
 En la figura 8.7, el menor índice de seguridad se debe a los esfuerzos de contacto y no a las tensiones de corte de los dientes.
- Desplazamiento

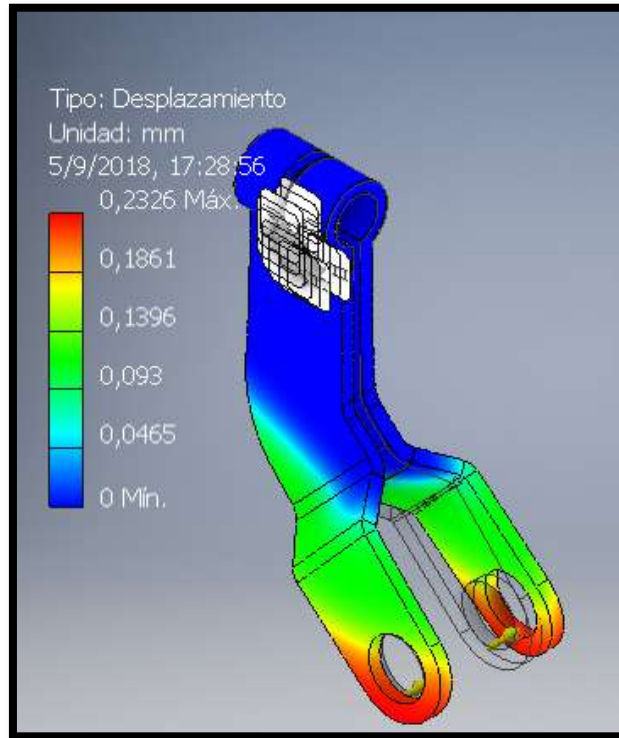


Figura 8.8 - Palanca de Levas Delantero – Desplazamiento

Como puede observarse en la Figura 8.8 la pieza tiene un desplazamiento máximo de 0,23 milímetros.

8.7.3 PALANCA DEL ÁRBOL DE LEVAS DE FRENO TRASERO

- Material: *AISI 1045* Laminado Simple
- Fuerzas: $F = 10,6 \text{ Kg} \cong 110 \text{ N}$
- Sujeción: Se supone la mitad de las ranuras de envolvente.
 - Tensiones de Von Misses
 En la figura 8.9, puede apreciarse que las tensiones máximas se encuentran sobre el ranurado, y se deben a presiones de contacto, advirtiendo que se debe realizar un Tratamiento Térmico de endurecimiento superficial.
 - Coeficiente de Seguridad
 En la figura 8.10, el menor índice de seguridad se debe a los esfuerzos de contacto y no a las tensiones de corte de los dientes.
 - Desplazamiento
 En la figura 8.11 se puede observar que la pieza no posee un desplazamiento importante.

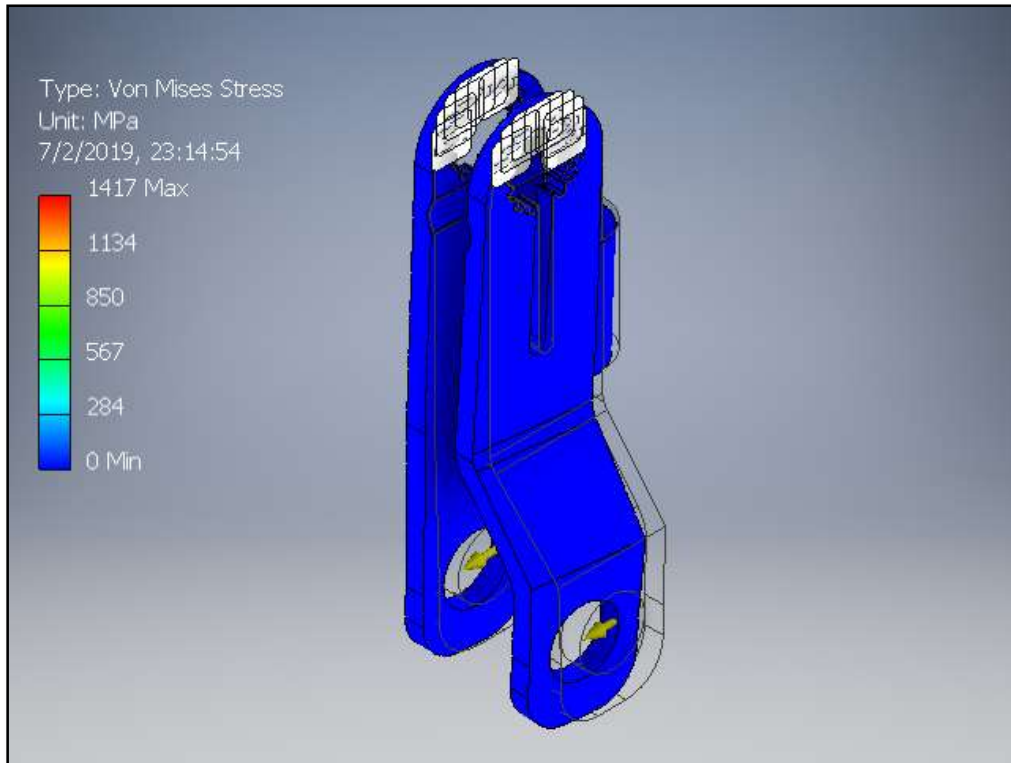


Figura 8.9 – Palanca de Levas Delantero – Tensiones de Von Misses

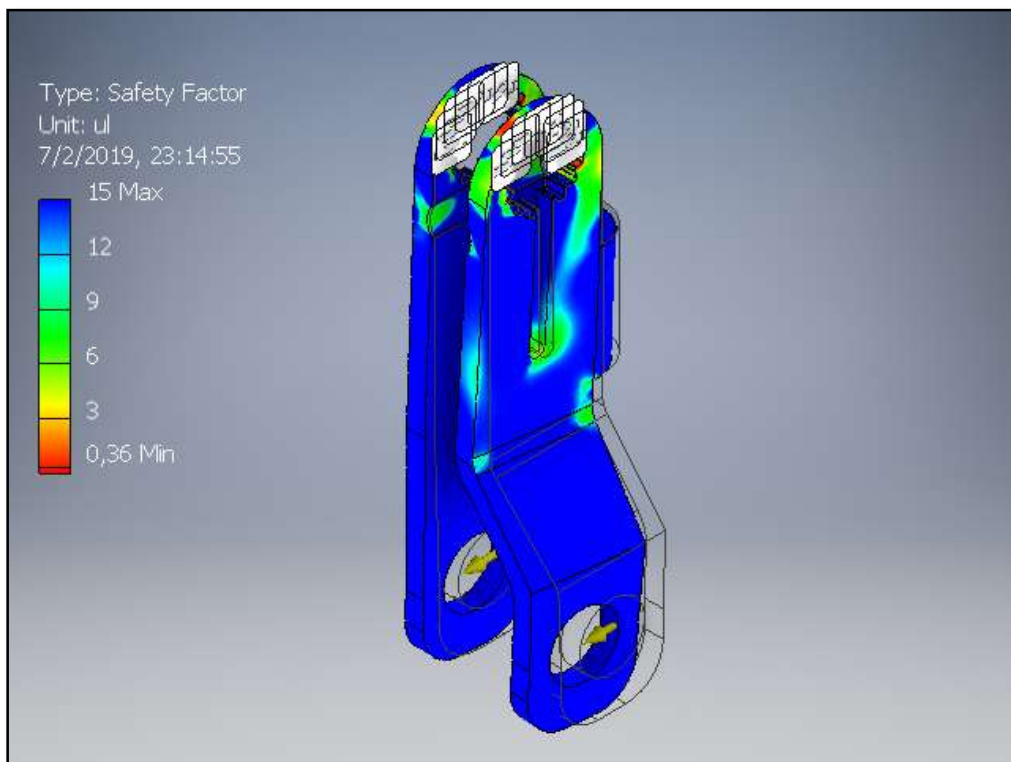


Figura 8.10 - Palanca de Levas Delantero – Coeficiente de seguridad

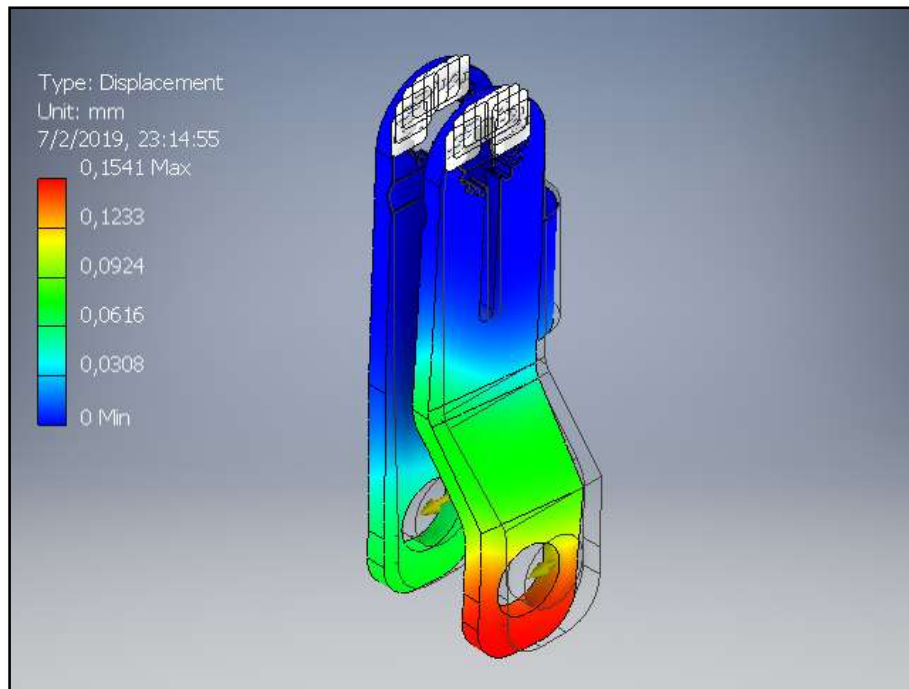


Figura 8.11 - Palanca de Levas Delantero – Desplazamiento

8.7.4 LLANTA DELANTERA

- Material: Llanta Aleación de aluminio ASTM 6061-T6
- Fuerzas: $P = 28 \frac{Kg}{cm^2} \cong 2,8MPa$
- Sujeción: perímetro de la llanta
 - Tensiones de Von Misses

Como puede observarse en la Figura 8.12, la tensión en las paredes de la campana no supera a tensión de fluencia del material.

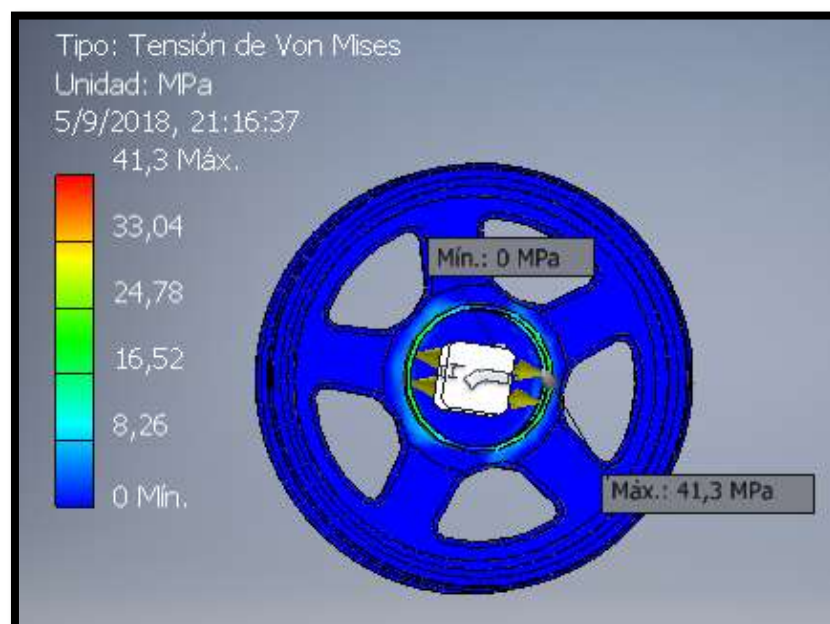


Figura 8.12 - Rueda Delantero – Von Misses

- Coeficiente de Seguridad

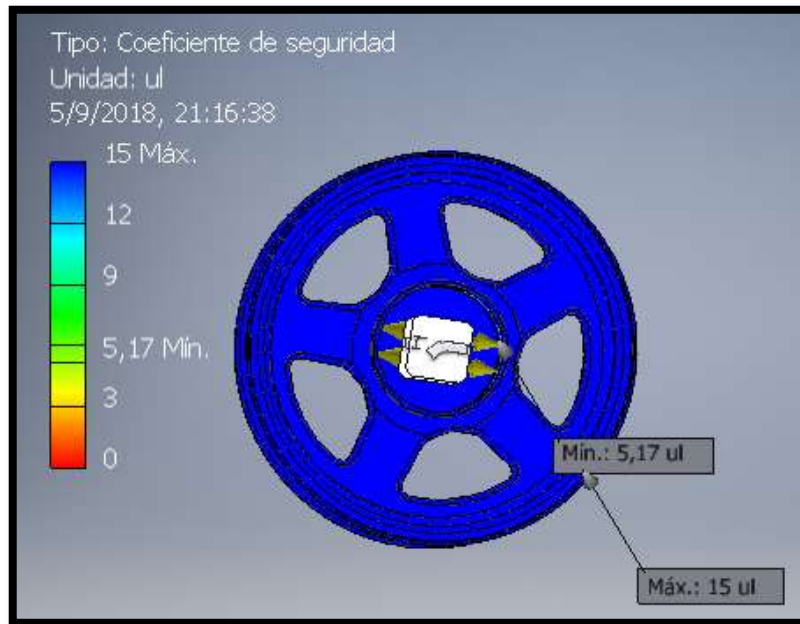


Figura 8.13 - Rueda Delantera – Coeficiente de Seguridad

La tensión que se producen en la campana no llegan a superar la fluencia del material y eso se ve reflejado en el coeficiente de seguridad (Figura 8.13).

8.7.5 LLANTA TRASERA

- Material: Llanta Aleación de aluminio ASTM 6061-T6
- Fuerzas: $P = 28 \frac{Kg}{cm^2} \cong 2,8MPa$
- Sujeción: perímetro de la llanta

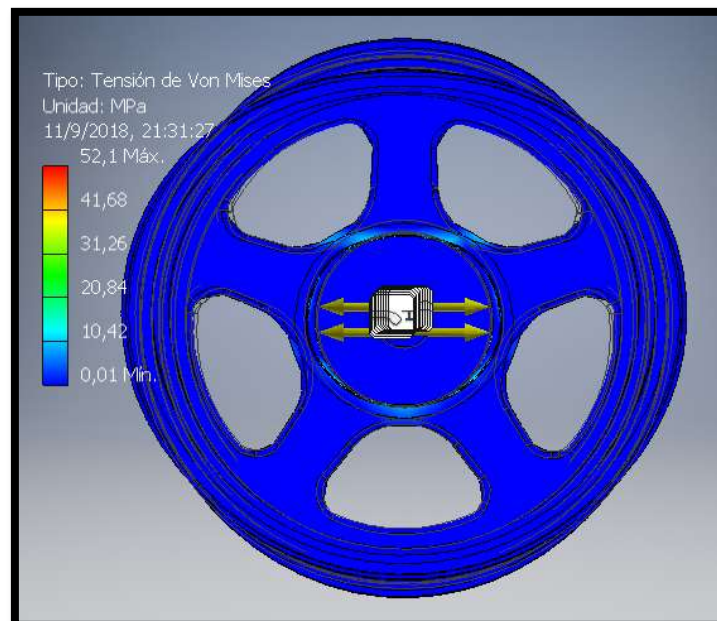


Figura 8.14 –Rueda trasera – Von Misses

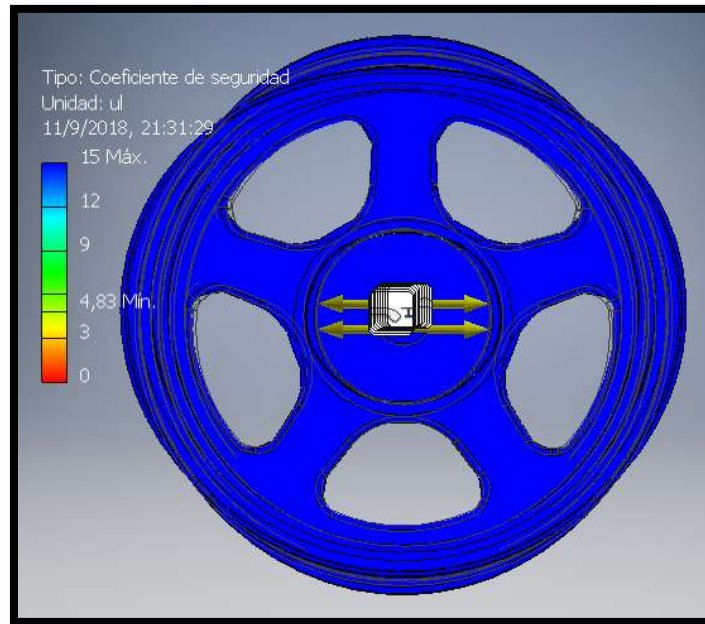


Figura 8.15 – Rueda Trasera – Coeficiente de Seguridad

- Tensiones de Von Misses
Como puede observarse la tensión en las paredes de la campana no supera a tensión de fluencia del material (Figura 8.14).
- Coeficiente de Seguridad
La las tensiones que se producen en la campana no llegan a superar la fluencia del material y eso se ve reflejado en el coeficiente de seguridad.

9 ESFUERZOS SOBRE LAS RUEDAS

9.1 LLANTAS

Las ruedas se pueden considerar como componentes relacionados con la seguridad. En consecuencia, el rendimiento de la fatiga y el estado de estrés distribución en la llanta, bajo diversas condiciones de carga, es un tema de consideración.

Aunque la carga aplicada en la rueda giratoria es de naturaleza compleja y la resultante el estado de estrés suele ser alto, el peso del cuerpo en rotación continúa siendo uno de los requisitos más importantes al cual hay que prestarle importancia.

9.2 ANÁLISIS BAJO CARGA RADIAL

Las fuerzas de reacción verticales ejercidas por la superficie de la carretera sobre los neumáticos equilibran el peso total del vehículo en una horizontal.

Cada fuerza pasa a través del neumático y tiende a comprimir la rueda en la dirección radial. Cuando el vehículo está en movimiento, la carga radial se vuelve cíclica debida a la continua rotación de la rueda. Por lo tanto, una evaluación cuidadosa de la resistencia a la fatiga de la llanta, bajo carga radial, es importante para propósitos de integridad estructural.

Aquí se considera que la carga radial es la fuerza ejercida sobre los asientos de talón de la llanta que surgen como resultado de una reacción vertical del peso del vehículo en la superficie de la carretera.

La carga radial se considera equivalente a una carga estática impartida en la llanta y el neumático en una dirección normal a la superficie de la carretera. Para una carga radial, la resistencia a la tracción de la llanta ejerce una profunda influencia sobre durabilidad, o fatiga, de la rueda giratoria.

9.3 ÁREA DE CONTACTO DE LA RUEDA

Suponiendo que la carga del neumático se aplica uniformemente sobre un área circular.

La siguiente ecuación relaciona el radio de contacto del neumático con la presión de inflado del neumático y la carga total del neumático:

$$a = \sqrt{\frac{C}{p \cdot \pi}} \quad (9.165)$$

Donde:

- a es el radio del área de contacto
- C es la carga aplicada
- p es la presión de inflado del neumático

La carga a usar será que la aplicada en la rueda delantera cuando el vehículo frena, y la presión del neumática de 36 psi ($0,248 \frac{N}{\text{mm}^2}$). Reemplazando en 9.165

$$a = \sqrt{\frac{1560 N}{0,248 \frac{N}{mm^2} \cdot \pi}} = 43,9 mm \quad (9.166)$$

9.4 ANGULO DE CARGA

El Angulo de carga será en función de área de contacto de la rueda, como muestra ella figura xx. Donde podemos obtener el ángulo α por el coseno del triangulo rectángulo. Siendo a el radio de carga y r el radio de la rueda.

$$\sin(\delta) = \frac{a}{r} \quad (9.167)$$

$$\theta_0 = \sin^{-1}\left(\frac{a}{r}\right) \quad (9.168)$$

Obteniendo así

$$\theta_0 = \sin^{-1}\left(\frac{0,0439}{0,381}\right) \quad (9.169)$$

$$\theta_0 = 6,61^\circ \quad (9.170)$$

9.5 CARGA DE DISTRIBUCIÓN COSENO [9.1] [9.2]

En una rueda real, la carga radial se aplica a la rueda en los asientos del talón con el neumático. Como resultado, existe una presión distribuida que se carga directamente en el asiento del talón del modelo utilizado en este análisis.

La presión, a lo largo de la dirección circunferencial, sigue una distribución de una función coseno, como se muestra en la Figura 9.1.

Por consiguiente, se da la presión distribuida W_r por la expresión

$$W_r = W_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\theta}{\theta_0}\right) \quad (9.171)$$

La carga radial total W se calcula usando (9.171) de la siguiente manera:

$$F_r = 2 \cdot b \cdot \int_{-\theta_0}^{\theta_0} W_r \cdot r_b d\theta = 8 \cdot b \cdot r_b \cdot \theta_0 \cdot \frac{W_0}{\pi} \quad (9.172)$$

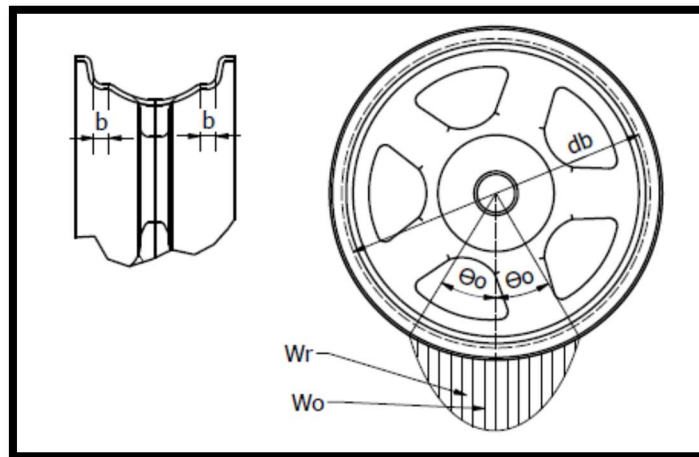


Figura 9.1 - Carga de distribución coseno

Donde

- r_b es el radio del talón de llanta.
- b es el ancho del asiento del talón.
- θ_0 es el ángulo de carga.
- W_0 es la presión máxima.

De (9.172), podemos calcular W_0 dado F_r . Y la presión distribuida, W_r , en los asientos con puede ser decidido por (9.172).

Datos de entrada:

- $F_r = 1560 \text{ N}$ (Apartado 7)
- $r_b = 260 \text{ mm}$
- $\theta_0 = 6,61^\circ$

Resultados

$$F_r = 8 \cdot b \cdot r_b \cdot \theta_0 \cdot \frac{W_0}{\pi} \rightarrow W_0 = \frac{F_r \cdot \pi}{8 \cdot b \cdot r_b \cdot \theta_0} \quad (9.173)$$

$$W_0 = \frac{1560 \cdot \pi}{8 \cdot 6 \cdot 260 \cdot 6,61^\circ} = 0,0593 \text{ N/mm}^2 \quad (9.174)$$

$$W_r = 0,0593 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{80}{40}\right) = 0,0594 \text{ N/mm}^2 \quad (9.175)$$

9.6 INFLUENCIA DE LA PRESIÓN DE AIRE DE LOS NEUMÁTICOS

Se supone que la presión de aire en el neumático es constante teniendo poca influencia en la rotación de la rueda. Sin embargo, la presión de aire en el neumático tiende a influir esfuerzos inducidos en el borde. Al someter la rueda al uso de rotación, las tensiones cíclicas variables, causadas por el influencias independientes o conjuntas de momento flector y carga radial, se superponen a la tensión constante generada por la presión del aire en el neumático. Por lo tanto, desde un punto de vista estructural, hay que evaluar los esfuerzos inducidos en la superficie de la llanta por presión del aire.

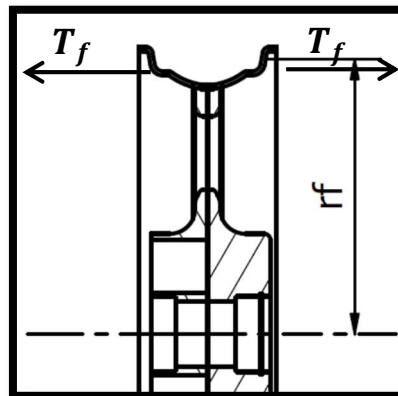


Figura 9.2 - La presión del aire actuando en contra la pared lateral del neumático

La presión de aire que el neumático ejerce en el lado interno de la llanta, como se muestra en la Figura 9.2. La presión del aire del neumático se aplica tanto directamente a la llanta en su superficie exterior e indirectamente a la brida de la llanta. La presión del aire, actuando en contra la pared lateral del neumático, genera una carga, que está en el eje dirección.

Esta carga varía de acuerdo con lo siguiente:

- tipo de neumático
- relación de aspecto de la sección transversal del neumático
- estructura de refuerzo del neumático.

Para empezar, se considera un perfil de la sección transversal del neumático y el conjunto como se ejemplifica en la Figura 9.2. El componente axial de la fuerza F_p , que resulta de la presión de inflado (P_0) en el neumático, se estima a partir de la relación

$$F_p = \pi(a^2 - r_f^2)P_0 \quad (9.176)$$

$$F_p = \pi(172^2 - 130^2) \cdot 0,25 = 17200 \text{ N} \quad (9.177)$$

Donde

- a es el radio de diseño del neumático
- r_f es el radio del punto de carga en la brida de la llanta.

Como la carga axial es apoyada tanto por la banda de rodadura del neumático y la brida de la llanta, se supone que aproximadamente la mitad de la carga es soportada por cada parte. La carga en por unidad de longitud de la circunferencia de la brida de la llanta de la rueda giratoria se calcula usando la expresión

$$T_f = \frac{F_p}{4 \cdot \pi \cdot r_f} = (a^2 - r_f^2) \cdot \frac{P_0}{4 \cdot r_f} \quad (9.178)$$

$$T_f = \frac{F_p}{4 \cdot \pi \cdot r_f} = 10,53 \text{ N} \quad (9.179)$$

9.7 SIMULACIÓN POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

9.7.1 LLANTA DELANTERA

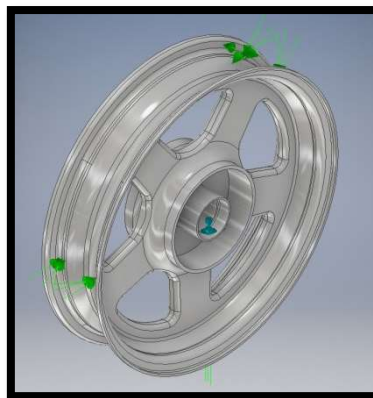


Figura 9.9.3 – Llanta delantera

El análisis estático por el método de elementos finitos se realiza en el software Autodesk Nastran. Los datos proporcionados al software fueron:

- (a) Material: Aluminio 6061
- (b) Restricciones: Las restricciones se colocaron donde se encontrarían los rodamientos
- (c) Cargas: Las ya descritas en el apartado anterior

Los resultados son:

- **Desplazamientos:** el desplazamiento máximo como puede observarse en la Figura 9.4 es de 0,082 mm

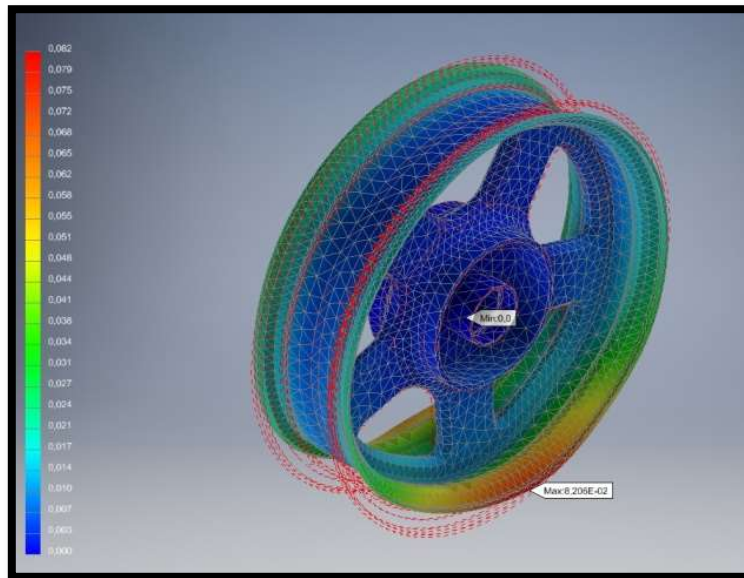


Figura 9.4 – Llanta delantera - Desplazamientos

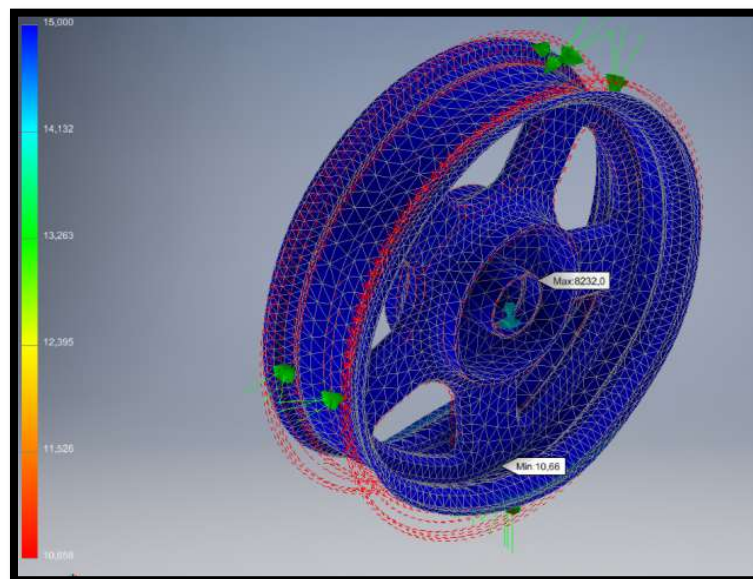


Figura 9.5 – Llanta delantera - Factor de seguridad

- **Factor de Seguridad:** como puede apreciarse en la figura 9.5, los valores de factor de seguridad están por arriba de 15, el cual nos da un alto margen de seguridad.

9.7.2 LLANTA DELANTERA

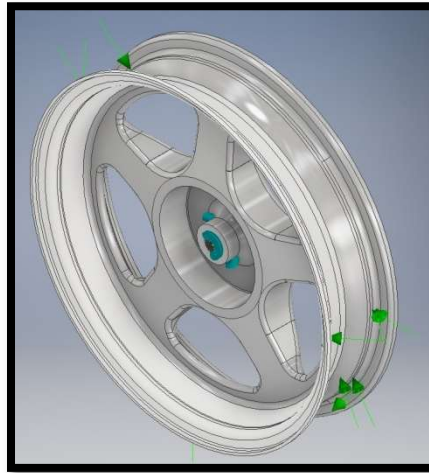


Figura 9.9.6 – Llanta Trasera

El análisis estático por el método de elementos finitos se realiza en el software Autodesk Nastran. Los datos proporcionados al software fueron:

- (a) Material: Aluminio 6061
- (b) Restricciones: Las restricciones se colocaron donde se encontrarían los rodamientos
- (c) Cargas: Las ya descritas en el apartado anterior

Resultados:

- **Desplazamientos:** el desplazamiento máximo de 0,16 mm, como puede observarse en la Figura 9.7

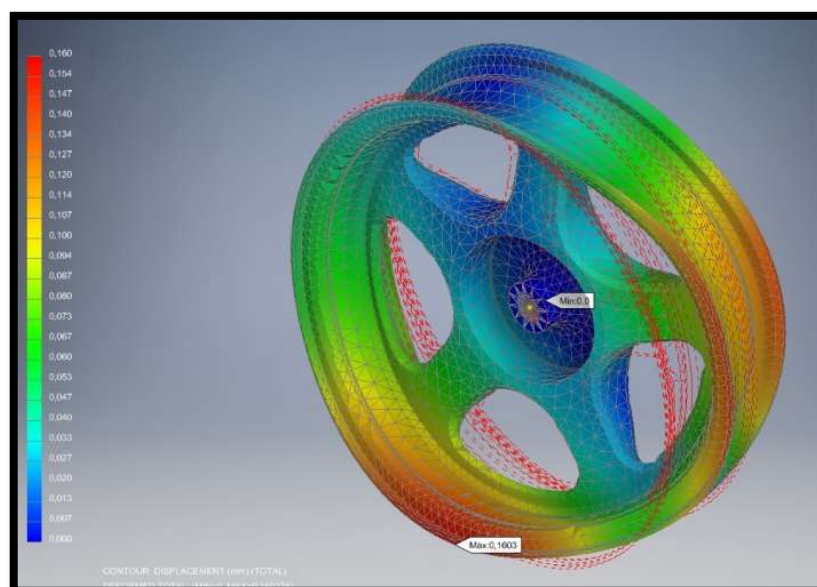


Figura 9.7 – Llanta delantera - Desplazamientos

- **Factor de Seguridad:** como se ve en la Figura 9.8, el factor de seguridad mínimo es de 10, el cual nos brinda alta fiabilidad .

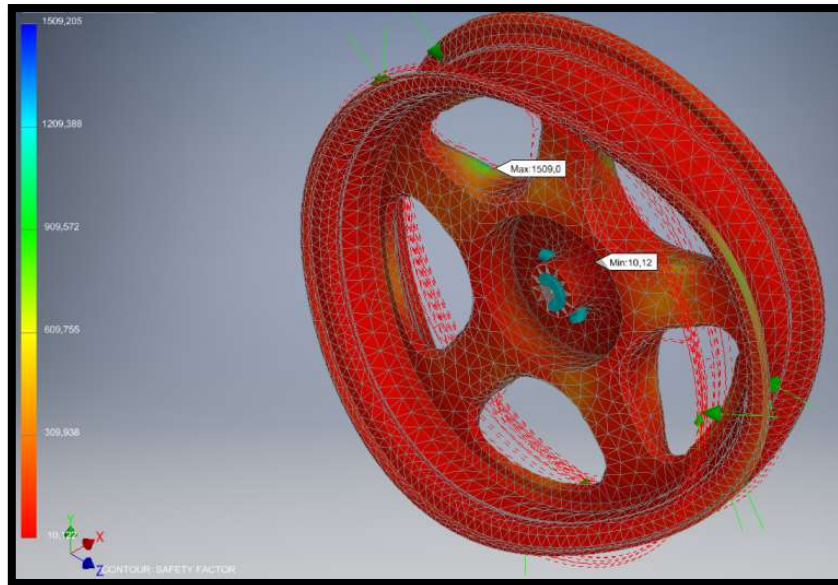


Figura 9.9.8 – Llanta delantera - Factor de seguridad

10 CONJUNTO TREN DE DIRECCIÓN

10.1 LA DIRECCIÓN

La dirección tiene la función de direccionar el vehículo a voluntad del conductor, este como en todo transporte es un sistema indispensable ya que es de suma importancia para poder maniobrar el vehículo.

Para el caso de las motocicletas no es la excepción a un sistema de dirección de cualquier vehículo, posee un sistema diferente a un vehículo de 4 ruedas, pero de funcionalidad igual a todo tipo de sistema de dirección.

Todo tipo de bastidor tiene un medio de soporte de la rueda delantera que permite que ésta pivote transversalmente, en donde justamente va montado todos los elementos del sistema.

Los subsistemas principales que conforman el sistema de dirección son:

- Sistema Manillar
- Sistema Avance
- Sistema de seguros de columna de dirección
- Sistema Columna de dirección
- Amortiguadores
- Sistema Rueda



Figura 10.1 – Sub Sistemas Dirección

El sistema de la columna de dirección es el elemento principal del sistema ya que van alojados todos los elementos como: manillar, rodamientos, guardapolvos, tija, las barras telescópicas de la suspensión estos a su vez soportan la rueda delantera y partes del sistema de frenos, etc. La columna de dirección conecta directamente con el pivote del bastidor formando un solo cuerpo, en donde este bascula para darle sentido de giro a la rueda delantera.

El manillar es indispensable para este tipo de vehículos, se lo puede comparar con un volante, ya que cumple con la misma función que es la de permitir al conductor establecer contacto directo con la rueda y así maniobrar según los requerimientos necesarios del piloto.

10.2 ESFUERZOS A LOS QUE ES SOMETIDOS LA DIRECCIÓN

Las fuerzas máximas (Figura 10.2) a la que está sometida la dirección en principio desde el eje delantero, es la carga axial y normal que se aplica sobre la amortiguación cuando es aplicado el freno. (Ver Apartado 7)

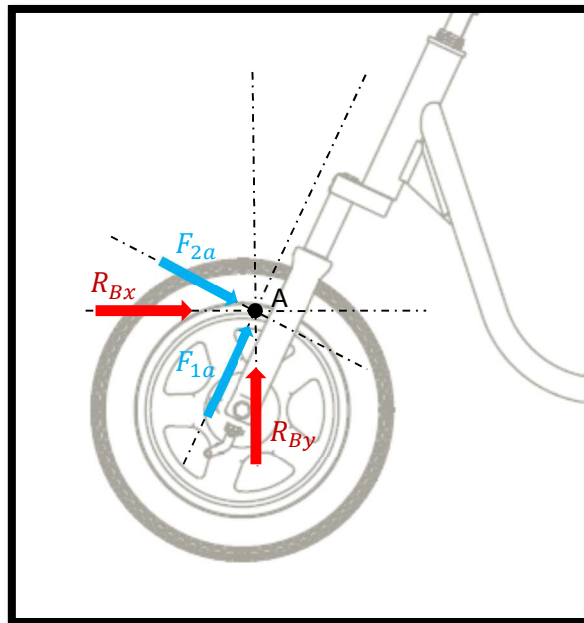


Figura 10.2 – Fuerzas Máxima

En el eje delantero actuara una fuerza resultante

$$F_R = \sqrt{(R_{Bx})^2 + (R_{By})^2} = \sqrt{(1672)^2 + (1560)^2} = 2287 \text{ N} \quad (10.180)$$

El Angulo de esta fuerza respecto a la vertical será de

$$\tan \beta = \frac{R_{Bx}}{R_{By}} = \frac{1672}{1560} \rightarrow \beta = 47^\circ \quad (10.181)$$

Ahora se compondrá la fuerza resultante en la componente axial y radial del amortiguador.

$$\delta = \beta - \alpha = 47^\circ - 25^\circ = 22^\circ \quad (10.182)$$

$$F_1 = \cos \delta \cdot F_R = \cos(22^\circ) \cdot 2287 = 2120 \text{ N} = 216 \text{ Kg} \quad (10.183)$$

$$F_2 = \sin \delta \cdot F_R = \sin(22^\circ) \cdot 2287 = 856 \text{ N} = 87 \text{ Kg} \quad (10.184)$$

Al tratarse de dos amortiguadores las fuerzas quedan en:

$$F_{1a} = 108 \text{ Kg} \quad (10.185)$$

$$F_{2a} = 43,5 \text{ Kg} \quad (10.186)$$

10.3 SISTEMA RUEDA DELANTERA

Las motocicletas se mueven mediante el giro de sus dos ruedas sobre el terreno. Todos los elementos que componen el resto de la motocicleta están encaminados o bien a mantener al piloto sobre el vehículo, o a posibilitar que estas dos ruedas se mantengan en continuo contacto con el firmamento.

Los componentes de las ruedas a estudiar en este apartado son:

- Eje
- Rodamientos
- Sistema de soporte
- Amortiguador

10.3.1 EJE DELANTERO

En este caso las dimensiones serán decididas arbitrariamente, y se comprobará si estas cumplen con un coeficiente de seguridad N mayor a 1,5 (Figura 10.4).

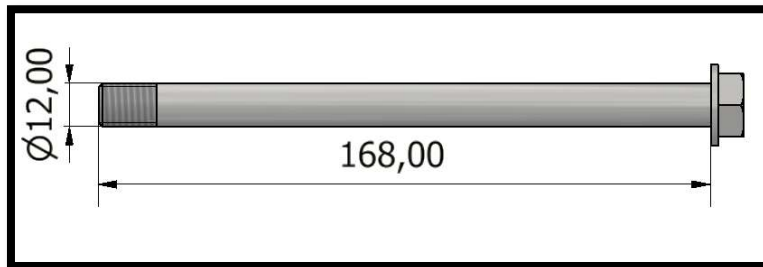


Figura 10.10.3

Datos de entrada:

Material:

- AISI C1045 WQT 1000 – $S_y = 7743 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

Dimensiones:

- $L_t = 168 \text{ mm}$
- $D = 12 \text{ mm}$

Punto de Carga:

- $P_1 = 58 \text{ mm}$
- $P_2 = 88 \text{ mm}$

Puntos de Apoyos:

- $A = 12 \text{ mm}$
- $B = 143 \text{ mm}$

Carga en cada punto:

- $P = 1060 \text{ N}$

Diagrama de Cargas:

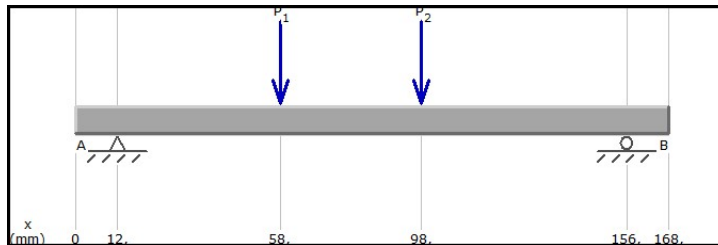


Figura 10.4 – Diagrama de Cargas

Cargas:

- $P_1 = 1060 \text{ N} \downarrow$
- $P_2 = 1060 \text{ N} \downarrow$

Reacciones:

- $R_{AV} = 1148 \text{ N} \uparrow \cong 117 \text{ Kg}$
- $R_{BV} = 972 \text{ N} \uparrow \cong 99 \text{ Kg}$

Diagrama de Corte

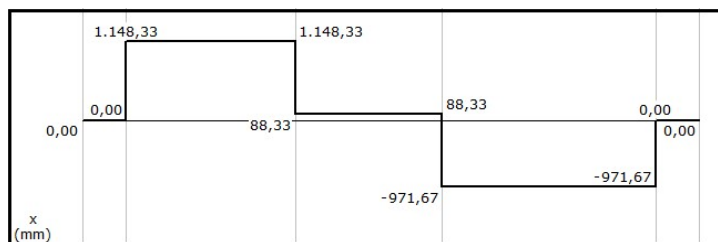


Figura 10.5 – Diagrama de Corte

Diagrama de Momento

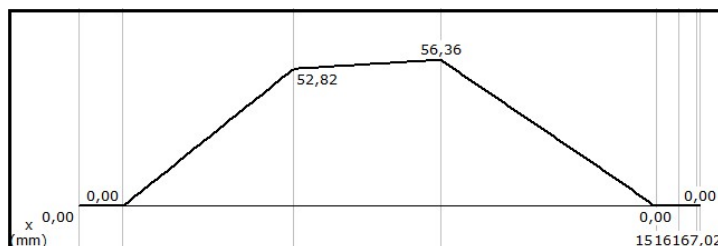


Figura 10.6 – Diagrama de Momento

Momentos:

$$M_{Max}(98) = 56,36 \text{ Nm} \\ = 574 \text{ Kg cm}$$

Se aplica la Ley Navier para estima un coeficiente de seguridad N

$$\sigma = \frac{M_{Max}}{W} \tag{10.187}$$

Dónde:

- σ es el esfuerzo máximo $\rightarrow \sigma = \frac{S_y}{N}$
- M_{Max} es el momento máximo

- W modulo resistente $\rightarrow W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M_{Max}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} \rightarrow N = \frac{S_y \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}}{M_{Max}} = \frac{7743 \cdot \frac{\pi \cdot 1,2^3}{32}}{574 \text{ Kg cm}} = 1,9 \quad (10.188)$$

El coeficiente de seguridad N del eje es de 1,9.

10.3.2 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS AL EJE

- Deformación, como puede observarse en la Figura 10.9 la deformación máxima ocurre en el sector central del eje y no supera los 0,035 mm
- Factor de Seguridad mínimo es de 3,5 como puede observarse en la Figura 10.10, dando un margen superior al calculado en la ecuación 10.188

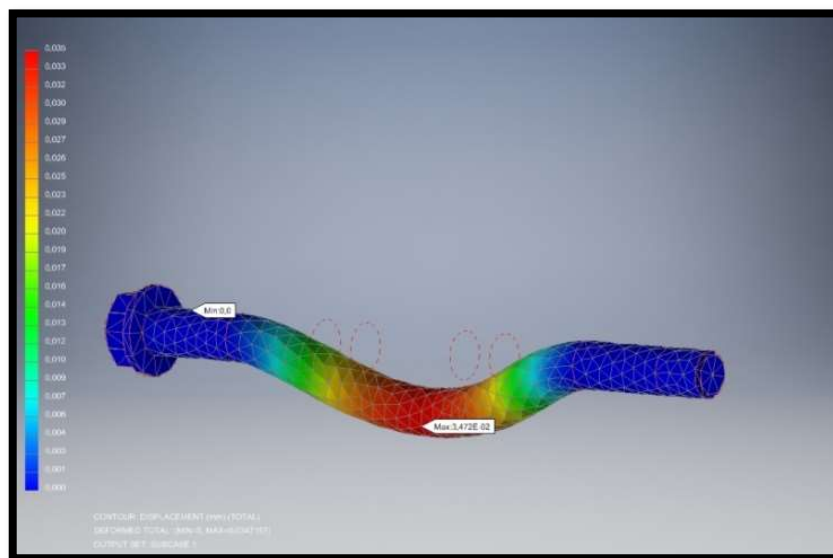


Figura 10.7 - Deformación

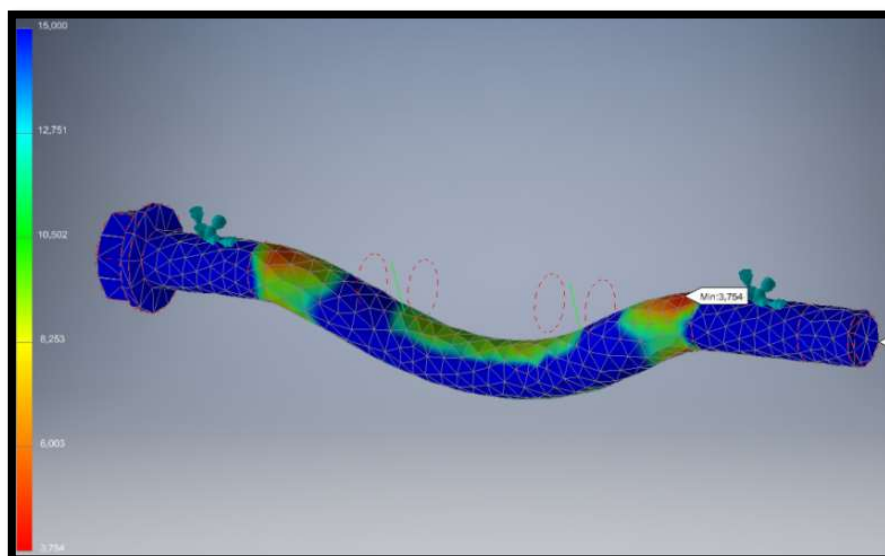


Figura 10.10.8 – Factor de Seguridad

10.3.3 CÁLCULO RODAMIENTOS DELANTEROS

Se usará un el mismo rodamiento en cada apoyo del eje (Figura 10.3).

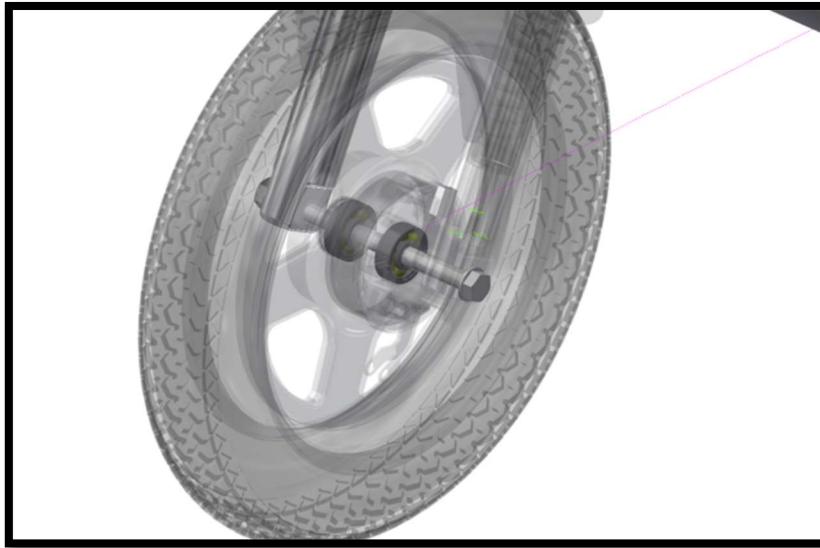


Figura 10.10.9 – Eje y rodamientos

Datos de entrada

- Rodamiento de Bolas Rígido
- Vida útil del rodamiento

$$L_h = 2 \frac{hs}{dias} \cdot 365 \frac{dias}{años} \cdot 2 años = 1460 hs \quad (10.189)$$

- Revoluciones

$$n = 600 rpm \quad (10.190)$$

- Carga Radial

$$F_r = \frac{2287}{2} N = 1143 N \quad (10.191)$$

Resolución

$$e \rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \quad (10.192)$$

Debido a que a la carga axial y radial los valores de X e Y (ver tabla 1 de ANEXO 10) la ecuación se reduce a:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (10.193)$$

$$P = 1143 N \quad (10.194)$$

De carga de seguridad de rodamientos de bolas SKF encuentra que para $L_h = 1460$ hs y $n = 800$ rpm el factor $C/P \cong 4,82$. Entonces:

$$\frac{C}{P} = 4,23 \quad (10.195)$$

$$C = 4,82 \cdot P_A = 4,23 \cdot 1143 \text{ N} = 4,84 \text{ kN} = 492 \text{ Kg} \quad (10.196)$$

Del catálogo de rodamientos de bolas rígidos SKF, se selecciona un rodamiento 6301 con las siguientes características:

- $d = 12 \text{ mm}$
- $D = 37 \text{ mm}$
- $B = 12 \text{ mm}$
- $C_o = 10,1 \text{ kN}$
- $C = 5,15 \text{ kN}$

10.4 TIJA

La tija es el componente de unión entre la columna de dirección y los amortiguadores, es la encargada de transmitir la rotación desde la columna de dirección, hacia la rueda delantera, pasando por los amortiguadores.

La tija es la encargada de la sujeción de estos dos miembros (Figura 10.10). A los amortiguadores los sujeta, por medio de una abrazadera que es parte del cuerpo de la tija, en la parte superior de estos. Y la columna de dirección es fijada por interferencia de esta y la tija. A su vez, también se asegurará con un pasante para asegurar que no exista posible deslizamiento entre estos componentes.

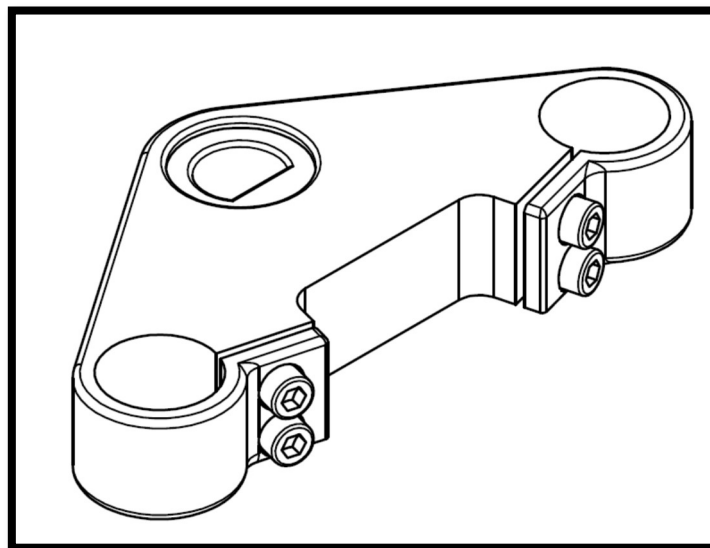


Figura 10.10 – Tija

10.4.1 SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE AJUSTE.

Los pernos de ajuste de los amortiguadores (Figura 10.10) a la tija por medio de una abrazadera. El cálculo se basará en el de un solo perno que realiza el ajuste, el cual equilibra el momento producido por la fuerza horizontal, como se puede apreciar en la Figura 10.11

Datos de entrada:

- Tornillo M6x16:1
- Área sección de esfuerzo tornillo $A_s = 0,252 \text{ cm}^2$
- Diámetro sección de esfuerzo tornillo $d = 0,477 \text{ cm}$
- Material del perno AISI 3250(e) $S_y = 10264 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

Resolucion:

- Fuerza externa requerida (Figura 10)

$$F_x \cdot L_1 = F_e \cdot L_2 \rightarrow F_e = F_x \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad (10.197)$$

$$F_e = \frac{160 \cdot 428}{25} = 5136 \text{ N} \cong 523 \text{ Kg} \quad (10.198)$$

- Fuerza Máxima del perno

$$F_t = \frac{A_s^{\frac{2}{3}} \cdot S_y}{15,24} = \frac{0,252^{\frac{2}{3}} \cdot 10264}{15,24} = 268 \text{ Kg} \quad (10.199)$$

Se realizará el apriete con dos tornillos, donde como resultado una fuerza de 526 Kg.

- Esfuerzo inicial S_i

$$S_i = 0,85 \cdot S_y = 0,85 \cdot 10264 = 8724 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \quad (10.200)$$

- Par de apriete

$$T = C \cdot d \cdot S_i \cdot A_s = 0,2 \cdot 0,477 \cdot 8724 \cdot 0,2012 = 167 \text{ Kgcm} \cong 17 \text{ Nm} \quad (10.201)$$

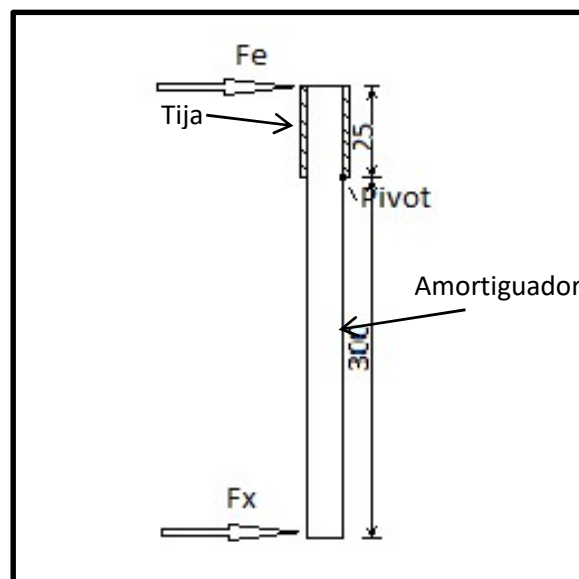


Figura 10.10.11 – Fuerzas aplicadas al perno de sujeción

10.4.2 SISTEMA COLUMNA DE DIRECCIÓN

La columna de dirección se analizará por medio de un análisis por el método de elementos finitos, el cual estará afectado por las fuerzas verticales y horizontales, y un momento producido por la distancia horizontal en el otro extremo del amortiguador. Y su restricción de movimiento estará donde se encuentran los rodamientos de dirección.

- Materiales de los diferentes elementos:
 - Tija: Acero AISI 1045 350c
 - Columna de Dirección: Acero AISI 1045 350c
 - Pernos: Acero AISI 3250 (e)
- Esfuerzos actuantes en tija Figura 10.12
 - $F_y = 2120 N$
 - $F_x = 856 N$
 - $M = 256800 Nmm$
- Restricciones: Figura 10.13
 - Tipo restricción de pasado :2
 - Tipo restricción sin fricción :1



Figura 10.12 – Tensiones aplicadas a la columna de dirección



Figura 10.13 - Restricciones

Resultados

- Tensiones de Von Mises (Figura 10.14)
 Si bien las tensiones de Von mises, dan un resultado alto en ciertos puntos, se debe a las tensiones de contacto, que existen entre la tija y los pernos, y estas solo se dan en una pequeña porción de un perno. Respecto al resto de la estructura se hayan tensiones bajas.
- Tensiones de contacto en los pernos (Figura 10.15)
- Desplazamiento (Figura 10.16)
- Coeficiente de seguridad (Figura 10.17)

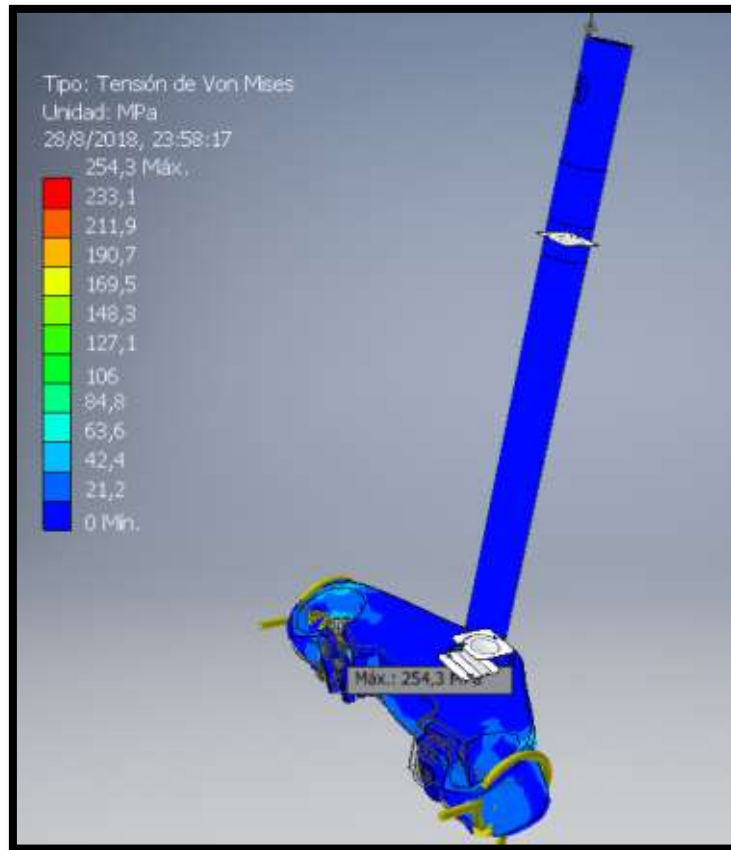


Figura 10.14 – Columna de dirección – Von Misses

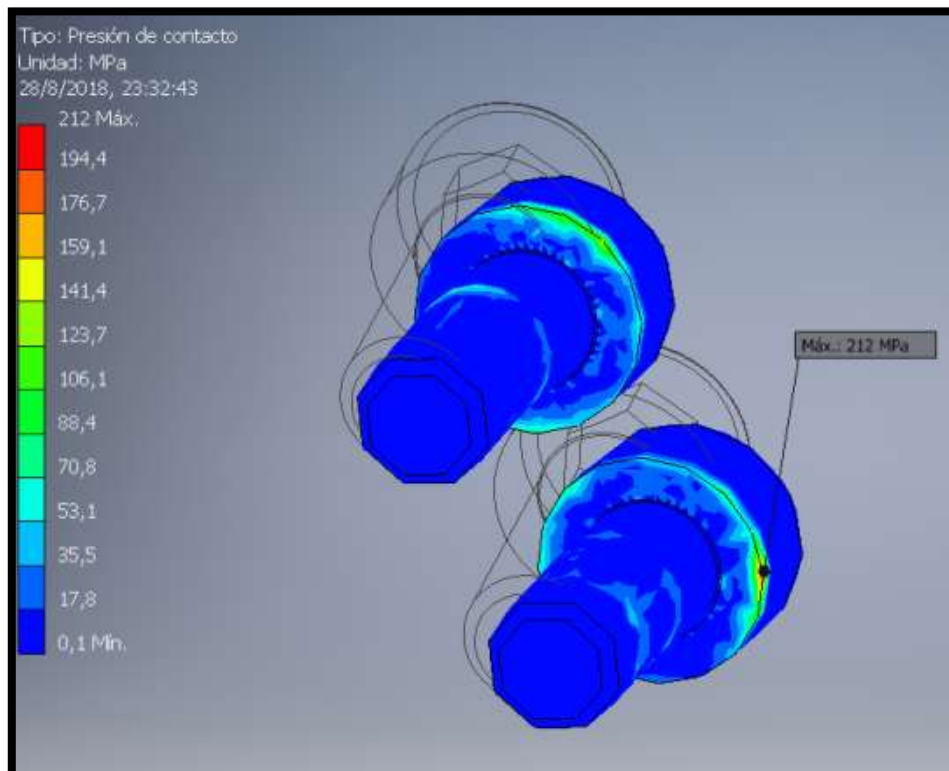


Figura 10.15 – Pernos de sujeción

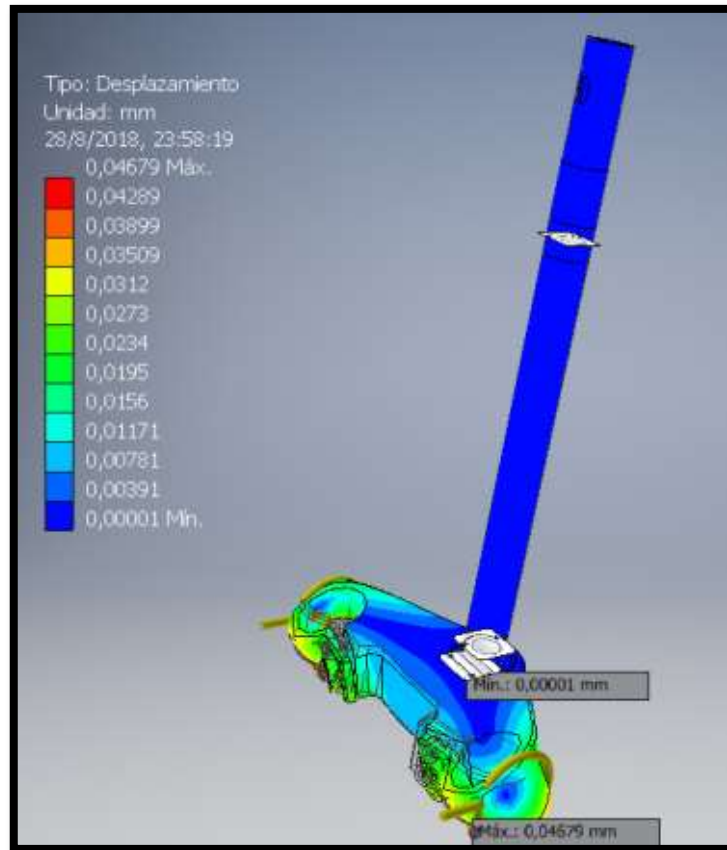


Figura 10.10.16 – Deformación de la columna de dirección

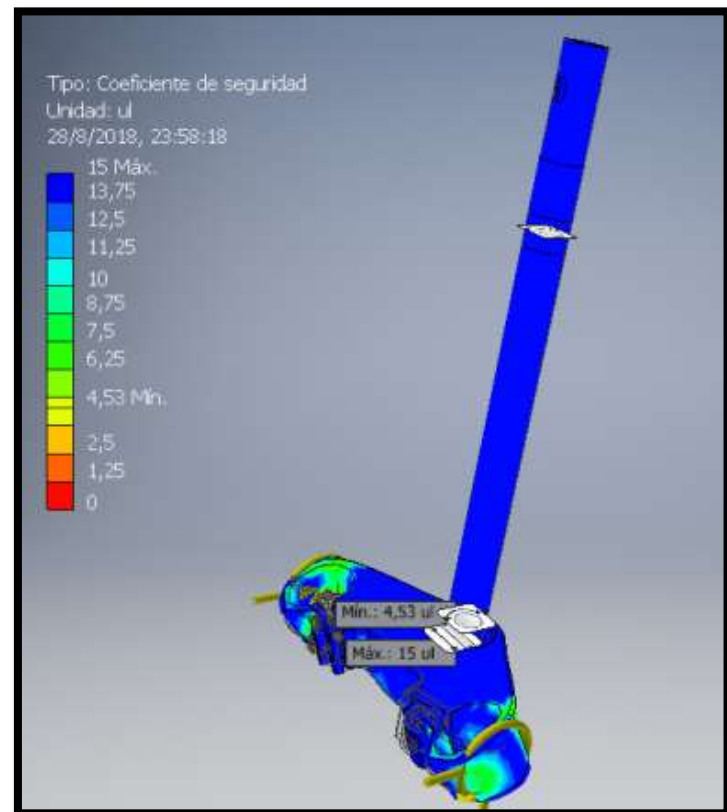


Figura 10.10.17 – Coeficiente de Seguridad de la columna de dirección

10.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA COLUMNA

Los rodamientos de dirección al poseer casi nula movilidad, se los calculara en base a su carga estática.

Datos de entrada:

- Fuerza radial $F_r = 856 N$
- Fuerza Axial $F_a = 2120 N$
- Rodamiento ISO 355 ECC 20x42x15, rodamiento equivalente SKF 32004 (Hoja de datos en ANEXO 10)
 - $C_0 = 27 KN$
 - $e=0,37$
 - $Y_0 = 0,9$

La carga estática para estos rodamientos se puede obtener atreves de un coeficiente de seguridad según la ecuación:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (10.202)$$

Dónde:

- S_0 , es el coeficiente de seguridad
- P_0 , es la carga radial
- C_0 , es la carga estática equivalente

Según tabla de rodamientos de giros lentos en SKF, [10.1] vamos a usar un $S_0 = 4$, tenemos entonces

$$P_0 \cdot S_0 = C_0 \rightarrow 1300 N \cdot 4 = 5,2 kN$$

Según datos de rodamiento la carga equivalente máxima es de $C_0 = 9,65 kN$, obteniendo así su verificación.

10.6 SUSPENSIÓN

Las dos misiones principales de una suspensión son:

- a) Mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento.
- b) Procurar que las partes de la moto que están ancladas a las ruedas, es decir, todo aquello que no son las ruedas y la parte fija a ellas, se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo.

Para lograrlo las suspensiones disponen de dos sistemas, el muelle helicoidal y el freno hidráulico. Su función es absorber la energía que se produce durante el desplazamiento de la masa suspendida, para devolverla a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento.

Para evitar que las suspensiones vayan extendiéndose y comprimiéndose constantemente mientras la moto circula, se instala un freno a estos movimientos que es el sistema hidráulico.

Mientras el recorrido del muelle depende de la fuerza que se le aplique, el sistema hidráulico depende de la velocidad del desplazamiento.

Esto es muy importante, porque separa la regulación de ambos sistemas dependiendo del problema. Si este está causado por la fuerza que provoca el movimiento (topes o falta de recorrido en la suspensión), es el muelle el factor a considerar. Si por el contrario es la velocidad de trabajo (oscilaciones, rebotes, movimientos parásitos...) es el hidráulico el sistema a regular.

10.6.1 MASA SUSPENDIDA Y MASA NO SUSPENDIDA

Se define como *masa suspendida* a la que está apoyada en la parte superior de la suspensión, siendo en una motocicleta toda la masa menos las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión. De esta forma, *la masa no suspendida* compuesta por las ruedas, los frenos y parte de los componentes de la suspensión.

El cálculo de estos valores no es fácil de determinar debido a que dependen de factores, como la masa de los componentes de la suspensión. Pero en el caso que aquí se trata, la repartición de la masa no se considerara, por la complejidad que esto llevaría.

A la hora de repartir la proporción adecuada del total de la masa suspendida a cada uno de los trenes (delantero y trasero) se realiza en la misma relación que la distribución de pesos estática que se usó en el apartado 7, aunque esta distribución también tiene sus defectos debido a que no siempre la distribución será así. El ejemplo más claro es cuando el vehículo en movimiento aplica los frenos. En ese momento la suspensión delantera debe soportar casi todo el peso, así la masa suspendida referente al tren delantero debe ser toda la masa suspendida.

10.6.2 FRECUENCIA DE LA SUSPENSIÓN

Una de las razones de uso de la suspensión (sistema de masa, muelle y amortiguador) es el confort del piloto y para conseguirlo idealmente necesitamos un sistema que no transfiera ningún movimiento vertical a la masa suspendida y al piloto, es decir, que el piloto sufra la mínima aceleración vertical posible, una empresa imposible de conseguir en su totalidad. [10.2]

Otro factor a tener en cuenta es la frecuencia de las perturbaciones que el piloto siente, estas impiden a menudo el confort del piloto en la moto.

Los humanos somos más tolerantes a ciertas frecuencias de perturbación que a otras, y esta tolerancia depende también de la dirección. Toleramos mejor las frecuencias verticales, como baches de carretera, que frecuencias horizontales como el cabeceo de la moto.

Tabla 10.1 - Percepción humana a los movimientos verticales según su frecuencia, dada por la suspensión del vehículo.

Frecuencia (Hz)	Comentarios
0,5 a 1	Tiende a producir mareos.
1 a 2	Generalmente considerada más cómoda.
>2	Suele percibir que la conducción es dura o áspera.
5 a 20	Frecuencias con efectos incómodos y a veces dañinos.

De la tabla 10.1 podemos deducir que, aunque nos interesa reducir todo el movimiento que se transmite al piloto, es más importante que diseñemos nuestra suspensión para que filtre lo más posible aquellas perturbaciones que estén fuera del rango de frecuencias entre 1 y 2 Hz. Para

ver cómo podemos conseguirlo, consideremos un sistema formado por una masa, un muelle y un amortiguador.

Respuesta de un sistema masa – muelle – amortiguador ante una oscilación forzada, Figura 10.18, equivalente al movimiento de una moto en función de la variación de altura de la superficie de la carretera.

Frecuencia de oscilación de un sistema masa resorte está dada por:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{F}{K \cdot g}}} \quad (10.203)$$

Dónde:

- f es la frecuencia
- F es la fuerza que actúa sobre el resorte
- K es la constante del resorte
- g es la aceleración de la gravedad

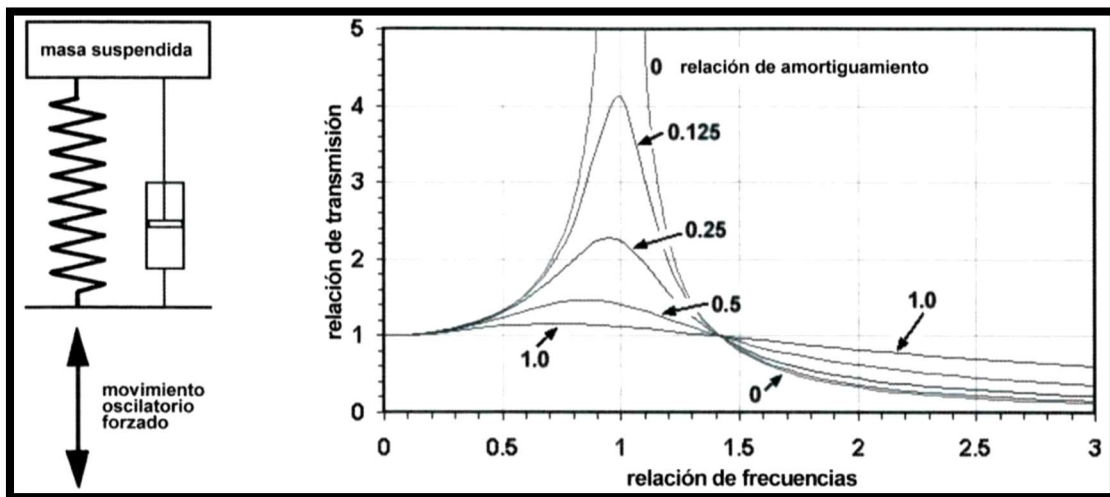


Figura 10.18 - Respuesta de un sistema masa – muelle – amortiguador.

10.7 PARTES QUE COMPONEN UN AMORTIGUADOR HIDRÁULICO TELESCÓPICO DELANTERO

En la Figura 10.19 están representadas las partes que componen el amortiguador delantero. Los elementos que estarán sujetos a su comprobación por elementos de máquinas serán:

- El Muelle de extensión
- Los Filetes de la Tapa Superior

Y el resto de los componentes su comprobación por el método de elementos finitos.

10.8 COMPORTAMIENTO REQUERIDO PARA EL MUELLE

Para el proyecto del muelle, las dimensiones requeridas son:

- Deflexión máxima de 80 mm
- Diámetro externo 32 mm

10.9 CÁLCULO DEL MUELLE TREN DELANTERO

Para comenzar el cálculo del resorte, se efectuará en función del valor de la fuerza máxima de trabajo que se da cuando vehículo frena.

Datos propuestos:

- Hundimiento máximo 80 mm
- Índice del resorte $C = 5$
- Longitud libre del resorte $L_l = 265 \text{ mm}$
- Longitud instalado del resorte $L_i = 225 \text{ mm}$
- Coeficiente de servicio $C_s = 0,405$ servicio ligero
- Numero de aspiras activas (Nc) 24

Material Propuesto:

- Acero Cr-Si ASTM A401
- Tracción Mínima $S_{u_s} = \frac{15690}{d_w^{0.107}} \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$
- Esfuerzo Máximo Comprimido a cierre $S_{smax} = 0.6 * \left(\frac{15420}{d_w^{0.154}} \right)$
- $G := 0.8085 * 10^6 \frac{kg}{cm^2}$

La selección del muelle se realizó por iteración ya que el diámetro exterior es un factor limitante para el cálculo del diámetro del alambre.

En función del índice del resorte C, se calcula el coeficiente de Wahl

- Coeficiente k

$$k = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0.615}{5} = 1.310 \quad (10.204)$$

En función del diámetro exterior y el índice del resorte se propone un diámetro del alambre (d_w)

$$C = \frac{D_m}{d_w} \quad (10.205)$$

$$D_e = D_m + d_w \rightarrow D_m = D_e - d_w \quad (10.206)$$

$$C = \frac{D_e - d_w}{d_w} = \frac{D_e}{d_w} - 1 \rightarrow d_w = \frac{D_e}{C + 1} \quad (10.207)$$

$$d_w = \frac{32 \text{ mm}}{5 + 1} = 5,34 \text{ mm} \quad (10.208)$$

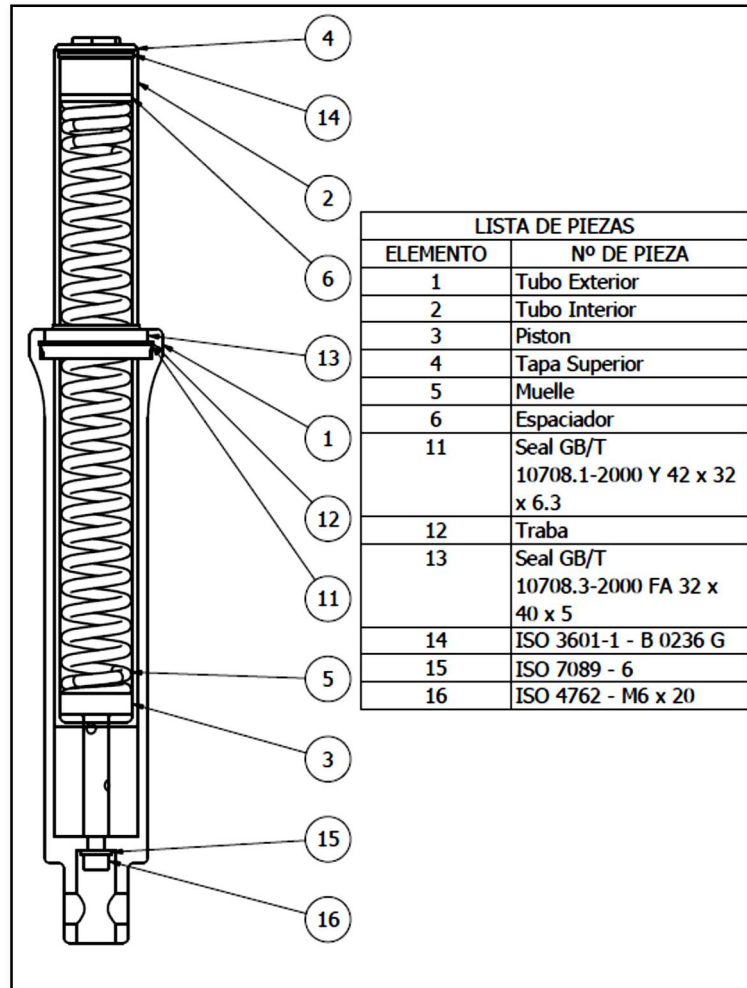


Figura 10.19 – Piezas Amortiguador delantero

- Esfuerzo de diseño

$$S_s d = 0.405 \cdot \frac{15690}{d_w^{0.107}} = 0.405 \cdot \frac{15690}{0,534^{0.107}} = 6796 \frac{kg}{cm^2} \quad (10.209)$$

- Esfuerzo que se produce en el alambre

$$S_s = \frac{8 \cdot k \cdot C \cdot F}{\pi \cdot d_w^2} = \frac{8 \cdot 1.310 \cdot 5 \cdot 74}{\pi \cdot d_w^2} = 6455 \frac{kg}{cm^2} \quad (10.210)$$

Se verifica que $S_s d > S_s$

Las dimensiones del resorte

- Diámetro Medio (D_m)

$$D_m = C \cdot d_w = 5 \cdot 0,534mm = 26,667 mm \quad (10.211)$$

- Diámetro Interior (D_i)

$$D_i = D_m - d_w = 26,667 \text{ mm} - 5,340 \text{ mm} = 21,327 \text{ mm} \quad (10.212)$$

- Constante del resorte (K)

$$K = \frac{G \cdot d_w}{8 \cdot N_c \cdot C^3} \cong 17,967 \text{ Kg/cm} \quad (10.213)$$

- Deflexión carga de trabajo

$$\delta = \frac{8 \cdot N_c \cdot C^3 \cdot F}{d_w \cdot G} = 6,121 \text{ cm} \quad (10.214)$$

- Paso

$$L_l = P \cdot N_c + 3 \cdot d_w \quad (10.215)$$

$$26,5 \text{ cm} = P \cdot 24 + 3 \cdot 0,534 \text{ cm} \quad (10.216)$$

$$P = 1,037 \text{ cm} \quad (10.217)$$

- Verificación del paso

$$\beta = \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot D_m}\right) = \text{tan}\left(\frac{1,037 \text{ cm}}{\pi \cdot 0,534 \text{ cm}}\right) = 7,063^\circ \quad (10.218)$$

$\beta < 12^\circ$, verifica

- Esfuerzo de cierre máximo

$$S_{sc\max} := 0,6 \cdot \frac{15690}{d_w^{0.107}} = 8493 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (10.219)$$

- Fuerza máxima

$$F_{\max} = \frac{\pi \cdot d_w^3 \cdot S_{sc\max}}{8 \cdot D_e} = \frac{\pi \cdot 0,534^3 \cdot 8493}{8 \cdot 3,2} = 158,125 \text{ Kg} \quad (10.220)$$

- Deflexión máxima

$$\delta_{\max} = \frac{8 \cdot N_c \cdot C^3 \cdot F_{\max}}{d_w \cdot G} = 8.801 \text{ cm} \quad (10.221)$$

- Frecuencia de oscilación del resorte

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{F}{K \cdot g}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{110}{17,967 \cdot 981}}} = 2,014 \text{ Hz} \quad (10.222)$$

La f se encuentra dentro del rango de confort

10.9.1 TAPA SUPERIOR

La fuerza máxima sobre este se da cuando la suspensión alcanza la máxima deflexión, esta fuerza es de 158 Kg

Datos

- Rosca M28x1
- Diámetro 28 mm
- Paso $p = 1 \text{ mm}$
- Diámetro raíz $dr = d - 1,226869 \cdot p = 26,77 \text{ mm} = 2,677 \text{ cm}$
- Coeficiente de rosca ISO $W_0 = 0,8$
- Numero de filetes en contacto $nf = \frac{L_t}{p} * 0,3 = \frac{14}{1} \cdot 0,3 = 4,2$
- Esfuerzo de corte admisible del material de la tapa $S_s = 1200 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

Resolución

$$S_s = \frac{F}{\pi \cdot dr \cdot (W_0 \cdot p) \cdot nf} \rightarrow F = S_s \cdot \pi \cdot dr \cdot (W_0 \cdot p) \cdot nf \quad (10.223)$$

$$F = 1200 \cdot \pi \cdot 2,677 \cdot (0,8 \cdot 1) \cdot 4,2 = 33900 \text{ Kg} \quad (10.224)$$

Verifica la fuerza máxima requerida

10.10 ANÁLISIS DE TENSIONES POR EL MÉTODO ELEMENTOS FINITOS

El análisis de tensiones se realizará en el conjunto ensamblado en las que se encuentran las piezas de la tabla 10.2, en las cuales se incluyen los materiales de las mismas. Se excluyeron las piezas de que no hacen a la rigidez estructural.

Tabla 10.2 - Piezas Ensamble Amortiguador delantero

Nombre(s) de pieza	Material
Tubo exterior	Aluminio 6061
Tubo interior	Acero inoxidable AISI 304
Pistón	Acero, AISI 1045 350c
Tapa superior	Acero, AISI 1045 350c
Espaciador	Acero, AISI 1045 350c
Tornillo sujeta pistón	Acero inoxidable, 440C

El análisis se realizará con una sujeción en la parte superior del amortiguador en la que actuaría la tija como elemento de restricción, esta sujeción será de restricción de 3º grado. En cuanto a las fuerzas que actuaran sobre el amortiguador se supuso como peor caso el caso de frenado, y estas estarán situadas en la parte inferior del amortiguador, donde estaría alojado el eje de la rueda delantera. Como puede observarse en la Figura 10.20

- Sujeción
Fijación restringida en la parte superior
- Fuerzas aplicadas

$$F_y = 730 \text{ N}$$

$$F_x = 160 \text{ N}$$

10.11 RESULTADOS

Como puede observarse en la Figura 10.21 se obtiene una deflexión de alrededor de 49mm, tal como se esperaba para el muelle calculado. En la Figura 10.22 se puede ver que las tensiones en el tubo exterior no son perceptibles y se encuentran con un alto grado de seguridad, dada

esta situación a continuación se presentan las tensiones por cada una de las piezas más sometidas a esfuerzos.



Figura 10.10.20

10.12 ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LAS PIEZAS INVOLUCRADAS

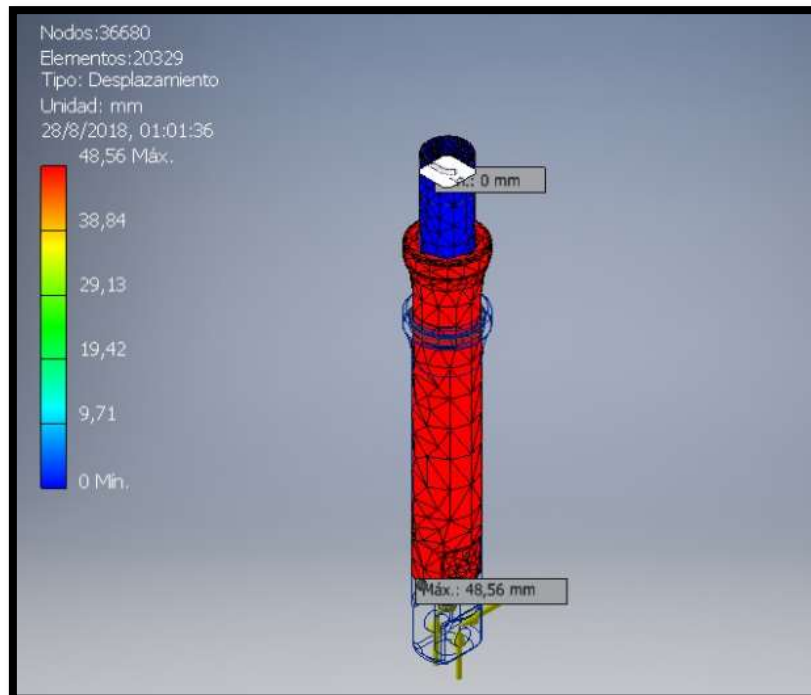


Figura 10.10.21 – Desplazamiento del amortiguador a la máxima fuerza de compresión

Como puede observarse en la Figura 10.21, el desplazamiento de amortiguador es cercano al que se había calculado en este mismo apartado.

En la Figura 10.22 puede también observarse que en una vista ensamblada del amortiguador que la tensión máxima en los diferentes componentes sucede cuando el este esta comprimido a su máximo desplazamiento.

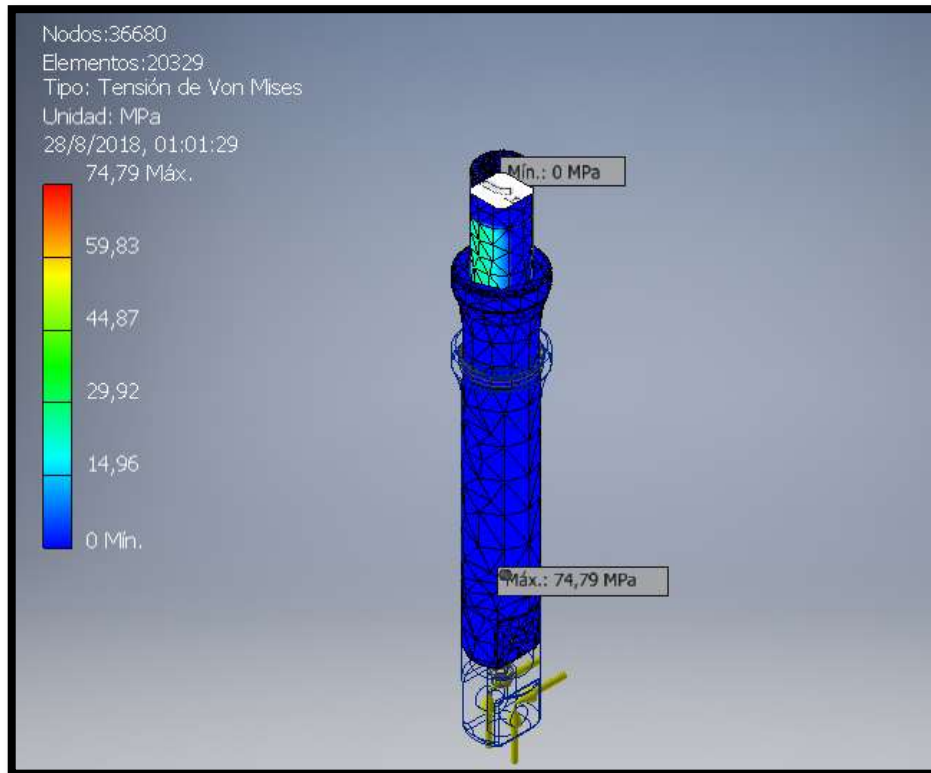


Figura 10.10.22 – Tensiones máximas en el amortiguador

A continuación, se exponen el análisis por el método de elementos finitos de los diferentes componentes del amortiguador.

- Tubo Exterior (Figura 10.23)
- Tubo Interior (Figura 10.24)
- Pistón (Figura 10.25)
- Tornillo Sujeta Pistón (Figura 10. 26)

10.13 CONCLUSIONES

En este capítulo se realizó el análisis de los elementos más críticos en lo que respecta al sistema delantero, dando como resultado que las dimensiones propuestas para las diferentes partes, tienen un respetable coeficiente de seguridad.

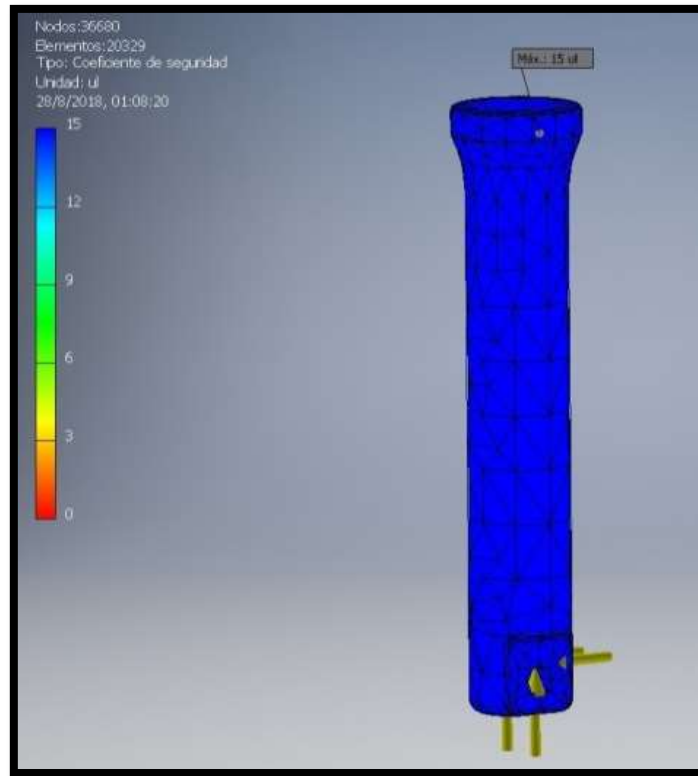


Figura 10.10.23 – Tubo exterior

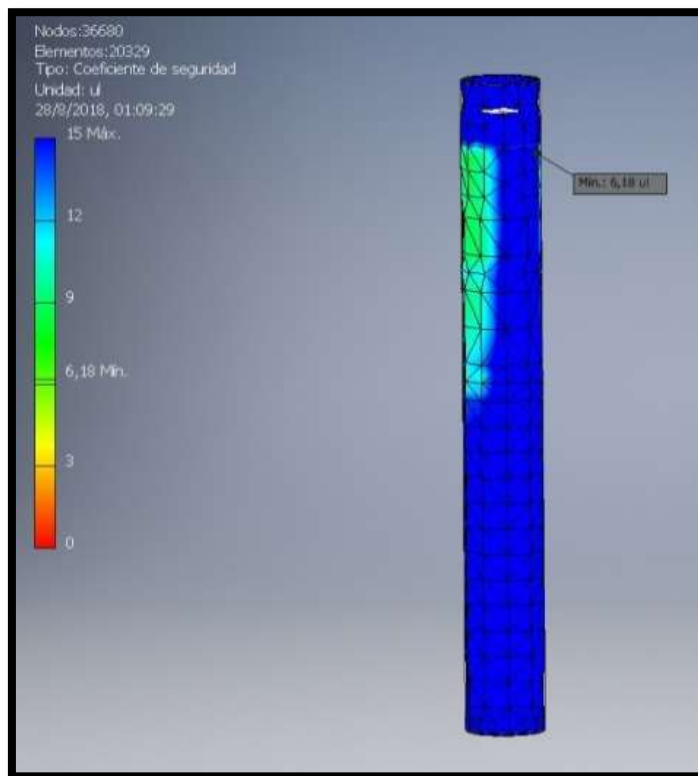


Figura 10.10.24 – Tubo interior

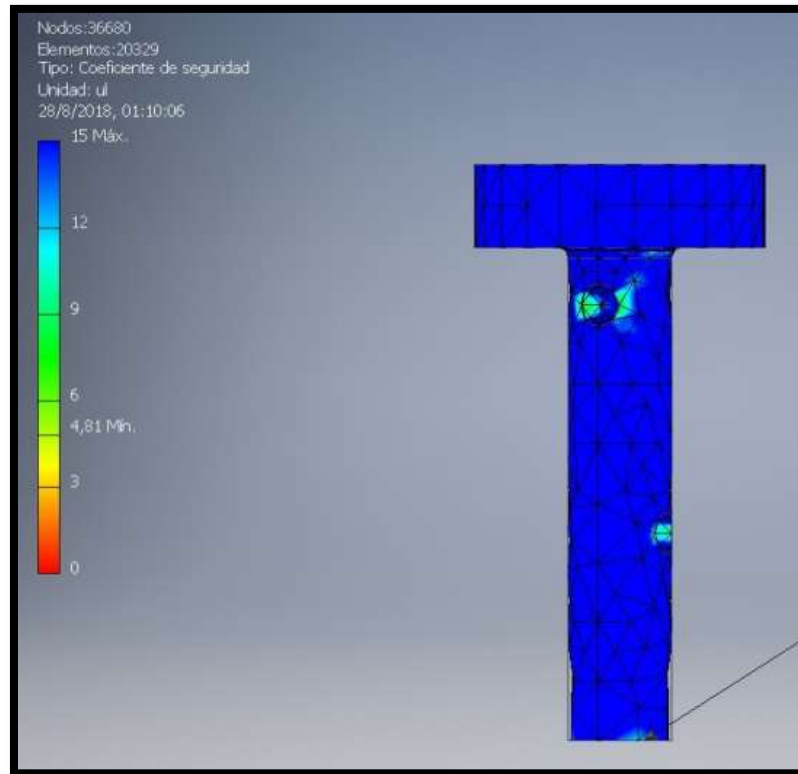


Figura 10.10.25 – Pistón Vista lateral

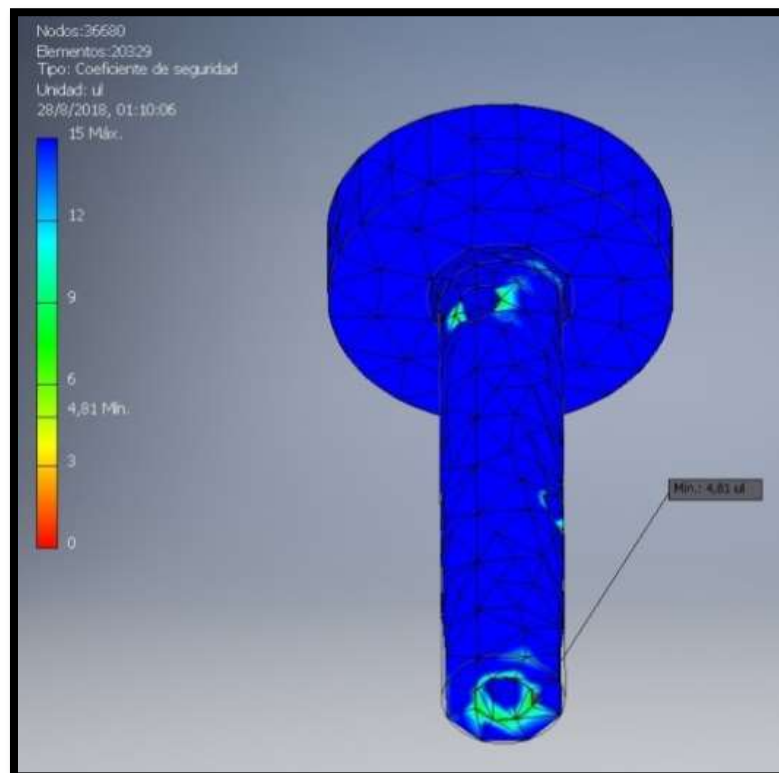


Figura 10.10.26 – Pistón vista inferior

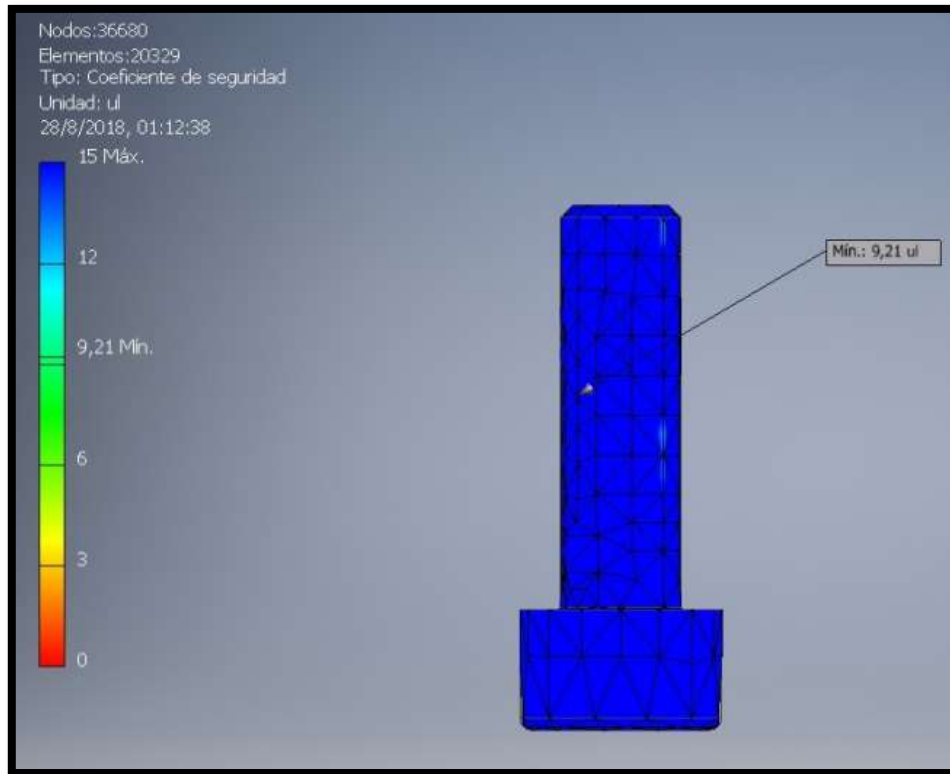


Figura 10.10.27 – Tornillo sujeta pistón

11 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

11.1 DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS DE LA TRANSMISIÓN

Como se mencionó en el Capítulo 4, la transmisión de potencia desde el motor eléctrico hasta la rueda trasera se realizará por medio de un tren de engranajes, la relación de engranajes ya fue descrita y calculada en el mismo apartado.

Las dimensiones propuestas para el juego propulsor están dadas en la Figura 11.1 y 11.2

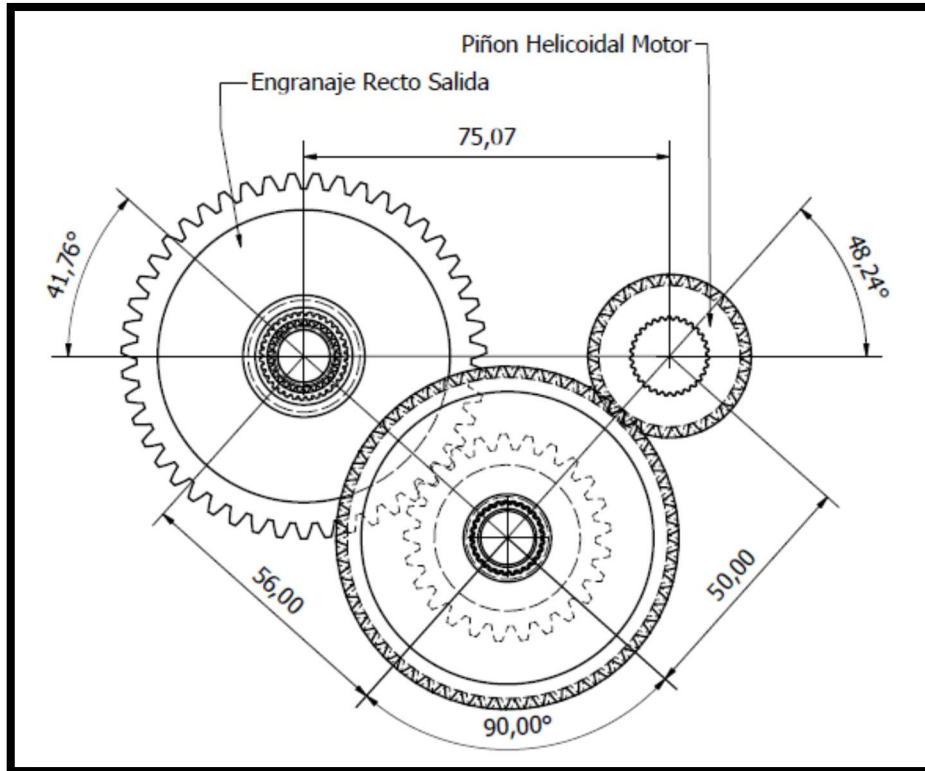


Figura 11.11.1 – Vista Frontal de la Transmisión

11.2 PIÑÓN HELICOIDAL DE SALIDA DEL MOTOR

Como transmisión de salida del motor eléctrico se usará un piñón helicoidal y su respectivo engranaje helicoidal. [11.1]

Los datos de entrada para el diseño, se detallan a continuación:

- Número de dientes Piñón $Z_1 = 25$
- Relación de velocidad $i = 2,3$
- Angulo de presión $\alpha = 20$
- Angulo de hélice $\psi = 15$
- Rpm entrada $n = 2800 \text{ rpm}$
- Potencia entrada $N = 1,34 \text{ hp}$
- Coeficiente de seguridad $K_f = 2$
- Módulo $M = 1,125 \text{ mm}$

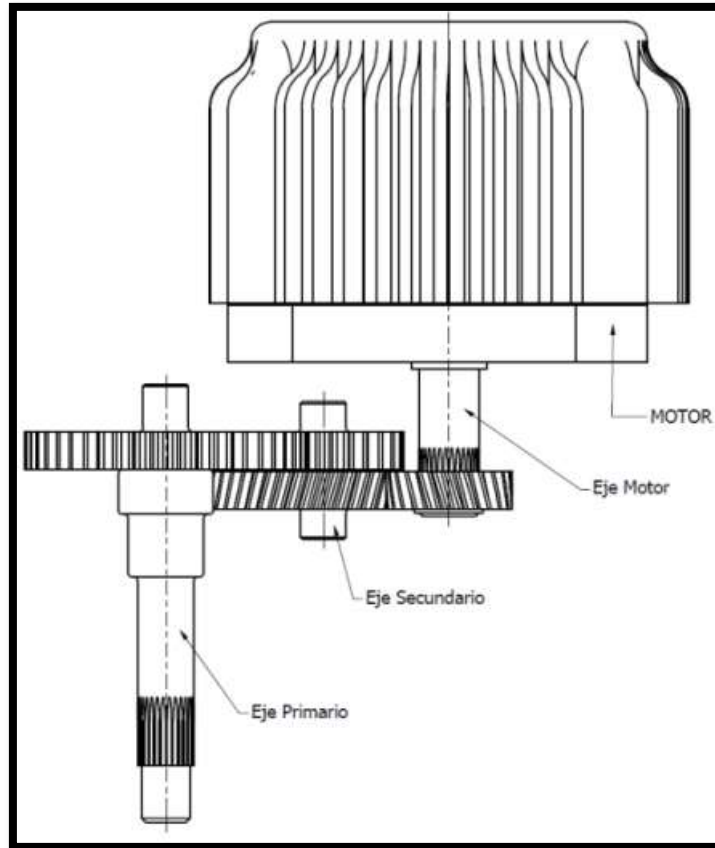


Figura 11.11.2 - Vista Superior de la Transmisión

Material Seleccionado AISI 4320

- Módulo de elasticidad $E = 2,1E6$
- Dureza $BHN = 429$
- Resistencia Ultima $S_u = 15252 \text{ kg/cm}^2$

Desarrollo

- Diámetro Primitivo

$$D_p = \frac{M_n \cdot Z_1}{\cos \psi} = M \cdot \cos \psi \cdot \frac{Z_1}{\cos \psi} \quad (11.225)$$

Donde

- D_p , es el diámetro primitivo del piñón
- Z_1 , es número de dientes en el piñón
- D_g , es el diámetro primitivo del engranaje
- Z_2 , es número de dientes del engranaje
- M_n , es el modulo normal

- Piñón

$$D_p = 1,125 \cdot 25 = 28,125 \text{ mm} \quad (11.226)$$

- Velocidad Circunferencia Primitiva

$$V_m = \pi * D_p * n \quad (11.227)$$

Donde

- n , es el número de revoluciones del piñón

$$V_m = \pi * D_p * n = \pi * \frac{28,12}{1000} * 2800 = 236,774 \text{ mpm} \quad (11.228)$$

- Número equivalente de dientes

$$Z_{eq} = \frac{Z_1}{\cos^3(\psi)} \quad (11.229)$$

$$Z_{eq} = \frac{Z_1}{\cos^3(\psi)} = \frac{25}{\cos^3(15)} = 27,75 \cong 28 \quad (11.230)$$

- Número de Lewis, $Y = 0,43$ (Valores extraídos de tabla AT24, pág. 775, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faires)
- Ancho de cara

$$b \geq 2P_a \quad (11.231)$$

$$b \geq 2P_a \quad (11.232)$$

$$b \geq \frac{2 * \pi * M_n}{10 * Z_1 * \tan(\psi)} \quad (11.233)$$

Donde

- b , es el ancho de la cara del diente
- ψ , es el ángulo de hélice

$$b \geq \frac{2 * \pi * 1,087}{10 * 25 * \tan(15)} \quad (11.234)$$

$$b \geq 0,102 \text{ cm} \quad (11.235)$$

Se elige como ancho de cara

$$b = 1 \text{ cm} \quad (11.236)$$

- Fuerza tangencial sobre el engranaje

$$F_t = \frac{4500 * N}{V_m} \quad (11.237)$$

Donde

- F_t es la fuerza tangencial que actúa sobre el perfil del diente
- N es la potencia a la que trabaja el motor

$$F_t = \frac{4500 * N}{V_m} = \frac{4500 * 1,34}{247,4} = 24,37 \text{ Kg} \quad (11.238)$$

11.2.1 SE EVALÚA LA RESISTENCIA DEL DIENTE POR LEWIS

Ecuación para determinar la resistencia del diente en forma estática, que con un planteo simplificado obtuvo una expresión para dimensionado y/o diseño bajo flexión. (Cap. 14, pág. 526, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

$$F_s = \frac{s * b * Y * M_n}{10 * k_f} \quad (11.239)$$

Donde

- k_f , es el coeficiente de seguridad

$$F_s = \frac{7525 * 2 * 0,43 * 1.087}{10 * 2} = 178,1 \text{ kg} \quad (11.240)$$

11.2.2 SE EVALÚA CARGA DINÁMICA MEDIA DE BUCKINGHAM PARA DIENTES METÁLICOS

Considera que la carga dinámica está constituida por la carga transmitida F_t más un incremento dinámico I de la siguiente forma. (Cap. 14, pág. 526, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

$$F_d = F_t + I \quad (11.241)$$

$$F_d = F_t + \frac{0,164 * V_m * (F_t + C * b * \cos^2(\psi)) * \cos(\psi)}{0,164 * V_m + 1,484 * \sqrt{(F_t + C * b * \cos^2(\psi))}} \quad (11.242)$$

El coeficiente C es una función de la magnitud del error efectivo y de la elasticidad de los materiales

$$C = \frac{0,111 * e * E_g * E_p}{E_g + E_p} \quad (11.243)$$

- Donde
 - E Modulo de elasticidad, del material, E_g y E_p
 - e es el error admisible

$e = 0,002$ (Valores extraídos de tabla AF19 y AF20, pág. 776, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

$$C = \frac{0,111 * 0,002 * 2,1 * 10^6 * 2,1 * 10^6}{2,1 * 10^6 + 2,1 * 10^6} = 233,1 \quad (11.244)$$

Reemplazando y acomodando

$$F_d = 24,37 + \frac{0,164 * 247,4 * (24,37 + 233,1 * 2 * \cos^2(15)) * \cos(15)}{0,164 * 247,4 + 1,484 * \sqrt{(24,37 + 233,1 * 2 * \cos^2(15))}} \quad (11.245)$$

$$= 173,4$$

Se comprueba que $F_s \geq F_d$

11.2.3 SE EVALÚA CARGA LIMITE RESPECTO AL DESGASTE

Este tipo de desgaste es el que se evalúa por fallo por fatiga del material de la superficie a consecuencia de elevados esfuerzos de contacto. (Cap. 14, pág. 528, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faires)

$$F_w = \frac{b * D_p * Q * K_g}{\cos^2(\psi)} \quad (11.246)$$

Donde:

- Q relación entre los dientes del piñón y el engranaje

$$Q = \frac{2 * Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 * 58}{25 + 58} = 1,398 \quad (11.247)$$

- K_g coeficiente de gaste para el material, factor del material, se usará un AISI 4140, el cual posee un NBH igual a 534, el cual la suma de las durezas de ambos da más de 1000 NBH

$$K_g = 33$$

Reemplazando y acomodando

$$F_w = \frac{2 * 28,12 * 1,398 * 33}{10 * \cos^2(15)} = 1390 \quad (11.248)$$

Donde cumple con los requisitos de $F_w \geq F_d$.

11.3 PIÑÓN RECTO SALIDA DEL EJE SECUNDARIO

Datos de entrada: [11.2]

- Número de dientes Piñón $Z_1 = 25$
- Relación de velocidad $i = 1,88$
- Angulo de presión $\alpha = 20$
- Rpm entrada $n = 1300 \text{ rpm}$
- Potencia entrada $N = 1,34 \text{ hp}$
- Coeficiente de seguridad $K_f = 1,5$
- Ancho de cara $b = 10 \text{ mm}$
- Módulo $M = 1,5 \text{ mm}$

Materia Seleccionado AISI 4320

- Módulo de elasticidad $E = 2,1E6$
- Dureza $BHN = 429$
- Resistencia Ultima $S_u = 15252 \text{ kg/cm}^2$

Desarrollo

- Diámetro Primitivo

$$D_p = M * Z_1 \quad (11.249)$$

- Piñón

$$D_p = M * Z_1 = 1.5 * 25 = 37,5 \text{ mm} \quad (11.250)$$

- Velocidad Circunferencia Primitiva

$$V_m = \pi * D_p * n = \pi * \frac{37,5}{1000} * 1300 = 153,2 \text{ mpm} \quad (11.251)$$

- Número de Lewis

$Y = 0,580$ (Valores extraídos de tabla AT24, pág. 775, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

- Fuerza tangencial sobre el engranaje

$$F_t = \frac{4500 * N}{V_m} = \frac{4500 * 1,34}{153,2} = 39,36 \text{ Kg} \quad (11.252)$$

11.3.1 SE EVALÚA LA RESISTENCIA DEL DIENTE POR LEWIS

Ecuación para determinar la resistencia del diente en forma estática, que con un planteo simplificado obtuvo una expresión para dimensionado y/o diseño bajo flexión. (Cap. 14, pág. 526 , Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

$$F_s = \frac{7625 * 10 * 0,580 * 1,5}{10 * 1,5} = 442,2 \text{ kg} \quad (11.253)$$

11.3.2 SE EVALÚA CARGA DINÁMICA MEDIA DE BUCKINGHAM PARA DIENTES METÁLICOS

Considera que la carga dinámica está constituida por la carga transmitida F_t más un incremento dinámico I de la siguiente forma. . (Cap. 14, pág. 526 , Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

La constante C es una función de la magnitud del error efectivo y de la elasticidad de los materiales, donde $e = 0,002$ (Valores extraídos de tabla AF19 y AF20, pág. 776, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faies)

$$C = \frac{0,111 * 0,002 * 2,1 * 10^6 * 2,1 * 10^6}{2,1 * 10^6 + 2,1 * 10^6} = 233,1 \quad (11.254)$$

Reemplazando y acomodando

$$F_d = 442,2 + \frac{0,164 * 153,2 * (442,2 + 233,1 * 1)}{0,164 * 153,2 + 1,484 * \sqrt{(442,2 + 233,1 * 1)}} = 177,4 \text{ Kg} \quad (11.255)$$

Se comprueba que $F_s \geq F_d$

11.3.3 SE EVALÚA CARGA LIMITE RESPECTO AL DESGASTE

Este tipo de desgaste es el que se evalúa por fallo por fatiga del material de la superficie a consecuencia de elevados esfuerzos de contacto. (Cap. 14, pág. 528, Diseño elementos de máquinas, Virgil Faires)

$$Q = \frac{2 * Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 * 47}{25 + 47} = 1,30 \quad (11.256)$$

$$K_g = 33$$

Reemplazando y acomodando

$$F_w = \frac{2 * 37,5 * 1,30 * 33}{10} = 1616 \quad (11.257)$$

Donde cumple con los requisitos de $F_w \geq F_d$.

11.4 CÁLCULO DEL ÁRBOL PRINCIPAL

Este eje será el encargado de transmitir la potencia a la rueda trasera del scooter [11.3]

Datos de entrada:

- Potencia $P = 1 \text{ kW} = 1,36 \text{ CV}$
- Revoluciones $n = 700 \text{ rpm}$
- Coeficiente de seguridad $N_s = 2$
- Angulo de fuerza actuante sobre engranaje $\alpha = 20^\circ$
- Coeficiente de engranaje $m = 1,9$
- Diámetro primitivo engranaje recto $D_{re} = 70,5 \text{ mm}$

Dimensiones del eje necesarias:

- $L = 116 \text{ mm}$
- Punto medio de contacto engranaje $L1 = 17 \text{ mm}$
- Punto medio de contacto de la rueda $L2 = 92 \text{ mm}$
- Punto de contacto medio de los rodamientos 7 mm y 43 mm

El material a utilizar para el eje:

- AISI 4320 SOQT 300 con:
- $S_u = 15252 \text{ kg/cm}^2$
- $S'_n = 0,5 * S_u = 0,5 * 15252 \text{ kg/cm}^2 = 7626 \text{ kg/cm}^2$

- $S_n = S'n \cdot k1 \cdot k2 \cdot k3 = 7626 \frac{kg}{cm^2} \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 0,85 = 4537 \frac{kg}{cm^2}$
 - $k1 = 1$ (flexión y torsión)
 - $k2 = 0,7$ (mecanizado)
 - $k3 = 0,85$ ($\geq 1/2''$)
- $S_{ns} = \frac{S_n}{\sqrt{3}} = 2619 \frac{kg}{cm^2}$
- $S_y = 11178 \frac{kg}{cm^2}$
- $S_{ys} = 5589 \frac{kg}{cm^2}$

11.4.1 FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL ENGRANAJE

- Torque

$$T = \frac{71620 \cdot P}{n} = \frac{71620 \cdot 1,36CV}{700rpm} = 139 \text{ Kg cm} \quad (11.258)$$

- Analizando las fuerzas sobre el engranaje

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_e} = \frac{2 \cdot 136}{7,05 \text{ cm}} = 38,58 \text{ kg} \quad (11.259)$$

$$F_N = \tan(\alpha) \cdot F_t = \tan(20) \cdot 38,58 = 14 \text{ kg} \quad (11.260)$$

11.4.2 FUERZAS EN EL PLANO XY

Por la disposición del engranaje recto respecto al piñón recto es la de la Figura 11.3, y sus componentes en el plano XY

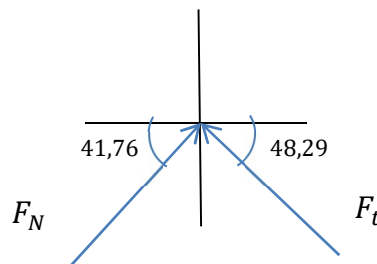


Figura 11.3 – Fuerzas actuantes en el plano XY

- Fuerza Vertical

$$F_{V1} = \sin(41,76) \cdot F_N + \sin(48,29) \cdot F_t \quad (11.261)$$

$$F_{V1} = \sin(41,76) \cdot 14 + \sin(48,29) \cdot 38,58 \text{ kg} = 38,12 \text{ Kg} = 374 \text{ N} \quad (11.262)$$

- Fuerza Horizontal

$$F_{H1} = \cos(41,76) \cdot F_N - \cos(48,29) \cdot F_t \quad (11.263)$$

$$F_{H1} = \cos(41,76) \cdot 14 - \cos(48,29) \cdot 38,58 \text{ kg} = -15,22 \text{ Kg} = 149 \text{ N} \quad (11.264)$$

- Fuerzas sobre la rueda (Obtenida en apartado 8)

$$F_V = 1156 \text{ N} \quad (11.265)$$

$$F_H = 369 \text{ N} \quad (11.266)$$

- Diagrama de fuerzas actuantes sobre el eje en la Figura 11.4

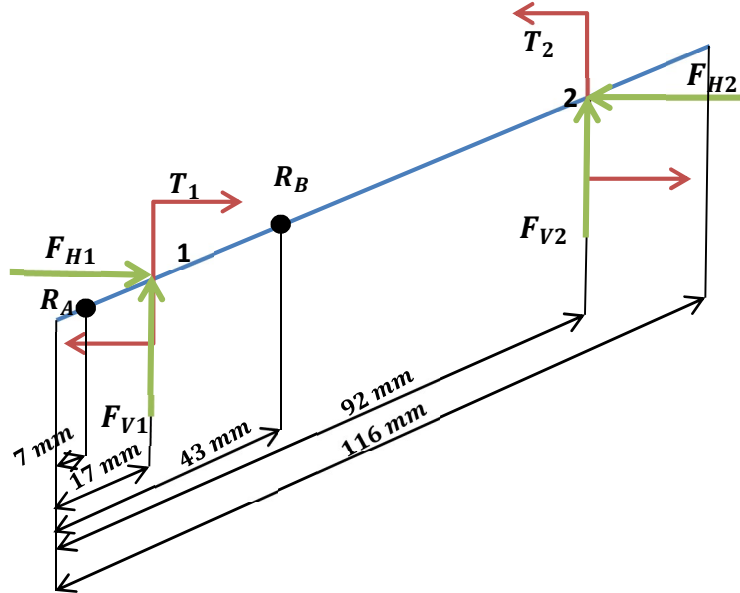


Figura 11.4 – Representacion de los Esfuerzos actuantes sobre el eje

11.5 DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO VERTICAL – PLANO YZ

Diagrama de Cargas:

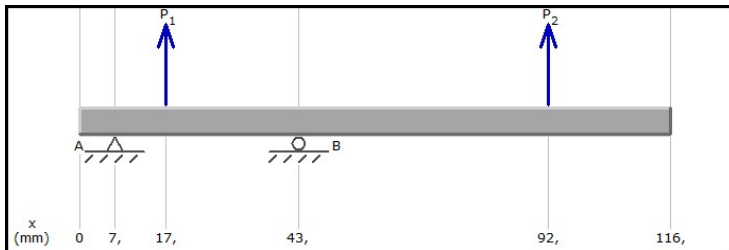


Figura 11.11.5 – Diagrama de Cargas

Cargas:

- $P_1 = 374 \text{ N } \uparrow$
- $P_2 = 1156 \text{ N } \uparrow$

Reacciones:

- $R_{AV} = 1304 \text{ N } \uparrow$
- $R_{BV} = 2834 \text{ N } \downarrow$

Diagrama de Corte

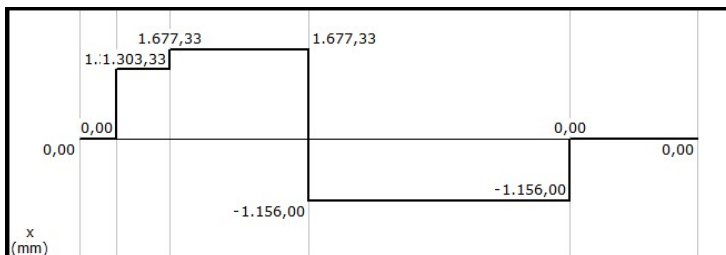
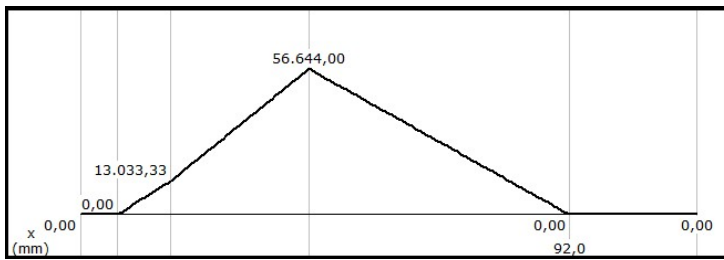


Figura 11.11.6 –Diagrama de Corte

Diagrama de Momento



Momentos:

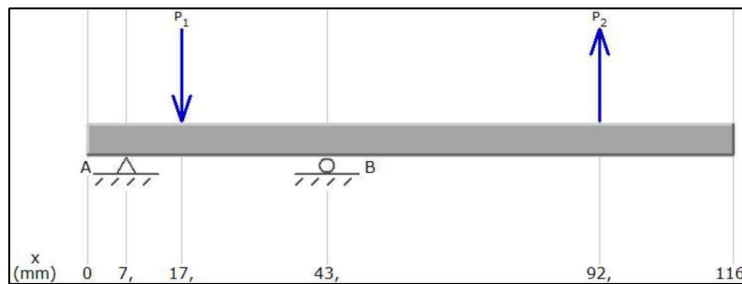
$$M_{yz}(43) = 56,64 \text{ Nm}$$

$$= 577,56 \text{ Kg cm}$$

Figura 11.11.7 - Diagrama de Momento

11.6 5 DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO HORIZONTAL- PLANO XZ

Diagrama de Cargas:



Cargas

- $P_1 = 149 \text{ N} \downarrow$
- $P_2 = 369 \text{ N} \uparrow$

Reacciones:

- $R_{AH} = 610 \text{ N} \downarrow$
- $R_{BH} = 829 \text{ N} \uparrow$

Figura 11.11.8 - Diagrama de Cargas

Diagrama de Corte

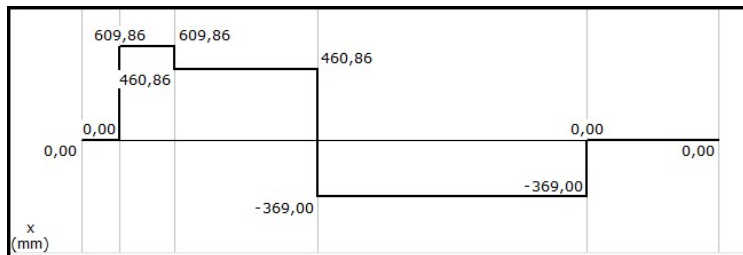
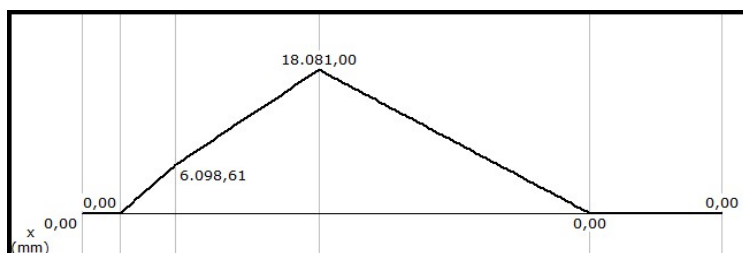


Figura 11.11.9 - Diagrama de Corte

Diagrama de Momento



Momentos:

$$M_{xz}(43) = 18,08 \text{ Nm}$$

$$= 184,36 \text{ Kg cm}$$

Figura 11.11.10 - Diagrama de Momento

11.6.1 DIMENSIONAMIENTO DE EJE

Como se puede observar la sección más comprometida está en el punto de la RB, el momento máximo en este punto es

$$M_{max} = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{(577,56)^2 + (184,36)^2} = 606 \text{ Kg cm} \quad (11.267)$$

Tensiones Normales

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \cdot S_m + K_f \cdot S_a \quad (11.268)$$

Donde en la ecuación anterior la tensión alterna $S_m = 0$ debido a que se trata de un momento flector repetido invertido.

$$S_a = \frac{Mf_a}{W} \quad (11.269)$$

Donde

$$Mf_a = \frac{Mf_{max} - Mf_{min}}{2} = \frac{2 \cdot Mf_{max}}{2} = 606 \text{ Kg cm} \quad (11.270)$$

Ya que no existe ningún concentrador de esfuerzo en la sección $K_f = 1$

$$S_e = \frac{606 \text{ Kg cm}}{W} \quad (11.271)$$

Tensiones de Corte

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms} + K_{fs} \cdot S_{as} \quad (11.272)$$

Donde en la ecuación anterior la tensión alterna es igual a cero ($S_a = 0$) debido a que se trata de un *momento torso constante*.

$$S_{ms} = \frac{T_m}{W_p} = \frac{T_m}{2 \cdot W} \quad (11.273)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{2 \cdot T_{max}}{2} = 139 \text{ Kg cm} \quad (11.274)$$

$$S_{ms} = \frac{T_m}{W_p} = \frac{139 \text{ Kg cm}}{2 \cdot W} \quad (11.275)$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \frac{139 \text{ Kg cm}}{2 \cdot W} \quad (11.276)$$

Utilizando la ecuación para combinación de esfuerzos tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.277)$$

Reemplazando

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Mf_a}{W} \frac{1}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \frac{S_{ms}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.278)$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Mf_a}{W \cdot S_n} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 \cdot W S_{ys}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.279)$$

$$\text{Si } W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

Y despejando en función de D

$$D = \left(\frac{32}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{Mf_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 \times S_{ys}} \right)^2}{\left(\frac{1}{N} \right)^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (11.280)$$

$$D = \left(\frac{32}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{606 \text{ Kg cm}}{2619 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2 + \left(\frac{139 \text{ Kg cm}}{2 \times 5589 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} \right)^2}{\left(\frac{1}{2} \right)^2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 1,67 \text{ cm} \quad (11.281)$$

$$= 16,7 \text{ mm}$$

11.7 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 1

Datos de entrada

- Rodamiento de Bolas Rígido
- Vida útil del rodamiento

$$L_h = 4 \frac{hs}{dias} \cdot 365 \frac{dias}{años} \cdot 5 \text{ años} = 7300 \text{ hs} \quad (11.282)$$

- Se usará un rodamiento diferente para cada punto.
- Cargas Radiales correspondiente a cada punto

$$F_{rA} = \sqrt{(R_{AH})^2 + (R_{AV})^2} = \sqrt{(1304)^2 + (610)^2} = 1440 \text{ N} \quad (11.283)$$

$$F_{rB} = \sqrt{(R_{BH})^2 + (R_{BV})^2} = \sqrt{(2834)^2 + (829)^2} = 2950 \text{ N} \quad (11.284)$$

- n = 600 rpm

Resolución

$$e_A \rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \quad (11.285)$$

$$e_B \rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \quad (11.286)$$

Debido a que a la carga axial y radial los valores de X e Y la ecuación se reduce a:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (11.287)$$

$$P_A = 1440 \text{ N} \quad (11.288)$$

$$P_B = 2950 \text{ N} \quad (11.289)$$

De la tabla 3 de rodamiento de bolas se encuentra que para $L_h = 8000$ hs y $n = 630$ rpm el factor $C/P \cong 6,36$. Entonces:

$$\frac{C}{P} = 6,36 \quad (11.290)$$

$$C_A = 6,36 \cdot P_A = 6,36 \cdot 1440 \text{ N} = 9,10 \text{ kN} \quad (11.291)$$

$$C_B = 6,36 \cdot P_B = 6,36 \cdot 2950 \text{ N} = 18,76 \text{ kN} \quad (11.292)$$

Del catálogo de rodamientos de bolas rígidos SKF (especificaciones del rodamiento en ANEXO 11):

Para Rodamiento en punto A:

- Rodamiento Número 6301
- $d = 12 \text{ mm}$
- $D = 37 \text{ mm}$
- $B = 12 \text{ mm}$
- $r = 1,5 \text{ mm}$
- $C_o = 10,1 \text{ kN}$
- $C = 4,15 \text{ kN}$

Para Rodamiento en punto B:

- Rodamiento Número 6304
- $d = 20 \text{ mm}$
- $D = 52 \text{ mm}$
- $B = 15 \text{ mm}$
- $r = 1,5 \text{ mm}$
- $C_o = 18,2 \text{ kN}$
- $C = 9 \text{ kN}$

11.8 FIJACIÓN RUEDA TRASERA

La rueda trasera se fijará por medio de un eje con ranura de envolvente al eje principal, y por medio de una rosca y tuerca para que no ocurra desplazamiento lateral [11.4].

Desarrollo

El cálculo del mismo se basará en la comprobación de las dimensiones.

Datos de entrada:

- Torque según ecuación (11.34) $T = 139 \text{ Kg cm}$
- $L_1 = 26 \text{ mm}$
- El material de la llanta es aluminio ASTM 6061-T6 HT , Envejecido, con $S_s = 2109 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

Para el eje ranurado se basará en la norma ISO 4156, la cual tiene que para un eje de 15 mm:

- Número de dientes 29
- Módulo 0,5 mm
- Angulo de presión de 30°.

La longitud de los dientes se puede calcular por medio de

$$T = \frac{S_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{16} \quad (11.293)$$

Donde despejando L

$$L = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot (m \cdot Z_1)^2} = \frac{139 \cdot 16}{2109 \cdot \pi \cdot (0,05 \cdot 29)^2} = 0,15 \text{ cm} \quad (11.294)$$

La longitud de contacto mínima es 2,7 mm. Verifica.

11.9 FIJACIÓN ENGRANAJE RECTO CON EJE PRINCIPAL

El engranaje se fijará por medio de un eje con ranura de envolvente al eje principal. El cálculo del mismo se basará en la comprobación de las dimensiones.

Desarrollo

Datos de entrada:

- Torque según ecuación (11.34) $T = 139 \text{ Kg cm}$
- $L_1 = 10 \text{ mm}$
- El material del eje es un AISI 4320 SOQT 300, con $S_{ys} = 5589 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Se para el eje rasurado se basará en la norma ISO 4156, la cual tiene que para un eje de 18 mm:

- Número de dientes 35
- Módulo 0,5 mm
- Angulo de presión de 30°.

La longitud de los dientes se puede calcular por medio de

$$T = \frac{S_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{16} \quad (11.295)$$

Donde despejando L

$$L = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot (m \cdot Z_1)^2} = \frac{139 \cdot 16}{5589 \cdot \pi \cdot (0,05 \cdot 35)^2} = 0,041 \text{ cm} \quad (11.296)$$

La longitud de contacto mínima es 10 mm . Verifica.

11.10 VISTAS DEL CONJUNTO EJE PRINCIPAL

Las figuras 11.11 y 11.12 muestran las vistas del eje principal, con sus rodamientos y engranaje en posición, las dimensiones del conjunto se adjuntan al ANEXO 11.

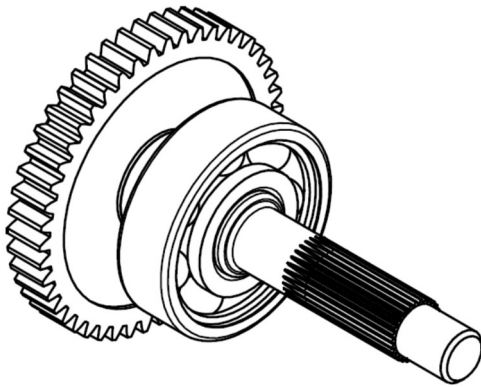


Figura 11.11 – Conjunto Eje Principal vista lateral 1

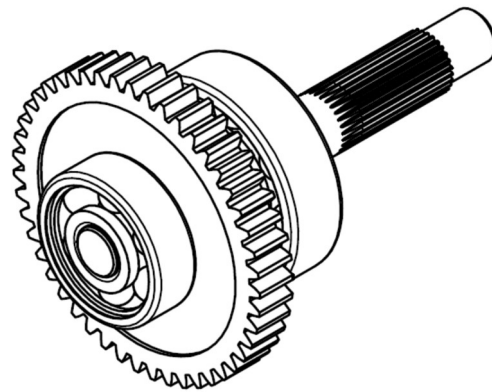


Figura 11.12 - Conjunto Eje Principal vista lateral 2

11.11 CÁLCULO DEL EJE 2

Eje intermedio entre la entrada y salida de potencia, este posee un largo de 40 mm

Datos de entrada

- Potencia $P = 1 \text{ kW} = 1,36 \text{ CV}$
- Revoluciones $n = 1300 \text{ rpm}$
- Coeficiente de seguridad $N_s = 2$
- Angulo de fuerza actuante sobre engranaje $\alpha = 20^\circ$
- Angulo de hélice $\beta = 15^\circ$
- Coeficiente de engranaje $m = 2,3$
- Diámetro primitivo engranaje helicoidal $D_{he} = 66,387 \text{ mm}$
- Diámetro primitivo piñón recto $D_r = 37,5 \text{ mm}$

Dimensiones eje:

- $L = 36.5 \text{ mm}$
- Punto medio de Engranaje Helicoidal $L1 = 15 \text{ mm}$
- Punto medio de Piñón Recto $L2 = 25 \text{ mm}$

- Punto de contacto medio del rodamiento 4 mm y 32 mm

El material a utilizar para el eje será un AISI 4320 SOQT 300, sus parámetros ya fueron calculados en el eje que lo antecede.

Desarrollo

$$T = \frac{71620 \cdot P}{n} = \frac{71620 \cdot 1,36CV}{1200 \text{ rpm}} = 81,2 \text{ Kg cm} \quad (11.297)$$

11.12 FUERZAS ACTUANTES SOBRE LAS DIMENSIONES DEL EJE:

La figura 11.15 y 11.16 son las representaciones de las fuerzas actuantes sobre los engranajes para luego trasladarlas al eje:

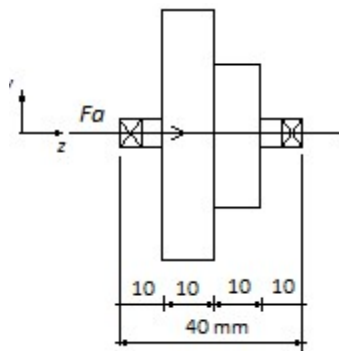


Figura 11.13 - Vista de Frontal

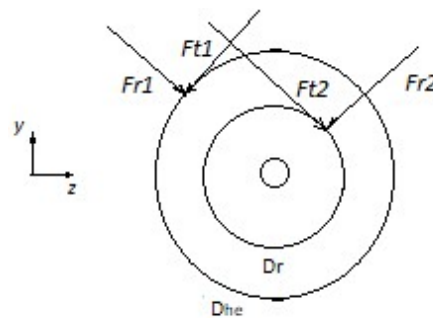


Figura 11.14 - Vista Lateral

11.12.1 FUERZAS EN EL ENGRANAJE HELICOIDAL

- Fuerza Tangencial

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T}{D_{he}} = \frac{2 \cdot 81,2 \text{ Kg cm}}{7 \text{ cm}} = 23,2 \text{ Kg} \quad (11.298)$$

- Fuerza Radial

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot T \cdot \tan(\alpha)}{D_{he} \cdot \cos(\beta)} = \frac{2 \cdot 81,2 \text{ Kg cm} \cdot \tan(20)}{7 \text{ cm} \cdot \cos(15)} = 8,74 \text{ Kg} \quad (11.299)$$

- Fuerza Axial

$$F_{a1} = \frac{2 \cdot T \cdot \tan(\beta)}{D_{he}} = \frac{2 \cdot 81,2 \text{ Kg cm} \cdot \tan(15)}{7 \text{ cm}} = 6,2 \text{ Kg} = 60 \text{ N} \quad (11.300)$$

11.12.2 LAS COMPONENTES DE LAS FUERZAS EN PLANO XY

Las Componentes de las fuerzas en el plano XY están ilustradas en la Figura 11.15

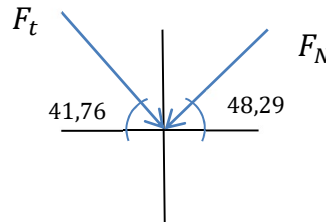


Figura 11.15 - Componentes de las fuerzas en el plano XY

- Fuerza Vertical

$$F_{V1} = -\sin(41,76) \cdot F_t - \sin(48,29) \cdot F_N \quad (11.301)$$

$$F_{V1} = -\sin(41,76) \cdot 23,2 \text{ Kg} + \sin(48,29) \cdot 8,74 \text{ Kg} = -21,97 \text{ Kg} \\ = -216 \text{ N} \quad (11.302)$$

- Fuerza Horizontal

$$F_{H1} = \cos(41,76) \cdot F_t - \cos(48,29) \cdot F_N \quad (11.303)$$

$$F_{H1} = \cos(41,76) \cdot 23,2 \text{ Kg} - \cos(48,29) \cdot 8,74 \text{ Kg} = 11,48 \text{ Kg} \\ = 113 \text{ N} \quad (11.304)$$

11.12.3 FUERZAS EN EL ENGRANAJE RECTO

- Fuerza Tangencial

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T}{D_r} = \frac{2 \cdot 81,2 \text{ kg}}{3,86 \text{ cm}} = 42 \text{ Kg} = 413 \text{ N} \quad (11.305)$$

- Fuerza radial

$$F_{r2} = \frac{2 \cdot T \cdot \tan(\alpha)}{D_r} = \frac{2 \cdot 81,2 \text{ kg} \cdot \tan(20)}{3,86 \text{ cm}} = 15,31 \text{ kg} = 150 \text{ N} \quad (11.306)$$

11.13 COMPONENTES DE LAS FUERZAS

Componentes de las fuerzas en el plano XY en la figura 18

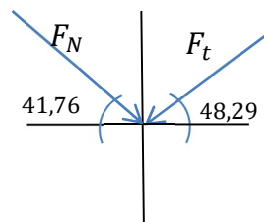


Figura 11.11.16 - Componentes de las fuerzas en el plano XY

- Fuerza Vertical

$$F_{V2} = -\sin(41,76) \cdot F_N - \sin(48,29) \cdot F_t \quad (11.307)$$

$$F_{V2} = -\sin(41,76) \cdot 15,31 \text{ kg} - \sin(48,29) \cdot 42 \text{ Kg} = -41,55 \text{ Kg} \quad (11.308)$$

$$= -408 \text{ N}$$

- Fuerza Horizontal

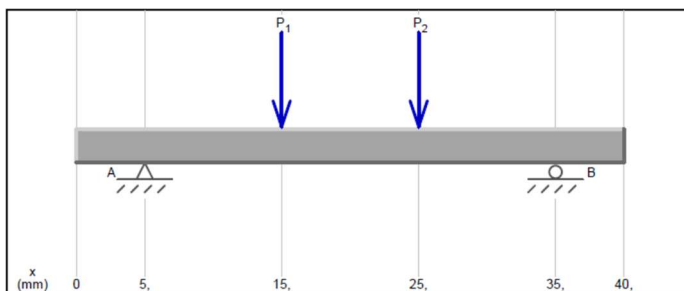
$$F_{H2} = \cos(41,76) \cdot F_N - \cos(48,29) \cdot F_t \quad (11.309)$$

$$F_{H2} = \cos(41,76) \cdot 16,72 - \cos(48,29) \cdot 45,95 \text{ kg} = -16,52 \text{ Kg} \quad (11.310)$$

$$= -162 \text{ N}$$

11.14 DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO VERTICAL – PLANO YZ

Diagrama de Cargas:



Cargas:

- $P_1 = 216 \text{ N} \downarrow$
- $P_2 = 408 \text{ N} \downarrow$

Reacciones:

- $R_{AV} = 280 \text{ N} \uparrow$
- $R_{BV} = 344 \text{ N} \uparrow$

Figura 11.17 – Diagrama de Cargas

Diagrama de Corte

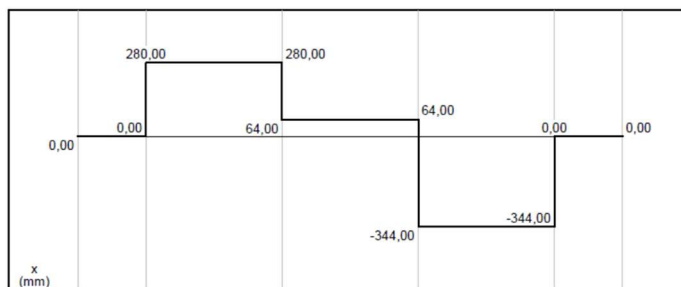
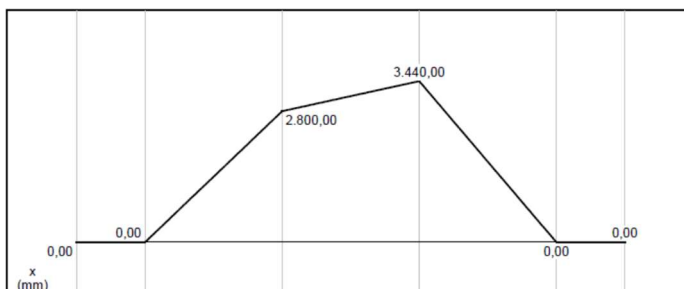


Figura 11.18 – Diagrama de Corte

Diagrama de Momento



Momentos:

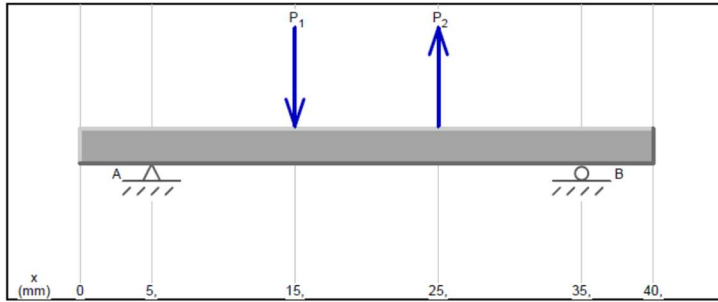
$$M(15) = 2,8 \text{ Nm}$$

$$M(25) = 3,44 \text{ Nm} = 35 \text{ kg cm}$$

Figura 11.19 – Diagrama de Momento

11.14.1 DIAGRAMA DE FUERZAS PLANO HORIZONTAL – PLANO XZ

Diagrama de Cargas



Cargas:

- $P_1 = 113 \text{ N} \downarrow$
- $P_2 = 162 \text{ N} \uparrow$

Reacciones:

- $R_{AH} = 21,33 \text{ N} \uparrow$
- $R_{BH} = 70,33 \text{ N} \downarrow$

Figura 11.11.20 - Diagrama de Cargas

Diagrama de Corte

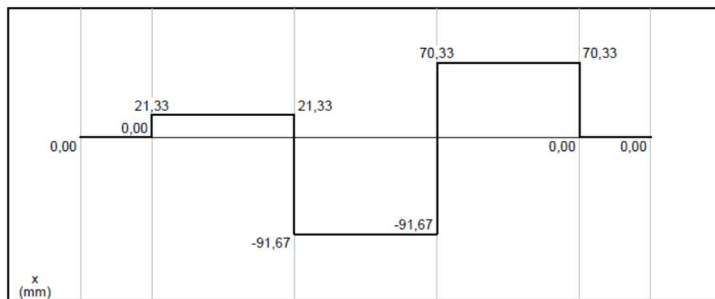
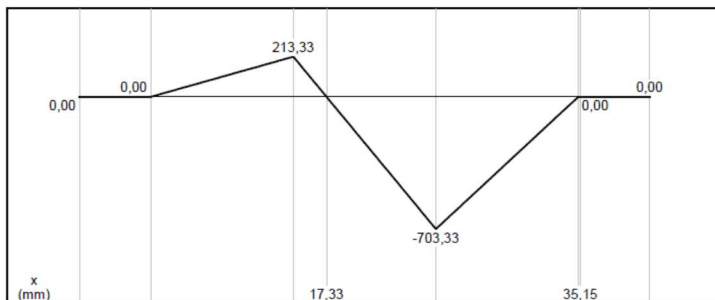


Figura 11.11.21 - Diagrama de Corte

Diagrama de Momento



Momentos:

$$M(15) = 0,21 \text{ Nm}$$

$$M(25) = -0,703 \text{ Nm} \\ = 7,1 \text{ Kg cm}$$

Figura 11.11.22 - Diagrama de Momento

11.14.2 DIMENSIONAMIENTO DE EJE

La sección más solicitada es el punto B, entonces se compone el Momento vertical y el horizontal

$$M_{f_{\max}} = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} = \sqrt{(35 \text{ kg cm})^2 + (7,1 \text{ Kg cm})^2} \\ = 35,71 \text{ Kg cm} \quad (11.311)$$

- Tensiones Normales

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \cdot S_m + K_f \cdot S_a \quad (11.312)$$

Donde en la ecuación anterior la tensión alterna $S_m = 0$ debido a que se trata de un momento flector repetido invertido.

$$S_a = \frac{Mf_a}{W} \quad (11.313)$$

Donde

$$Mf_a = \frac{Mf_{max} - Mf_{min}}{2} = \frac{2 \cdot Mf_{max}}{2} = 35,71 \text{ Kg cm} \quad (11.314)$$

Ya que no existe ningún concentrador de esfuerzo en la sección $K_f = 1$

$$S_e = \frac{35,71 \text{ Kg cm}}{W} \quad (11.315)$$

- Tensiones de Corte

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot S_{ms} + K_{fs} \cdot S_{as} \quad (11.316)$$

Donde en la ecuación anterior la tensión alterna $S_a = 0$ debido a que se trata de un momento torso constante.

$$S_{ms} = \frac{T_m}{W_p} = \frac{T_m}{2 \cdot W} \quad (11.317)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = \frac{2 \cdot T_{max}}{2} = 81,2 \text{ Kg cm} \quad (11.318)$$

$$S_{ms} = \frac{T_m}{W_p} = \frac{81,2 \text{ Kg cm}}{2 \cdot W} \quad (11.319)$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \frac{181,2 \text{ Kg cm}}{2 \cdot W} \quad (11.320)$$

Utilizando la ecuación para combinación de esfuerzos tenemos:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{S_e}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.321)$$

Reemplazando

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Mf_a}{W} \cdot \frac{1}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{S_{ns}}{S_{ys}} \cdot \frac{S_{ms}}{S_{ns}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.322)$$

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{Mf_a}{W \cdot S_n} \right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 \cdot W S_{ys}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (11.323)$$

$$\text{Si } W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$

Y despejando en función de D

$$D = \left(\frac{32}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{Mf_a}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{T_m}{2 \cdot S_{ys}}\right)^2}{\left(\frac{1}{N}\right)^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (11.324)$$

$$D = \left(\frac{32}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{35,71 \text{ Kg cm}}{2619 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}\right)^2 + \left(\frac{81,2 \text{ Kg cm}}{2 \times 5589 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}\right)^2}{\left(\frac{1}{2}\right)^2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,67 \text{ cm} \quad (11.325)$$

$$= 6,7 \text{ mm}$$

11.15 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA EL EJE 2

Datos de entrada

- Rodamiento de Bolas Rígido
- Vida útil del rodamiento

$$L_h = 4 \frac{hs}{dias} \cdot 365 \frac{dias}{años} \cdot 5 \text{ años} = 7300 \text{ hs} \quad (11.326)$$

- Se usarán rodamientos iguales para cada punto.
- Se usarán las fuerzas radiales que actúan sobre el punto b, ya que este es el más solicitado.

$$F_r = \sqrt{(R_{BH})^2 + (R_{BV})^2} = \sqrt{(344)^2 + (162)^2} = 380 \text{ N} \quad (11.327)$$

$$F_a = 60 \text{ N} \quad (11.328)$$

- n = 600 rpm

Resolución

$$e = \frac{60}{380} = 0,157 \gg \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases} \quad (11.329)$$

Debido a que a la carga axial y radial los valores de X e Y (ver tabla 1 de ANEXO 11) la ecuación se reduce a:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \times 380 \text{ N} + 0 \times 99 \text{ N} = 380 \text{ N} \quad (11.330)$$

De la tabla 3 de rodamiento de bolas se encuentra que para $L_h = 7300 \text{ hs}$ y $n = 1200 \text{ rpm}$ el factor $C/P \cong 11$. Entonces:

$$\frac{C}{P} = 6,81 \quad (11.331)$$

$$C = 6,81 \cdot P = 6,81 \cdot 380 \text{ N} = 2,59 \text{ kN} \quad (11.332)$$

Por simplicidad y estandarización de piezas se decide colocar en el mismo rodamiento que en el eje 1 en el punto A.

Para Rodamiento en puntos A y B

- Rodamiento Serie Número 6000
- $d = 10 \text{ mm}$
- $D = 26 \text{ mm}$
- $B = 8 \text{ mm}$
- $C_o = 1,96 \text{ kN}$
- $C = 4,75 \text{ kN}$

11.16 FIJACIÓN ENGRANAJES

Los engranajes se fijarán por medio de un eje con ranura de envolvente al eje secundario. El cálculo del mismo se basará en la comprobación de las dimensiones

Datos de entrada:

- Torque según ecuación (11.82) $T = 83 \text{ Kg cm}$
- $L_1 = 10 \text{ mm}$
- El material del eje es un AISI 4320 SOQT 300, con $S_{ys} = 5589 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Se para el eje rasurado se basará en la norma ISO 4156, la cual tiene que para un eje de 15 mm:

- Número de dientes 29
- Módulo 0,5 mm
- Angulo de presión de 30°.

La longitud de los dientes se puede calcular por medio de

$$T = \frac{S_s \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{16} \quad (11.333)$$

(Ranuras de Envolventes, Virgil Faires, Diseño de Elementos de Maquinas, Pág. 375)

Donde despejando L

$$L = \frac{T \cdot 16}{S_s \cdot \pi \cdot (m \cdot Z_1)^2} = \frac{83 \cdot 16}{5589 \cdot \pi \cdot (0,05 \cdot 29)^2} = 0,035 \text{ cm} \quad (11.334)$$

La longitud de contacto mínima de cada engranaje es 10 mm. Verifica.

11.17 VISTAS DEL CONJUNTO EJE SECUNDARIO

Las figuras 23 y 24 muestran las vistas del eje principal, con sus rodamientos y engranaje en posición, las dimensiones del conjunto se adjuntan al ANEXO 11.

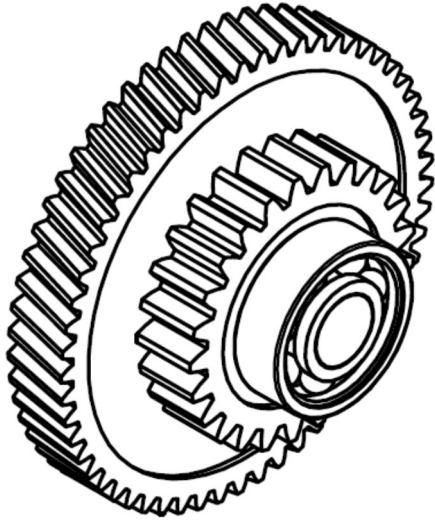


Figura 11.23 - Conjunto Eje Secundario vista lateral 1

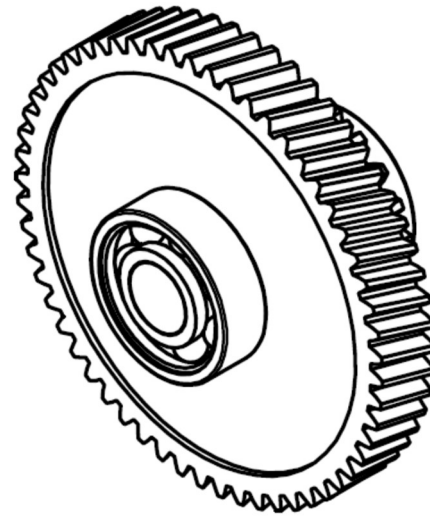


Figura 11.24 - Conjunto Eje Secundario vista lateral 2

12 TREN TRASERO

12.1 BRAZO BASCULANTE

La función principal del basculante es unir la rueda trasera y el conjunto de la suspensión al chasis. En este caso se dispondrá de un basculante como un bloque el cual también contendrá el sistema de transmisión y el sistema de potencia del mismo. Hasta ahora el análisis cinemático de la motocicleta y el mecanismo de la suspensión nos ha proporcionado las dimensiones definitivas de nuestro vehículo, mientras que el desarrollo dinámico dio como resultado los esfuerzos que debe ser capaz de soportar nuestro sistema.

Consecuentemente, en lo que respecta al basculante consistirá en elegir lo que mejor cumpla con los criterios de diseño generales, adaptándose a la geometría del resto de la moto y resistiendo las solicitaciones a las que se encontrará sometido. Es importante tener en cuenta que la geometría de la moto influye en gran medida en el comportamiento de la moto, y, por tanto, las deformaciones sufridas por cualquier componente ante estas solicitaciones no deben ser nunca tan grandes como para comprometer el manejo y la estabilidad del vehículo.

La configuración seleccionada del basculante será el de monobrazo, el cual, por sus características constructivas, se encuentra sometido a un elevado momento torsor que obliga a plantear una rigidez muy alta ante este esfuerzo.

Aunque facilita el cambio de rueda, este tipo de basculante complica bastante el diseño y la fabricación de la unión con la llanta trasera. Todo esto aumenta el peso del componente y encarece su construcción.

Un basculante de aluminio nos permitiría ahorrar peso moviéndonos en los mismos niveles de rigidez que el acero, y nos evitaría el problema de la corrosión. Pero, los inconvenientes surgen a la hora de entrar en fabricación.

12.2 COMPONENTES

El basculante mono brazo está constituido por:

- Cuerpo del brazo basculante (Figura 12.1)
- Tapa del cuerpo del brazo basculante (Figura 12.1)

Los subsistemas que contendrá son:

- Sistema freno trasero (Figura 12.3)
- Sistema de propulsión (Figura 12.1)
- Sistema amortiguación trasera (Figura 12.1)
- Sistema de transmisión (Figura 12.2)

12.2.1 ANÁLISIS MÉTODO ELEMENTOS FINITOS DE CONJUNTO BASCULANTE

El basculante se analizará por medio de un análisis FEA, el cual estará afectado por las reacciones verticales y horizontales actuantes sobre el eje principal y el eje secundario. Por otro lado, las restricciones de movimiento estarán donde se encuentran los rodamientos del pivot del basculante y el pivot del amortiguador.

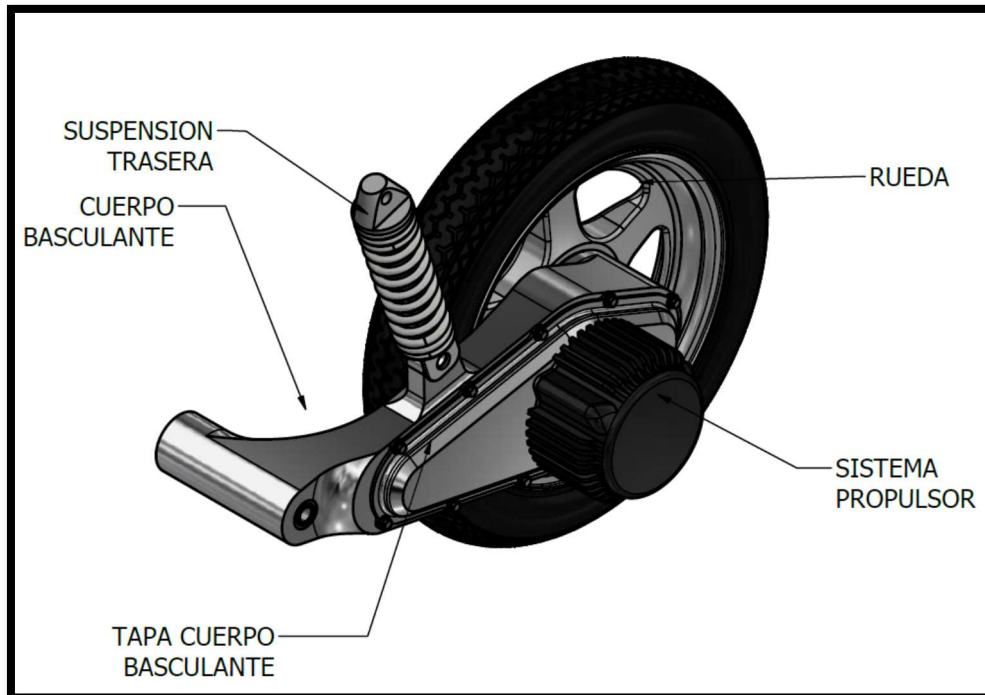


Figura 12.12.1- Conjunto completo Basculante

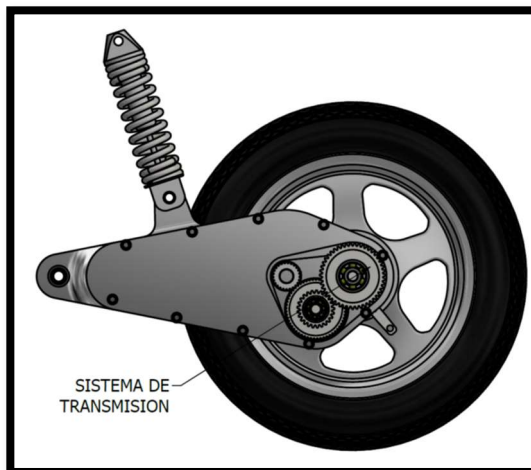


Figura 12.12.2 – Vista de transmision

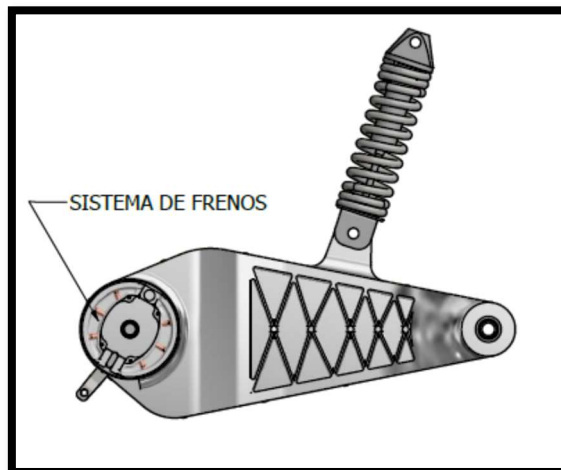


Figura 12.12.3 - Frenos

- Materiales de los diferentes elementos:
 - Basculante y Tapa de Basculante: Aleación Aluminio 6161-T6 HT
- Fuerzas actuantes en Basculante Figura 12.12
- EJE PRINCIPAL
- Plano Vertical:
 - $R_{AV} = 1304 N \uparrow$
 - $R_{BV} = 2034 N \downarrow$
- Plano Horizontal:
 - $R_{AH} = 610 N \downarrow$

- $R_{BH} = 829 N \uparrow$
- EJE SECUNDARIO
 - Plano Vertical:
 - $R_{AV} = 280 N \uparrow$
 - $R_{BV} = 344 N \uparrow$
 - Plano Horizontal:
 - $R_{AH} = 21,33N \uparrow$
 - $R_{BH} = 70,33 N \downarrow$
- Restricciones: Figura 12.13
 - Restricciones de 2 grado sobre cada pivot.
 - Cargas B sobre basculante Figura 12.4
 - Cargas A sobre Tapa de basculante Figura 12.5

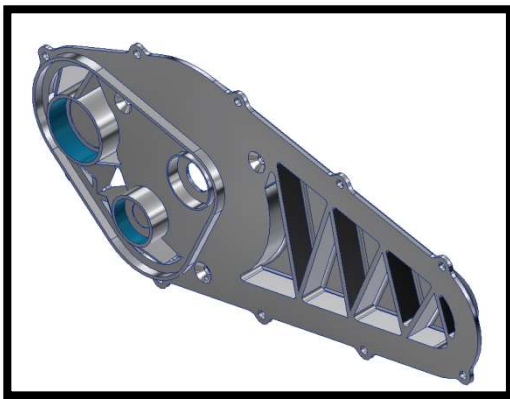


Figura 12.12.4 – Cargas de tipo B



Figura 12.12.5 – Cargas de tipo A

12.3 RESULTADOS ANÁLISIS POR MÉTODO ELEMENTOS FINITOS

Los resultados son satisfactorios ya que la deformación por las cargas es 0,115 mm máxima, y con un valor de coeficiente de seguridad mínimo de 3, ya que se trataría de tensión de contacto entre la tapa de basculantes y los tornillos de sujeción los causantes de bajo coeficiente es esos puntos.

- La deformación resultante del brazo basculante sometido al esfuerzo se encuentra en la Figura 12.6. Donde puede observarse que la deformación máxima es de 0,1437 mm
- Los coeficientes de seguridad en los diferentes puntos del brazo basculante se representan en la Figura 12.7. Donde puede observarse que los valores más altos se dan por contacto con los tornillos de la tapa y la tapa.

12.4 FUERZA MÁXIMA A LAS QUE ESTA SOMETIDO EL AMORTIGUADOR

Se supone que la fuerza máxima a la que está sometido el amortiguador es cuando la moto se encuentra acelerada, en la Figura 12.8 se puede apreciar las reacciones del amortiguador y del pivot del basculante.

- Fuerzas actuantes
 - $F_2 = 950 N$
 - $F_1 = 468 N$

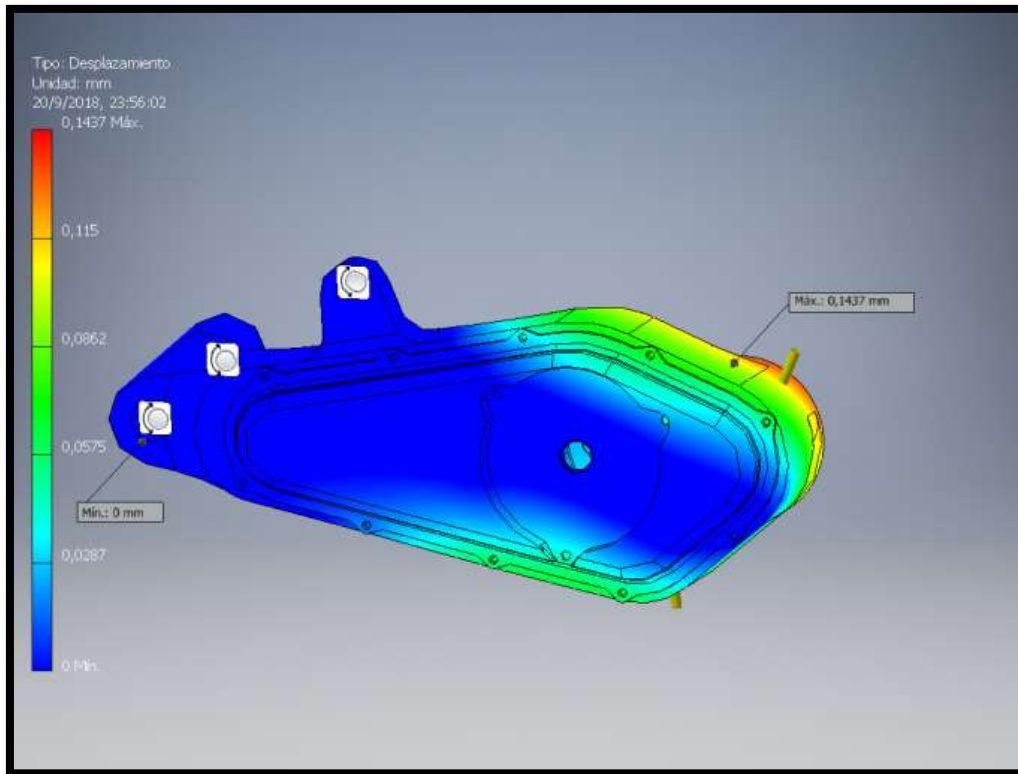


Figura 12.6 – Basculante - Deformación

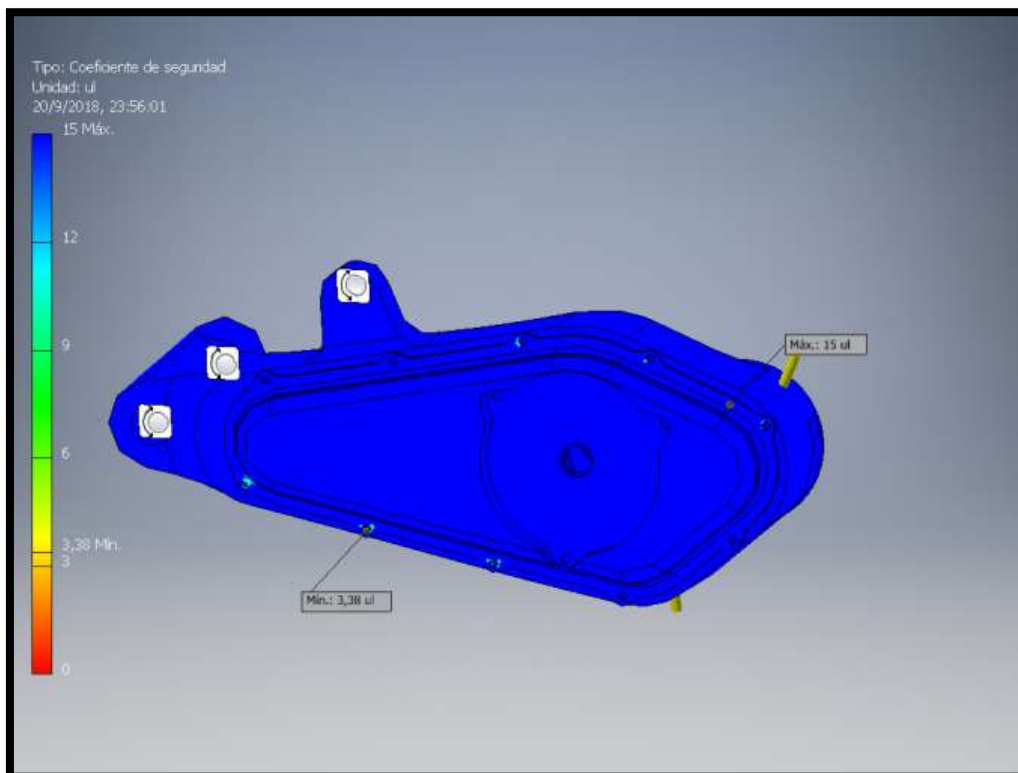


Figura 12.7– Basculante – Coeficiente de Seguridad

- Componentes Fuerzas resultantes
 - Punto B

- $R_{Bx} = 668 \text{ N}$
- $R_{By} = -2064 \text{ N}$
- Punto A
 - $R_{Ax} = 199 \text{ N}$
 - $R_{Ay} = 1114 \text{ N}$

12.5 PARTES QUE COMPONEN EL AMORTIGUADOR HIDRÁULICO TRASERO

En la Figura 12.9 están representadas las partes que componen el amortiguador delantero. Los elementos que estarán sujetos a su comprobación por elementos de máquinas serán:

- El Muelle de extensión

Y el resto de los componentes su comprobación por el método de elementos finitos.

12.5.1 COMPORTAMIENTO REQUERIDO

Para el proyecto del amortiguador, las dimensiones requeridas son:

- Deflexión máxima de 5 cm
- Deflexión a carga de trabajo máxima 1 cm

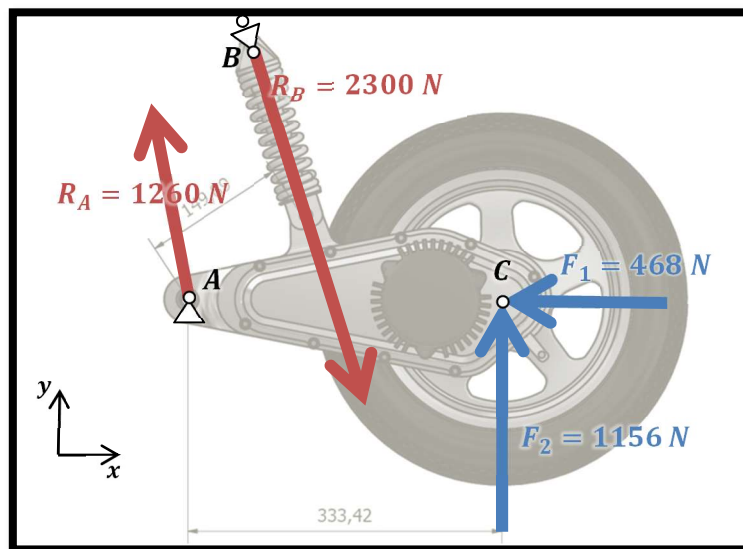


Figura 12.8

12.6 CÁLCULO DEL MUELLE TREN DELANTERO

Para comenzar el cálculo del resorte, se efectuará en función del valor de la fuerza máxima de trabajo que se da cuando vehículo frena y sobre el tren delantero actúan las fuerzas.

Datos propuestos:

- Hundimiento máximo 4 cm
- Diámetro exterior $D_e = 5,5 \text{ cm}$
- Índice del resorte $C = 5,4$
- Longitud libre del resorte $L_l = 16 \text{ cm}$

- Coeficiente de servicio $C_s = 0,405$ servicio ligero
- Numero de aspiras activas (N_c) = 10

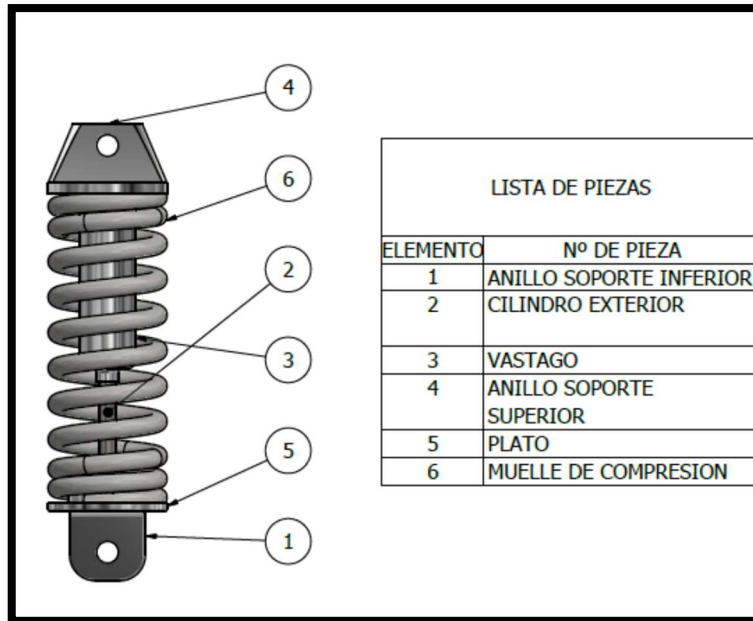


Figura 12.9 – Piezas Amortiguador delantero

Material Propuesto:

- Acero Cr-Si ASTM A401
- Tracción Mínima $S_{u_s} = \frac{15690}{d_w^{0.107}} \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$
- Esfuerzo Máximo Comprimido a cierre $S_{smax} = 0.6 * \left(\frac{15420}{d_w^{0.154}} \right)$
- $G := 0.8085 * 10^6 \frac{kg}{cm^2}$

La selección del muelle se realizó por iteración ya que el diámetro exterior es un factor limitante para el cálculo del diámetro del alambre.

Resultados

En función del índice del resorte C, se calcula el coeficiente de Wahl

- Coeficiente k

$$k = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \cdot 5 - 1}{4 \cdot 5 - 4} + \frac{0.615}{5} = 1.284 \quad (12.335)$$

En función del diámetro exterior y el índice del resorte se propone un diámetro del alambre (d_w)

$$C = \frac{D_m}{d_w} \quad (12.336)$$

$$D_e = D_m + d_w \rightarrow D_m = D_e - d_w \quad (12.337)$$

$$C = \frac{D_e - d_w}{d_w} = \frac{D_e}{d_w} - 1 \rightarrow d_w = \frac{D_e}{C + 1} \quad (12.338)$$

$$d_w = \frac{55 \text{ mm}}{5,4 + 1} \cong 8,6 \text{ mm} \quad (12.339)$$

- Esfuerzo de diseño

$$S_s d = 0.405 \cdot \frac{15690}{d_w^{0.107}} = 0.405 \cdot \frac{15690}{0,743^{0.107}} = 6458 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (12.340)$$

- Esfuerzo que se produce en el alambre

$$S_s = \frac{8 \cdot k \cdot C \cdot F}{\pi \cdot d_w^2} = \frac{8 \cdot 1.284 \cdot 5,4 \cdot 234}{\pi \cdot 0,86^2} = 5599 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (12.341)$$

Se verifica que $S_s d > S_s$

- Diámetro Medio (D_m)

$$D_m = C \cdot d_w = 5,4 \cdot 8,6 \text{ mm} = 46,4 \text{ mm} \quad (12.342)$$

- Diámetro Interior (D_i)

$$D_i = D_m - d_w = 39,65 \text{ mm} - 7,34 \text{ mm} = 37,8 \text{ mm} \quad (12.343)$$

- Constante del resorte (K)

$$K = \frac{G \cdot d_w}{8 \cdot N_c \cdot C^3} \cong 55,155 \text{ Kg/cm} \quad (12.344)$$

- Deflexión máxima

$$\delta = \frac{8 \cdot N_c \cdot C^3 \cdot F}{d_w \cdot G} = 6,48 \text{ cm} \quad (12.345)$$

- Paso

$$L_l = P \cdot N_c + 3 \cdot d_w \quad (12.346)$$

$$16 \text{ cm} = P \cdot 10 + 3 \cdot 0,86 \text{ cm} \quad (12.347)$$

$$P = 1,44 \text{ cm} \quad (12.348)$$

- Verificación del paso

$$\beta = \text{atan} \left(\frac{P}{\pi \cdot D_m} \right) = \text{tan} \left(\frac{1,44 \text{ cm}}{\pi \cdot 46,4 \text{ cm}} \right) = 5,65^\circ \quad (12.349)$$

$\beta < 12^\circ$, verifica

- Esfuerzo máximo sometido a cierre

$$S_{sc\ max} := 0,6 \cdot \frac{15690}{dw^{0.107}} = 9567 \frac{kg}{cm^2} \quad (12.350)$$

- Fuerza máxima

$$F_{max} = \frac{\pi \cdot d_w^3 \cdot S_{sc\ max}}{8 \cdot D_e} = \frac{\pi \cdot 0,86^3 \cdot 9567}{8 \cdot 5,5} = 434 \text{ Kg} \quad (12.351)$$

- Frecuencia de oscilación del resorte

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{F}{K \cdot g}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{234}{55,15 \cdot 981}}} = 2,42 \text{ Hz} \quad (12.352)$$

Se encuentra dentro del rango de confort

12.7 EJE DEL BRAZO BASCULANTE

En este caso se va a tratar de una comprobación de las dimensiones ya decididas del mismo por medio de las dimensiones del diámetro interior del engranaje (Figura 12.4).

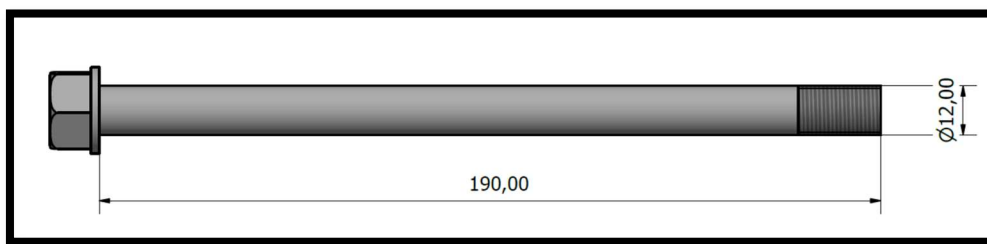


Figura 12.12.10 – Eje Brazo Basculante

Datos de entrada:

- Material:
 - AISI C1045 Laminado simple – $S_y = 4148 \frac{Kg}{cm^2}$
- Dimensiones:
 - $L_t = 190 \text{ mm}$
 - $D = 12 \text{ mm}$
- Punto de Carga:
 - $P_1 = 27 \text{ mm}$
 - $P_2 = 148 \text{ mm}$
- Puntos de Apoyos:
 - $A = 0 \text{ mm}$
 - $B = 175 \text{ mm}$
- Carga en cada punto:
 - $P = \frac{1260}{2} = 630 \text{ N}$

Diagrama de Cargas:

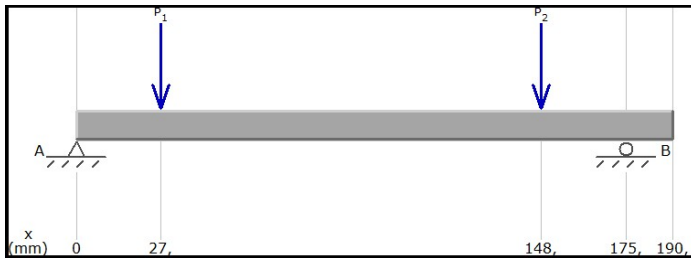


Figura 12.12.11 – Diagrama de Cargas

Cargas:

- $P_1 = 630 \text{ N} \downarrow$
- $P_2 = 630 \text{ N} \downarrow$

Reacciones:

- $R_{AV} = 630 \text{ N} \uparrow \cong 65 \text{ Kg}$
- $R_{BV} = 630 \text{ N} \uparrow \cong 65 \text{ Kg}$

Diagrama de Corte



Figura 12.12 - Diagrama de Corte

Diagrama de Momento

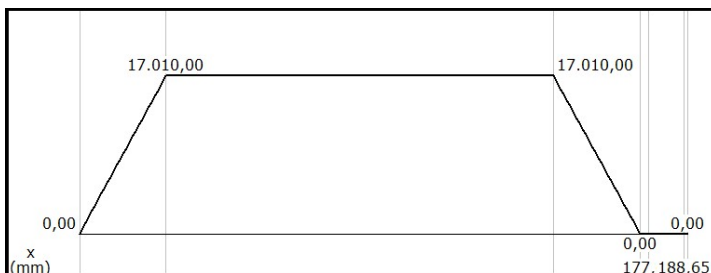


Figura 12.13 - Diagrama de Momento

Momentos:

$$M_{Max}(148) = 17 \text{ Nm} \\ = 173 \text{ Kg cm}$$

Se usará la Navier para estimar un coeficiente de seguridad N

$$\sigma = \frac{M_{Max}}{W} \tag{12.353}$$

Dónde:

- σ es el esfuerzo máximo $\rightarrow \sigma = \frac{S_y}{N}$
- M_{Max} es el momento máximo
- W modulo resistente $\rightarrow W = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$

$$\frac{S_y}{N} = \frac{M_{Max}}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}} \rightarrow N = \frac{S_y \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{32}}{M_{Max}} = \frac{4148 \cdot \frac{\pi \cdot 1,2^3}{32}}{173 \text{ Kg cm}} = 4,12 \tag{12.354}$$

12.7.1 SE REALIZA UN ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

- Deformación, como puede observarse en la Figura 12.14 la deformación máxima ocurre en el sector central del eje no supera los 0,045 mm
- Factor de Seguridad mínimo es de 8,5 como puede observarse en la Figura 12.15, dando un margen superior al calculado

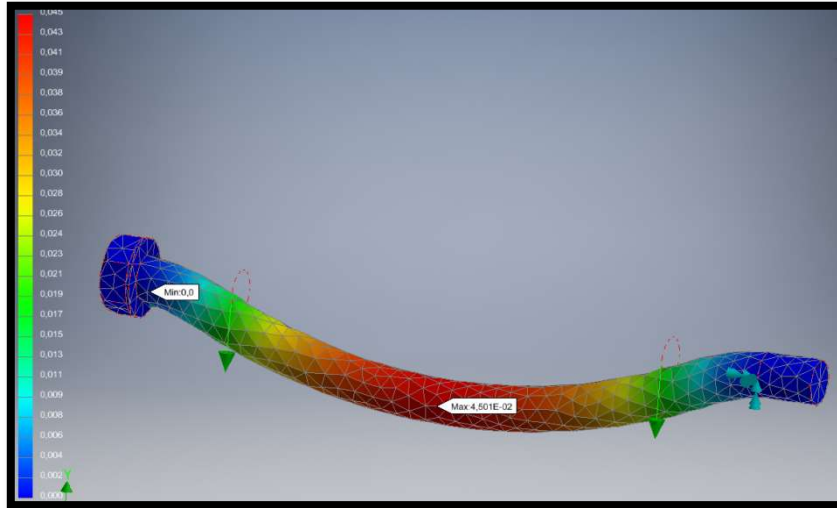


Figura 12.14 – Deformación por elementos finitos

12.8 RODAMIENTOS DE PÍVOT

El rodamiento a usar será de agujas modelo NA 4901 RS, que fue dimensionado en función del eje del pivó. Los rodamientos de agujas son ideales para los casos de los brazos basculantes.

La carga radial a las que será expuesto es de 1260 N, como se obtuvo en este mismo capítulo.

El tamaño del rodamiento se verificará para la carga estática dado que funciona bajo las siguientes características:

- El rodamiento no gira y está sometido a cargas elevadas continuas o cargas máximas intermitentes.
- El rodamiento efectúa lentos movimientos de oscilación bajo carga.

La carga estática para estos rodamientos se puede obtener a través de un coeficiente de seguridad según la ecuación:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (12.355)$$

Dónde:

- S_0 , es el coeficiente de seguridad
- P_0 , es la carga radial
- C_0 , es la carga estática equivalente

Según tabla de coeficientes, se usará un $S_0 = 4$. Reemplazando

$$P_0 \cdot S_0 = C_0 \rightarrow 1300 \text{ N} \cdot 4 = 5,2 \text{ kN} \quad (12.356)$$

- Según datos de rodamiento la carga equivalente máxima es de $C_0 = 9,65 \text{ kN}$, obteniendo así su verificación.

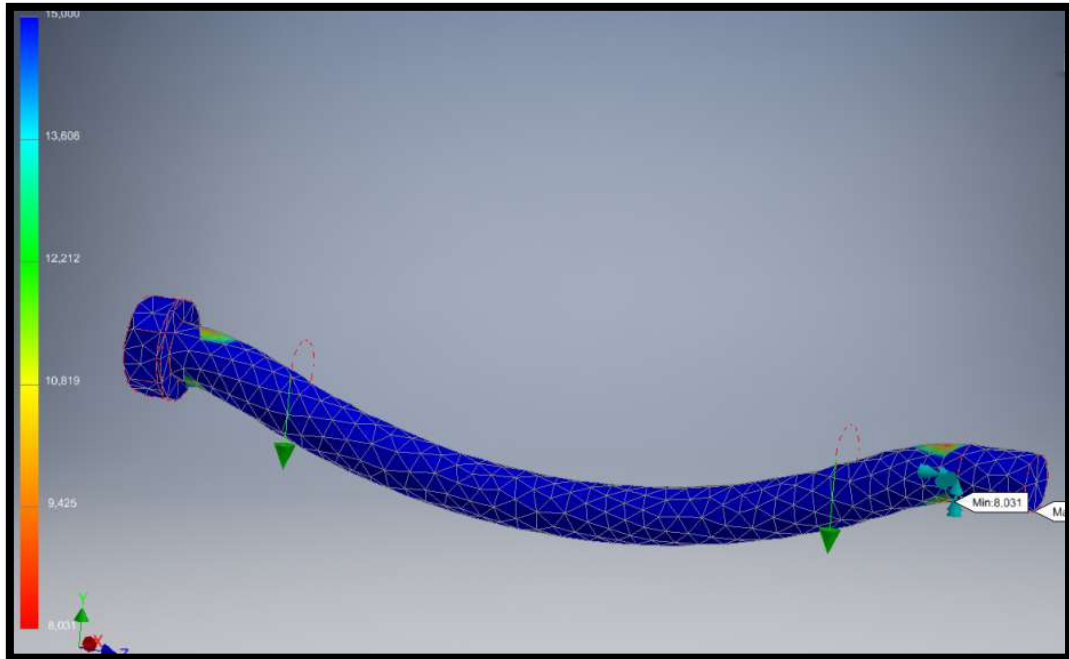


Figura 12.15 – Factor de Seguridad

13 EL CHASIS

13.1 PRINCIPIOS DEL CHASIS

Las funciones principales de un chasis de motocicleta son principalmente de dos tipos: estáticas y dinámicas.

Desde el punto de vista estático el chasis debe de ser capaz de soportar el peso del piloto, del motor, la transmisión y todos los accesorios necesarios para el correcto funcionamiento, como pueden ser los acumuladores y accesorios.

La otra función es la que se refiere a la dinámica del vehículo, el chasis junto a otros elementos como horquilla y ruedas son los encargados de proporcionar una buena adherencia, manejabilidad y confort.

Para que la motocicleta sea capaz de seguir la dirección deseada, el chasis debe ser capaz de proporcionar una buena resistencia a la flexión y a la torsión. Además, debe conseguir mantener las ruedas en el mismo plano y que no se modifiquen los parámetros geométricos impuestos, ante las fuerzas a las que será sometido debido a las irregularidades de la carretera, la propia transmisión, las frenadas y las curvas.

13.2 DISEÑO CONCEPTUAL

Para un correcto diseño del chasis dividimos el diseño en dos partes principales.

La primera consiste en adaptar la configuración geométrica obtenida en el capítulo 2 a las barras que unirán la pipa de dirección con el eje del basculante. Las cotas de estos puntos vienen determinadas por el estudio dinámico del comportamiento de la motocicleta. La función principal del chasis es unir estos puntos de forma que permanezcan invariables. Por lo tanto, se tratará de realizar un chasis lo más rígido posible, sin descuidar el peso.

La segunda parte del diseño se centrará en el diseño de todos los anclajes y uniones, debido a que el chasis es el encargado de soportar todas las fuerzas ya calculadas en el capítulo 7.

13.3 GEOMETRÍA DEL CHASIS

Como primer punto se establece que el chasis a usar en este proyecto se tratara de un chasis del tipo tubular, el cual confiere al vehículo alta rigidez al menor peso posible.

Por los datos obtenidos en el capítulo 2 se diseñó el chasis con los siguientes parámetros.

- Distancia entre ejes :1065 mm
- Lanzamiento 25°
- Avance delantero 50 mm
- Diámetro exterior de cubierta 394 mm.

Como puede observarse en la Figura 13.1 los parámetros de diseño de la motocicleta concuerdan, y las partes que componen el cuadro se ponen en manifiesto en la Figura 13.

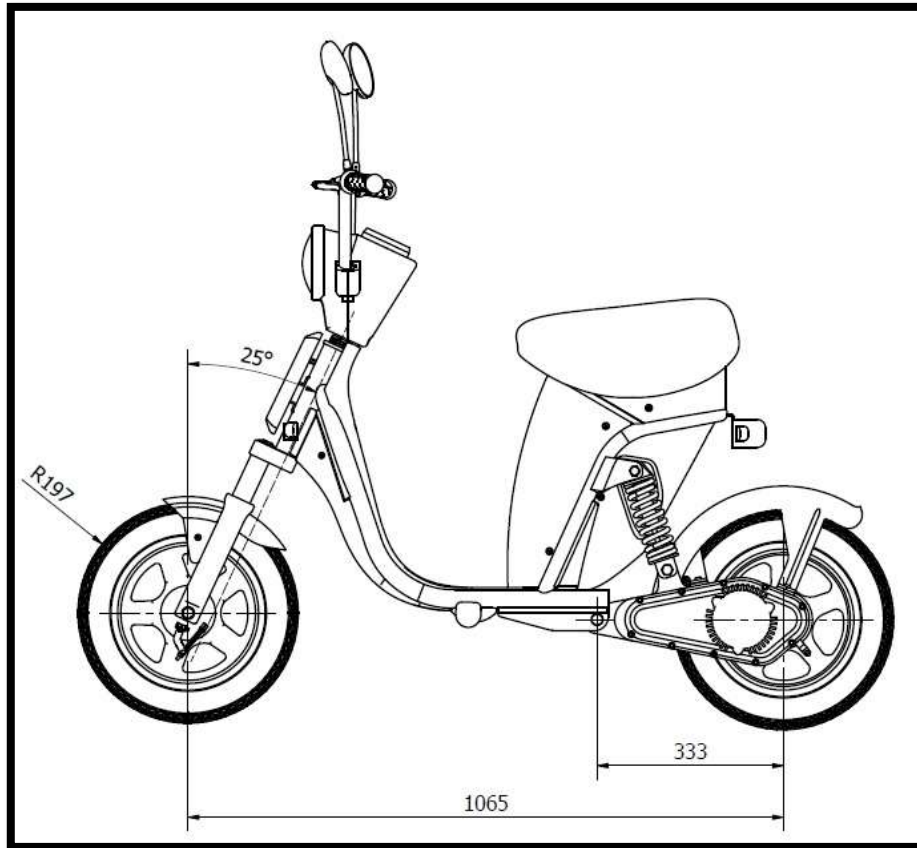


Figura 13.1 – Vista lateral del vehículo

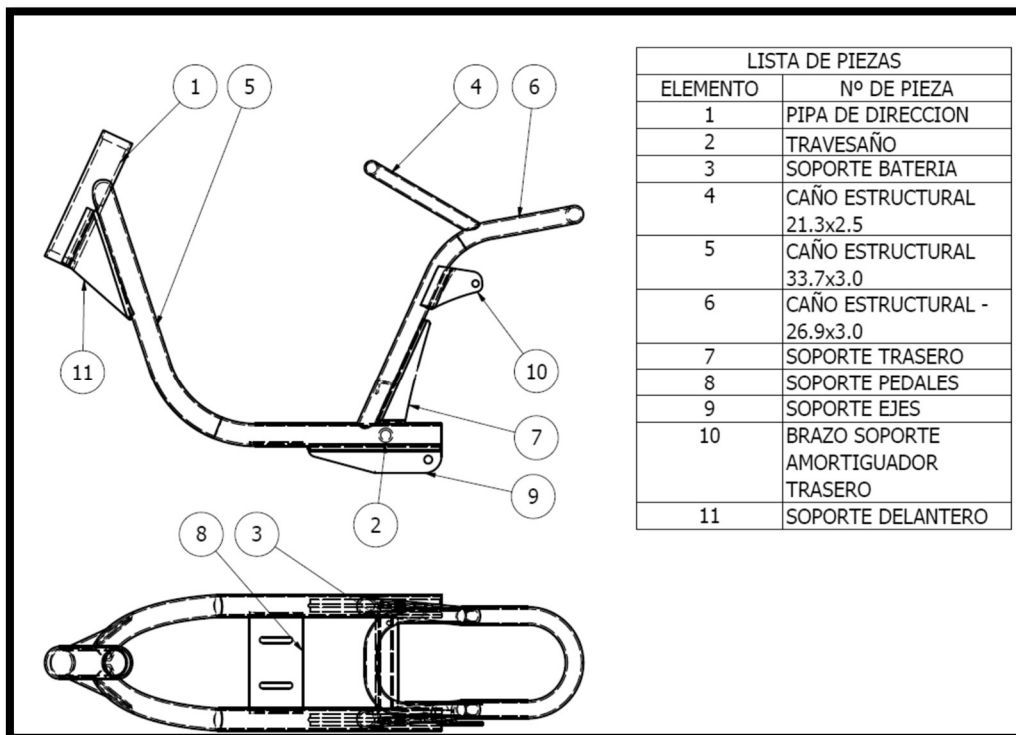


Figura 13.2 – Partes Constituyentes

13.4 ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para analizar la rigidez del chasis, se realizarán 3 ensayos los cuales nos darán una idea de las deformaciones que pueden ocurrir en los casos planteados en el capítulo 7. Las razones por las que los ensayos son simples, es que se puedan reproducir en un laboratorio de manera experimental.

13.4.1 MATERIAL DE LOS ELEMENTOS

El material que se usara para los diferentes componentes del chasis son un acero AISI 1045 RT 500 el cual posee un $S_y = 1728,000 MPa$ y un $S_u = 1956,000 MPa$

13.5 TEST DE RIGIDEZ LONGITUDINAL

Este test trata de reproducir las fuerzas que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una frenada. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano longitudinal de la motocicleta (Figura 13.3).

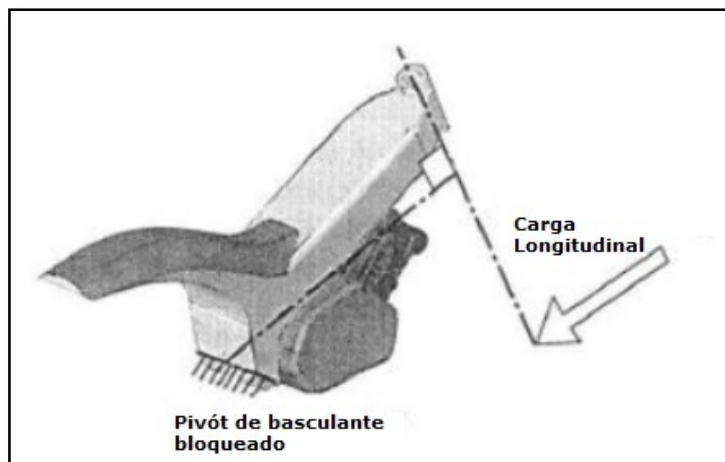


Figura 13.3 - Test de rigidez longitudinal

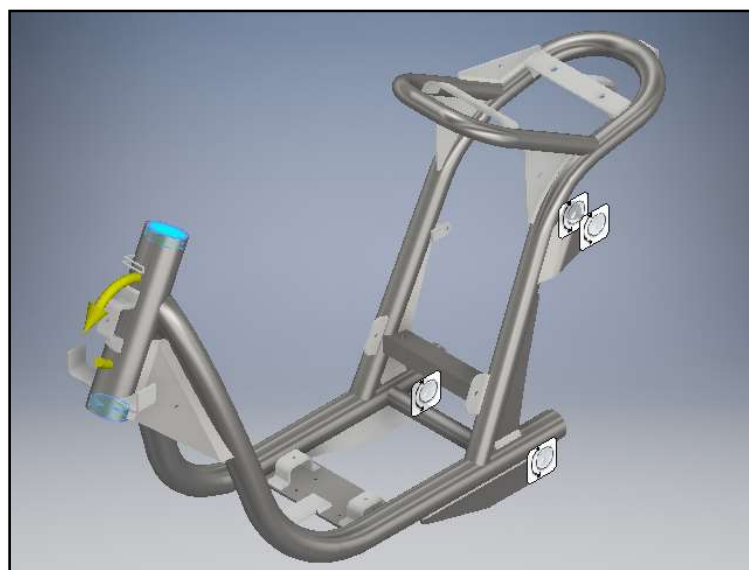


Figura 13.4 – Aplicación de los esfuerzos y sus anclajes - Test de rigidez longitudinal

Las condiciones de carga que se aplicarán serán las siguientes (Figura 13.4):

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en la pipa en donde estaría situado el eje delantero con sentido opuesto al movimiento.

Las cargas aplicadas es la obtenida en el capítulo 7, para este caso de ensayo vamos a tener actuando una carga lineal y momento

- $F = 1700\text{ N}$
- $M = 510000\text{ Nmm}$

Aplicadas la carga se analizarán:

- Tensiones Von Mises (Figura 13.5), el valor elevado de las tensiones de Von Mises se debe a tensiones de contacto, material se encuentra trabajando en su zona elástica.
- Desplazamientos (Figura 13.6), el extremo superior de la pipa de dirección sufrirá el máximo desplazamiento.
- Coeficientes de seguridad (Figura 13. 7), a pesar de las elevadas tensiones de contacto que se pueden observar el coeficiente de seguridad mínimo es de más de 3, considerando que es verifica la rigidez del chasis del vehículo.

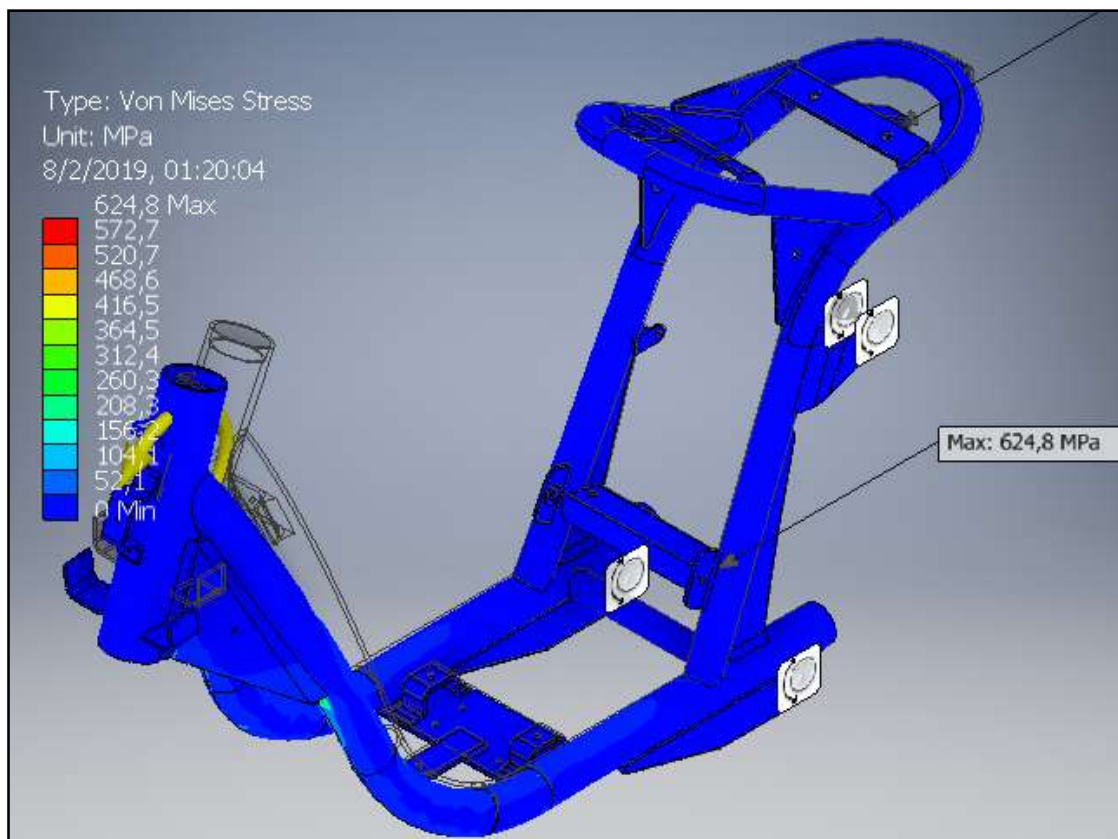


Figura 13.5 – Von Mises - Test de rigidez longitudinal

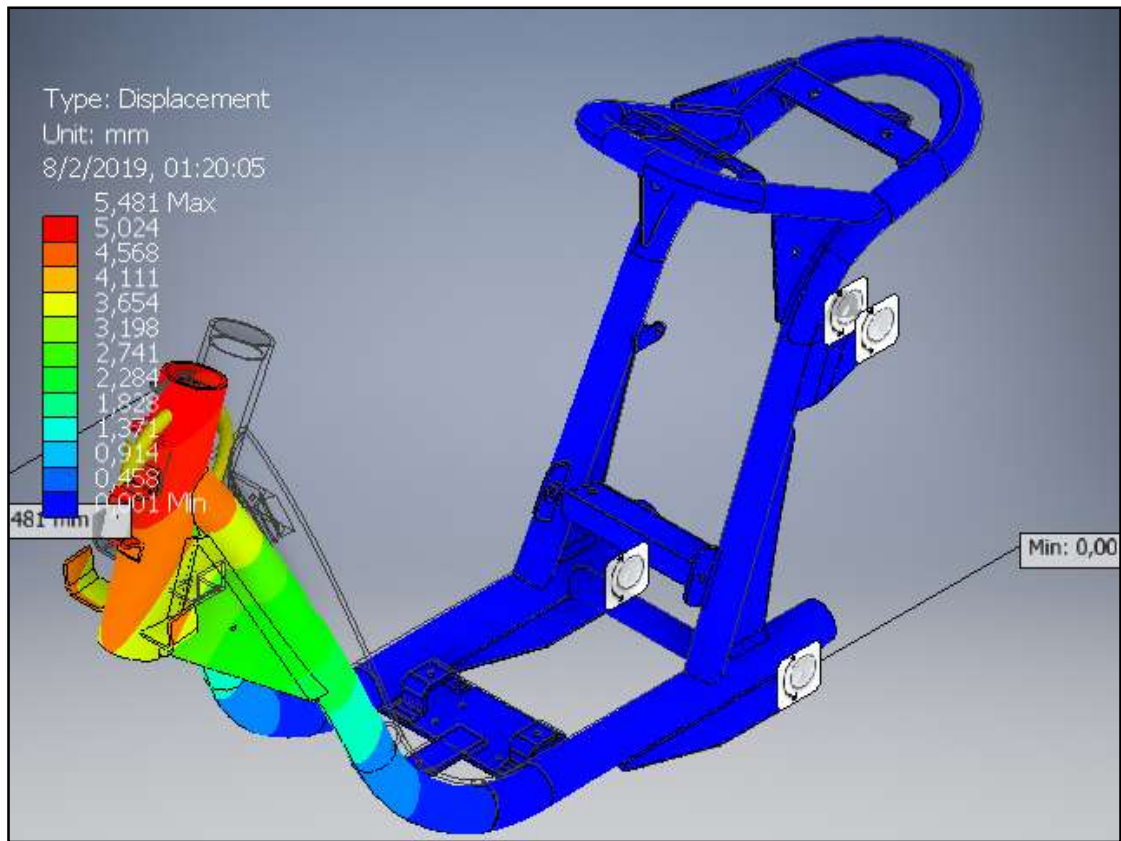


Figura 13.6 - Desplazamiento - Test de rigidez longitudinal

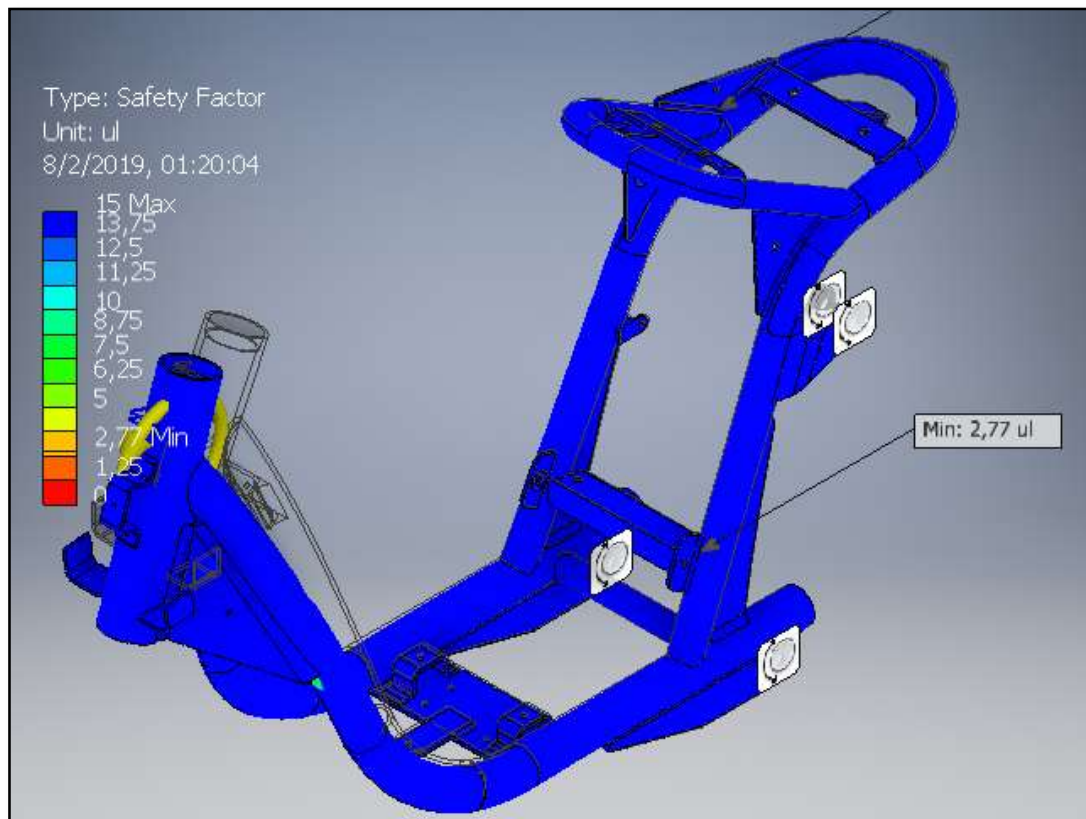


Figura 13.7 – Coeficiente de seguridad - Test de rigidez longitudinal

13.6 TEST DE RIGIDEZ TORSIONAL

Este test trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la horquilla a la pipa de dirección durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta (Figura 13. 8). Este ensayo estará constituido por dos pruebas, unas en las cual esta fija el anclaje del basculante y otra cuando la pipa de dirección este fijo.

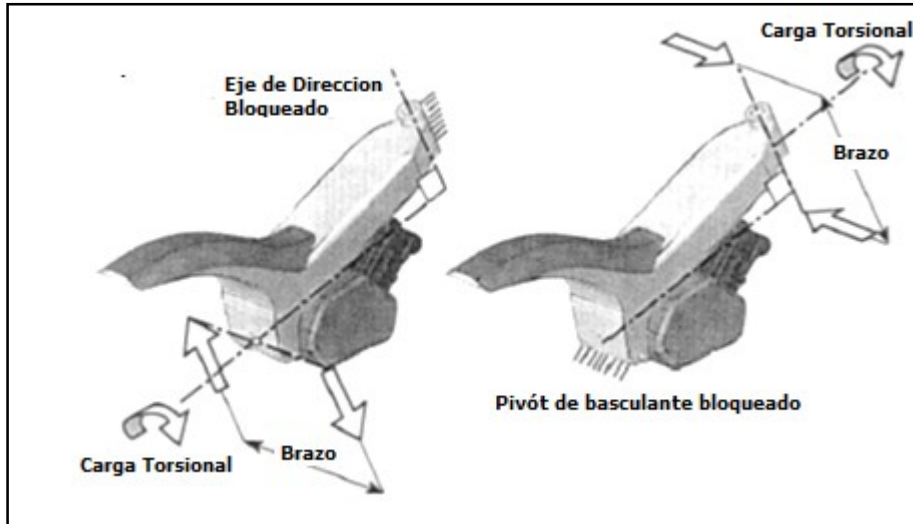


Figura 13.8 -Test de rigidez torsional

13.6.1 ANCLAJE EN BASCULANTE

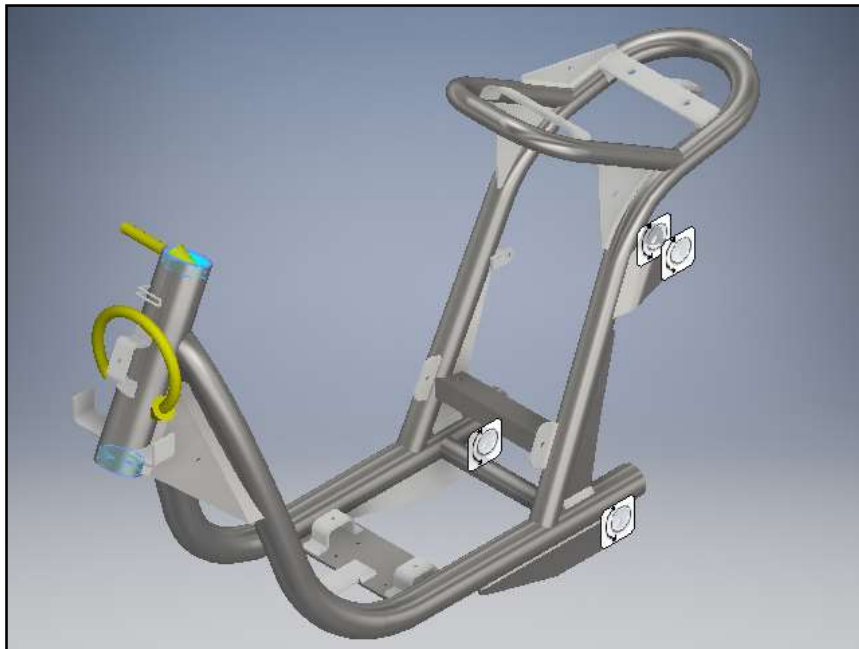


Figura 13.9 – Aplicación de los esfuerzos y sus anclajes - Test de rigidez torsional

Las condiciones de carga que se aplicarán serán las siguientes (Figura 13.9):

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje del basculante.

- Cargas puntuales en la pipa con dirección y, y sentidos opuestos.

Las cargas aplicadas es la obtenida en el capítulo 7, para este caso de ensayo vamos a tener actuando una carga lineal y momento

- $F_1 = 1000\text{ N}$
- $F_2 = 1000\text{ N}$
- $M = 500000\text{ N mm}$

Se aplicarán las cargas en los extremos de la pipa y mediremos los desplazamientos de estos. La aplicación de estas cargas produce un desplazamiento y una rotación de la pipa de dirección, además la asimetría del chasis hace que estos no sean en un único plano.

Aplicada la carga se analizará:

- Tensiones de Von Mises (Figura 13.10), las altas tensiones encontradas en este punto se deben a tensiones de contactos producidas por el travesaño soporte de batería con el cuerpo del chasis.
- Desplazamientos (Figura 13.11), el desplazamiento más importante se produce en el extremo superior de la pipa de dirección, este desplazamiento se podría disminuir aumentando la sección o forma de los travesaños principales del chasis.
- Coeficientes de seguridad (Figura 13.12), a pesar de los altos desplazamientos y tensiones de contactos altos, en general el coeficiente de seguridad es alto, salvo en los puntos de contacto como del travesaño soporte de batería y el cuerpo.

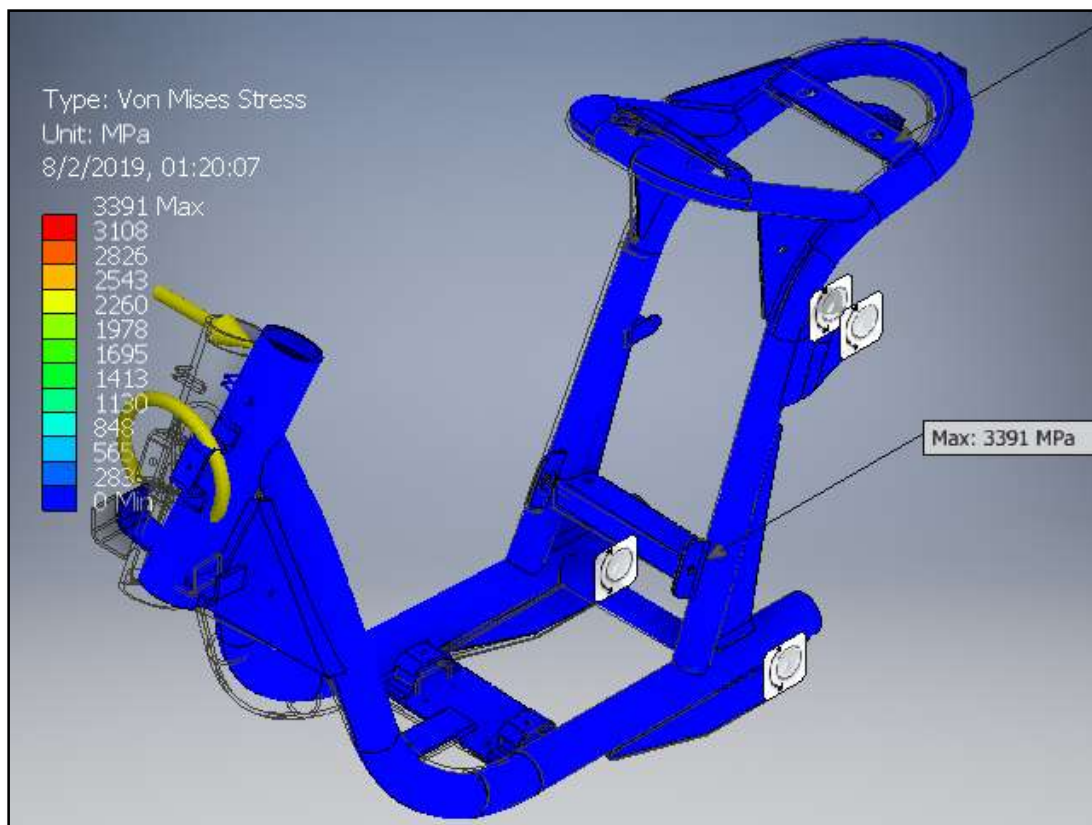


Figura 13.10 - Von Mises - Test de rigidez Torsional

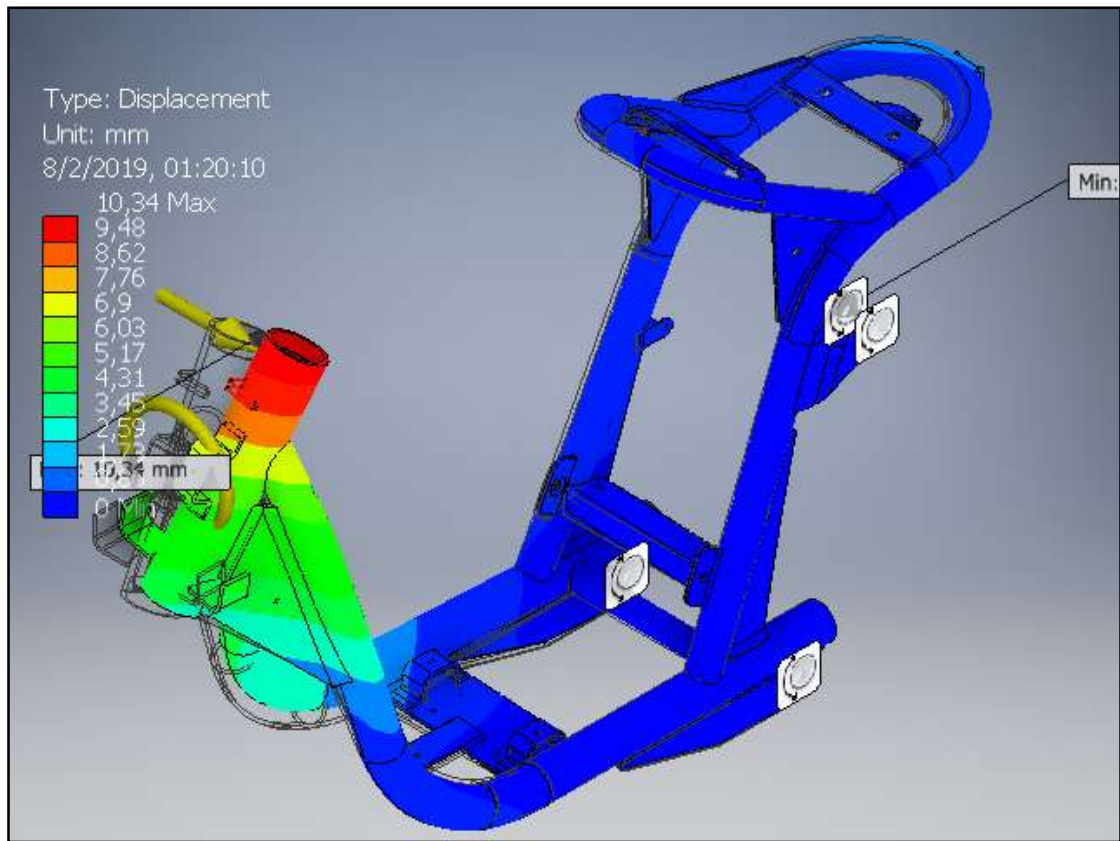


Figura 13.11 - Desplazamiento - Test de rigidez Torsional

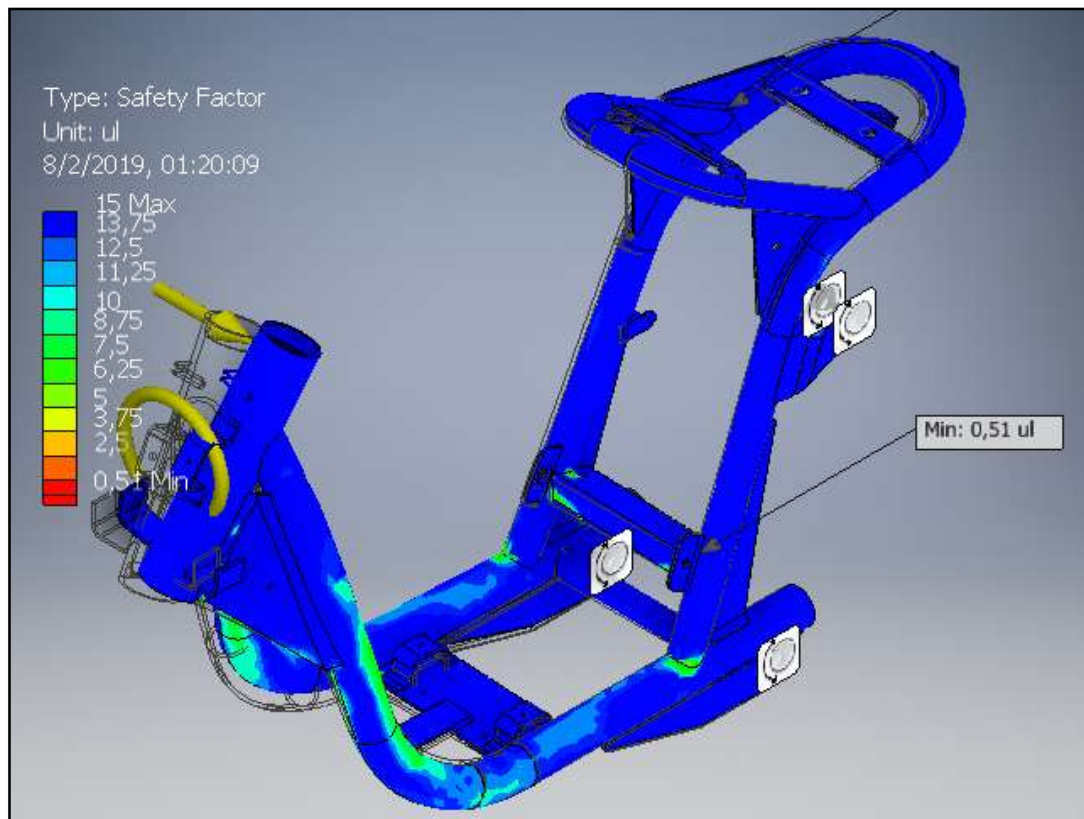


Figura 13.12 – Coeficiente de seguridad - Test de rigidez Torsional

13.6.2 ANCLAJE EN PIPA DE DIRECCIÓN

Las condiciones de carga que se aplicarán serán las siguientes (Figura 13.13):

- Desplazamientos nulos en x, y, z para la pipa de dirección.
- Cargas puntuales en los anclajes del basculante y el anclaje del amortiguador trasero.

Las cargas aplicadas son las obtenidas en el capítulo 7, para este caso de ensayo vamos a tener actuando una carga lineal y momento

- $F_1 = 1300 \text{ N}$
- $F_2 = 2300 \text{ N}$
- $M = 600000 \text{ N mm}$

Aplicada la carga se analizarán:

- Tensiones de Von Mises (Figura 13.14), las altas tensiones encontradas en este punto se deben a tensiones de contactos producidas por los soportes del brazo basculante con el cuerpo del chasis.
- Desplazamientos (Figura 13.15), el desplazamiento más importante se produce en el extremo posterior superior del chasis, este desplazamiento se podría disminuir aumentando la sección o forma de los travesaños principales del chasis.
- Coeficientes de seguridad (Figura 13. 16), a pesar de los altos desplazamientos y tensiones de contactos altos, en general el coeficiente de seguridad es alto, salvo en los puntos de contacto ya mencionados.



Figura 13.13 - Aplicación de los esfuerzos y sus anclajes - Test de rigidez torsional

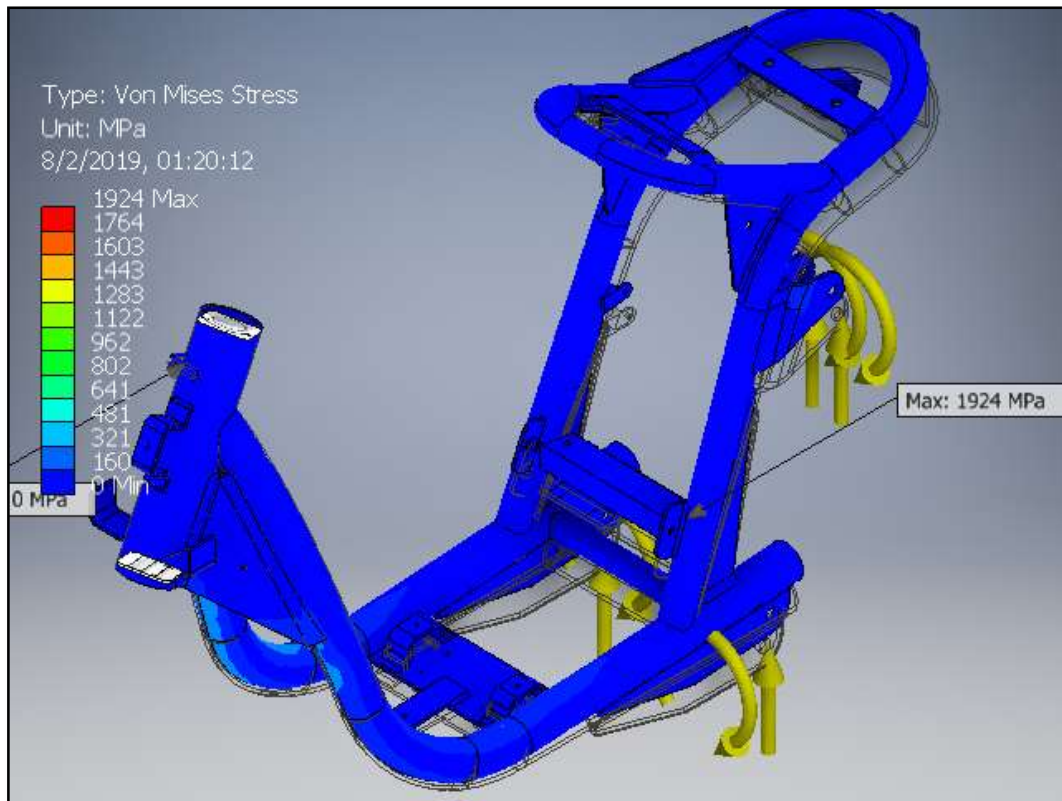


Figura 13.14 - Von Misses - Test de rigidez Torsional

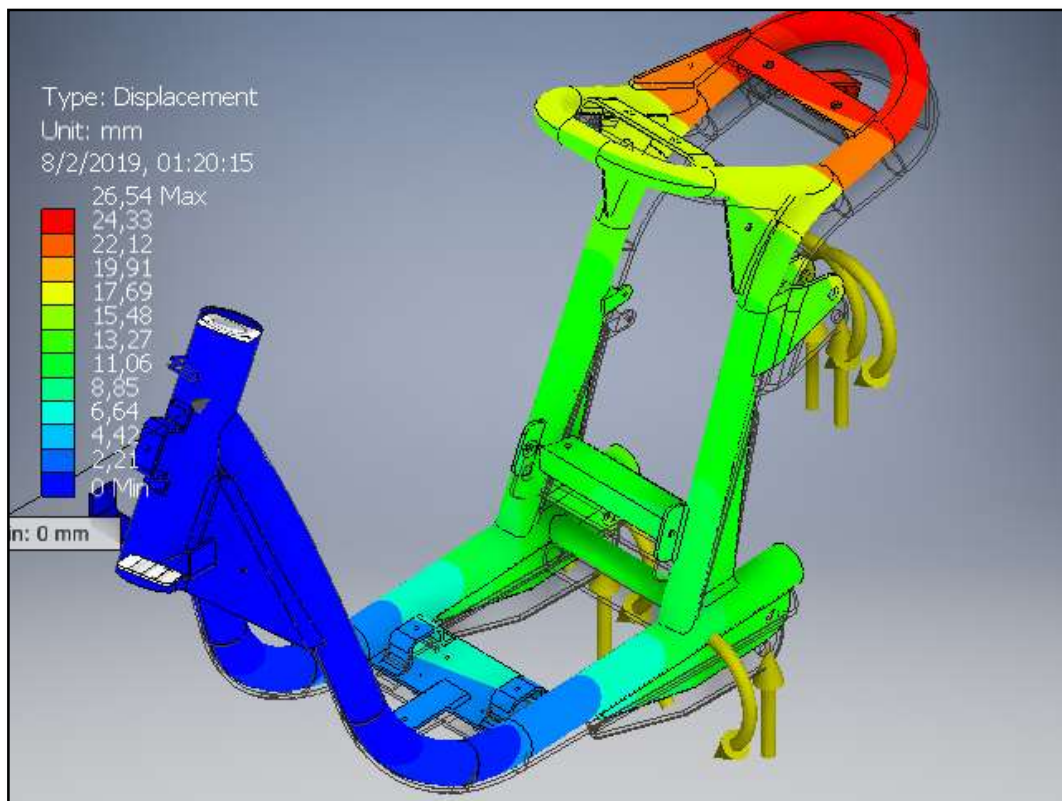


Figura 13.15 - Desplazamiento - Test de rigidez Torsional

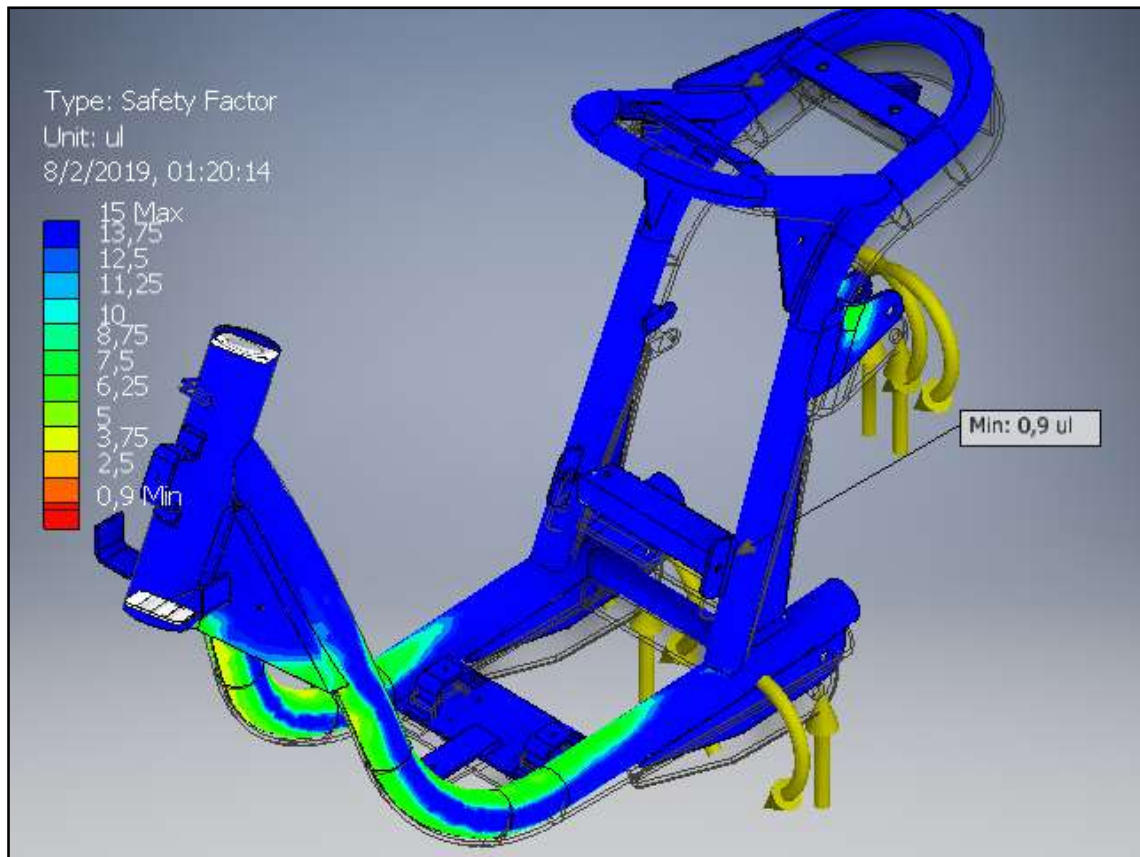


Figura 13.16 – Coeficiente de Seguridad - Test de rigidez Torsional

13.7 TEST DE RIGIDEZ LATERAL

Mediante este test se trata de valorar la rigidez lateral del chasis intentando independizarlo de la torsión que se produce en la pipa tras aplicar una carga lateral. Para ello se aplican dos cargas laterales en la misma dirección en los extremos de la pipa y se mide la deformación lateral del centro de la pipa. Al realizar la medida del desplazamiento sobre este punto no consideramos la torsión sufrida por el chasis.

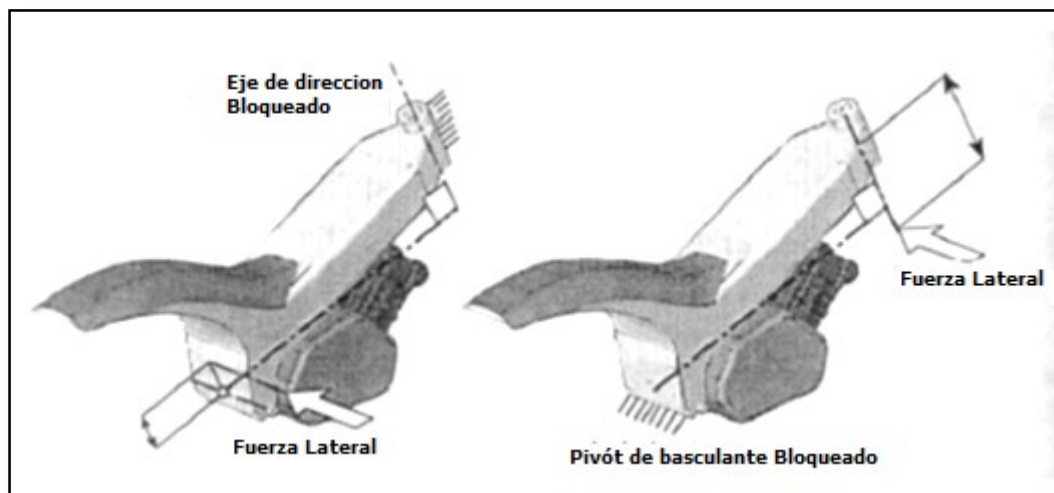


Figura 13.17 - Test de rigidez lateral

13.7.1 ANCLAJE EN PIPA DE DIRECCIÓN

Las condiciones de carga que se aplicarán serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje pipa de dirección.
- Cargas puntuales lateral trasero, sobre el eje de basculante.

Las cargas aplicadas es la obtenida en el capítulo 7, para este caso de ensayo vamos a tener actuando una carga lineal

- $F_1 = 1500 N$



Figura 13.18 - Aplicación de los esfuerzos y sus anclajes - Test de rigidez lateral

Aplicada la carga se analizarán:

- Von Misses (Figura 13. 19), como puede observarse las presiones de contacto tiene lugar sobre un travesaño, pero también se ve afectado uno de los caños maestros.
- Desplazamientos (Figura 13. 20), como puede observarse al estar concentrados los esfuerzos en los caños maestros, el desplazamiento lateral de la cola es mínimo.
- Coeficientes de seguridad (Figura 13. 21), una vez más coeficiente de seguridad mínimo se refleja en el caño maestro, siendo este considerable.

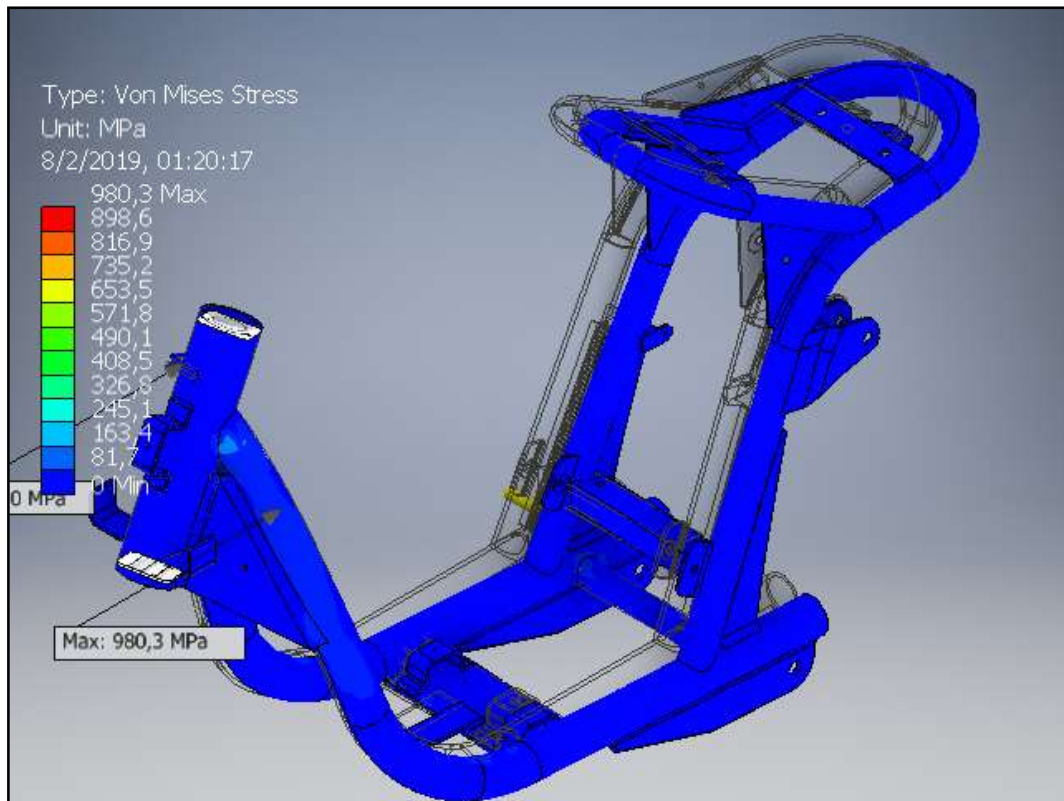


Figura 13.19 – Von Misses - Test de rigidez lateral

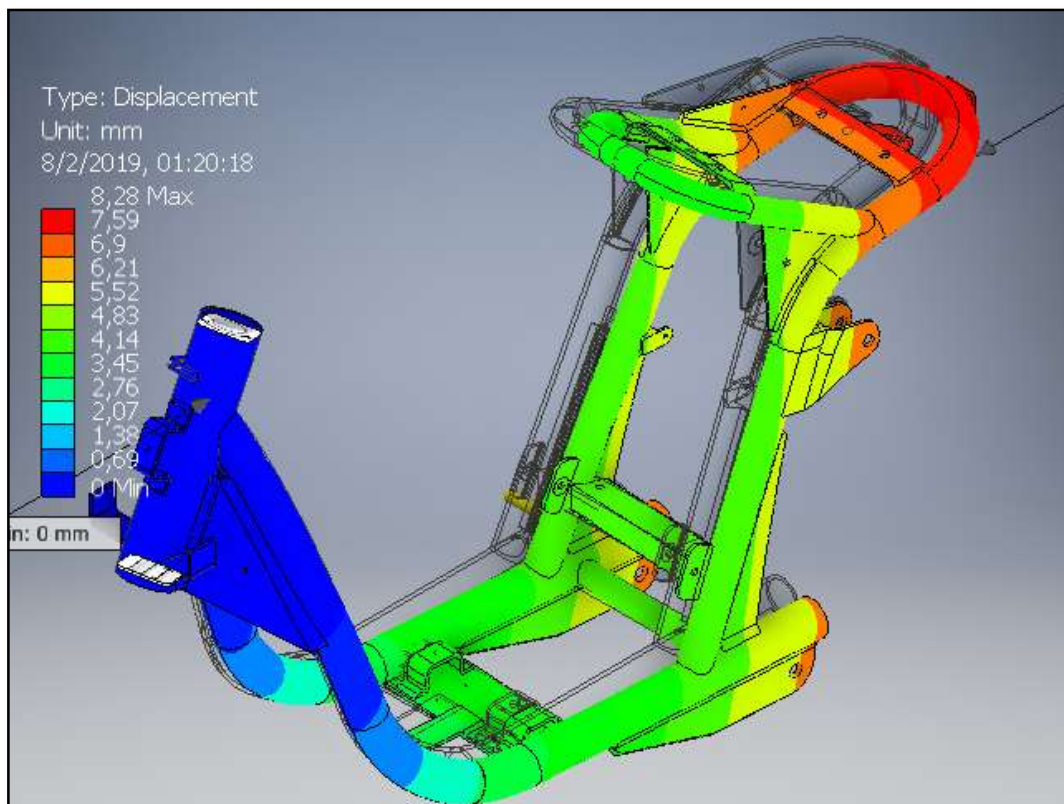


Figura 13.20 – Desplazamiento - Test de rigidez lateral

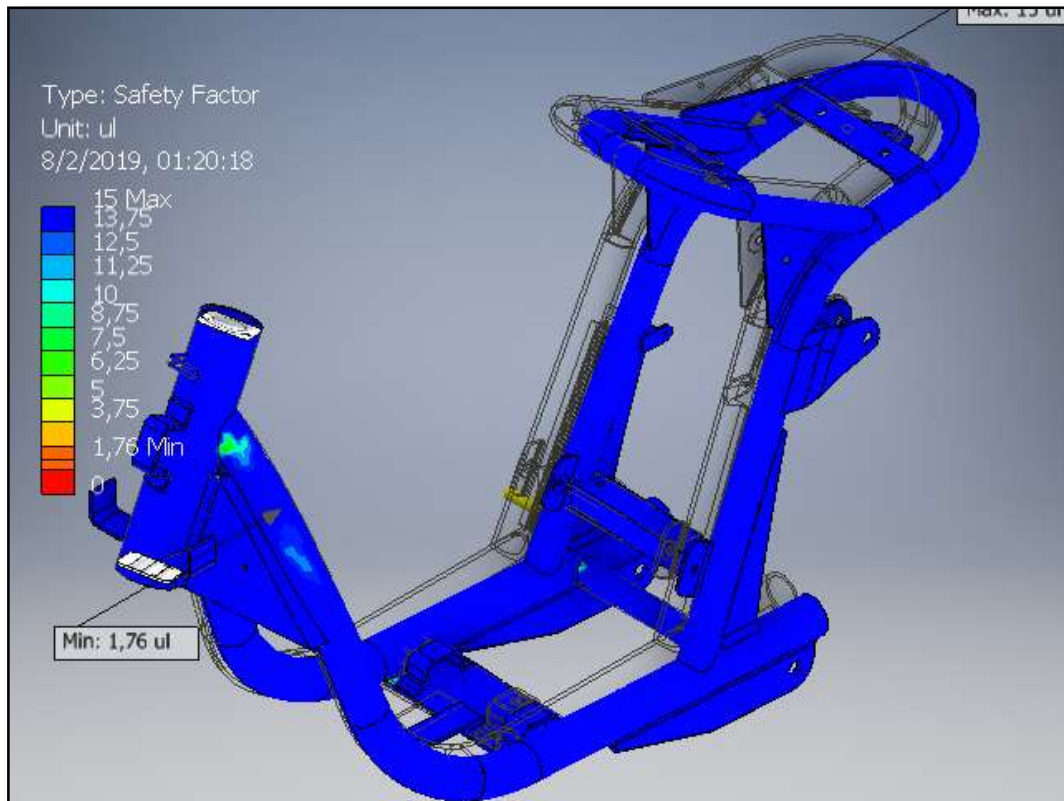


Figura 13.21 - Coeficiente de seguridad - Test de rigidez lateral

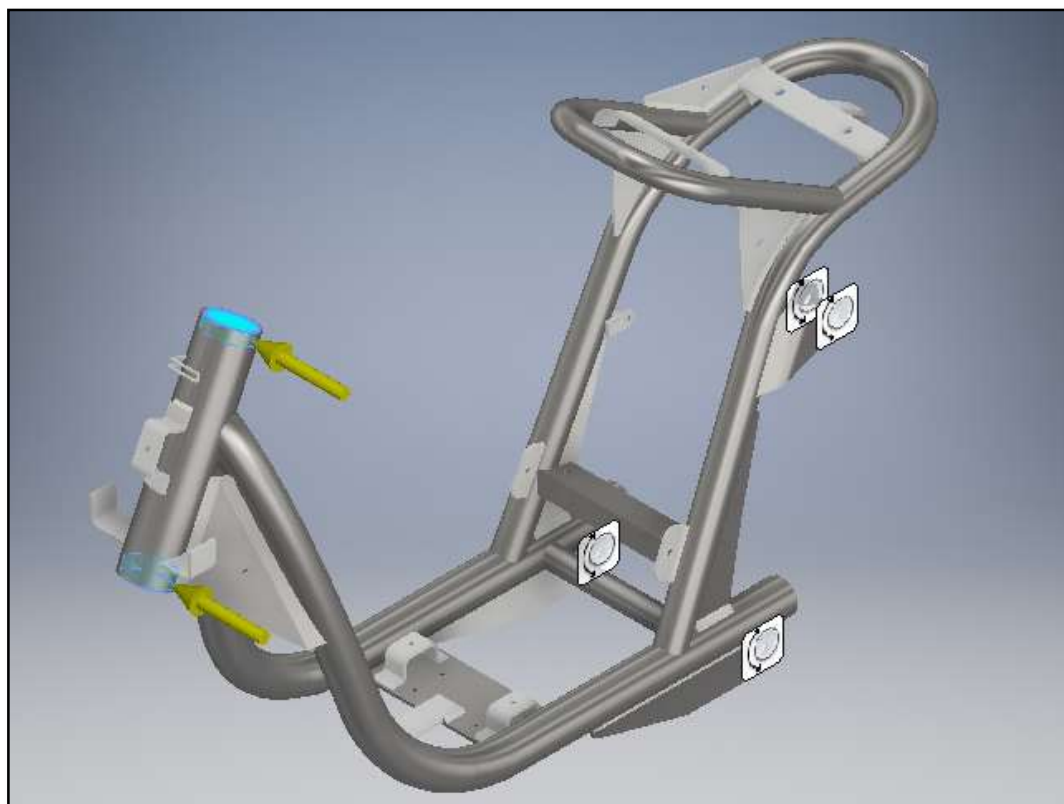


Figura 13.22 - Aplicación de los esfuerzos y sus anclajes - Test de rigidez lateral

13.7.2 ANCLAJE BASCULANTE Y ANCLAJE SOPORTE AMORTIGUADOR

Las condiciones de carga que se aplicarán serán las siguientes (Figura 13. 22):

- Desplazamientos nulos en x, y, z para el anclaje de basculante y anclaje de amortiguador.
- Cargas puntuales lateral delantero, sobre pipa de dirección.

La carga aplicada es la obtenida en el capítulo 7, para este caso de ensayo vamos a tener actuando una carga lineal

- $F_1 = 1500\text{ N}$

Aplicada la carga se analizarán:

- Von Mises (Figura 13. 23), como puede observarse no existen esfuerzos de contactos, los esfuerzos producidos son bajos, por esta misma razón los desplazamientos máximos serán chicos y el coeficiente de seguridad mínimo será alto.
- Desplazamientos (Figura 13. 24), como puede observarse al estar concentrados los esfuerzos en los caños maestros, el desplazamiento lateral de la cola es mínimo.
- Coeficientes de seguridad (Figura 13. 25), una vez más coeficiente de seguridad mínimo se refleja en el caño maestro, siendo este considerable.

Atraves del análisis de los ensayos ya expuestos podemos decir que el cuadro cuenta con una rigidez adecuada para su uso como chasis de motocicleta monoplaza.

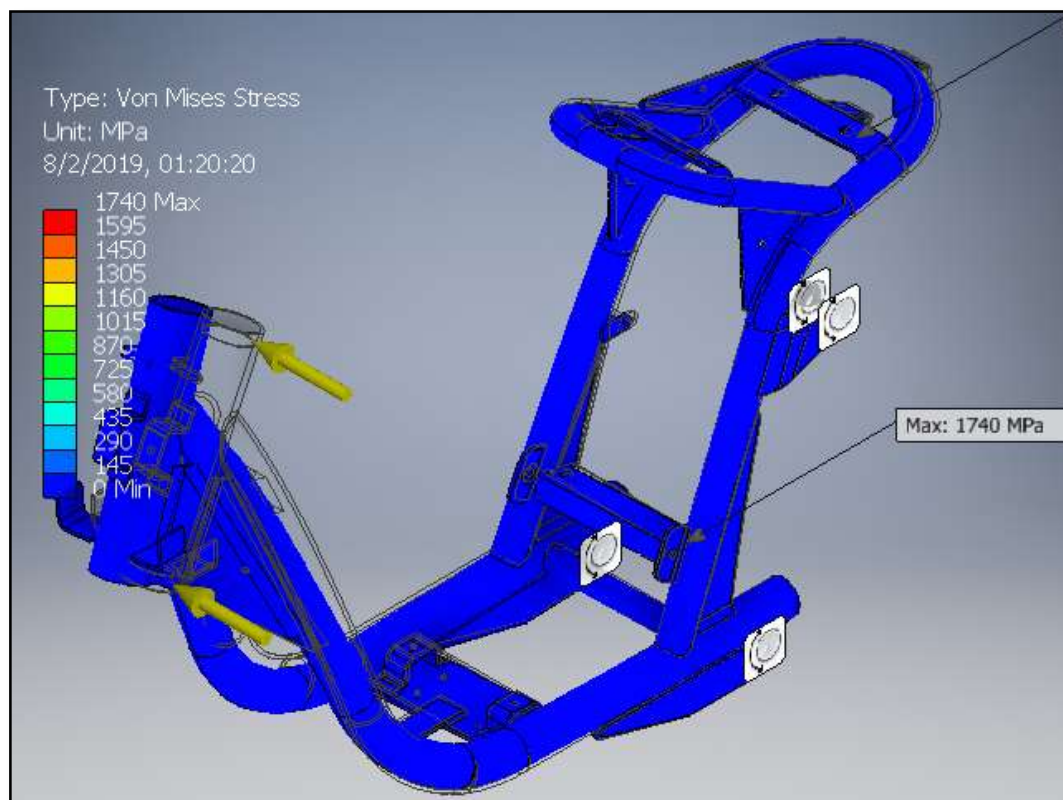


Figura 13.23 - Von Mises - Test de rigidez lateral

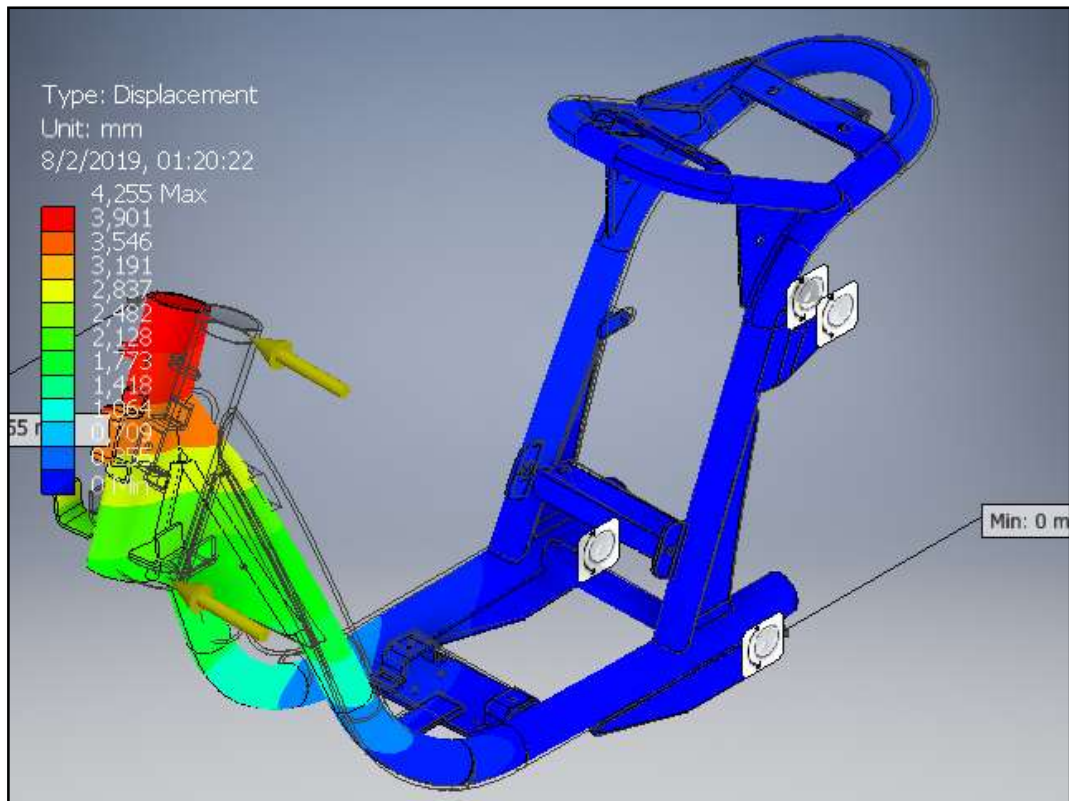


Figura 13.24 - Desplazamiento - Test de rigidez lateral

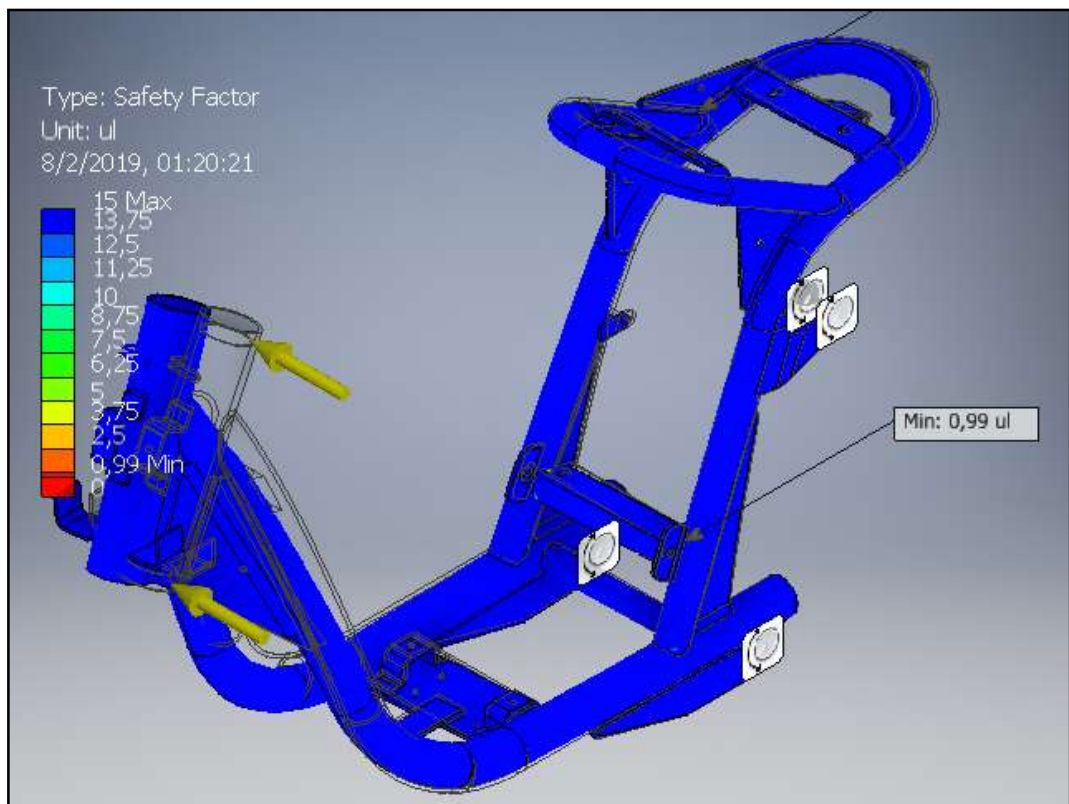


Figura 13.25 – Coeficiente de seguridad - Test de rigidez lateral

14 ACCESORIOS

14.1 INTRODUCCIÓN:

Un vehículo de transporte de pasajeros, no solo debe estar provisto de un sistema de propulsión, sino también de los elementos de señalización, de instrumentación e iluminación. Es por este motivo que el vehículo debe contar no solo con la tensión de los acumuladores, sino también con una tensión de a la que trabajan los accesorios, esta tensión ronda los 12 v, que es la estándar para muchos elementos de señalización que existen en el mercado.

14.2 ELEMENTOS OBLIGATORIOS POR LEY

Según la ley nacional 24.449 en el artículo 31, Sistemas de iluminación establece que para motocicletas son obligatorios los siguientes puntos.

- a) Faros delanteros: de luz blanca o amarilla en no más de dos pares, con alta y baja, ésta de proyección asimétrica
- b) Luces de posición: que indican junto con las anteriores, dimensión y sentido de marcha desde los puntos de observación reglamentados:
 1. Delanteras de color blanco o amarillo;
 2. Traseras de color rojo;
 3. Laterales de color amarillo a cada costado, en los cuales por su largo las exija la reglamentación;
 4. Indicadores diferenciales de color blanco, en los vehículos en los cuales por su ancho los exija la reglamentación;
- c) Luces de giro: intermitentes de color amarillo, delante y atrás. En los vehículos que indique la reglamentación llevarán otras a los costados;
- d) Luces de freno traseras: de color rojo, encenderán al accionarse el mando de frenos antes de actuar éste;
- e) Luces intermitentes de emergencia, que incluye a todos los indicadores de giro;

También cabe aclarar que según el Artículo 30, solo menciona como dispositivo de seguridad para las motocicletas, que de concesionaria deben salir con casco.

En adición a lo que establece la ley nuestro vehículo contara con odómetro y nivel de carga de batería, elementos de protección ante algún fallo eléctrico, que son elementos indispensables para medir la tensión en función de la potencia restante en los acumuladores.

14.3 ELEMENTOS NECESARIOS

Los elementos necesarios se enumeras a continuación,

Tensión de 12 V

- Faros delantero, con luz alta baja y de posición
- Faros trasero, con luz de posición y stop
- Luces de giro, dos de cada lado del vehículo y dos en el instrumental
- Bocina
- Destellador

- Llave de encendido

Tensión de 48 v

- Instrumental

Cabe mencionar que se omitió la luz de patente trasera porque no es necesario en este momento en la argentina como se mencionó en el capítulo 1.

Con respecto a los elementos enumerados, los que trabajan con una tensión nominal de 12v, se usara un convertidor DC/DC STEP DOWN de 48v, tensión de los acumuladores, a 12v la tensión necesaria para los elementos.

14.4 SELECCIÓN DE CONVERTIDOR STEP DOWN

Como ya se mencionó los sistemas de iluminación y señalización estándar que existen en el mercado están diseñados para funcionar con una tensión nominal de 12v, y para poder seleccionar el convertidor DC/DC se tendrá que pre dimensionar la carga eléctrica que infieren estos sistemas. Por esta razón se seguirán los siguientes pasos

- a) El dimensionamiento de la carga eléctrica se realizará por medio de la sumatoria de las potencias de los diferentes elementos involucrados a 12 v.
- b) La selección de controlador se basará en el punto anterior, por verificación de cumplimiento de la potencia que esta entrega.

14.4.1 DIMENSIONAMIENTOS DE CARGAS ELÉCTRICAS:

En la tabla 14.1 están dados los componentes que se usaran y sus potencias respectivas, hay q aclarar que estas potencias de los elementos fueron obtenidas de los manuales de mantenimientos de diferentes motocicletas.

Tabla 14.1 – Potencia necesarias

Elementos	Potencia
Luz delantera	35 W/35 W (Baja/Alta)
Luz de freno	27 W (Stop)
Luz de giro	17 W x 4 unidades
Luz de Posición	8 W x 2 (Trasera y Delantera)
Total	146 W

Para este cálculo se supuso que todas las luces estén encendidas, y no se tomó en cuenta las luces del tablero de instrumentales, ya que eran pequeñas y no podría influenciar demasiado en el resultado.

14.4.2 SELECCIÓN DE CONTROLADOR

Para la potencia necesaria en el punto anterior, se seleccionara el controlador modelo HJHL12V20A (Figura 17.1), el cual posee una potencia de 240 W. En la tabla 14.2 se ven ilustran las características que brinda el fabricante.

Sus características son:

Tabla 14.2 – Características STEP DOWN

Producto	Convertidor DC/DC
Función de Protección	Cortocircuito, sobre corriente, sobrecarga, alta temperatura.
Eficiencia	80%
Tamaño	150*86*45(mm)
Tensión de Entrada	48V-120V
Tensión de Salida	12V
Corriente de Salida	20A
Potencia Maxima	240w



Figura 14.1 – Convertidor DC/DC

14.5 SISTEMA DE PROTECCIÓN DE FALLO ELÉCTRICO

Se usarán fusibles para proteger el sistema eléctrico ante alguna falla. Su cálculo se basara en 1,2 veces la potencia a las que trabajan.

$$\frac{\text{Potencia} \cdot \text{factor}}{\text{tensión}} = \text{Corriente de corte del fusible}$$

- Para Controlador

$$\frac{240W \cdot 1.2}{48V} = 6A \quad (12.357)$$

- Sistema de señalización y luces

$$\frac{150W \cdot 1.2}{12V} = 15A \quad (12.358)$$

14.6 SELECCIÓN INSTRUMENTAL

El instrumental seleccionado es el módulo VR8313 (Figura 14.2) el cual posee las siguientes características:

- Tensión de funcionamiento 48v
- Odómetro
- Indicador de luces frontales, y guiños
- Nivel de batería
- Retro iluminación



Figura 14.2

14.7 14.8 SELECCIÓN DE ELEMENTOS DE MANDOS

- Acelerador (Figura 14.3)
Especificaciones:
 - Acelerador de empuñadura conjunto de control del acelerador tres pines, Universal 12v 24v 36v 48v Negro, Tensión de funcionamiento: 5V
 - Rango de ajuste: mínimo 1.0V; máximo 5.0V
 - Función: gobernador de grados alto, medio y bajo.
- Comando Luces, guiños y bocina (Figura 14.4)
Especificaciones:
 - Material: PVC, ABS, Carcasa de aluminio resistente
 - Color: Negro
 - Tension de Trabajo: 12V DC
 - Coneccion de Cables: 8 Pins



Figura 14.3 - Acelerador



Figura 14.4 - Comando

REFERENCIAS

- 1.1 La incorporación de vehículos eléctricos en América Latina – Julián a. Gómez-Gélvez, Carlos Hernán Mojica , Veerender Kaul, Lorena Isla.
- 1.2 Piccardo, José 2012. Vehículo Eléctrico de Producción Nacional. Trabajo de grado para optar el título de Ingeniero Industrial. Universidad de Buenos Aires. Facultad de Arquitectura Diseño y Urbanismo. Buenos Aires, Argentina
- 1.3 Some EV History -Page A, Items of Historical Interest in the Development and commercialization of EVs.
<http://www.electrifyingtimes.com/bill.html>
- 1.4 <http://www.cafam.org.ar/secciones.php?m=11>
- 1.5 <https://motomel.com.ar/productos/blitz-110-v8/>
- 1.6 <https://zanella.com.ar/zb-110-z1-full/>
- 1.7 <http://www.energiaestrategica.com/la-nueva-regulacion-vehiculos-electricos-impulsa-inversiones-empresas-del-rubro/>
- 1.8 <https://www.luckylion.com.ar/>
- 1.9 https://www.clarin.com/sociedad/salen-promedio-argentinos-mejorar-talles_0_rk23513le.html
- 1.10 <https://www.goldenmotor.com/frame-bldcmotor.htm>
- 1.11 <http://www.batteryspace.com/sealedleadacidbattery12v20ah240whs.aspx>

- 2.1 <https://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/geometria-de-la-motocicleta>
- 2.2 Motorcycle Handling and Chassis Design – Tony Foale – Chapter 3 – page 15
- 2.3 Motorcycle Handling and Chassis Design – Tony Foale – Chapter 3 – page 1
- 2.4 Motorcycle Handling and Chassis Design – Tony Foale – Chapter 3 – page 5
- 2.5 Honda NB50 1983 Service Manual
http://www.motorscooterguide.net/Manuals/Honda_NB50_1983_Service_Manual.pdf
- 2.6 Honda NN50 Service Manual
http://www.motorscooterguide.net/Manuals/Honda_NN50_Service_Manual.pdf
- 2.7 Honda NX50 Service Manual
http://www.motorscooterguide.net/Manuals/Honda_NX50_Service_Manual.pdf
- 2.8 Honda SA50 Service Manual
http://www.motorscooterguide.net/Manuals/Honda_SA50_Service_Manual.pdf
- 2.9 Honda PA50 Service Manual
https://www.mopedarmy.com/w/images/1/1c/Honda_PA50_Service.pdf
- 2.10 Honda P50 Service Manual
<https://vintagemopeds.files.wordpress.com/2013/01/1967-honda-p50-service-manual.pdf>
- 2.11 Yamaha Qt50 Service Manual
<https://www.manualslib.com/manual/1250270/Yamaha-Qt50.html>
- 2.12 Suzuki FA50 Service Manual
<https://www.manualslib.com/manual/999530/Suzuki-Fa50.html>

- 3.1 Ingeniería de Vehículos – Manuel Cascajosa – Capitulo 1
- 3.2 Rolling resistance
https://en.wikipedia.org/wiki/Rolling_resistance
- 3.3 Vittore Cosalter – Motorcycle Dynamics – Capítulo 3 -Rolling resistance
- 3.4 Vittore Cosalter – Motorcycle Dynamics – Capitulo 3 - Aerodynamic resistance forces
- 3.5 Ingeniería de Vehículos – Manuel Cascajosa – Capitulo 1

3.6 Ley 24.449 Capitulo II

http://www.vialidad.gba.gov.ar/datos/educacion_vial/publicaciones/Ley%2024449.pdf

4.1 Introducción al motor CC sin escobillas

<https://www.digikey.com/es/articles/techzone/2013/mar/an-introduction-to-brushless-dc-motor-control>

4.2 Motores Brushless

<http://www.quadruino.com/guia-2/materiales-necesarios-1/motores-brushless>

4.3 Motor Mac m12500

http://www.macmotortech.com/product_detail/m12500-3-pump-motor-14645949436270714.html

4.4 Motor Mac m12500 Curva Característica del motor

<https://spanish.alibaba.com/product-detail/new-designed-1000watt-dc-pump-motor-60503797527.html?spm=a2700.galleryofferlist.normalList.111.331c3146Yq2C1D>

4.5 2000W BLDC Motor Controller

<https://www.goldenmotor.com/frame-bldcmotor.htm>
<https://www.goldenmotor.com/e-Bike-DIY/Cruise%20Controller%20User%20Guide.pdf>

5.1 ¿Qué diferencias hay entre el ciclo de autonomía NEDC y el WLTP?

<https://www.sport.es/es/motor/destacados/noticias/actualidad/movilidad/diferencias-entre-ciclo-nedc-wltp-6797900>

5.2 New European Driving Cycle

https://en.wikipedia.org/wiki/New_European_Driving_Cycle

5.3 Los madrileños recorren de media casi 12 kilometros desde su casa hasta el trabajo

<https://www.20minutos.es/noticia/787294/0/distancia/trabajo/domicilio/>

6.1 ANÁLISIS TÉCNICO DE LOS DIFERENTES TIPOS DE BATERÍAS COMERCIALMENTE

DISPONIBLES PARA SU INTEGRACIÓN EN EL PROYECTO DE UNA MICRORRED AISLADA -
CESAR ANDRÉS GONZÁLEZ SANTACRUZ - UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE
CALDAS - FACULTAD DE INGENIERÍA – BOGOTÁ 2015

<http://repository.udistrital.edu.co/bitstream/11349/3663/1/ANA%CC%81LISIS%20TE%CC%81CNICO%20DE%20LOS%20DIFERENTES%20TIPOS%20DE%20BATERI%CC%81AS%20COMERCIALMENTE%20DISPONIBLES%20PARA%20SU%20INTEGRACIO%CC%81N%20EN%20EL%20PROYECTO%20DE%20UNA%20MICRORRED%20AISLADA.pdf>

6.2 MANUAL DE BATERÍAS Y ACUMULADORES - Fernando Antonio Padrón Jabib

<https://repository.upb.edu.co/bitstream/handle/20.500.11912/1536/MANUAL%20DE%20B%3%9ASQUEDA%20R%3%81PIDA%20PARA%20BATER%3%8DAS.pdf?sequence=3&isAllowed=y>

6.3 BU-304: Why are Protection Circuits Needed?

https://batteryuniversity.com/learn/article/safety_circuits_for_modern_batteries

6.4 BU-409: Charging Lithium-ion

https://batteryuniversity.com/learn/article/charging_lithium_ion_batteries

6.5 How do Battery Chargers Work?

https://batteryuniversity.com/learn/article/all_about_chargers

6.6 BU-402: What Is C-rate?

https://batteryuniversity.com/learn/article/what_is_the_c_rate

6.7 Manual POW48V10A-D1

<https://files.i4wifi.cz/inc/doc/attach/Stoltem/4818/Manual-Datasheet-POW48V10A-D1.pdf>

7.1 Moto vs auto, ¿cuáles son las distancias de frenado?

<https://www.guioteca.com/motos/moto-vs-auto-cuales-son-las-distancias-de-frenado/>

7.2 Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science – Tony Foale

7.3 Motocicleta en una curva

http://laplace.us.es/wiki/index.php/Motocicleta_en_una_curva



- 8.1 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 18
- 8.2 Diseño de Elementos de Máquinas - 4ta Edición - Robert L. Mott – Capitulo 22
- 8.3 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 10
- 9.1 Understanding the Influence of Pressure and Radial Loads on Stress and Displacement Response of a Rotating Body: The Automobile Wheel - J. Stearns, T. S. Srivatsan, X. Gao, and P. C. Lam - Department of Mechanical Engineering, The University of Akron, Akron, OH 44325-3903, USA
- 9.2 Modeling and Analysis of Automotive Wheel Rim using FEM E Chandrashekhar, Mr. J P Rishi M Tech scholar, Vvce, Mysuru 570002, Karnataka, India

- 10.1 Rodamientos SKF - P U B B U / P 1 10000/ 2 E S – Tabla 11, página 89
- 10.2 Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science – Tony Foale

- 11.1 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 14
- 11.2 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 13
- 11.3 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 9
- 11.4 Diseño de Elementos de Máquinas - V. M. Faires (4ta Edición) – Capitulo 10



Planos



Contenido

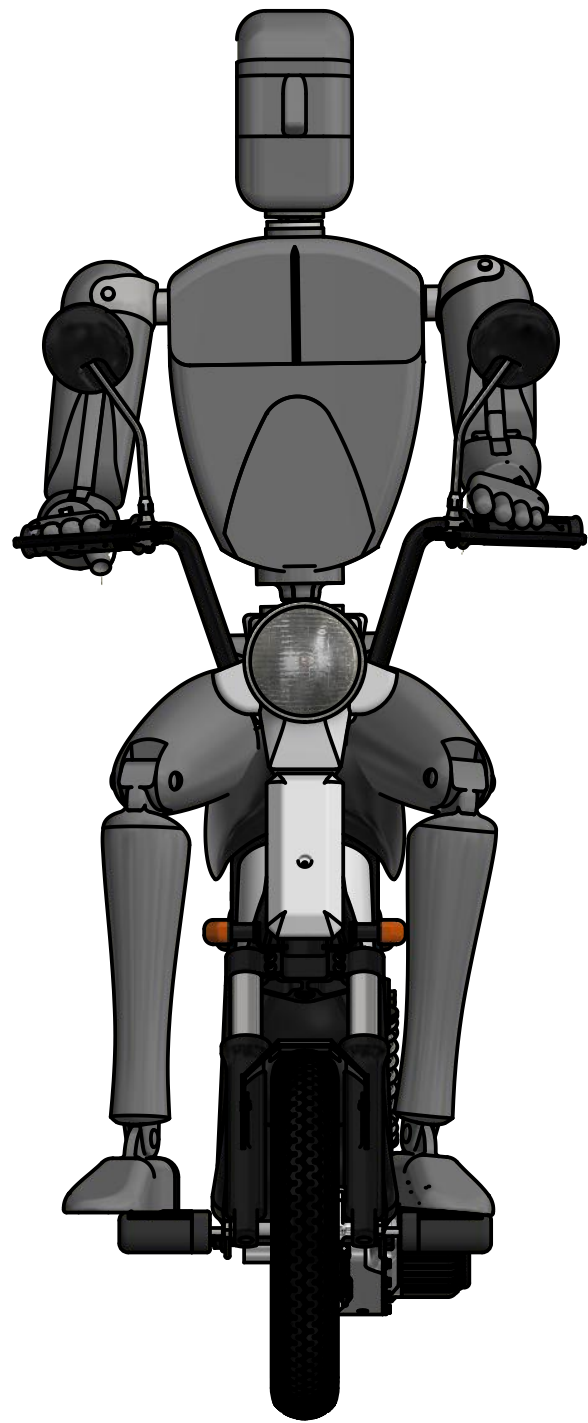
Scooter Eléctrico Con Pasajeros	1
Vistas Scooter Eléctrico	2
Tren Delantero	3
Columna De Dirección	4
Tija	5
Avance	6
Columna De Avance	7
Abrazadera Manubrio	8
Manubrio	9
Seguro Tuerca Ajuste	10
Tuerca Ajuste Columna De Dirección	11
Tuerca De Ajuste Con Seguro	12
Arandela Guardapolvo	13
Eje Delantero	14
Conjunto Amortiguador Delantero	15
Despiece Conjunto Amortiguador Delantero	16
Tubo Interior	17
Tubo Exterior	18
Pistón Amortiguador Delantero	19
Tapa Superior Amortiguado Delantero	20
Espaciador	21
Conjunto Palanca De Frenos	22
Despiece Conjunto Palanca De Frenos	23
Cuerpo Principal	24
Tornillo De Tensado	25
Contratuerca De Tornillo De Tensado	26
Palanca De Freno	27
Tapa Retrovisor	28
Brazo Retrovisor	29
Tuerca De Ajuste Retrovisor	30
Espejo Retrovisor	31
Conjunto Rueda Delantera	32
Despiece Conjunto Rueda Delantera	33
Para De Rueda Delantera	34
Llanta Delantera	35
Separador	36
Leva Freno Delantero	37
Brazo Leva De Freno	38
Cilindro De Seguro	39
Conjunto Tren Trasero	40
Despiece Conjunto Tren Trasero	41
Tapa Brazo Basculante	42
Brazo Basculante	43
Vistas Brazo Basculante	44
Leva Frenos Trasero	45
Brazo Leva Freno Trasero	46
Eje Principal	47
Piñón Helicoidal	48
Engranaje Recto	49
Engranaje Helicoidal	50



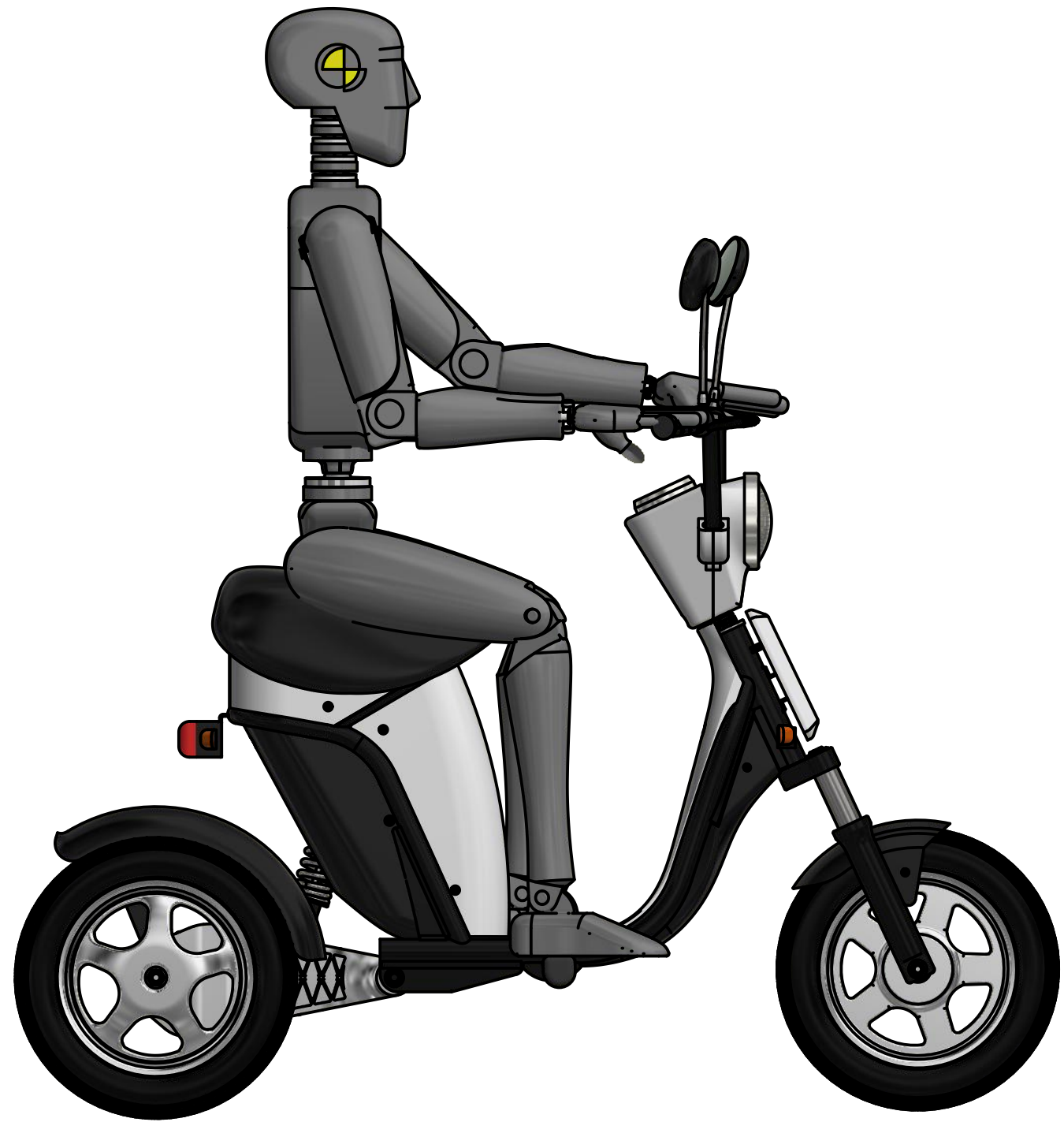
Eje Y Piñón Recto	51
Motor Mac M12500-3 1000w 48v Dc	52
Rueda Trasera	53
Conjunto Suspensión Trasera	54
Despiece Conjunto Suspensión Trasera	55
Soporte De Basculante	56
Pistón Suspensión Trasera	57
Tubo Suspensión Trasera	58
Soporte Amortiguador Trasero A Cuadro	59
Plato	60
Conjunto Acumuladores	61
Despiece Conjunto Acumuladores	62
Caja De Baterías	63
Tapa De Caja De Baterías	64
Conjunto Pack De Baterías	65
Despiece Pack De Baterías	66
Soporte Matriz De Batería	67
Matriz De Baterías	68
Conjunto Cuadro	69
Despiece Conjunto Cuadro	70
Dimensiones Cuadro	71
Pipa De Dirección	72
Travesaño Redondo	73
Tubo Principal Izquierdo	74
Soporte 1	75
Soporte 2	76
Soporte Basculante	77
Soporte Amortiguador	78
Soporte Delantero	79
Tubo Principal Medio	80
Soporte 3	81
Soporte 4	82
Soporte Baulera 1	83
Soporte Baulera 2	84
Soporte 5	85
Soporte 6	86
Soporte 7	87
Soporte 8	88
Soporte 10	89
Despiece De Plásticos Y Accesorios	90
Guarda Barros Delantero	91
Odómetro	92
Carcaza Cubre Baterías	93
Carcaza Trasera	94
Asiento	95
Carcaza Baulera	96
Carcaza Inferior	97
Carcaza Superior	98
Carcaza Delantera	99
Carcaza Tablero A	100
Carcaza Tablero B	101
Guardabarros Trasero	102



Baúl	103
Conjunto Eje Apoya Pies	104
Pedalín	105
Eje Apoya Pies	106



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

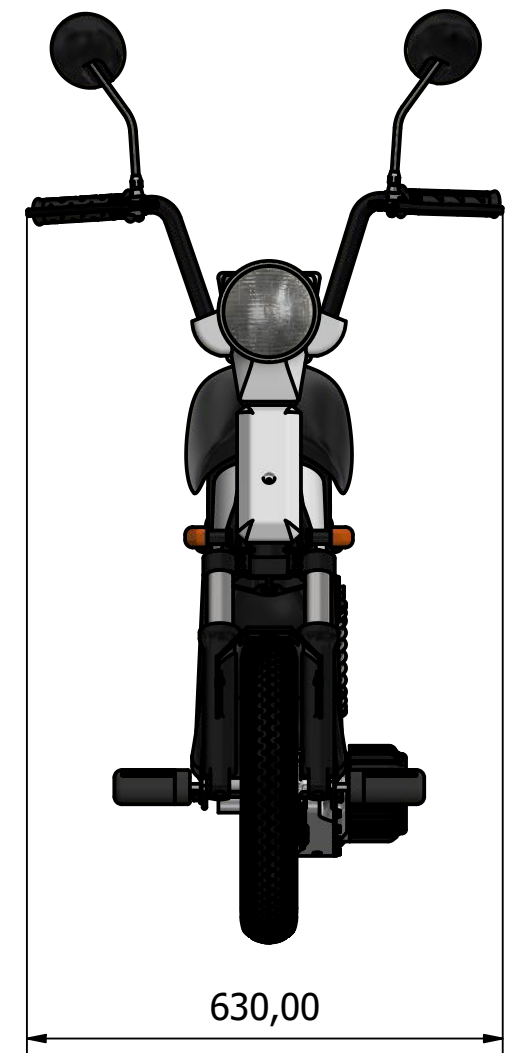
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza	
Fecha 5/8/2018	22/1/2019	Plano Número 00001	
Firma		Material	
Escala 0,12 : 1	Norma 	Pieza SCOOTER ELECTRICO CON PASAJERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 1/104 Revisión: A



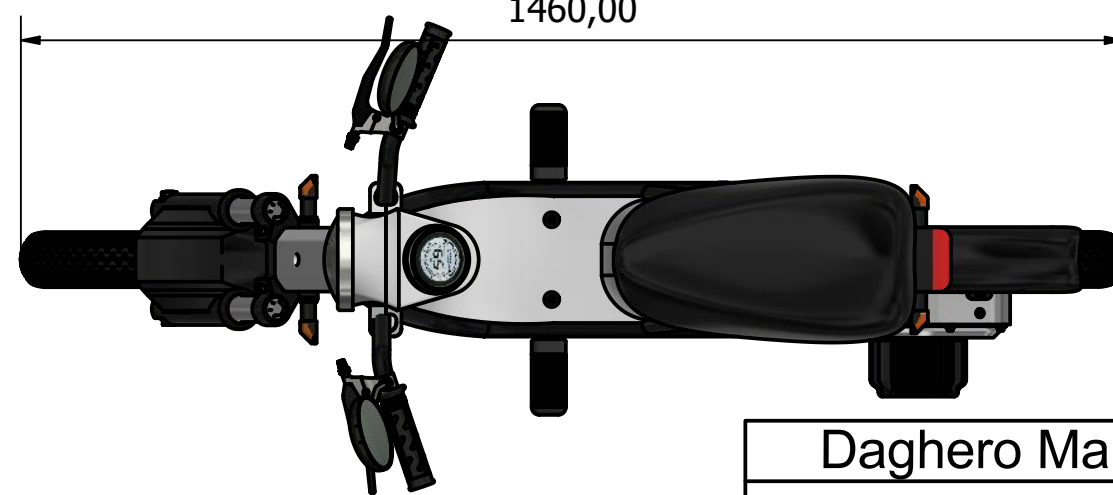
VISTA POSTERIOR



VISTA LATERAL

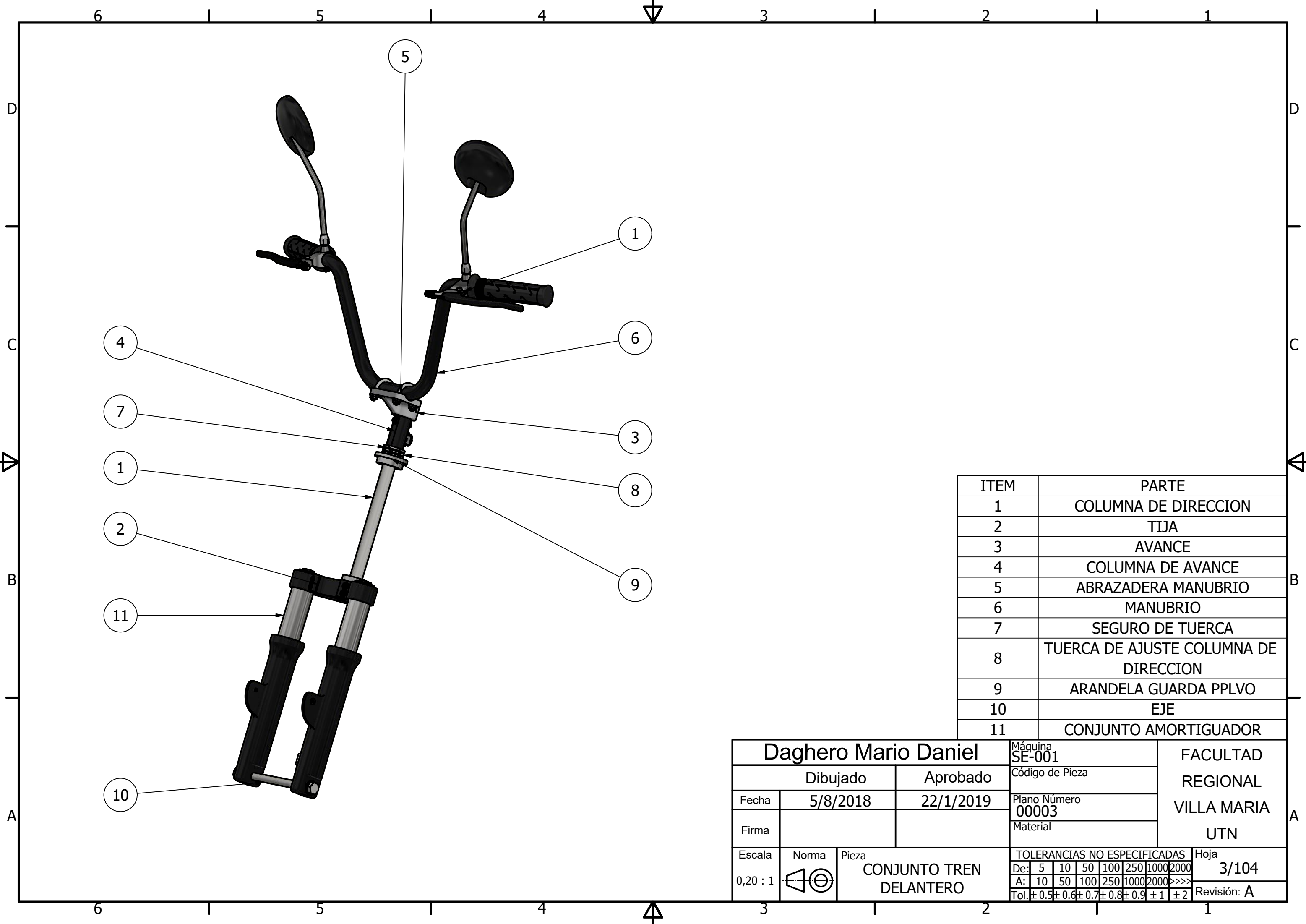


VISTA FRONTAL



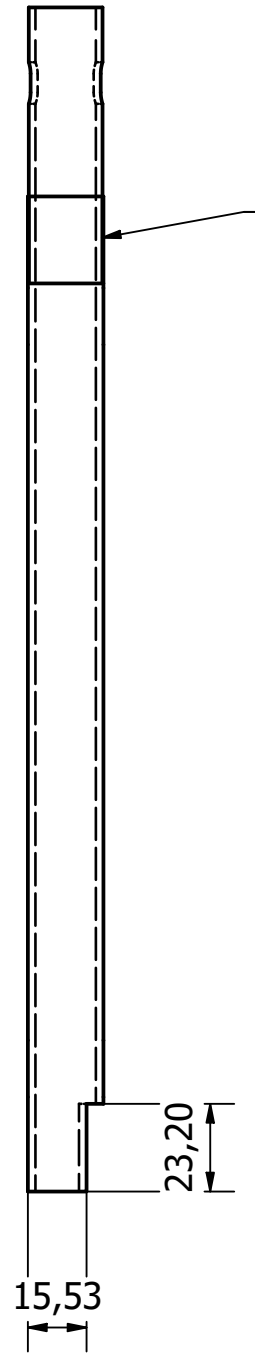
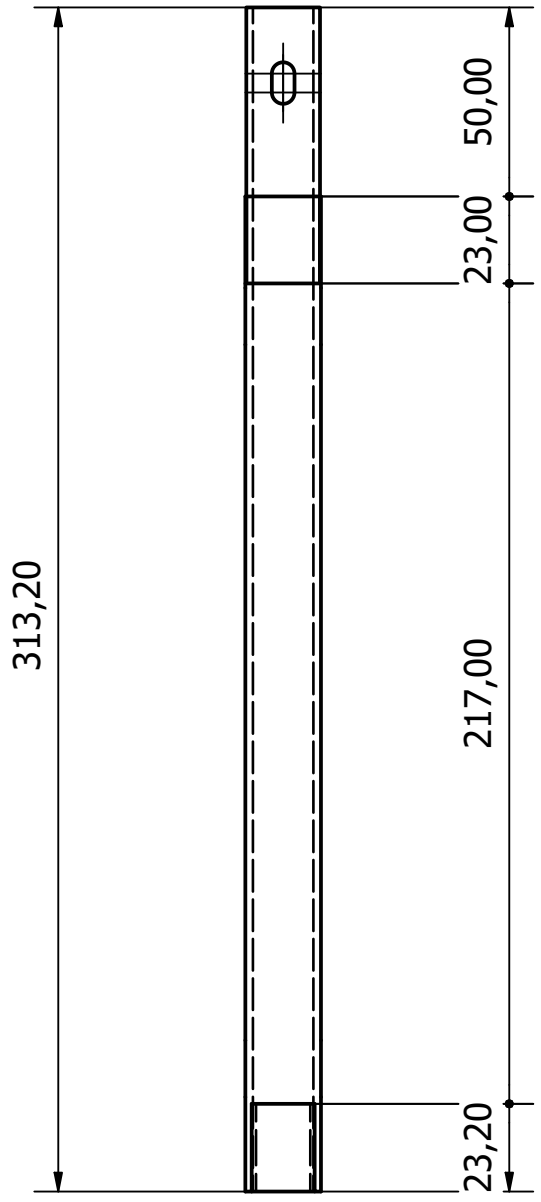
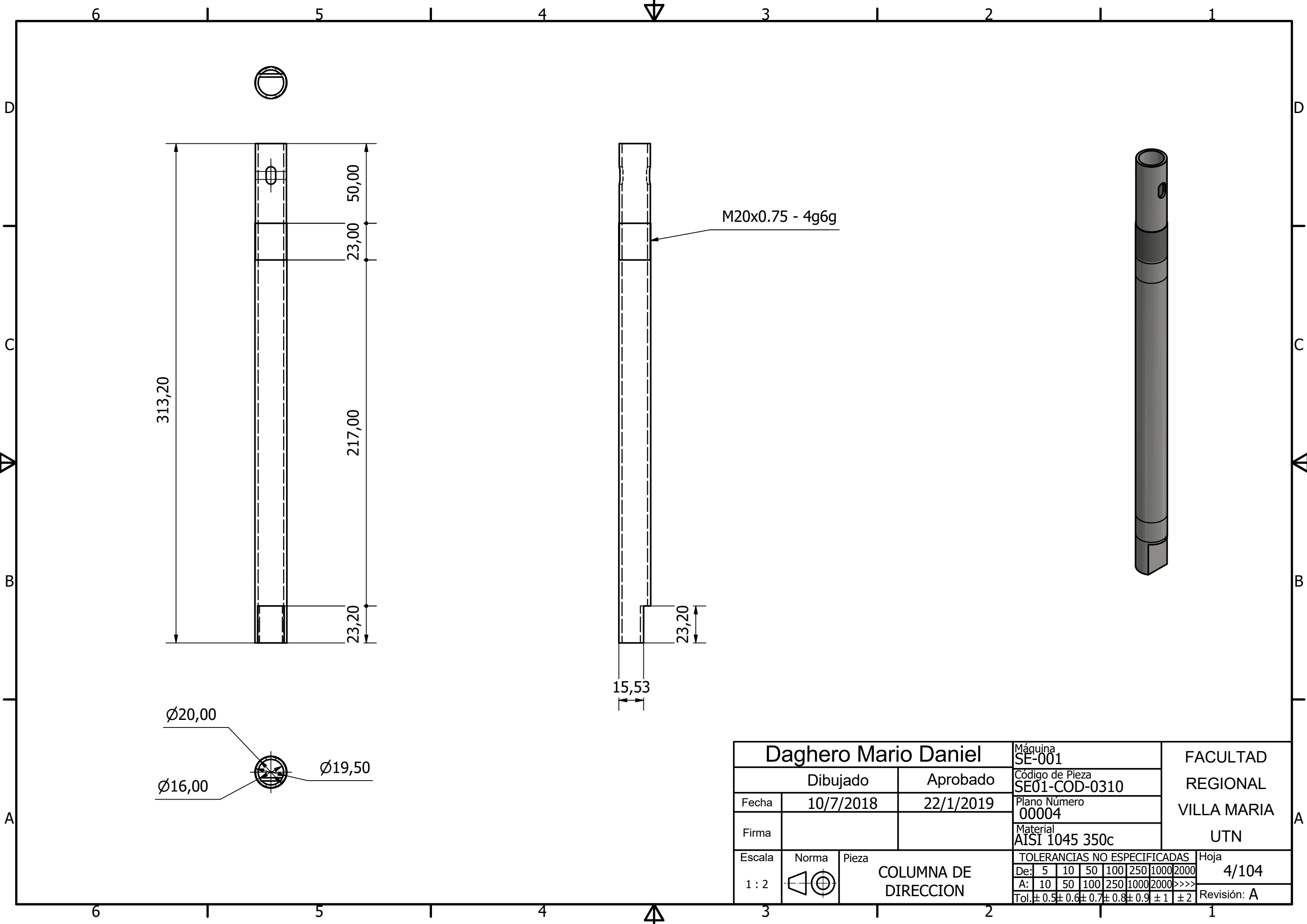
VISTA SUPERIOR

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado		Aprobado			Código de Pieza
Fecha	5/8/2018	22/1/2019			Plano Número 00002
Firma					Material
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
0,10 : 1		VISTAS SCOOTER ELECTRICO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	2/104	
			Revisión:	A	

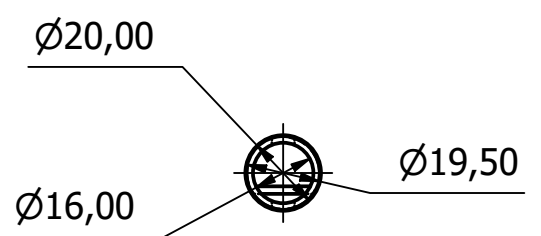


ITEM	PARTE
1	COLUMNA DE DIRECCION
2	TIJA
3	AVANCE
4	COLUMNA DE AVANCE
5	ABRAZADERA MANUBRIO
6	MANUBRIO
7	SEGURO DE TUERCA
8	TUERCA DE AJUSTE COLUMNA DE DIRECCION
9	ARANDELA GUARDA PPLVO
10	EJE
11	CONJUNTO AMORTIGUADOR

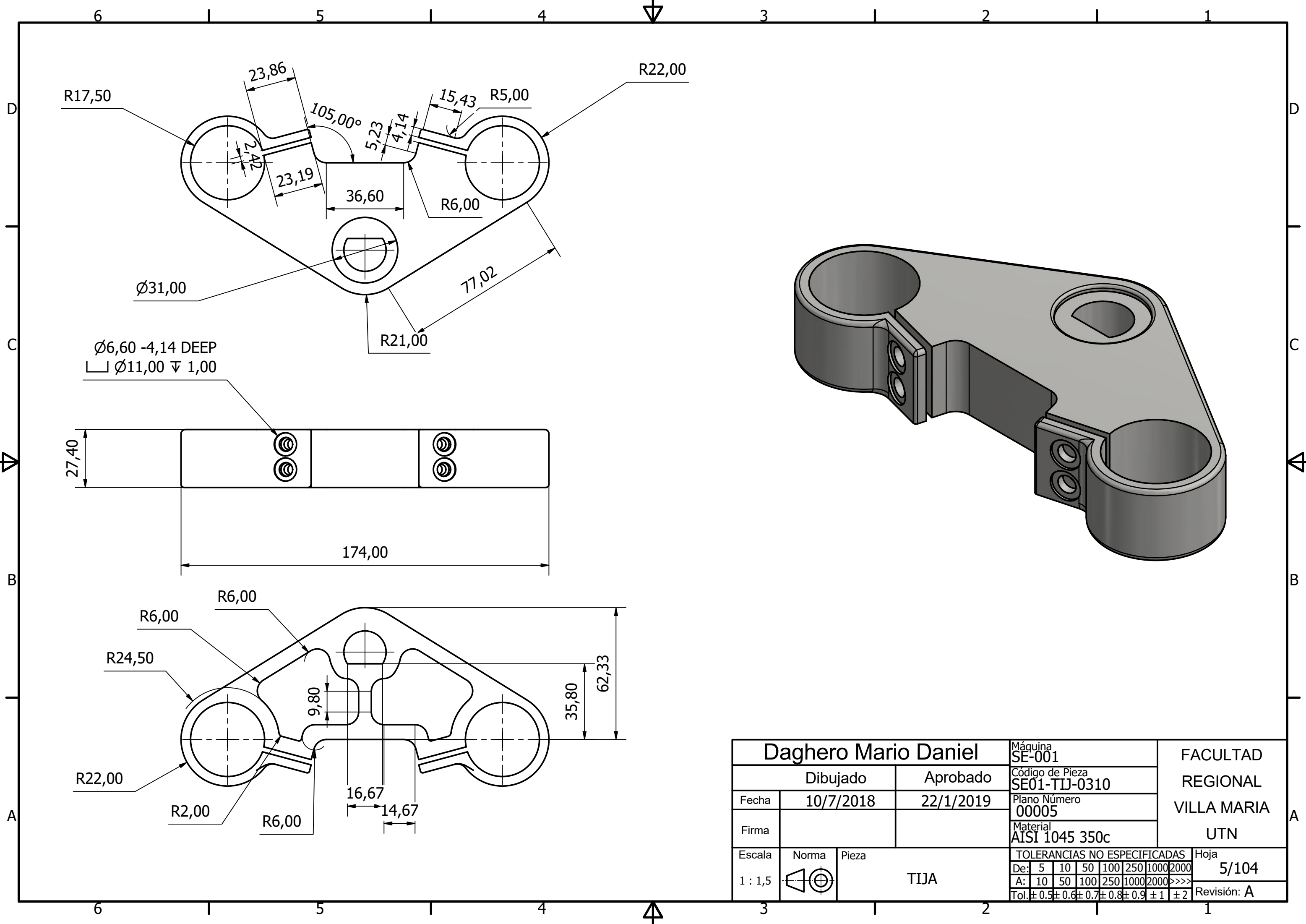
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	5/8/2018	22/1/2019	Plano Número 00003	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
0,20 : 1		CONJUNTO TREN DELANTERO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Hoja 3/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



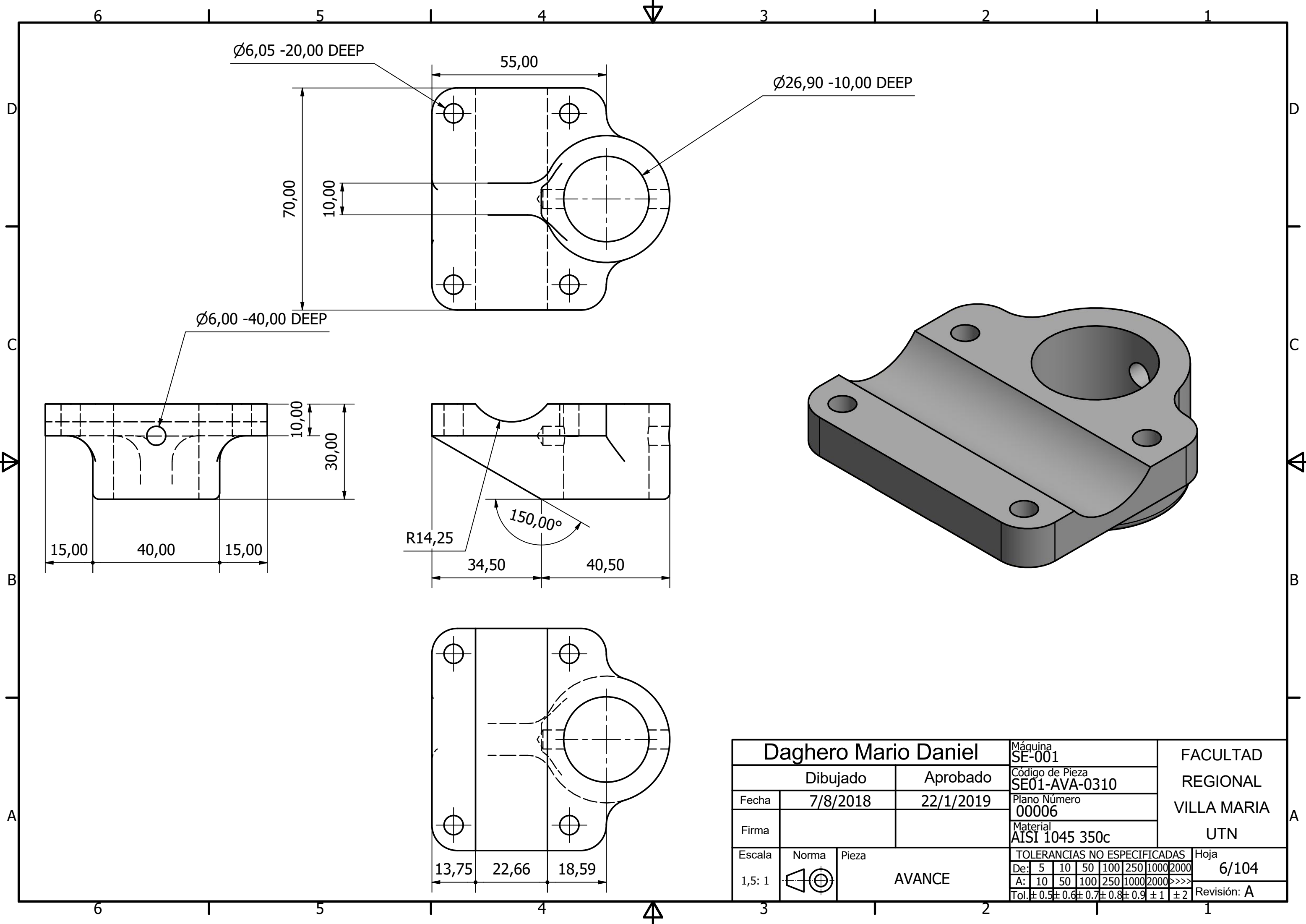
M20x0.75 - 4g6g



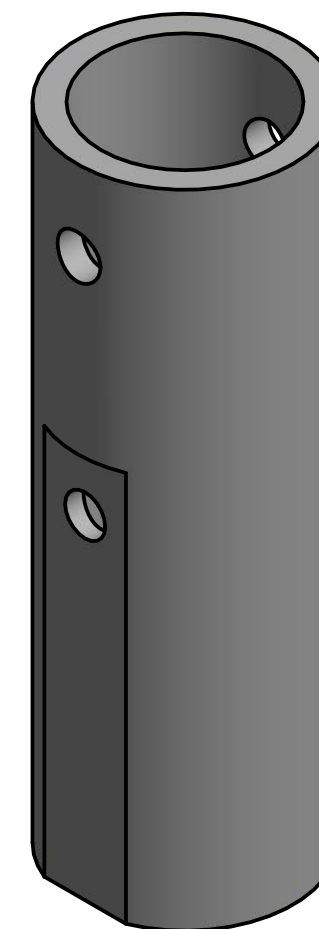
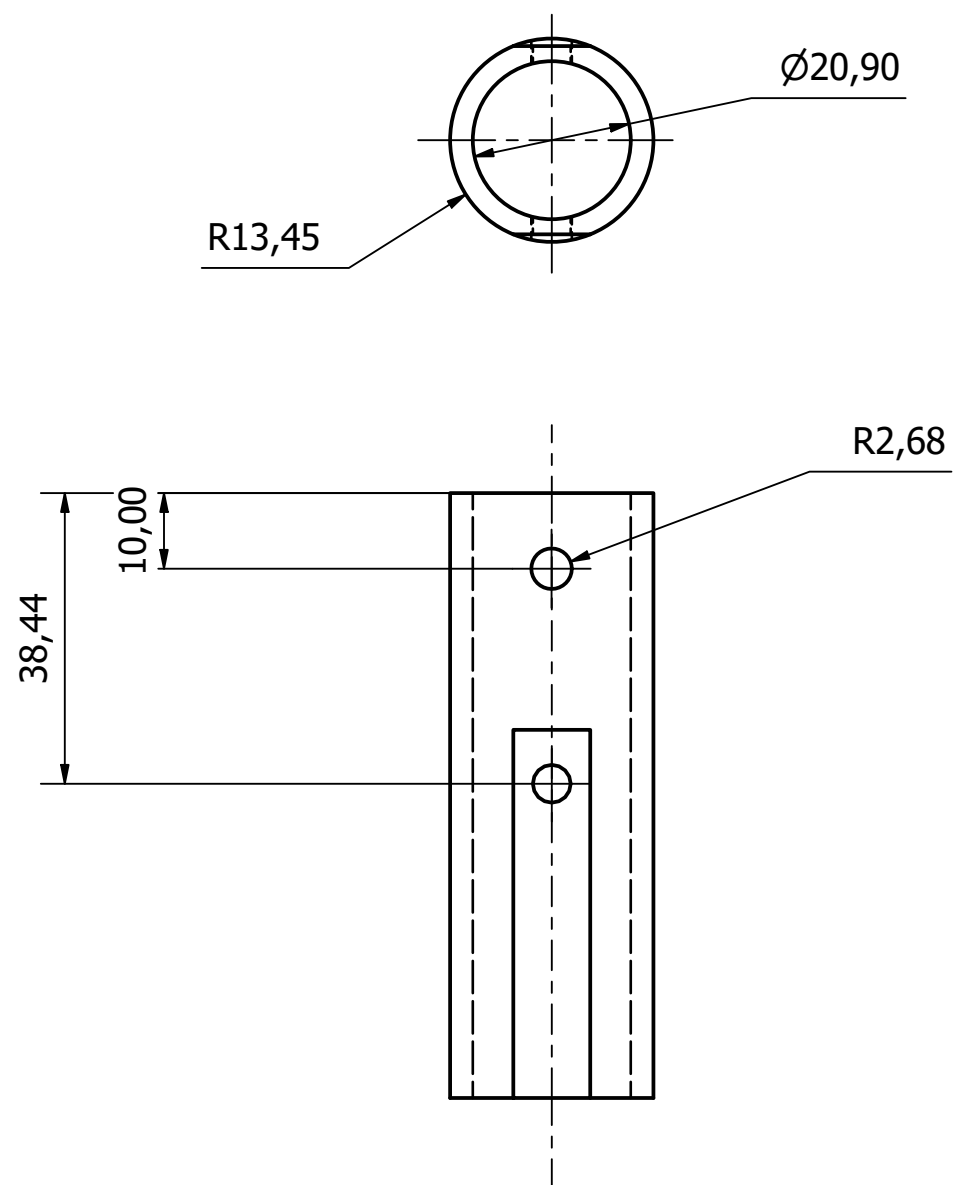
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-COD-0310									
Fecha	10/7/2018	22/1/2019	Plano Número 00004									
Firma			Material AISI 1045 350c									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
1 : 2		COLUMNA DE DIRECCION	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	4/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		



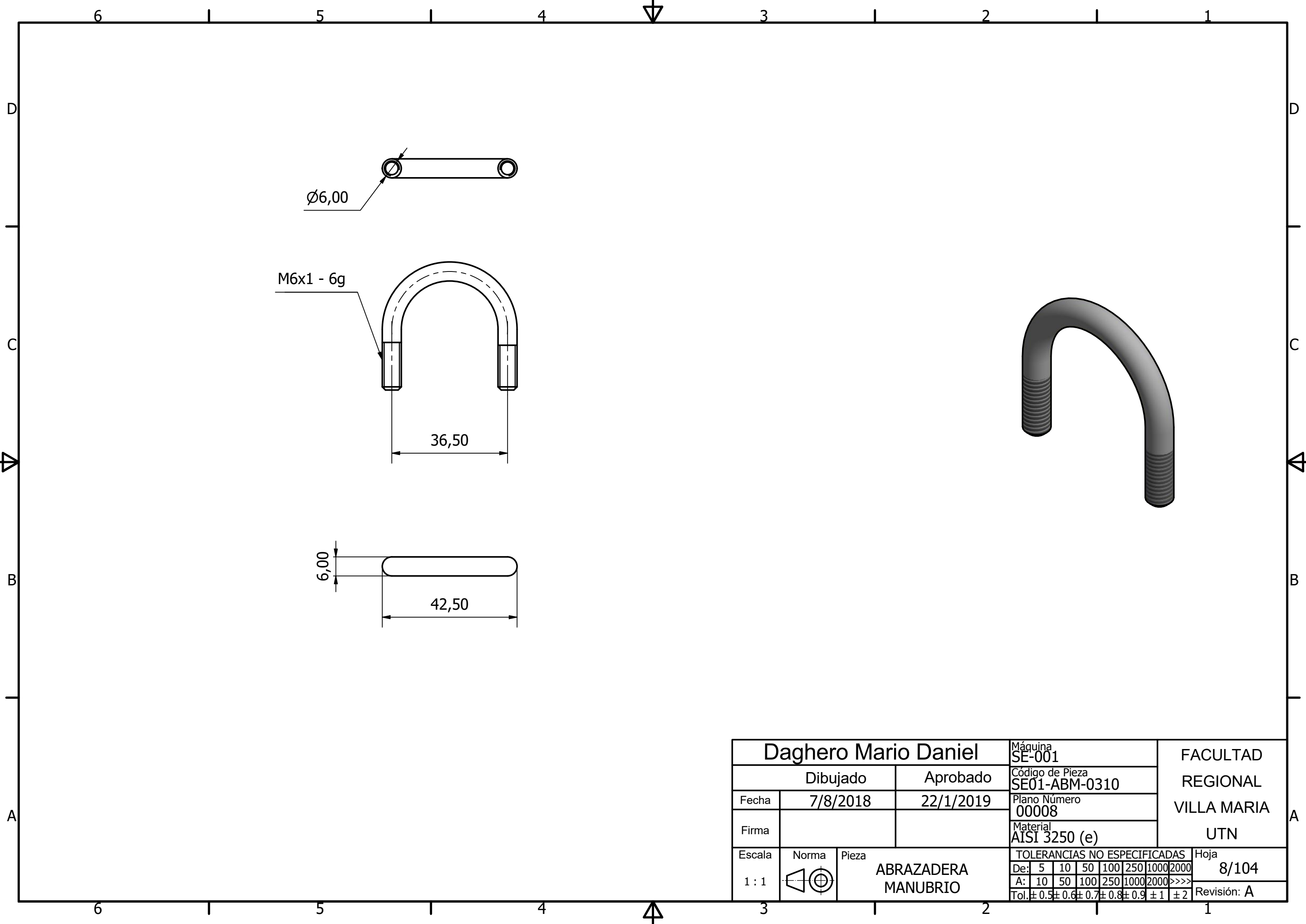
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-TIJ-0310	
Fecha 10/7/2018	22/1/2019		Plano Número 00005	
Firma			Material AISI 1045 350c	
Escala 1 : 1,5	Norma ☐ ⊕	Pieza TIJA	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 5/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	



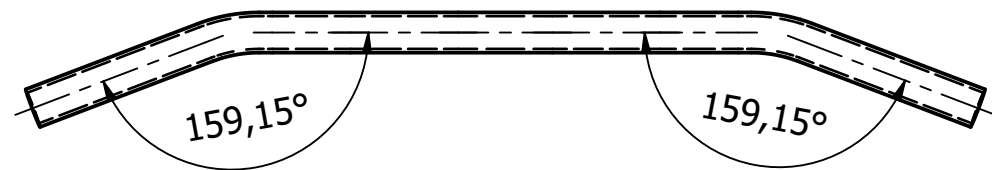
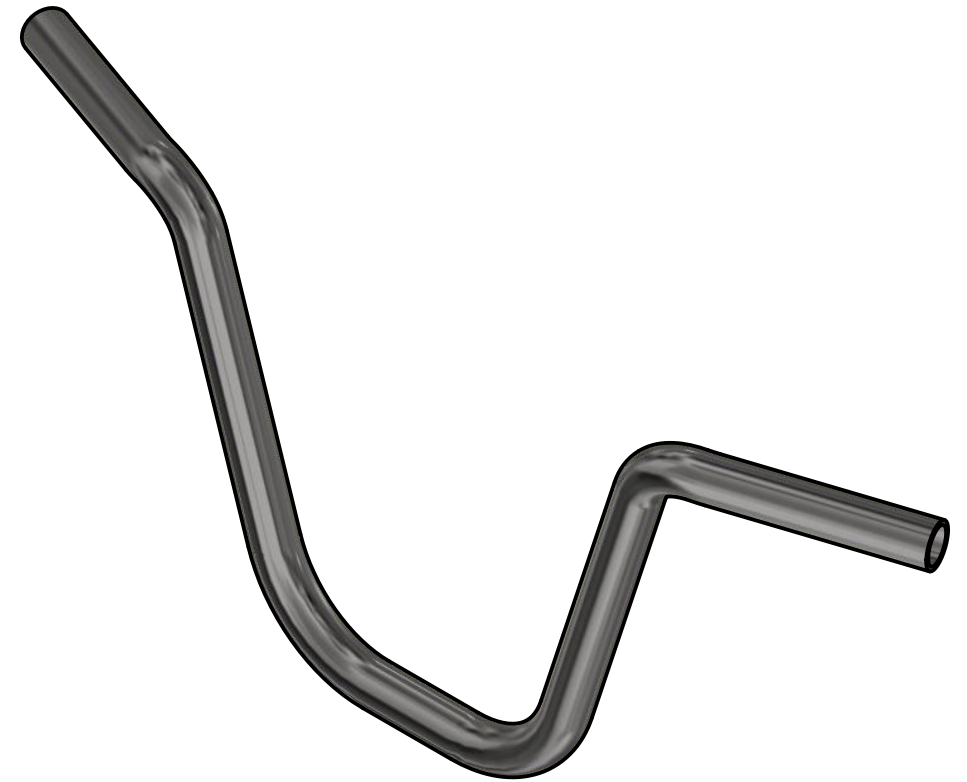
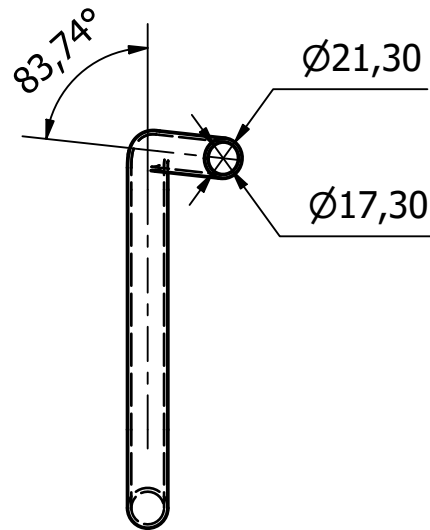
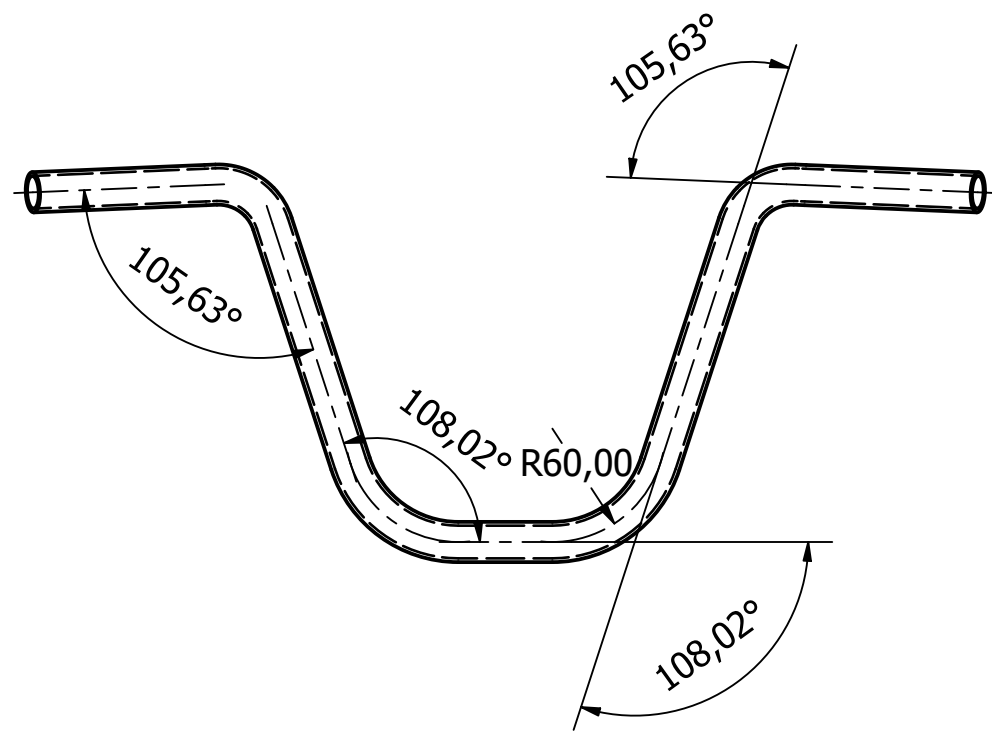
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-AVA-0310	
Fecha	7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 00006	
Firma			Material AISI 1045 350c	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS Hoja	
1,5: 1			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	6/104
		AVANCE	A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



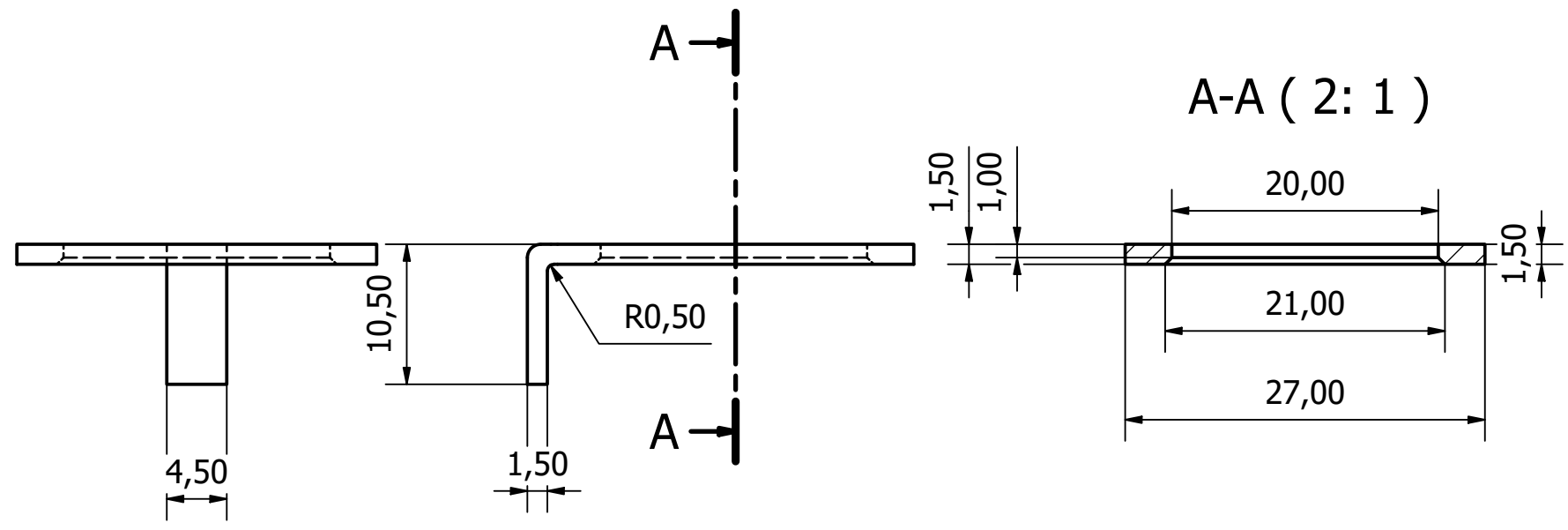
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-CAV-0310								
Fecha	23/7/2018	22/1/2019	Plano Número 00007								
Firma			Material AISI 1045 350c								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
1,5: 1		COLUMNA DE AVANCE	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja 7/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



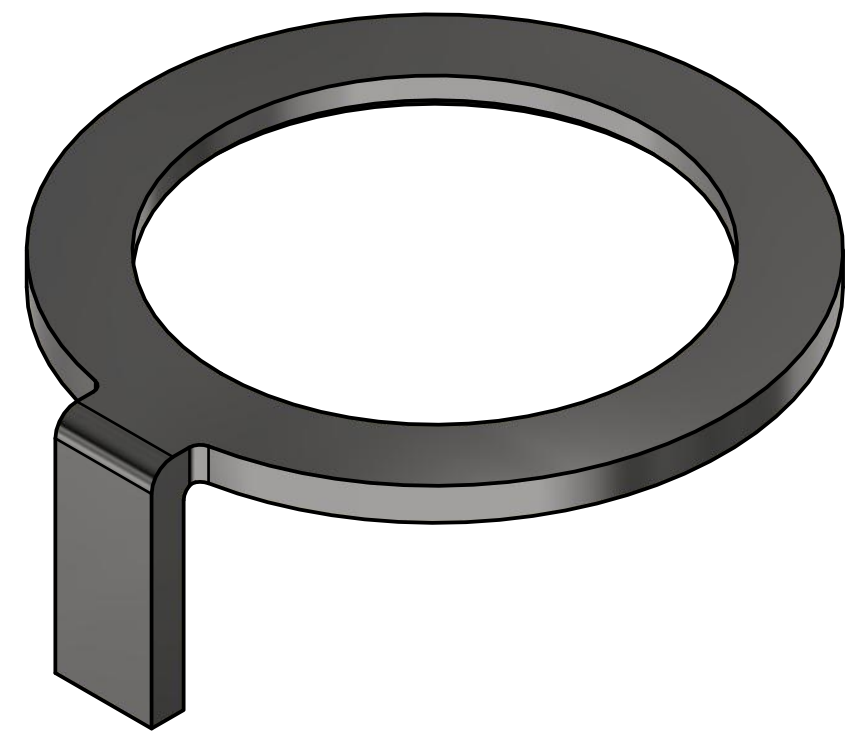
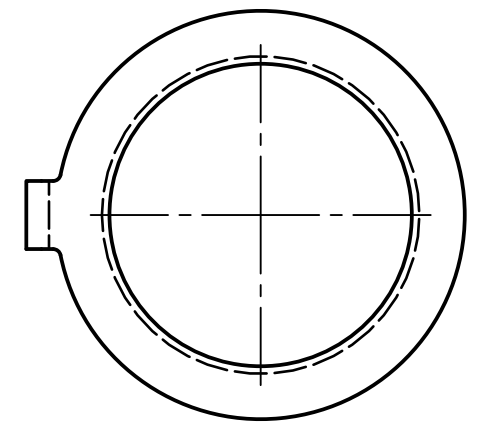
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-ABM-0310								
Fecha	7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 00008								
Firma			Material AISI 3250 (e)								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Hoja						
1 : 1		ABRAZADERA MANUBRIO	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	8/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



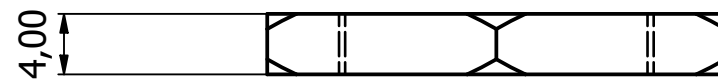
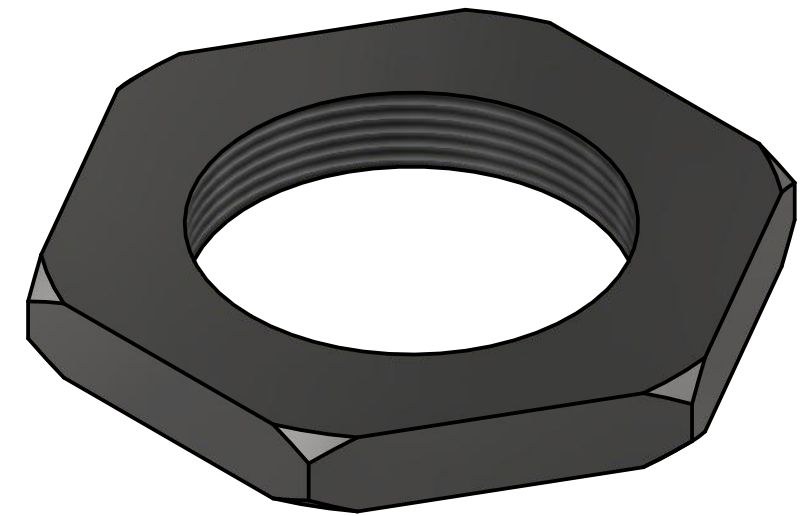
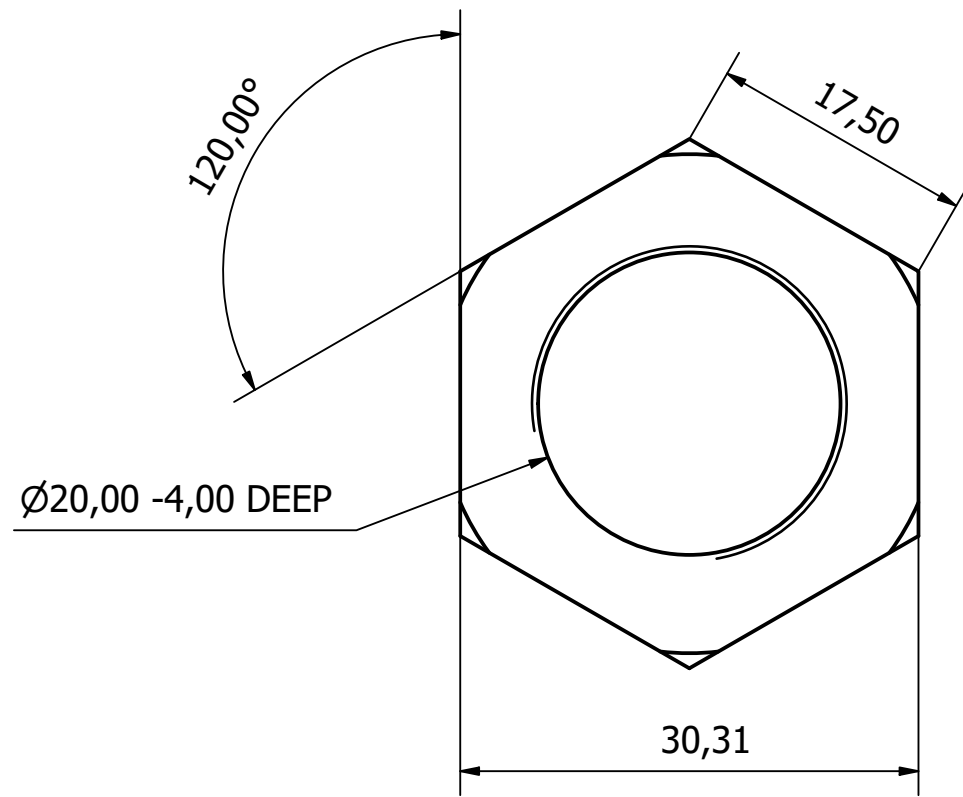
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-MAN-0310	
Fecha	10/8/2018	22/1/2019	Plano Número 00009	
Firma			Material AISI 1020 Norm.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 3		MANUBRIO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	9/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



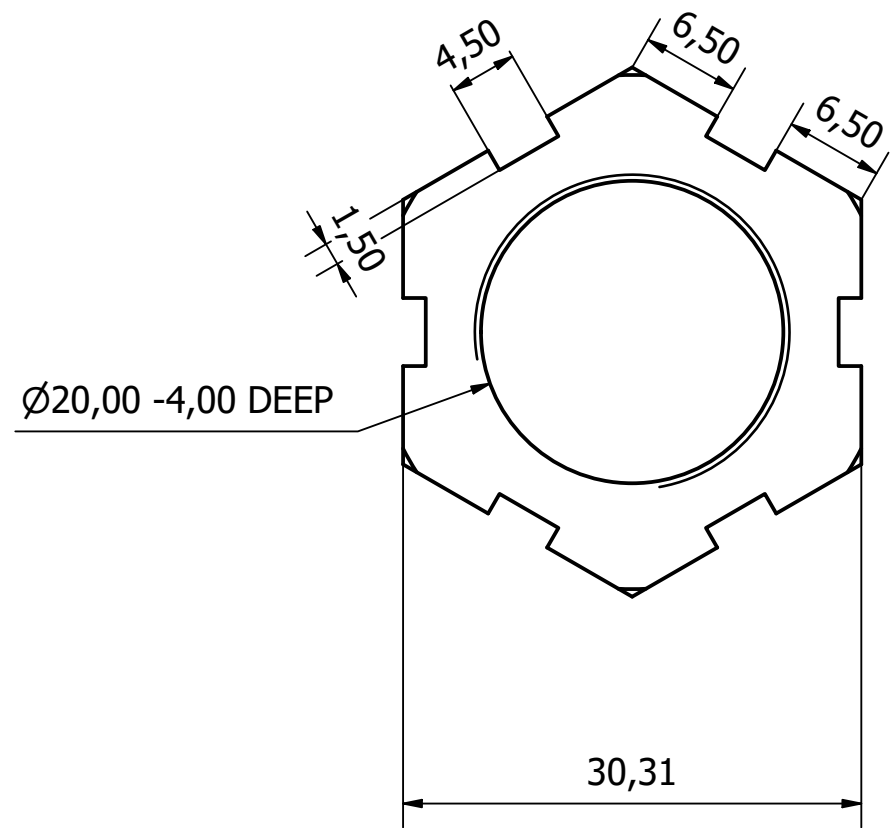
A-A (2: 1)



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-STA-0310				
Fecha	23/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000010	
Firma					Material AISI 1020 Norm.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			
2: 1		SEGURO TUERCA AJUSTE	Hoja 10/104			
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2			
			Revisión: A			

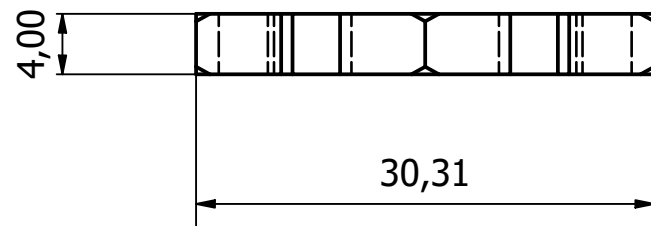


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TAJ-0310			
Fecha	23/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000011
Firma					Material AISI 3250 (e)
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja	
2 : 1		TUERCA AJUSTE COLUMNA DE DIRECCION	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	11/104	
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2		



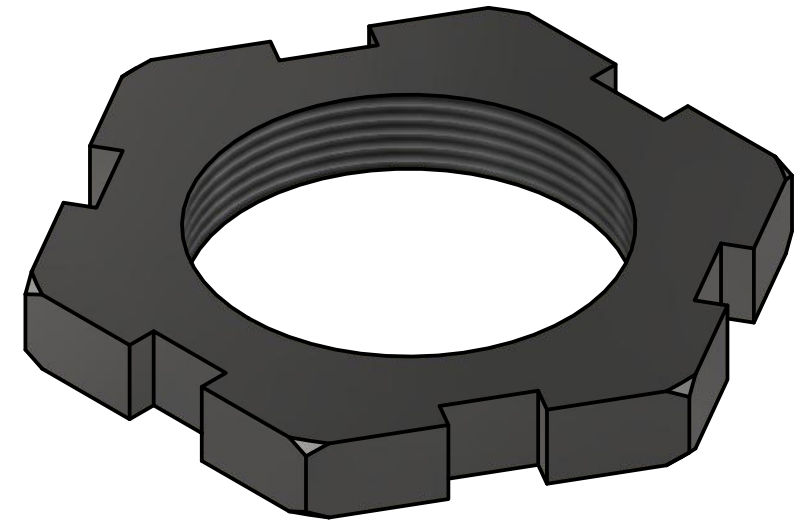
Ø20,00 -4,00 DEEP

30,31

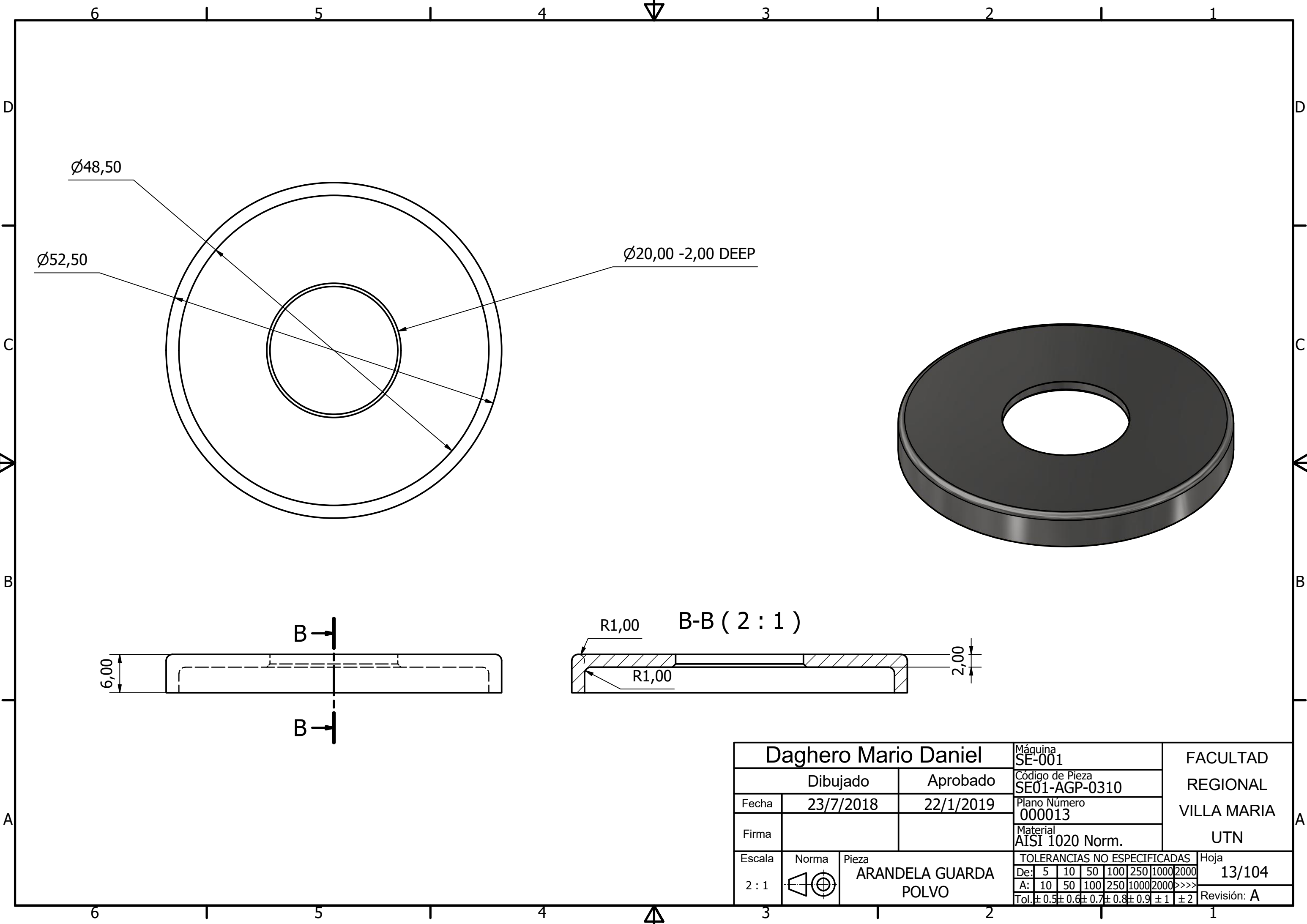


4,00

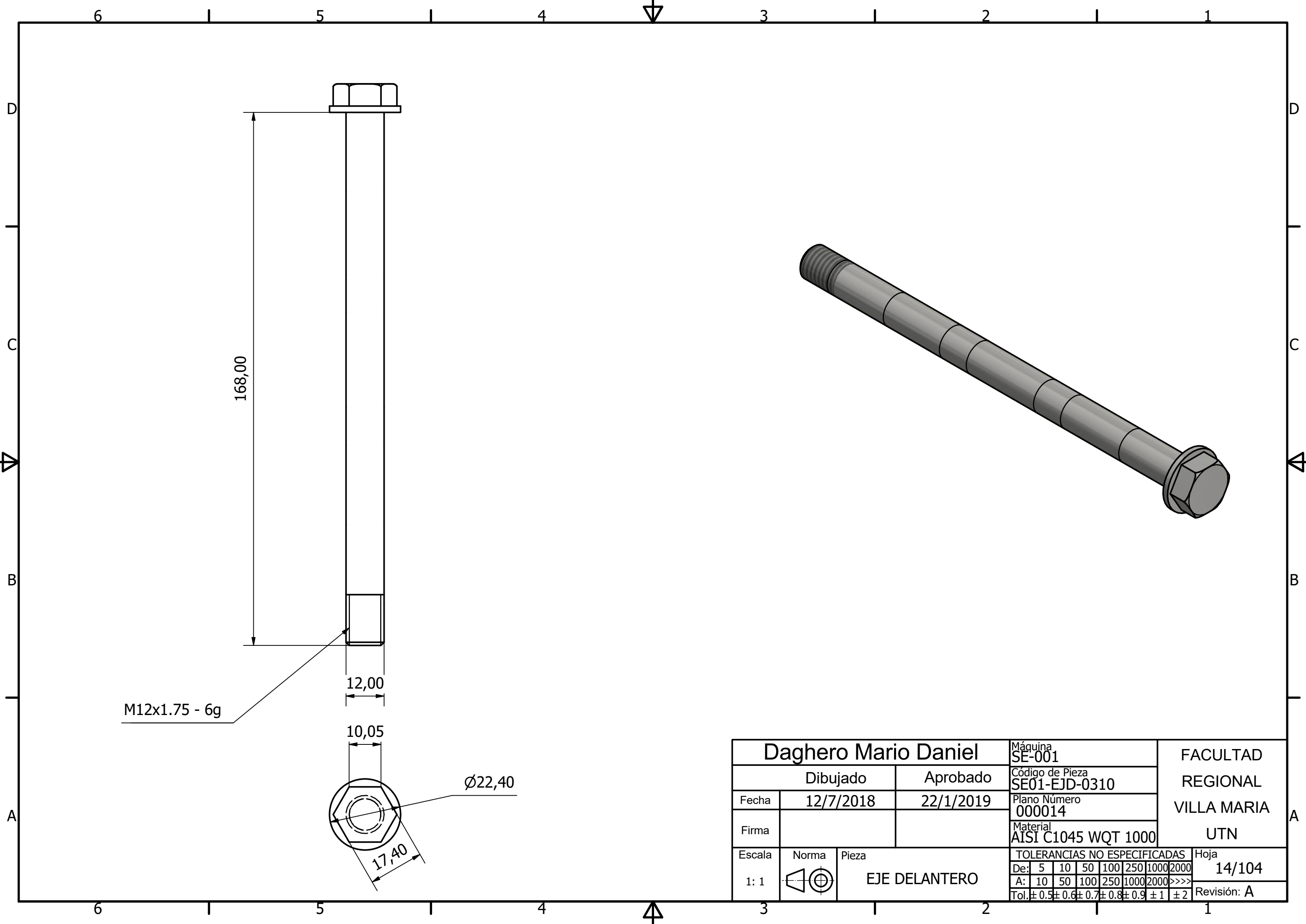
30,31



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TAS-0310				
Fecha	23/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000012	
Firma					Material AISI 3250 (e)	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			
2 : 1		TUERCA AJUSTE CON SEGURO	Hoja 12/104			
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000			
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>			
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2			
			Revisión: A			



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-AGP-0310	
Fecha	23/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000013	
Firma			Material AISI 1020 Norm.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2 : 1		ARANDELA GUARDA POLVO	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	13/104
			A:	Revisión: A
			Tol: $\pm 0,5$ $\pm 0,6$ $\pm 0,7$ $\pm 0,8$ $\pm 0,9$ ± 1 ± 2	



M12x1.75 - 6g

168,00

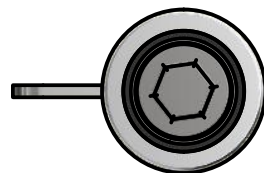
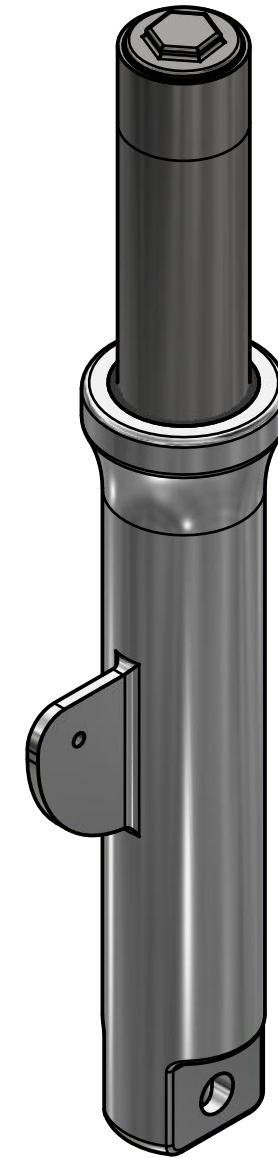
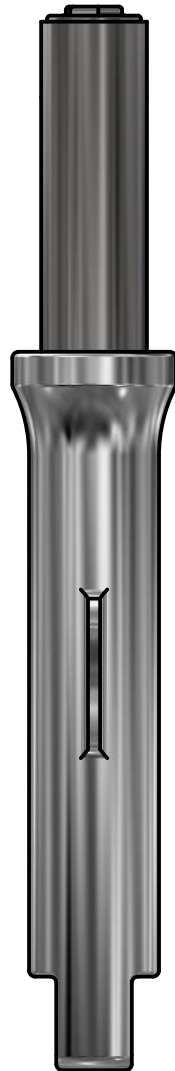
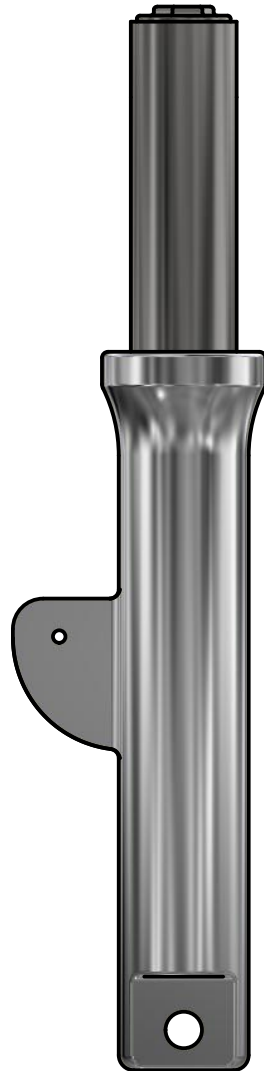
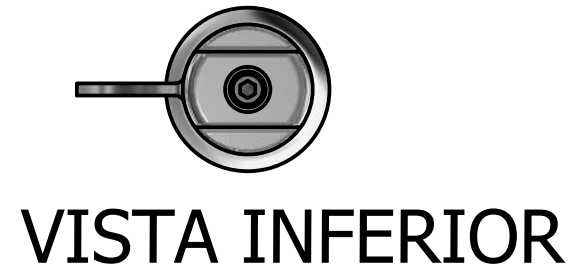
12,00

10,05

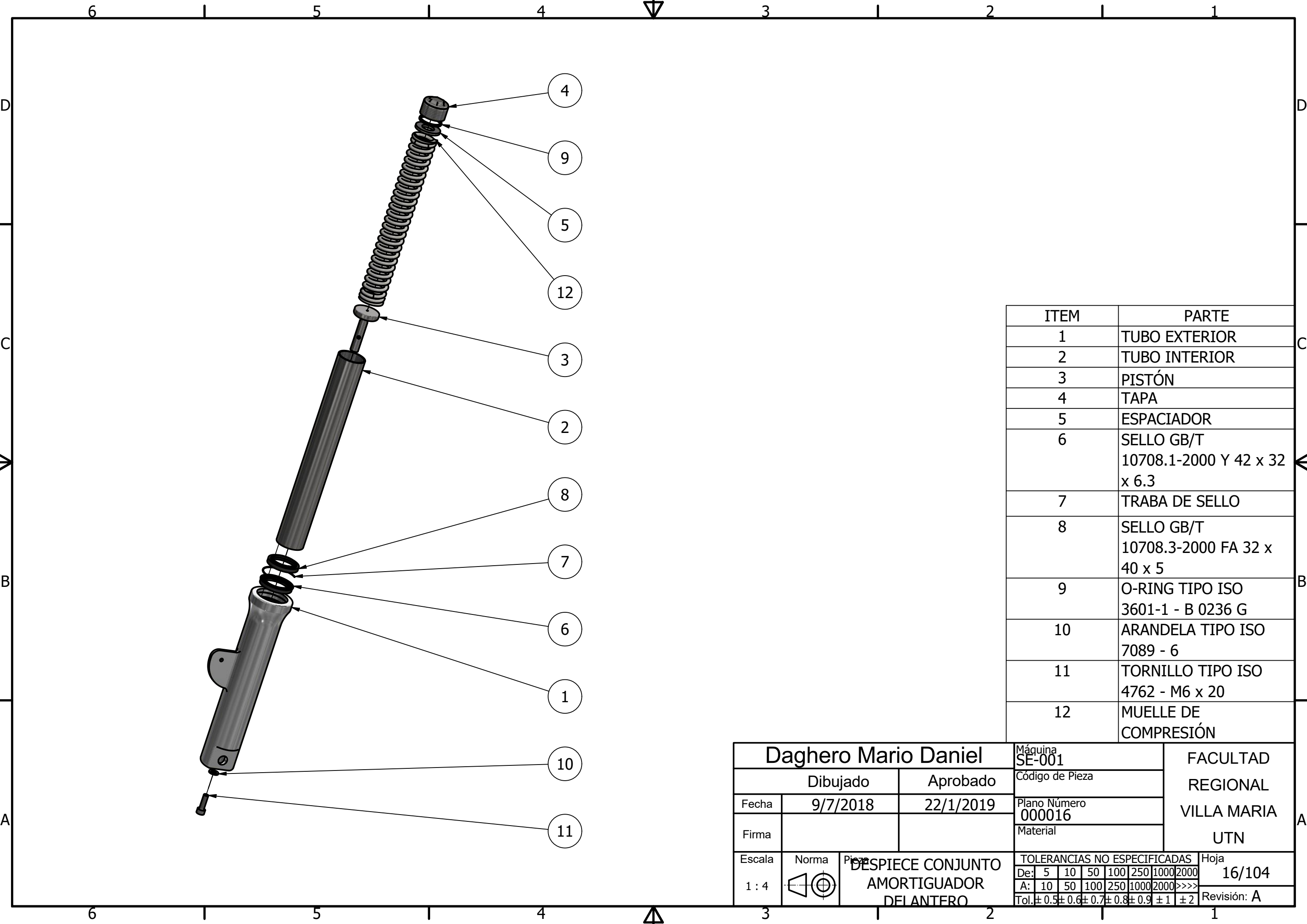
Ø22,40

17,40

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-EJD-0310	
Fecha	12/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000014	
Firma			Material AISI C1045 WQT 1000	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1: 1		EJE DELANTERO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	14/104
			Revisión:	A

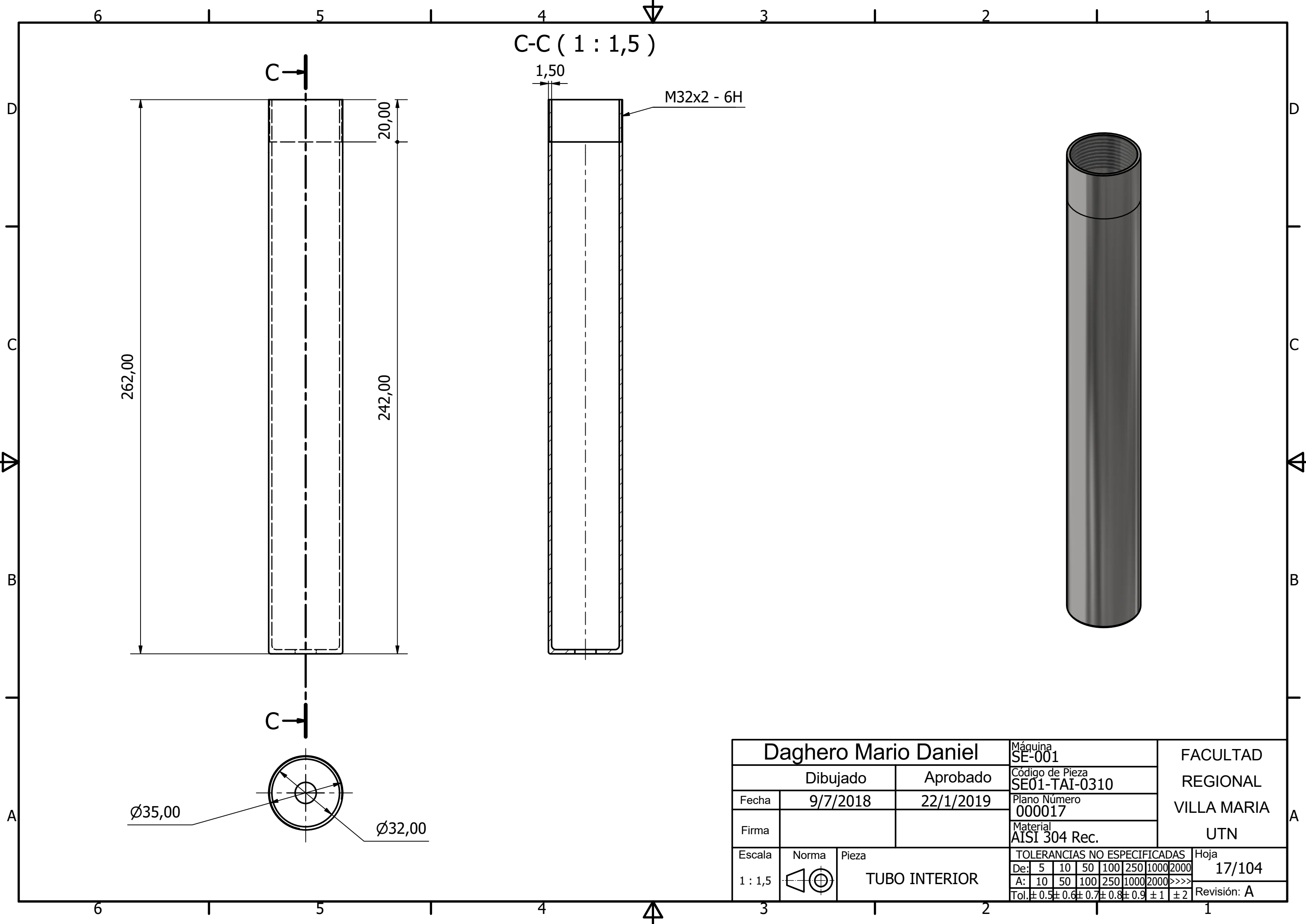


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado		Aprobado			Código de Pieza
Fecha	9/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000015
Firma					Material
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
1 : 2,5		CONJUNTO AMORTIGUADOR DELANTERO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	15/104	
			Revisión:	A	



ITEM	PARTE
1	TUBO EXTERIOR
2	TUBO INTERIOR
3	PISTÓN
4	TAPA
5	ESPACIADOR
6	SELLO GB/T 10708.1-2000 Y 42 x 32 x 6.3
7	TRABA DE SELLO
8	SELLO GB/T 10708.3-2000 FA 32 x 40 x 5
9	O-RING TIPO ISO 3601-1 - B 0236 G
10	ARANDELA TIPO ISO 7089 - 6
11	TORNILLO TIPO ISO 4762 - M6 x 20
12	MUELLE DE COMPRESIÓN

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza	
Fecha 9/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000016	
Firma		Material	
Escala 1 : 4	Norma Pieza	DESPIECE CONJUNTO AMORTIGUADOR DELANTERO	
		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
		De: 5 10 50 100 250 1000 2000	
		A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
		Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
		Hoja 16/104	
		Revisión: A	



C-C (1 : 1,5)

M32x2 - 6H

262,00

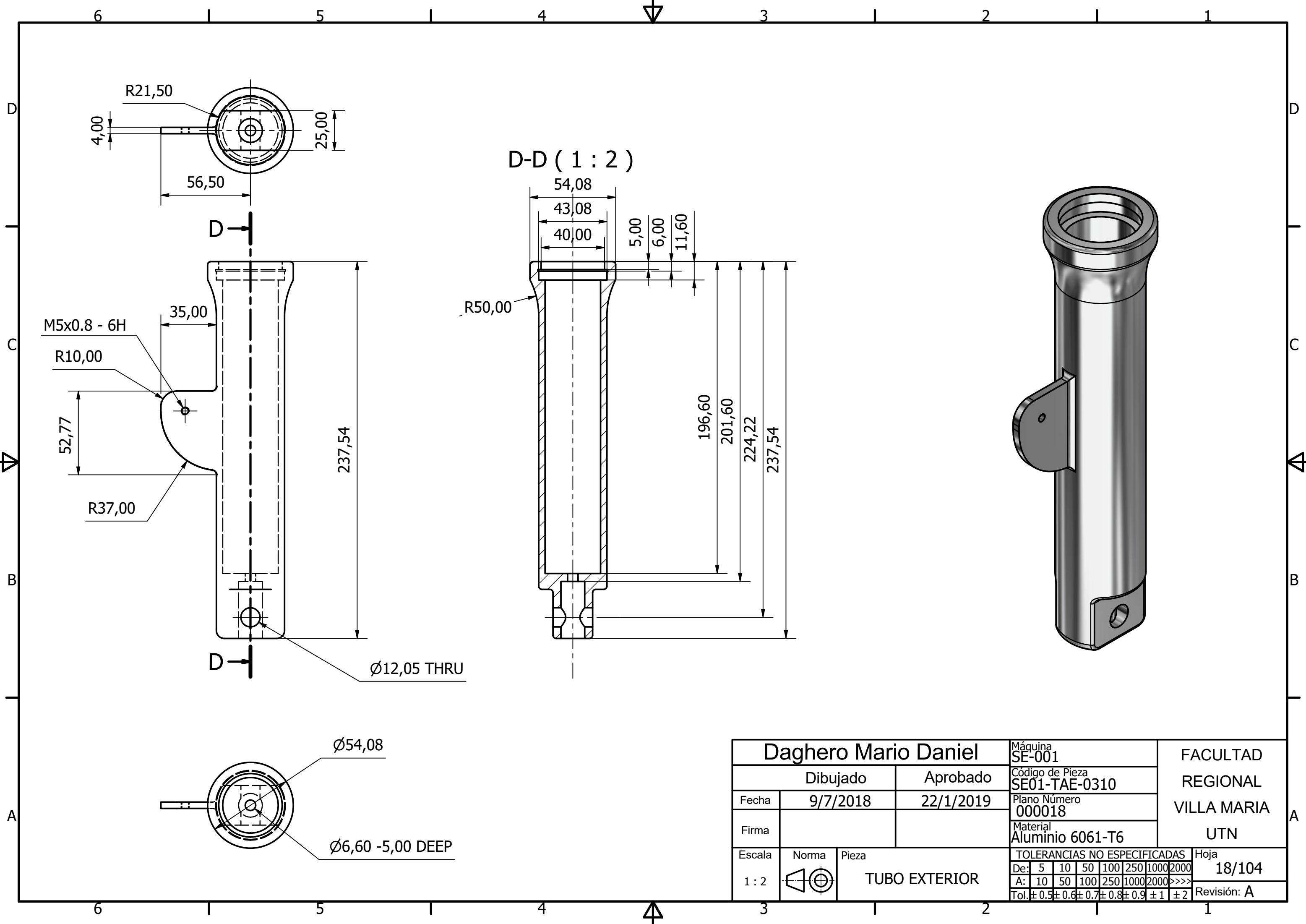
242,00

1,50

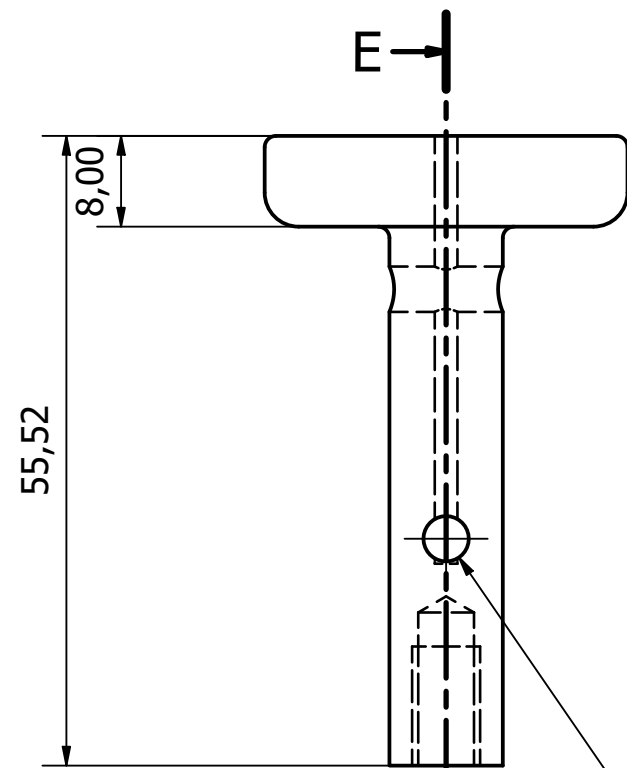
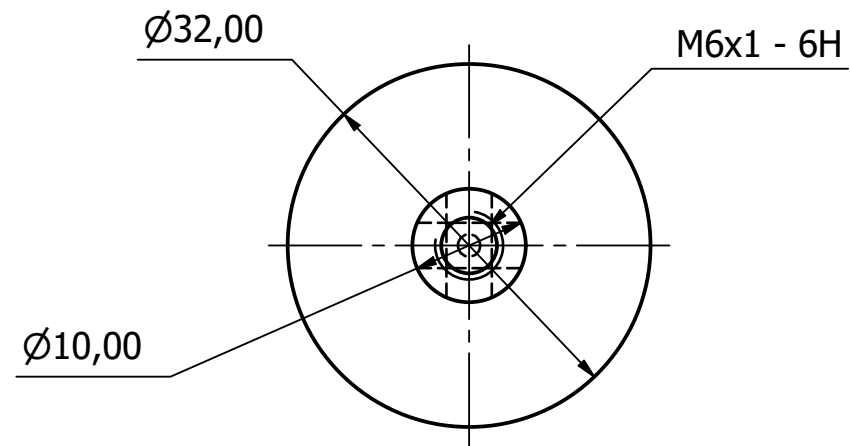
Ø35,00

Ø32,00

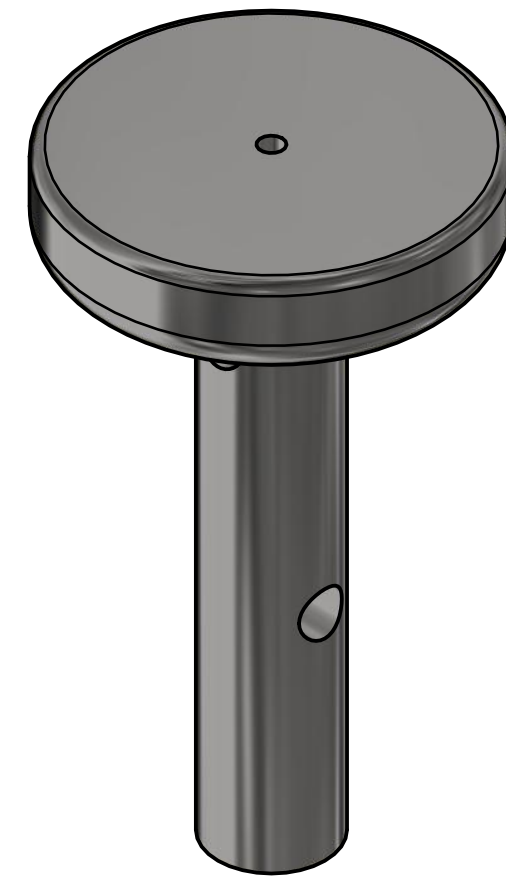
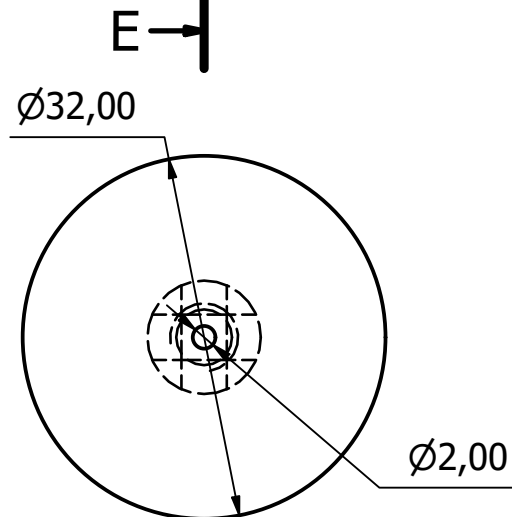
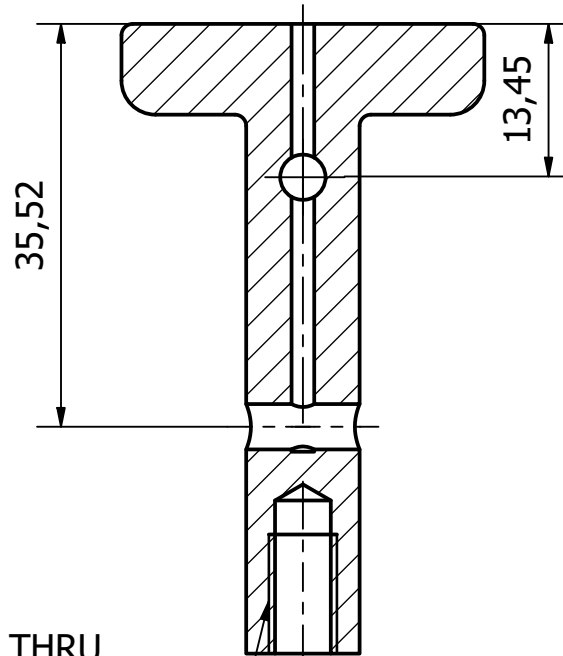
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TAI-0310		
Fecha	9/7/2018	22/1/2019		Plano Número 000017
Firma				Material AISI 304 Rec.
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 1,5		TUBO INTERIOR	Hoja 17/104	
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Revisión: A	



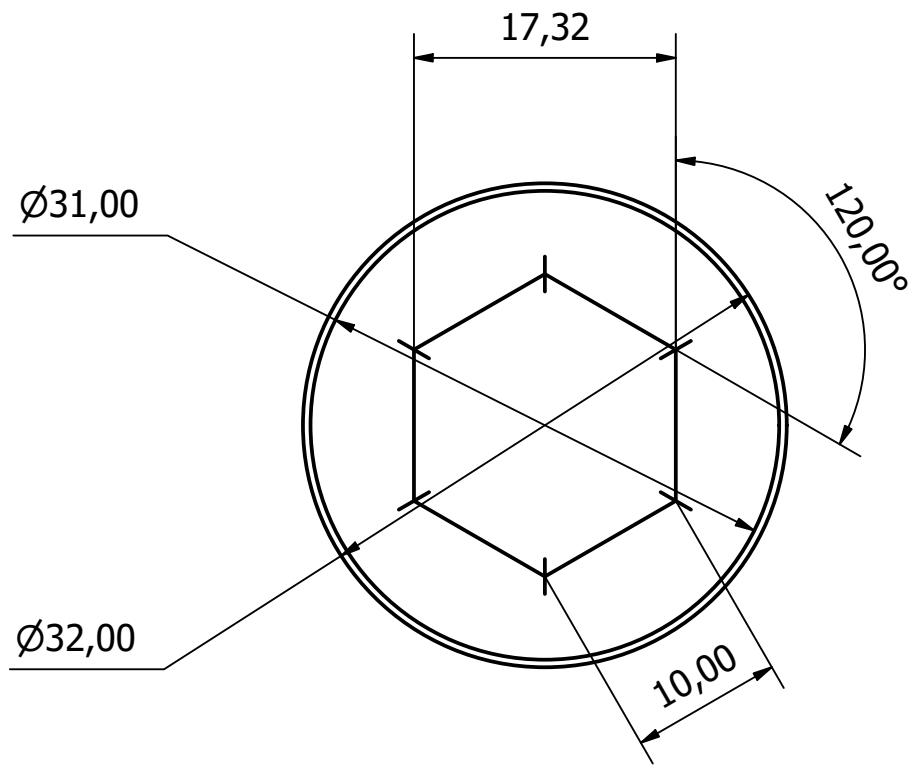
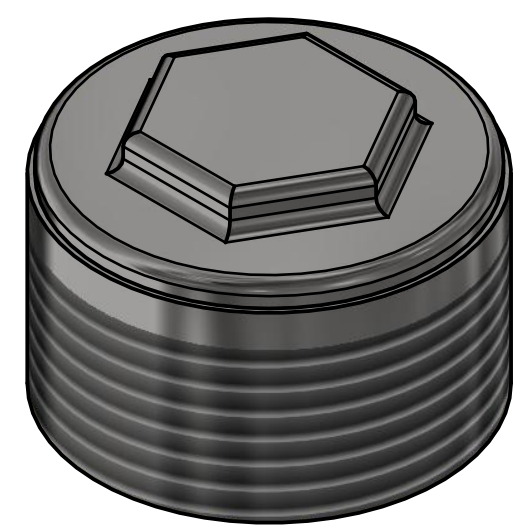
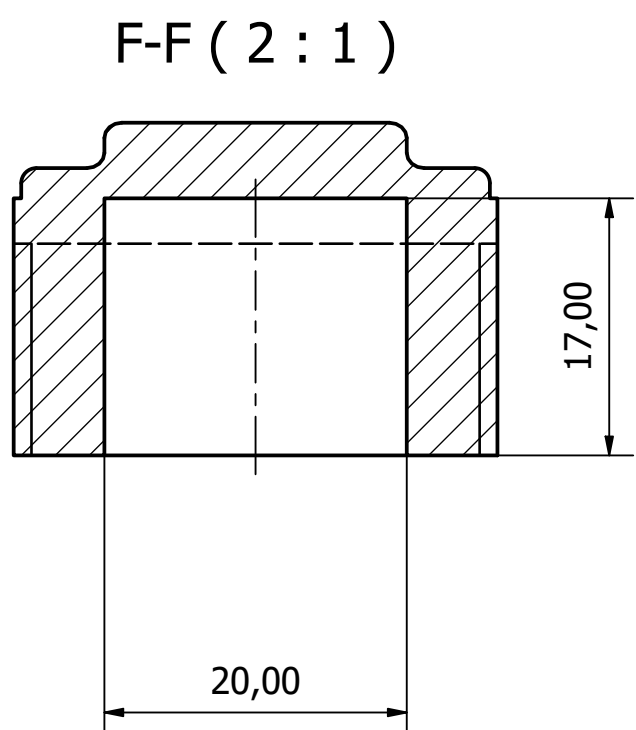
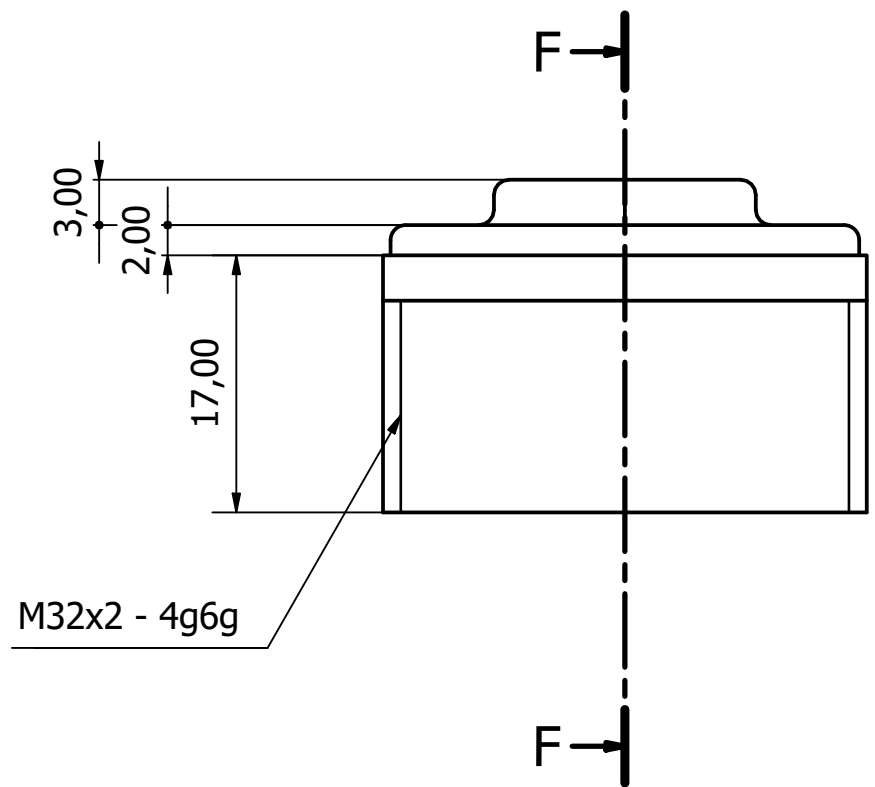
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-TAE-0310	
Fecha	9/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000018	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 2		TUBO EXTERIOR	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	$\pm 0,5$ $\pm 0,6$ $\pm 0,7$ $\pm 0,8$ $\pm 0,9$ ± 1 ± 2
			Hoja	18/104
			Revisión: A	



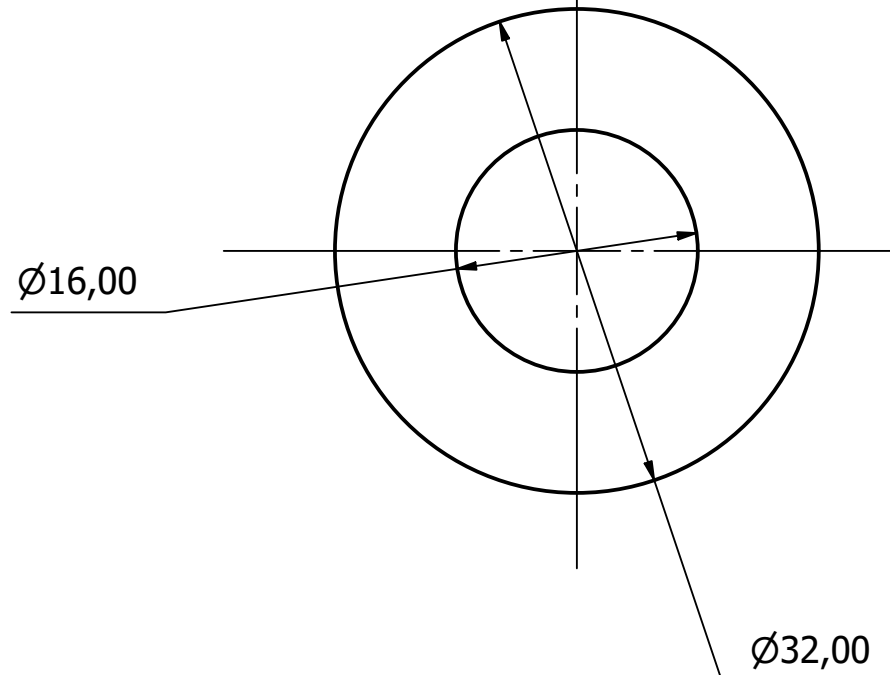
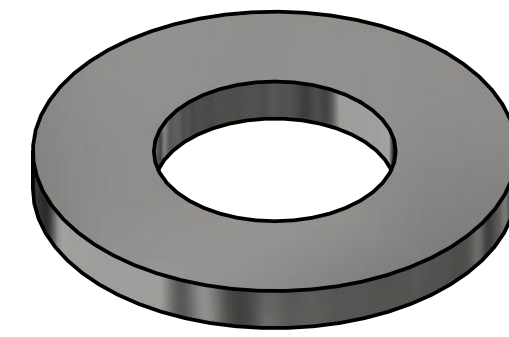
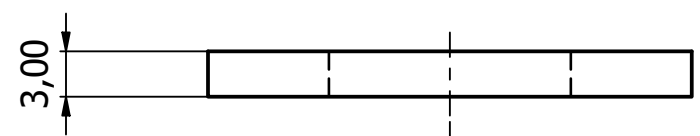
E-E (1,5 : 1)



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PAD-0310		
Fecha 9/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000019		
Firma		Material AISI 1045 350c		
Escala 1,5 : 1	Norma 	Pieza PISTON AMORTIGUADOR DELANTERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 19/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



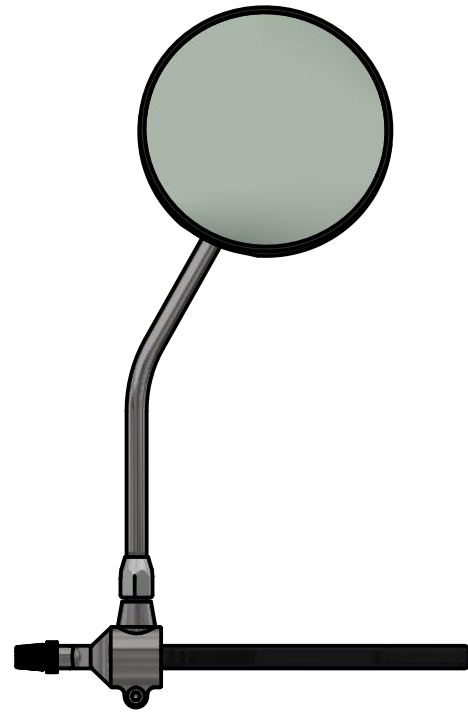
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TAD-0310	
Fecha 9/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000020	
Firma		Material AISI 1020 Norm.	
Escala 2 : 1	Norma 	Pieza TAPA SUPERIOR AMORTIGUADOR DEL ANTERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 20/104 Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-ESP-0310									
Fecha	9/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000021									
Firma			Material AISI 1020 Norm.									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
2 : 1		ESPACIADOR	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	21/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		



VISTA FRONTAL

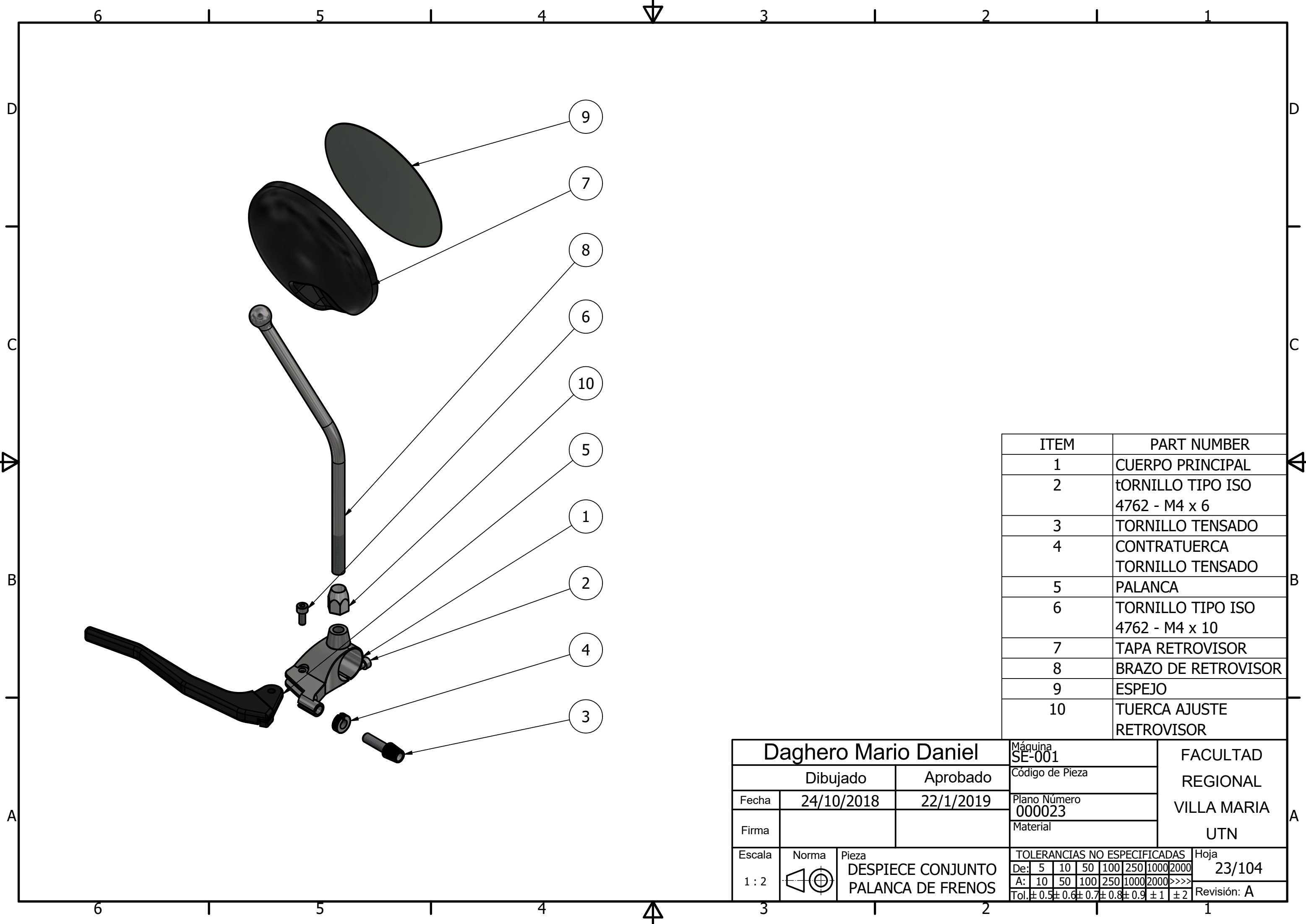


VISTA LATERAL



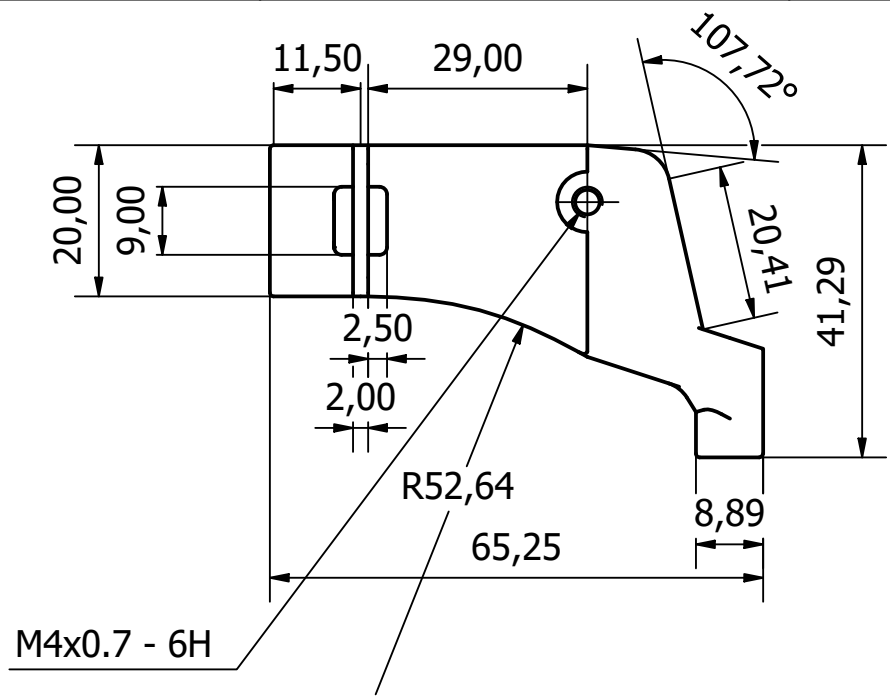
VISTA SUPERIOR

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza								
Fecha	24/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000022								
Firma			Material								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Hoja					
1 : 3		CONJUNTO PALANCA DE FRENOS	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	22/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	

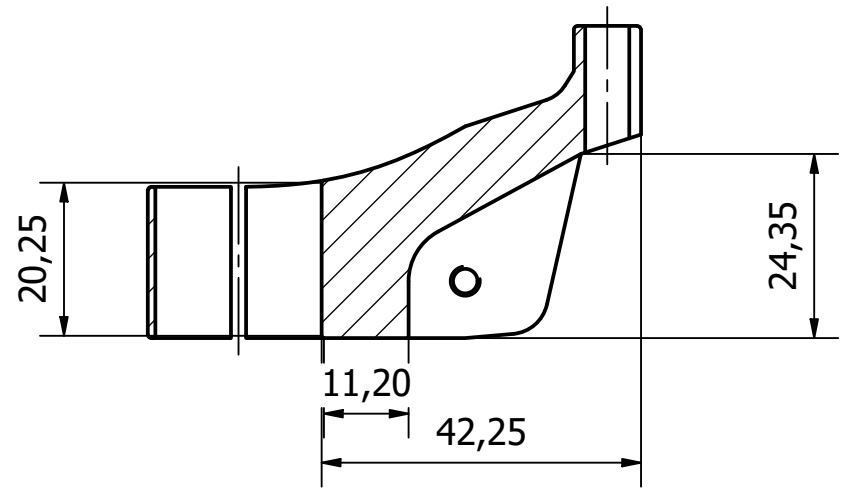


ITEM	PART NUMBER
1	CUERPO PRINCIPAL
2	TORNILLO TIPO ISO 4762 - M4 x 6
3	TORNILLO TENSADO
4	CONTRATUERCA TORNILLO TENSADO
5	PALANCA
6	TORNILLO TIPO ISO 4762 - M4 x 10
7	TAPA RETROVISOR
8	BRAZO DE RETROVISOR
9	ESPEJO
10	TUERCA AJUSTE RETROVISOR

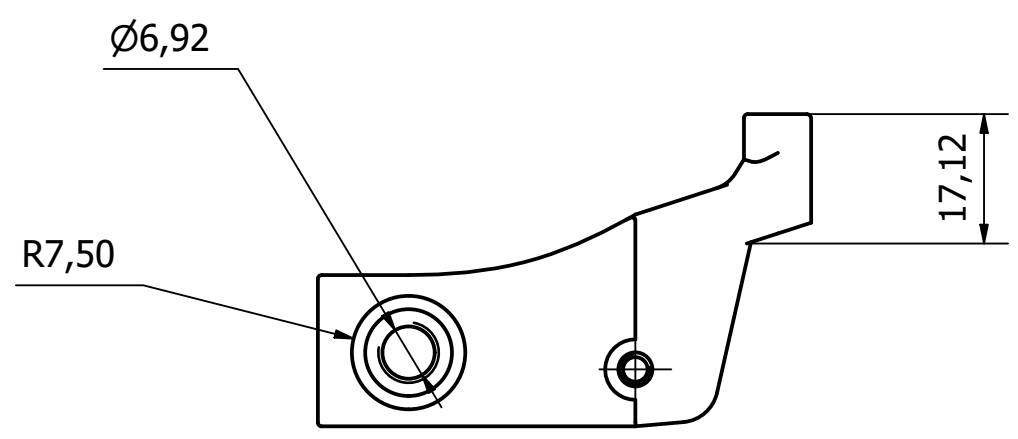
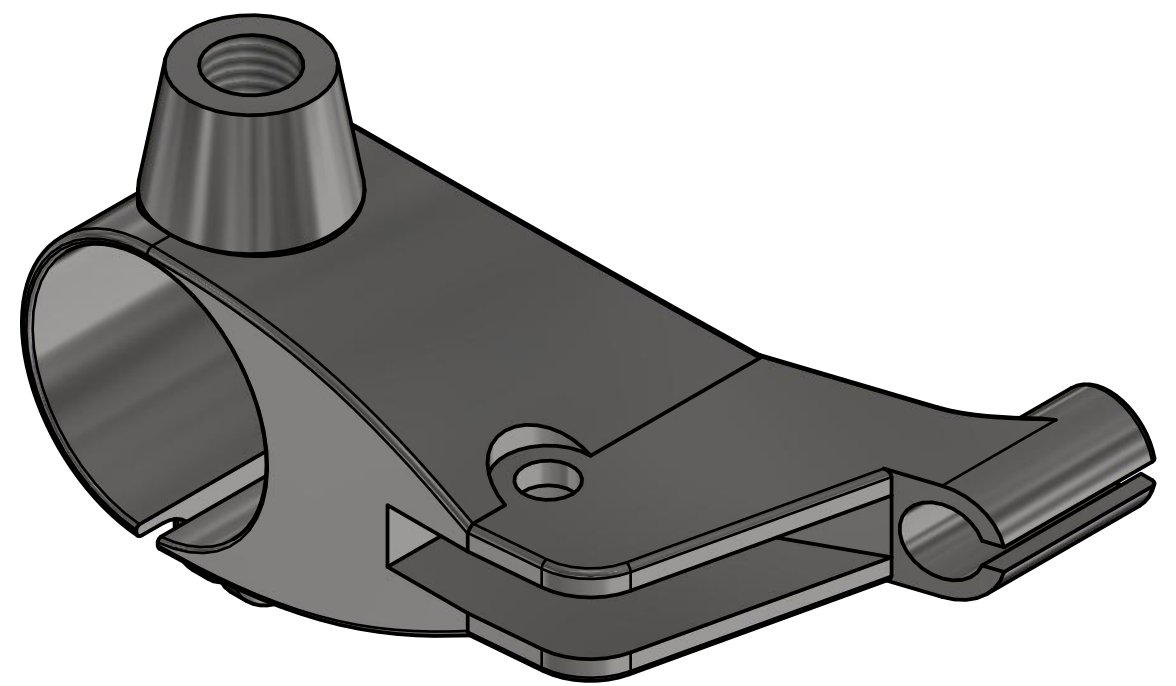
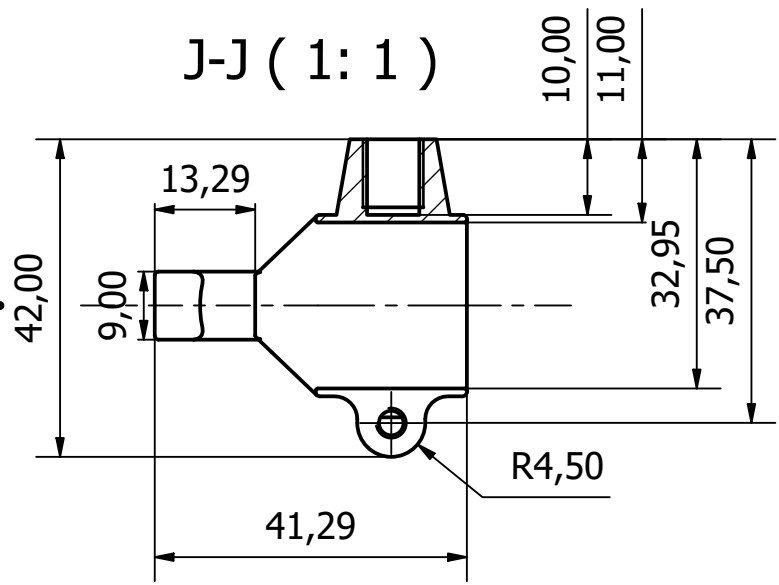
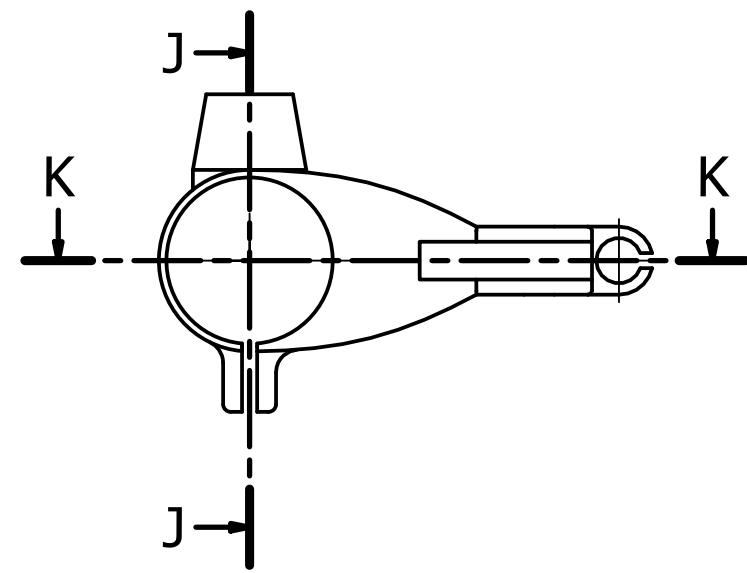
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	24/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000023	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 2		DESPIECE CONJUNTO PALANCA DE FRENOS	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	23/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	



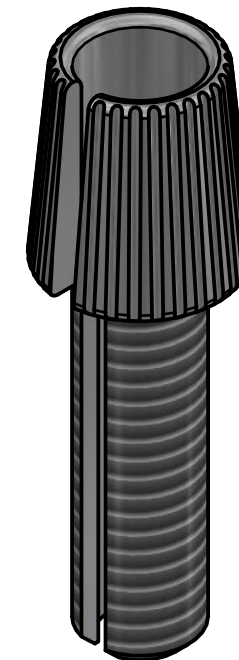
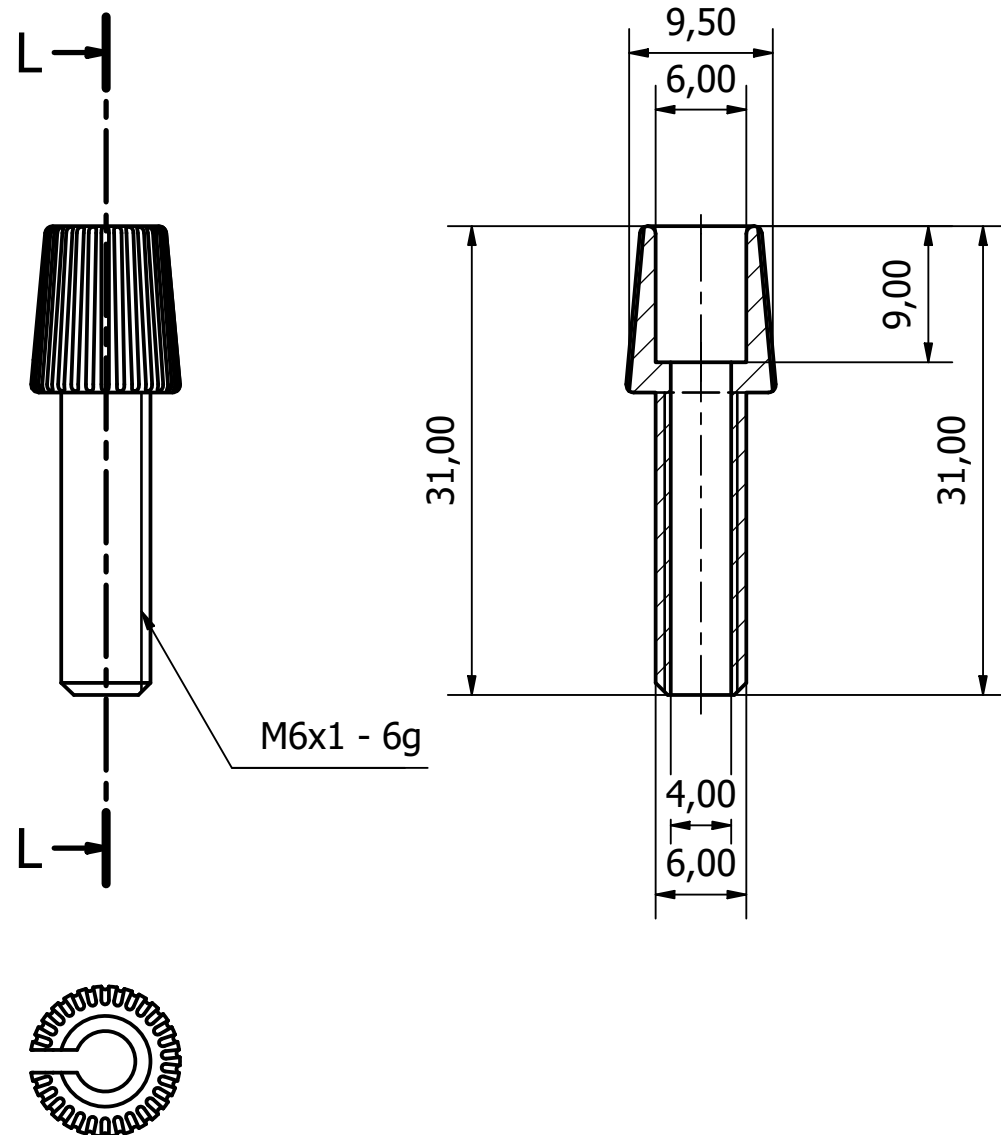
K-K (1: 1)



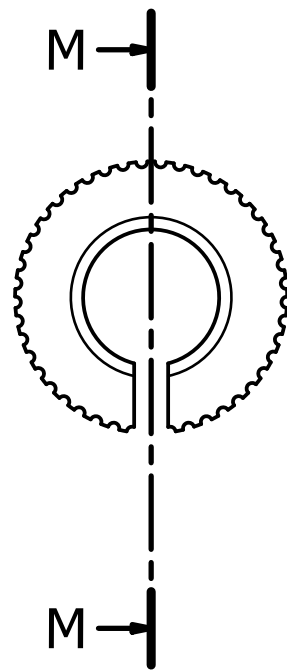
J-J (1: 1)



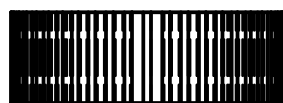
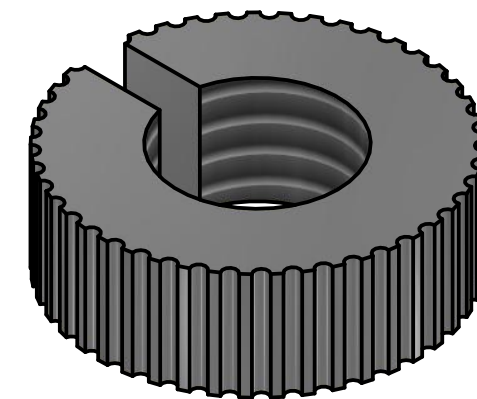
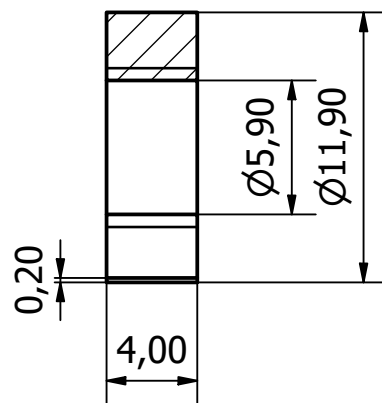
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-CPF-0310	
Fecha	23/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000024	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1: 1		CUERPO PRINCIPAL FRENO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	24/104
			Revisión: A	



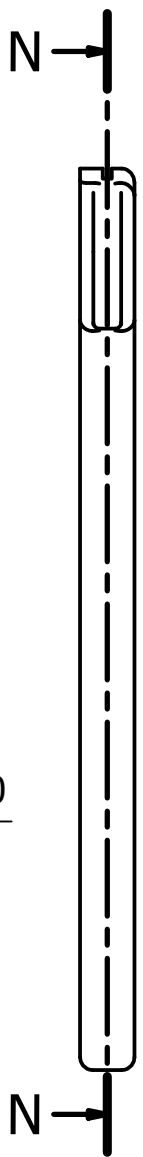
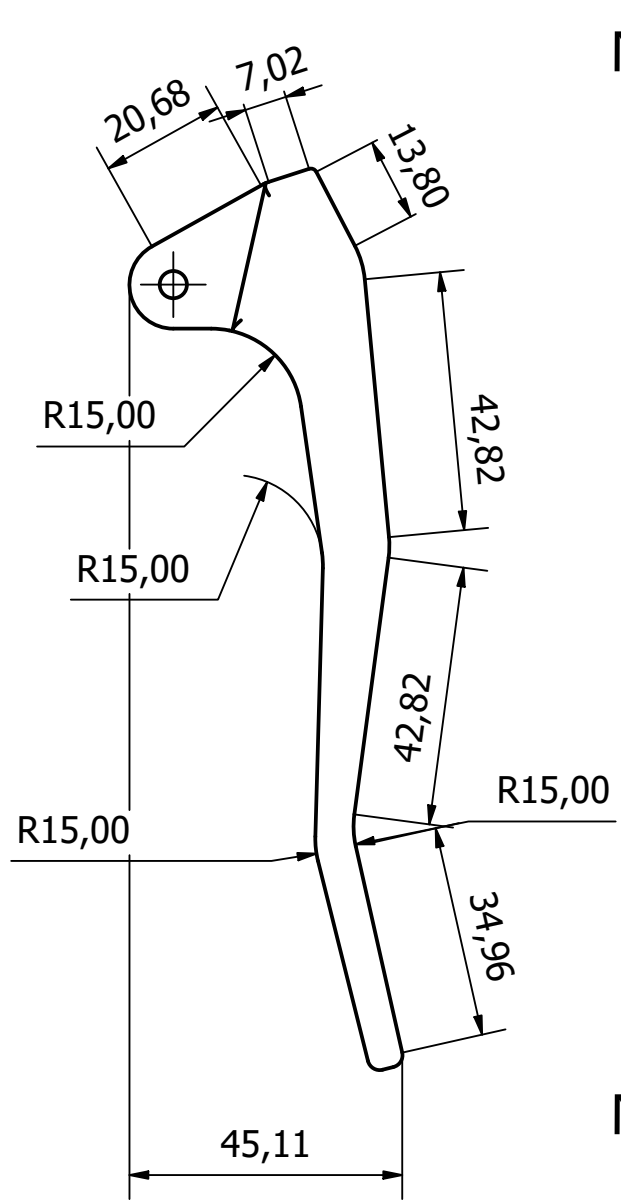
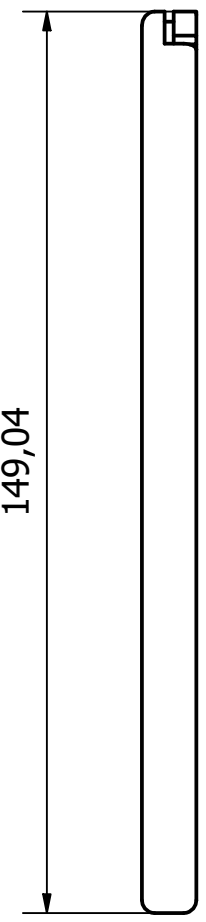
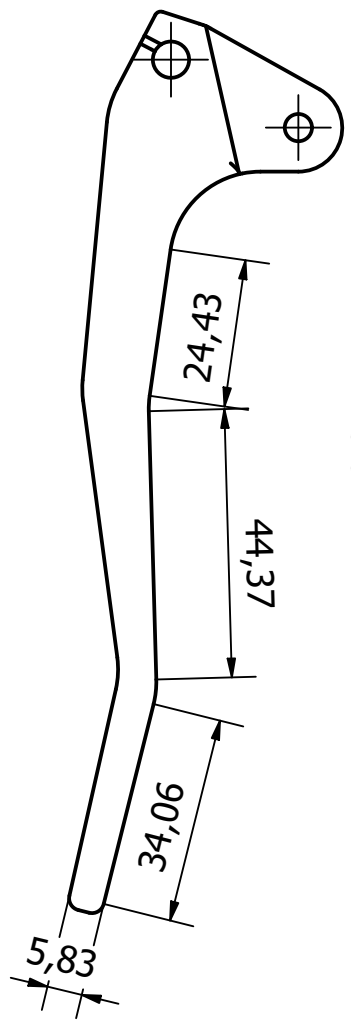
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado		Código de Pieza SE01-TND-0310								
Fecha	24/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000025									
Firma			Material Aluminio 6061-T6									
Escala	Norma	Pieza		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Hoja					
2 : 1		TORNILLO DE TENSADO		De:	5	10	50	100	250	1000	2000	25/104
				A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
				Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



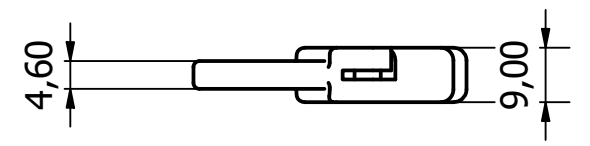
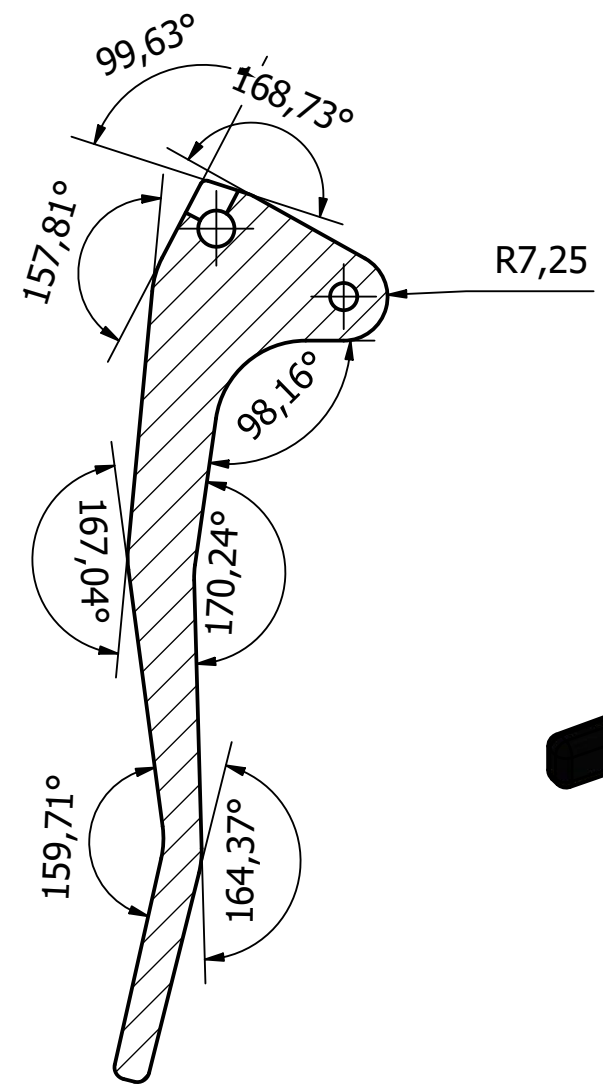
M-M (3 : 1)



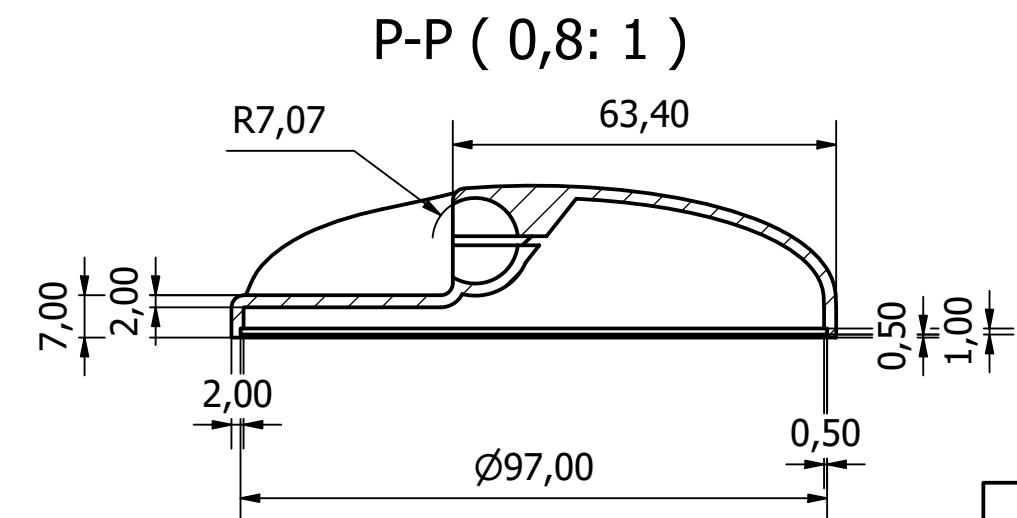
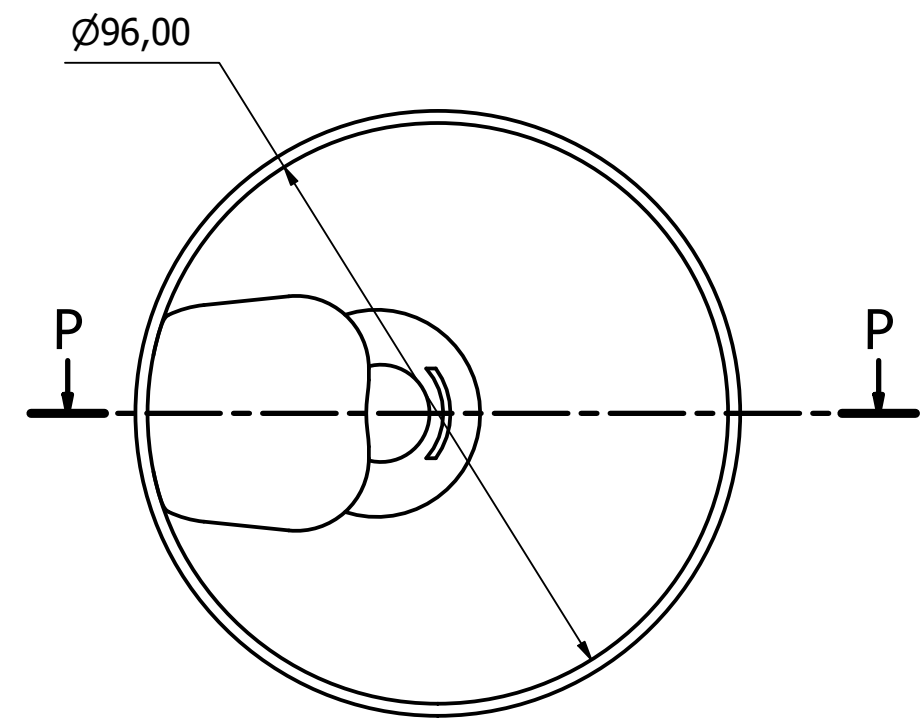
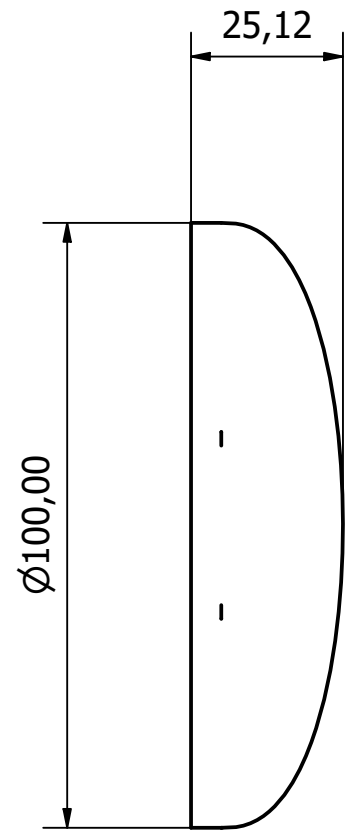
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-CTT-0310	
Fecha	24/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000026	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
3 : 1		CONTRATUERCA TORNILLO DE TENSADO	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	26/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



N-N (0,8: 1)



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-PDF-0310	
Fecha	24/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000027	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
0,8: 1		PALANCA DE FRENO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	27/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-COD-0110		
Fecha 23/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000028		
Firma		Material PVC		
Escala 0,8: 1	Norma 	Pieza TAPA RETROVISOR	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 28/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: $\pm 0,5$ $\pm 0,6$ $\pm 0,7$ $\pm 0,8$ $\pm 0,9$ ± 1 ± 2	Revisión: A

6 5 4 3 2 1

D

D

C

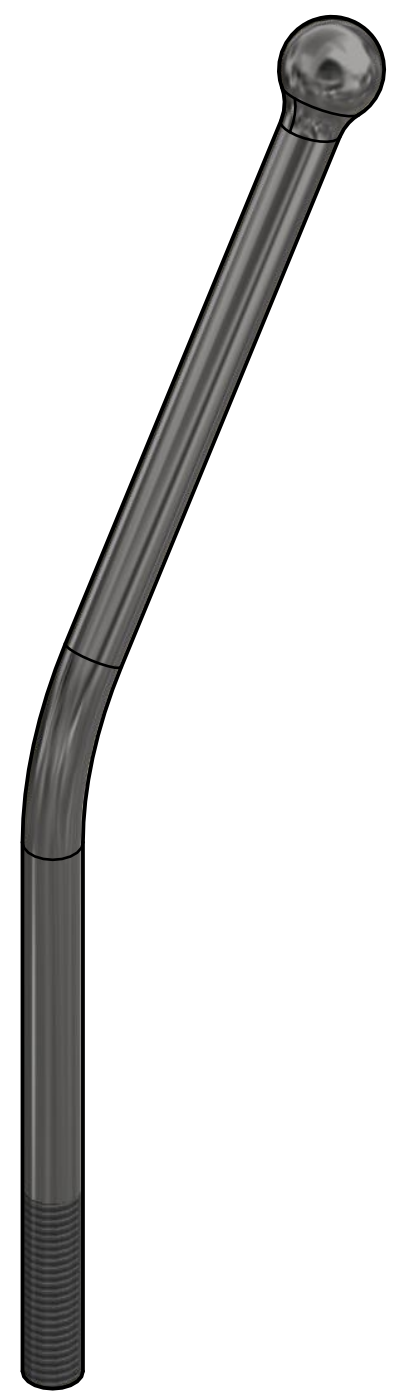
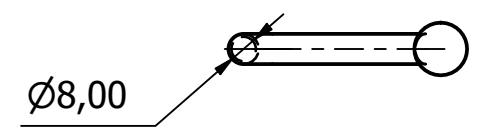
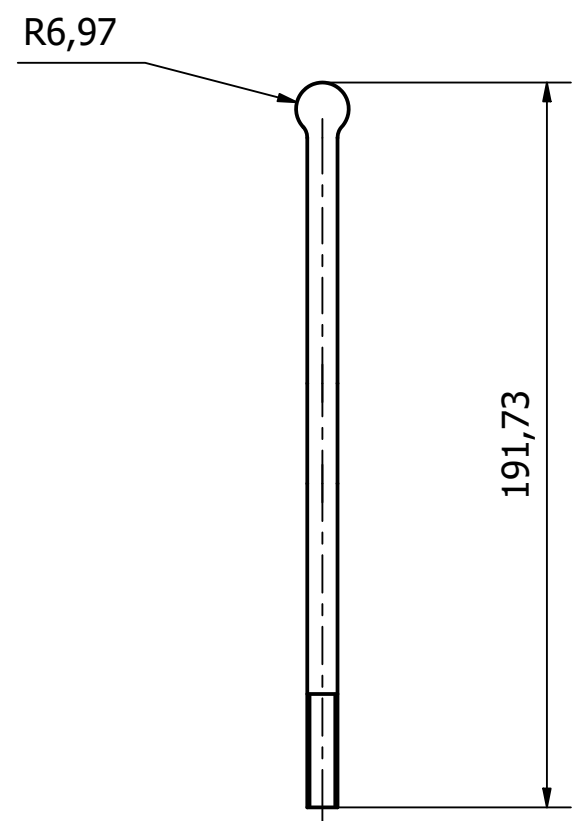
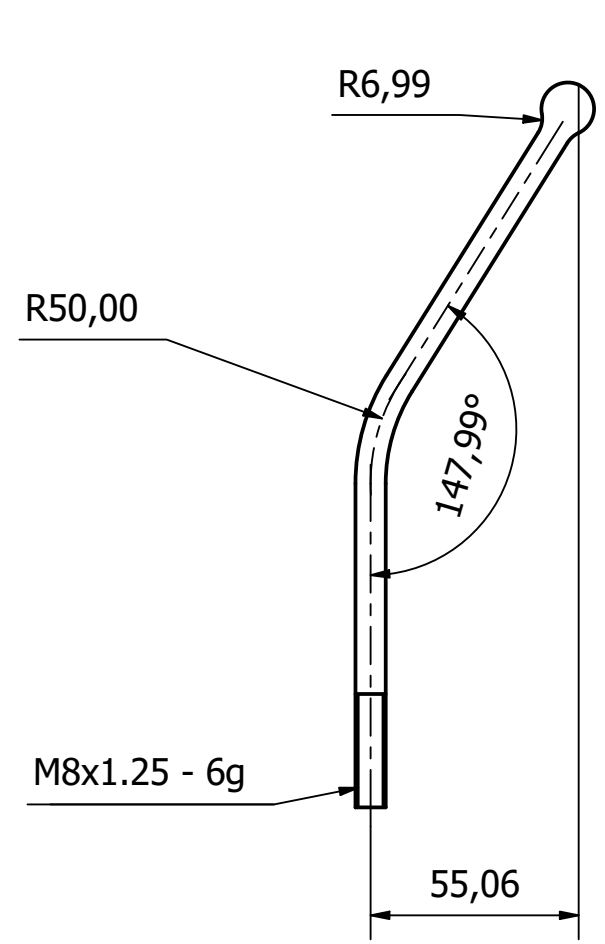
C

B

B

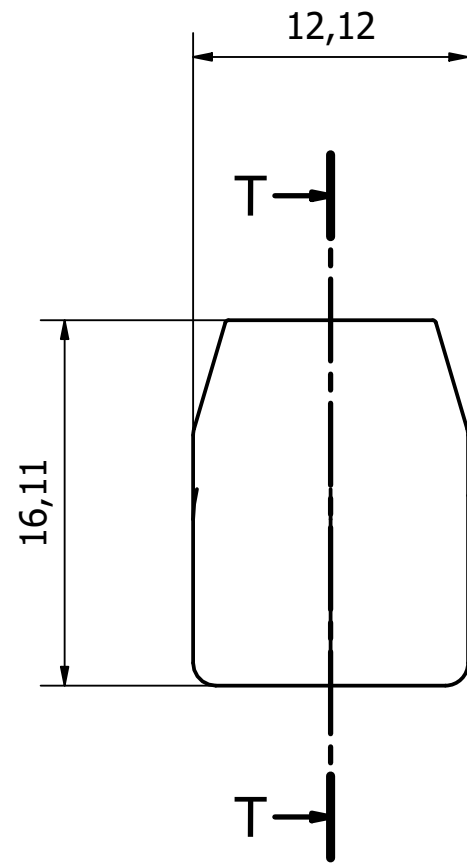
A

A

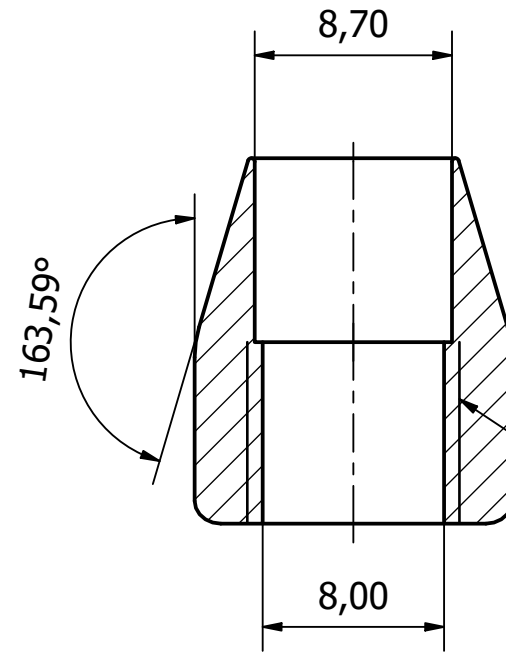


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-BRE-0310									
Fecha	23/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000029									
Firma			Material AISI 304 Rec.									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
1 : 2		BRAZO RETROVISOR	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	29/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		

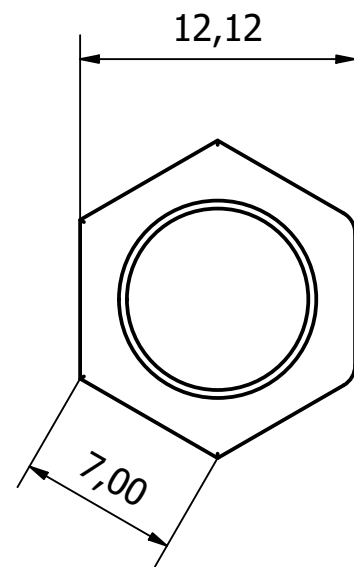
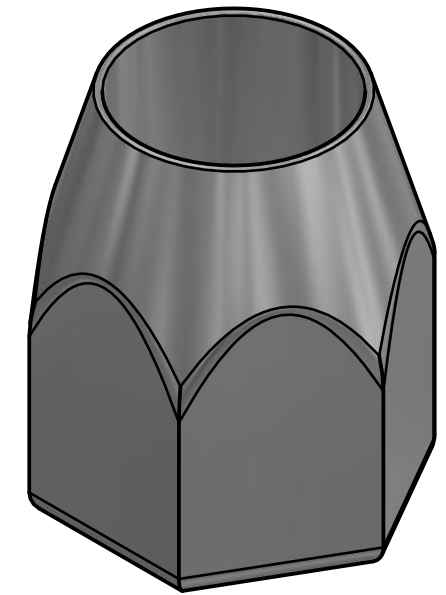
6 5 4 3 2 1



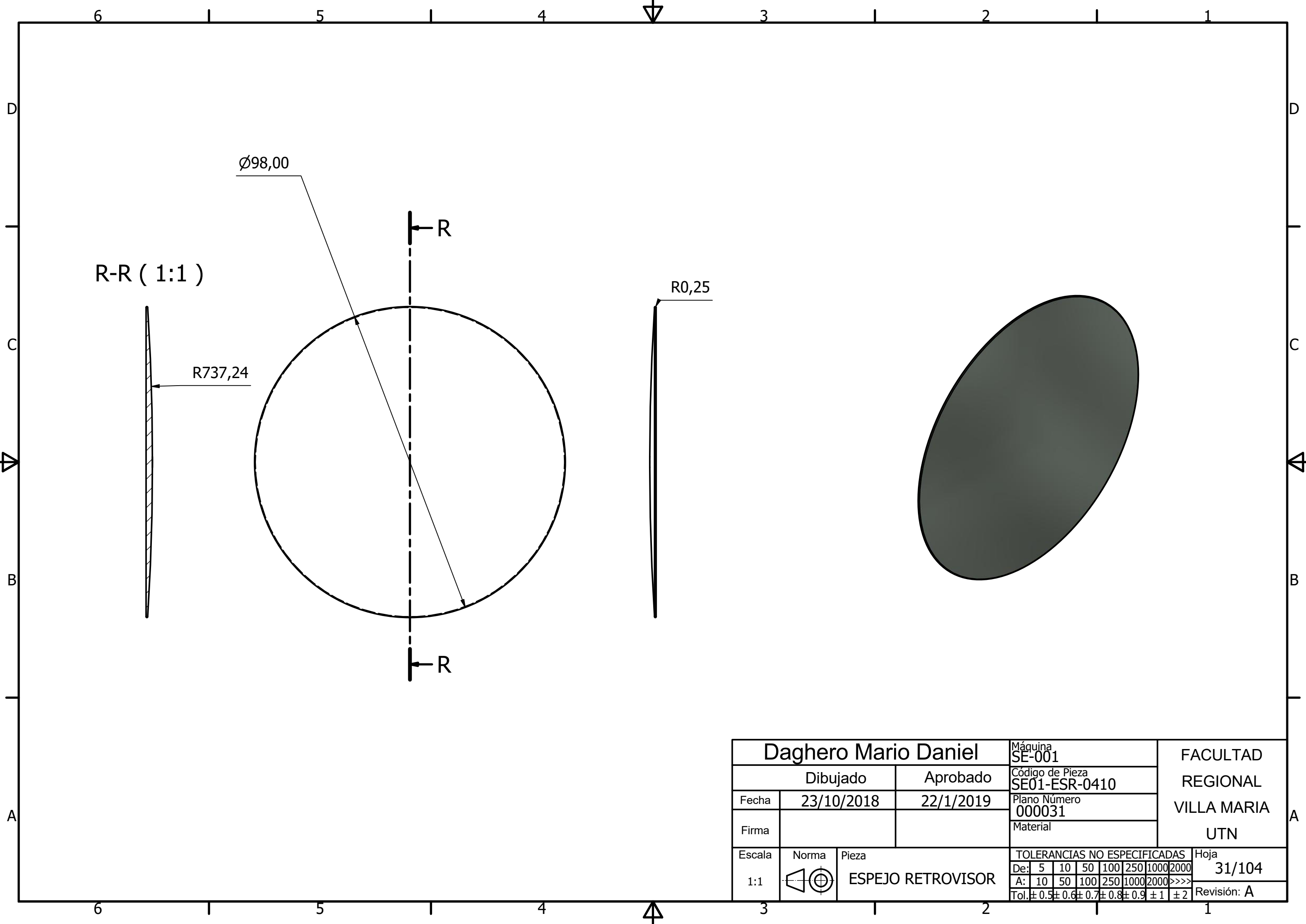
T-T (3: 1)



M8x1.25 - 6H LH



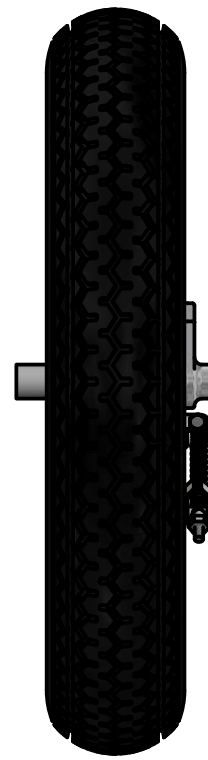
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-TAR-0310	
Fecha	23/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000030	
Firma			Material AISI 304 Rec.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
3: 1		TUERCA AJUSTE RETROVISOR	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	30/104
			Revisión:	A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-ESR-0410								
Fecha	23/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000031								
Firma			Material								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Hoja					
1:1		ESPEJO RETROVISOR	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	31/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



VISTA LATERAL



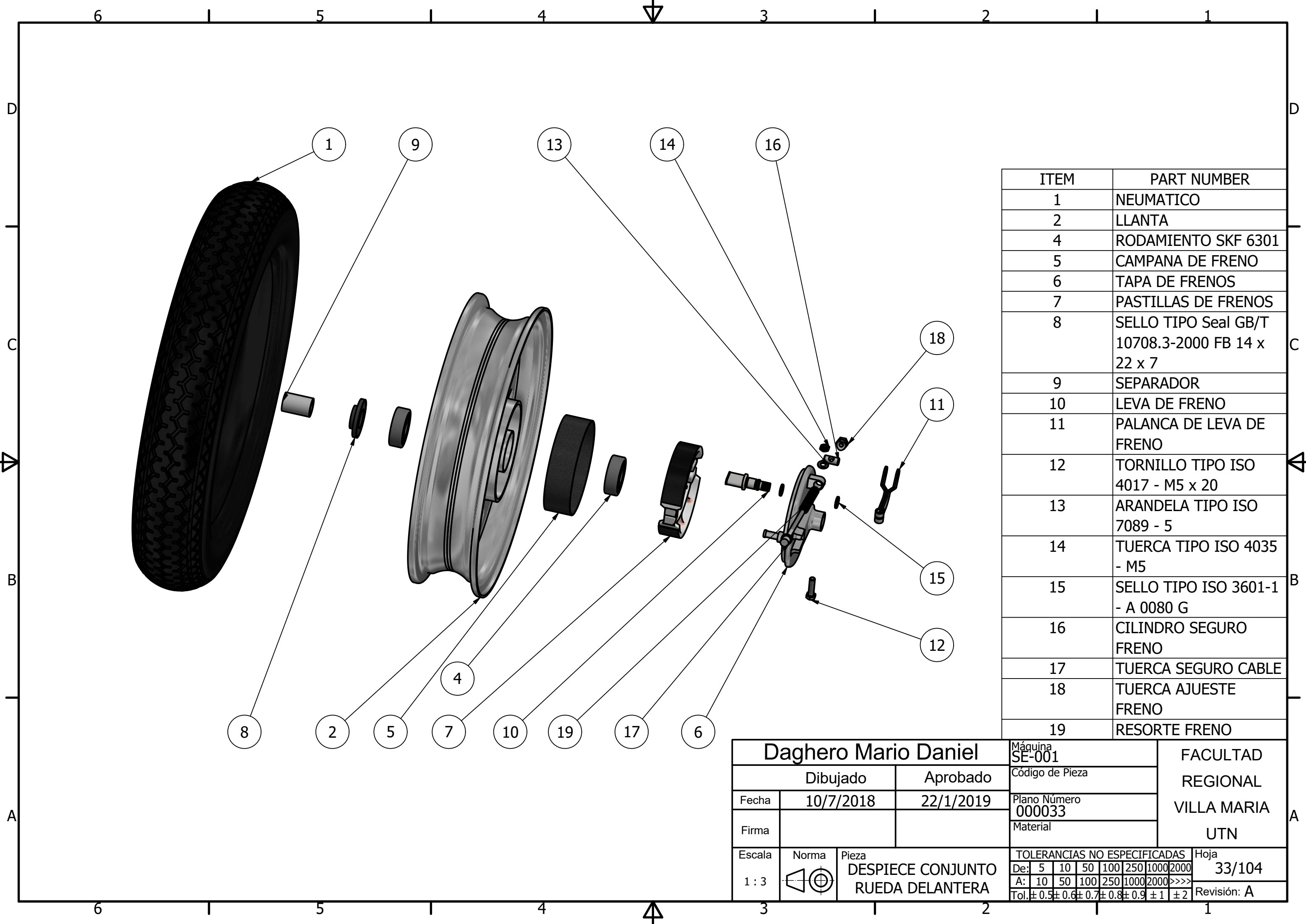
VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

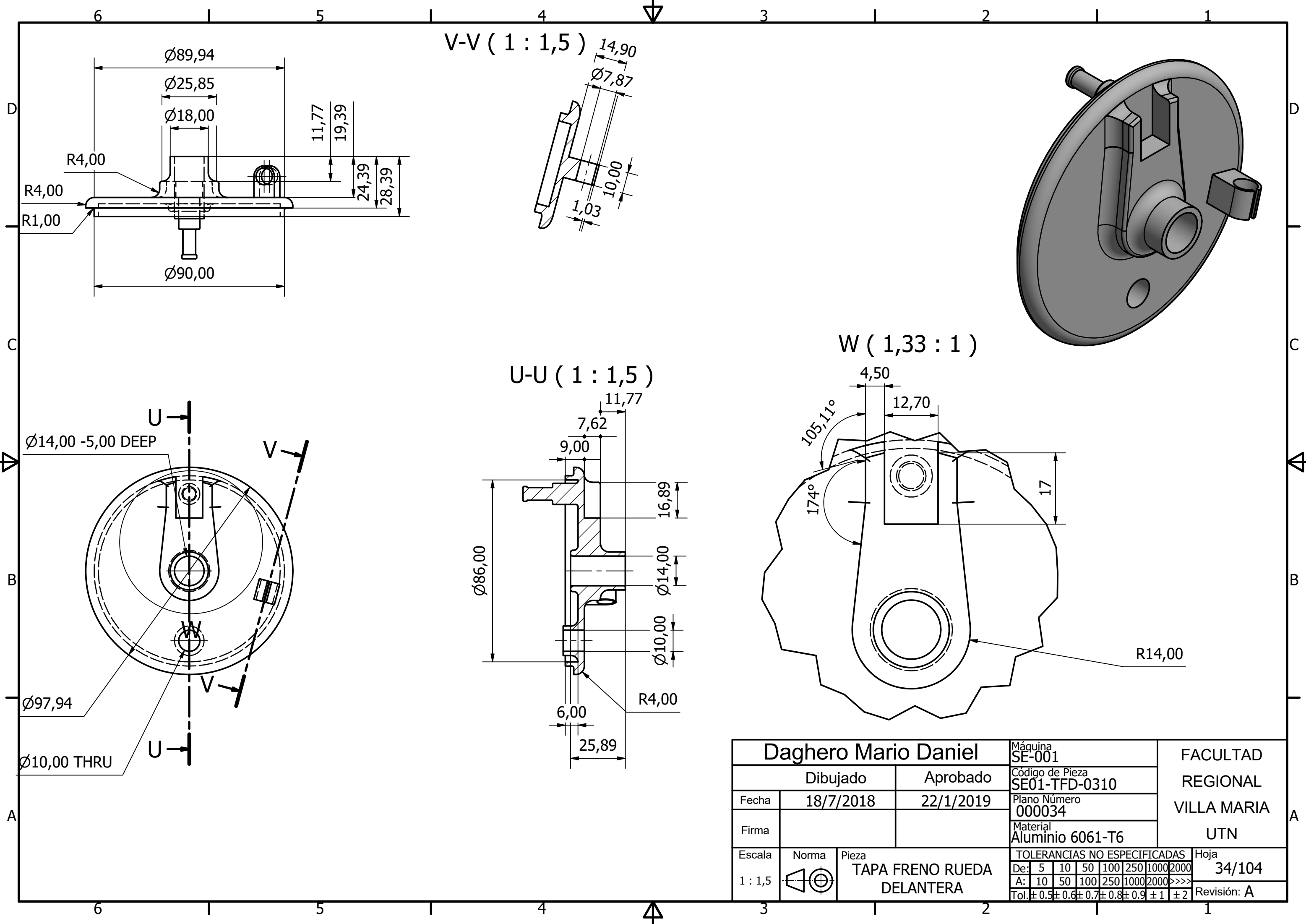


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	10/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000032	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 4		CONJUNTO RUEDA DELANTERA	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	32/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

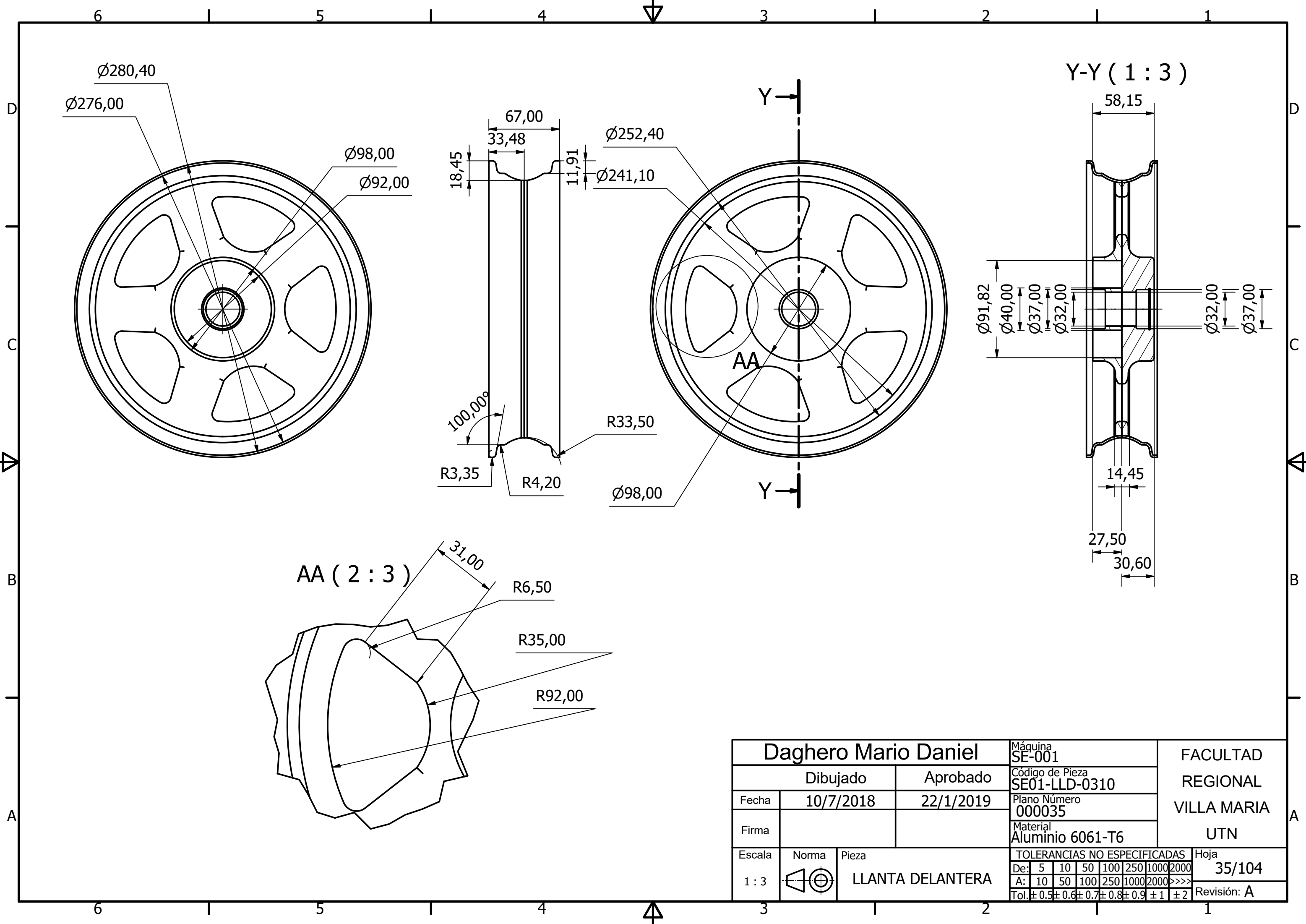


ITEM	PART NUMBER
1	NEUMATICO
2	LLANTA
4	RODAMIENTO SKF 6301
5	CAMPANA DE FRENO
6	TAPA DE FRENOS
7	PASTILLAS DE FRENOS
8	SELLO TIPO Seal GB/T 10708.3-2000 FB 14 x 22 x 7
9	SEPARADOR
10	LEVA DE FRENO
11	PALANCA DE LEVA DE FRENO
12	TORNILLO TIPO ISO 4017 - M5 x 20
13	ARANDELA TIPO ISO 7089 - 5
14	TUERCA TIPO ISO 4035 - M5
15	SELLO TIPO ISO 3601-1 - A 0080 G
16	CILINDRO SEGURO FRENO
17	TUERCA SEGURO CABLE
18	TUERCA AJUSTE FRENO
19	RESORTE FRENO

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	10/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000033	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 3		DESPIECE CONJUNTO RUEDA DELANTERA	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	33/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TFD-0310	
Fecha 18/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000034	
Firma		Material Aluminio 6061-T6	
Escala 1 : 1,5	Norma 	Pieza TAPA FRENO RUEDA DELANTERA	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 34/104 Revisión: A



Ø280,40
Ø276,00

Ø98,00
Ø92,00

67,00
33,48
18,45
11,91
Ø252,40
Ø241,10

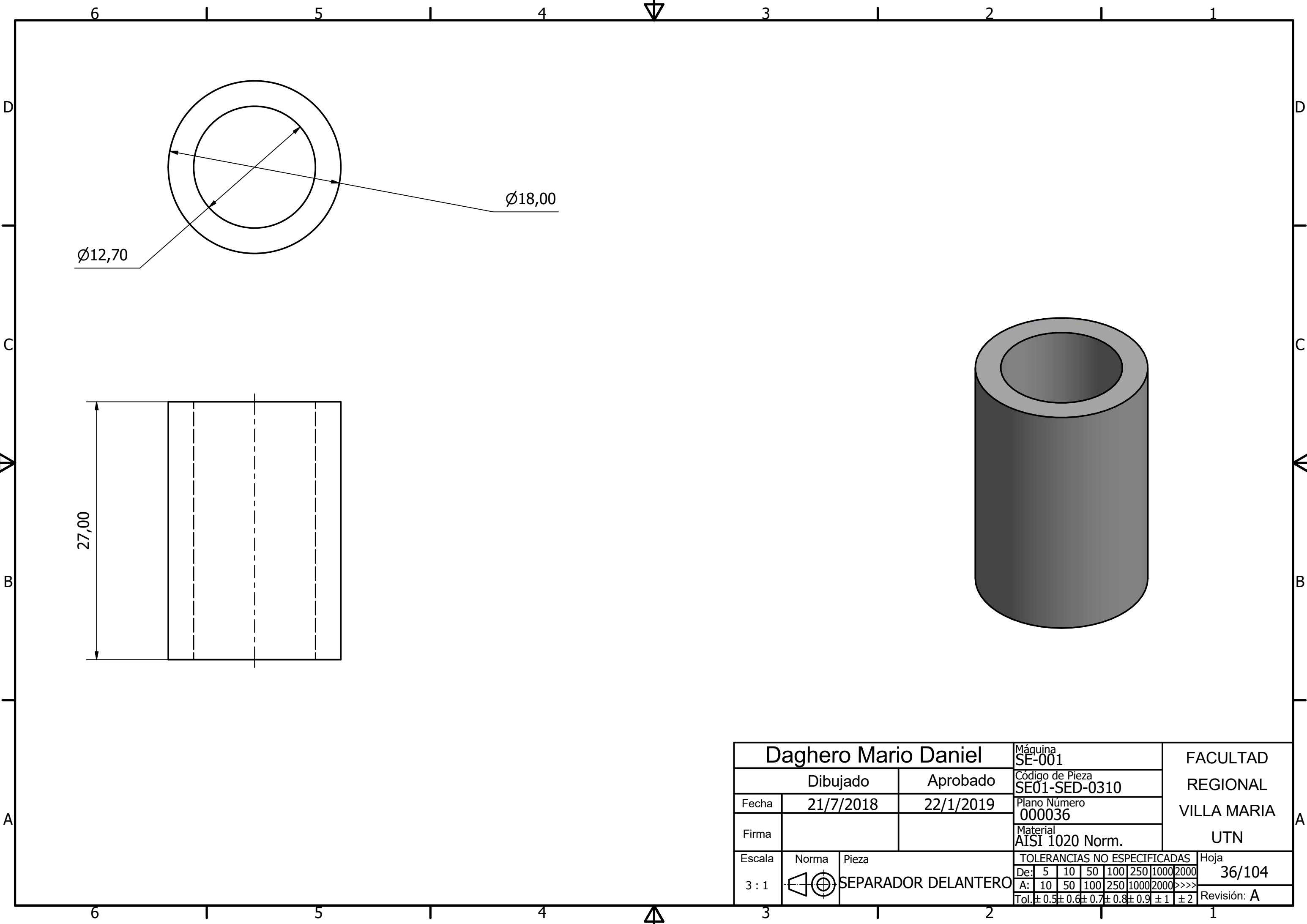
100,00°
R3,35
R4,20
R33,50
Ø98,00

Y-Y (1:3)

58,15
Ø91,82
Ø40,00
Ø37,00
Ø32,00
Ø32,00
Ø37,00
14,45
27,50
30,60

AA (2:3)
31,00
R6,50
R35,00
R92,00

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-LLD-0310	
Fecha	10/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000035	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1:3		LLANTA DELANTERA	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	35/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	

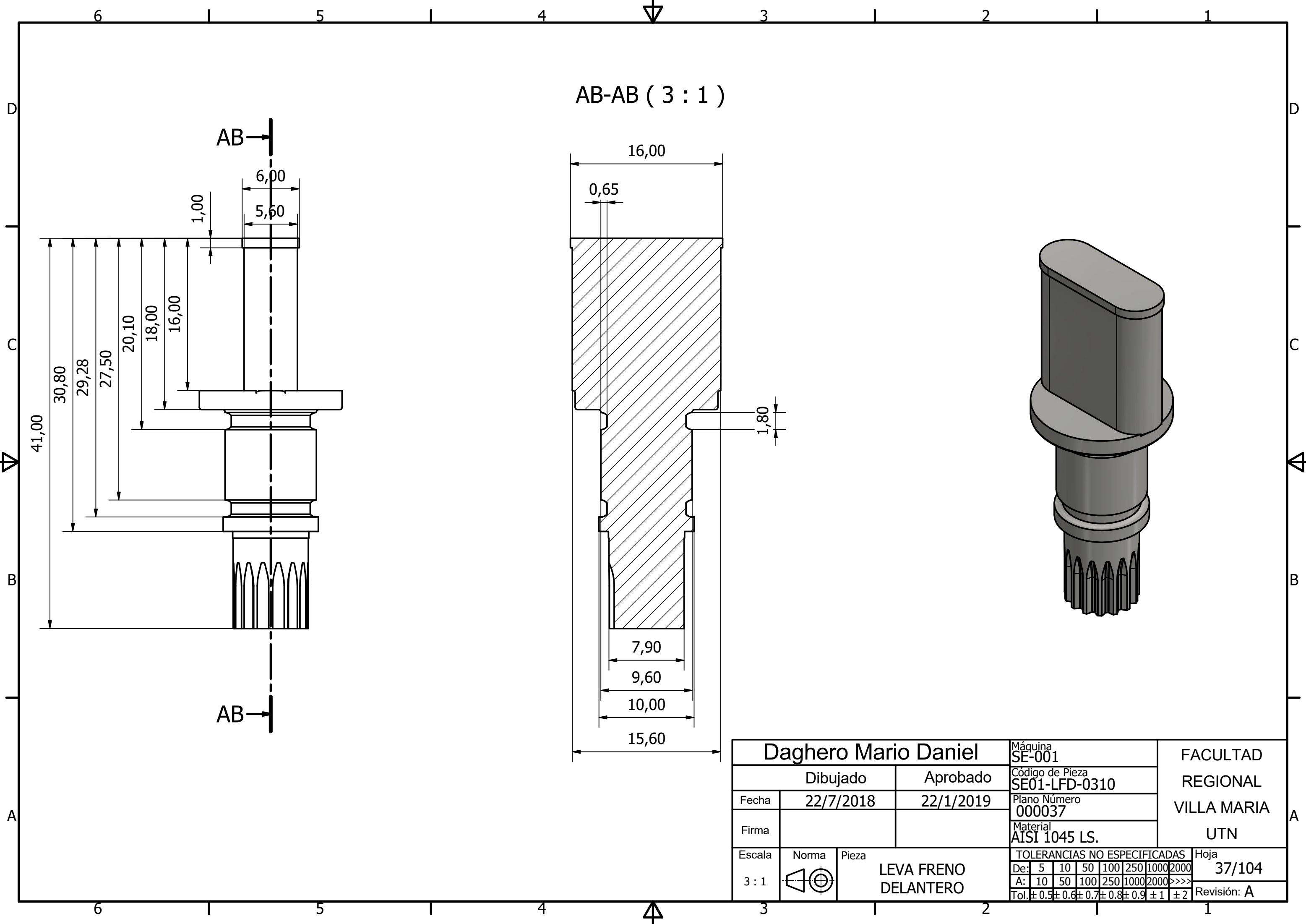


Ø12,70

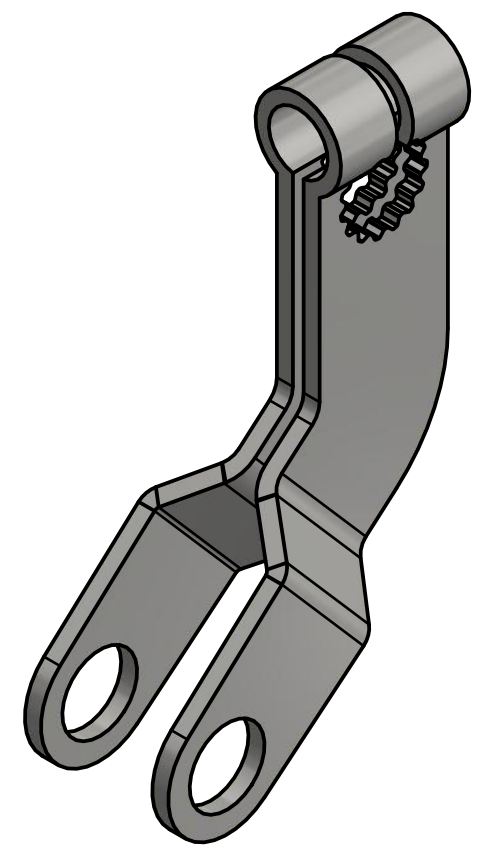
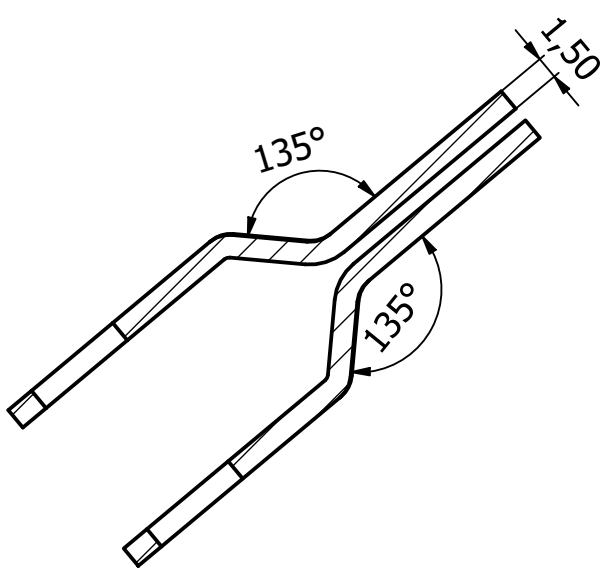
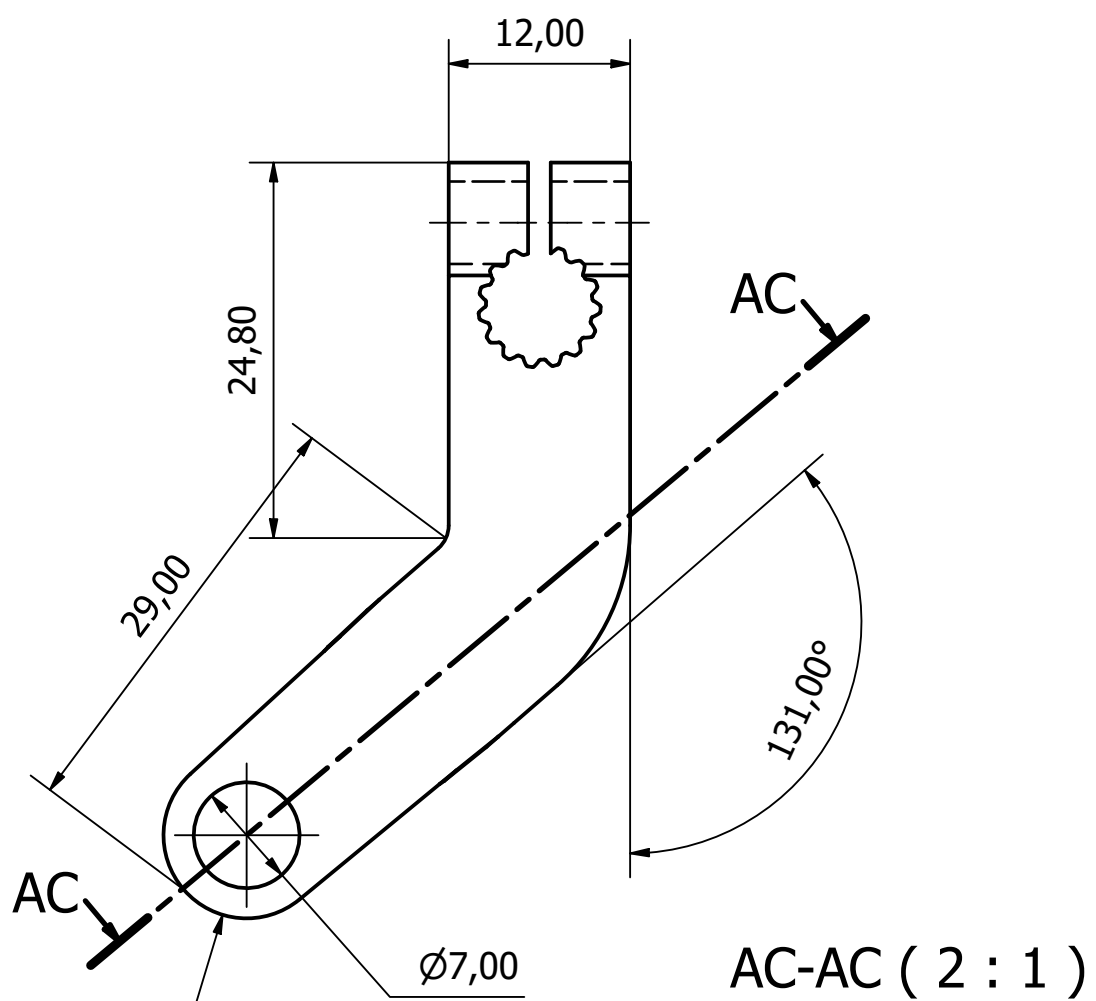
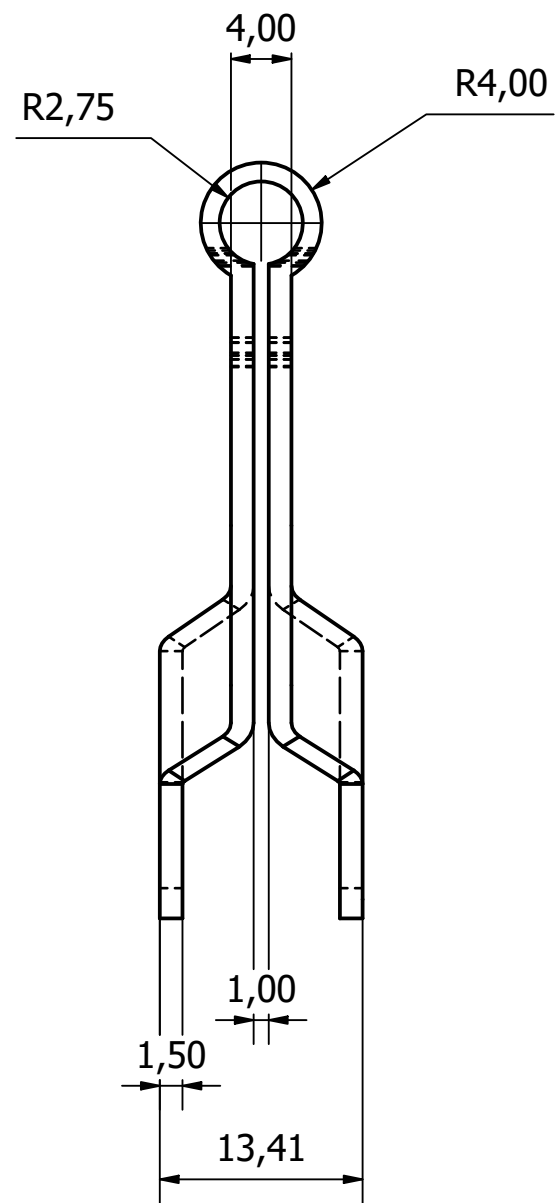
Ø18,00

27,00

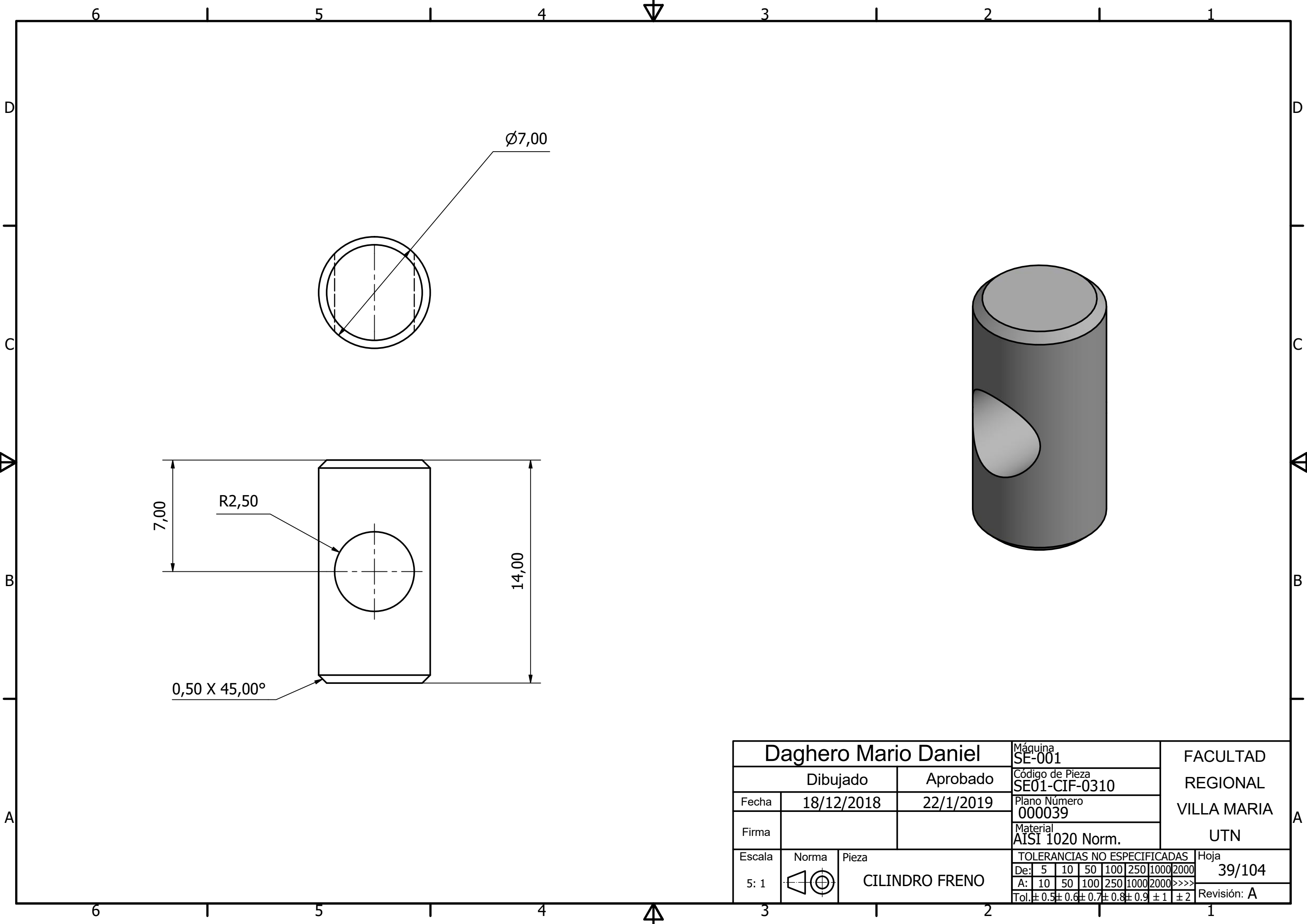
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SED-0310	
Fecha	21/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000036	
Firma			Material AISI 1020 Norm.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
3 : 1		SEPARADOR DELANTERO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 36/104
				Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-LFD-0310	
Fecha	22/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000037	
Firma			Material AISI 1045 LS.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
3 : 1		LEVA FRENO DELANTERO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	37/104
			Revisión:	A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-BLF-0310	
Fecha	11/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000038	
Firma			Material AISI 1045 LS.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
2 : 1		BRAZO LEVA DE FRENO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	38/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	

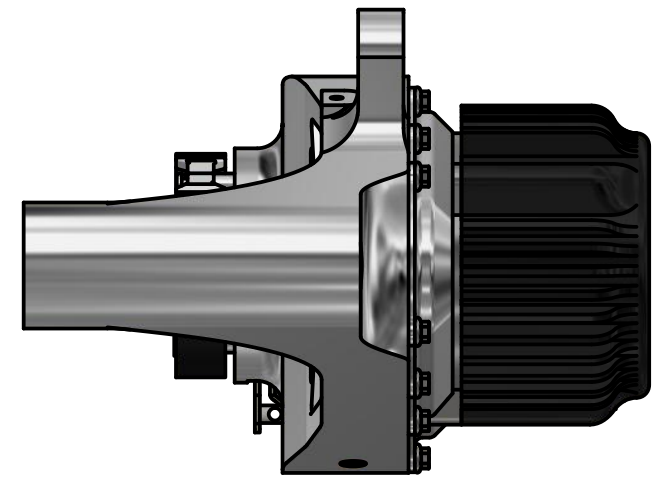
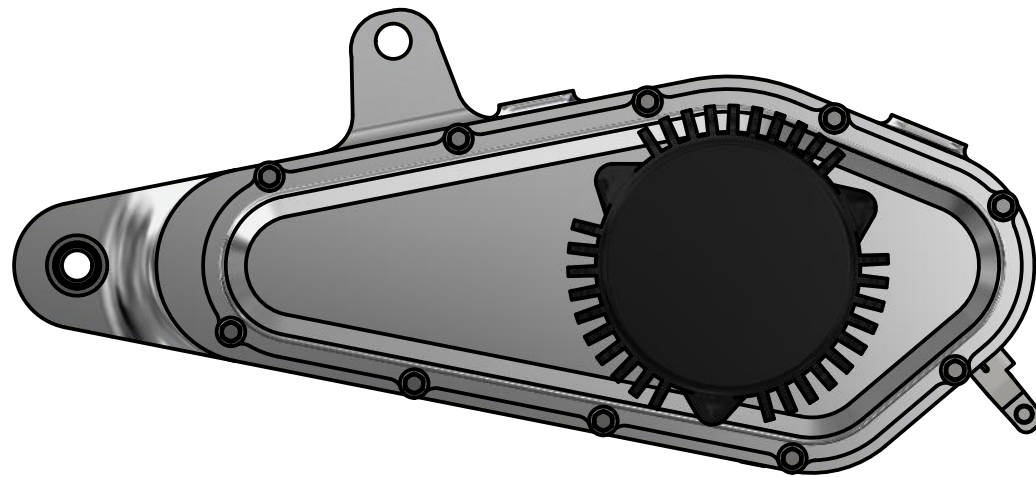
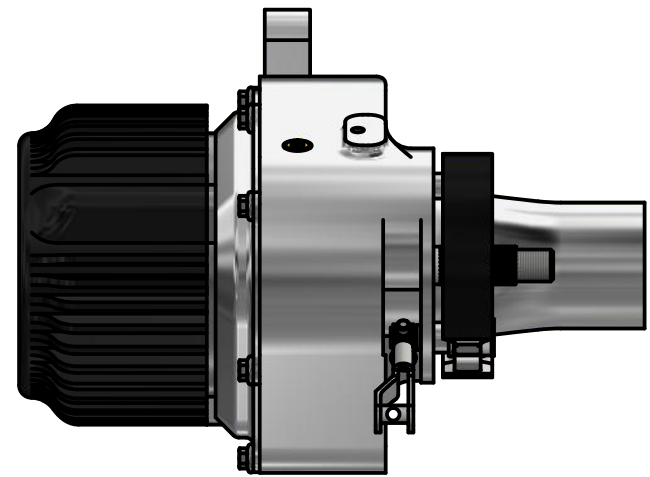


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-CIF-0310			
Fecha	18/12/2018	22/1/2019			Plano Número 000039
Firma					Material AISI 1020 Norm.
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
5: 1		CILINDRO FRENO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	39/104	
			Revisión:	A	

6 1 5 1 4 3 1 2 1 1

D

D



VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL

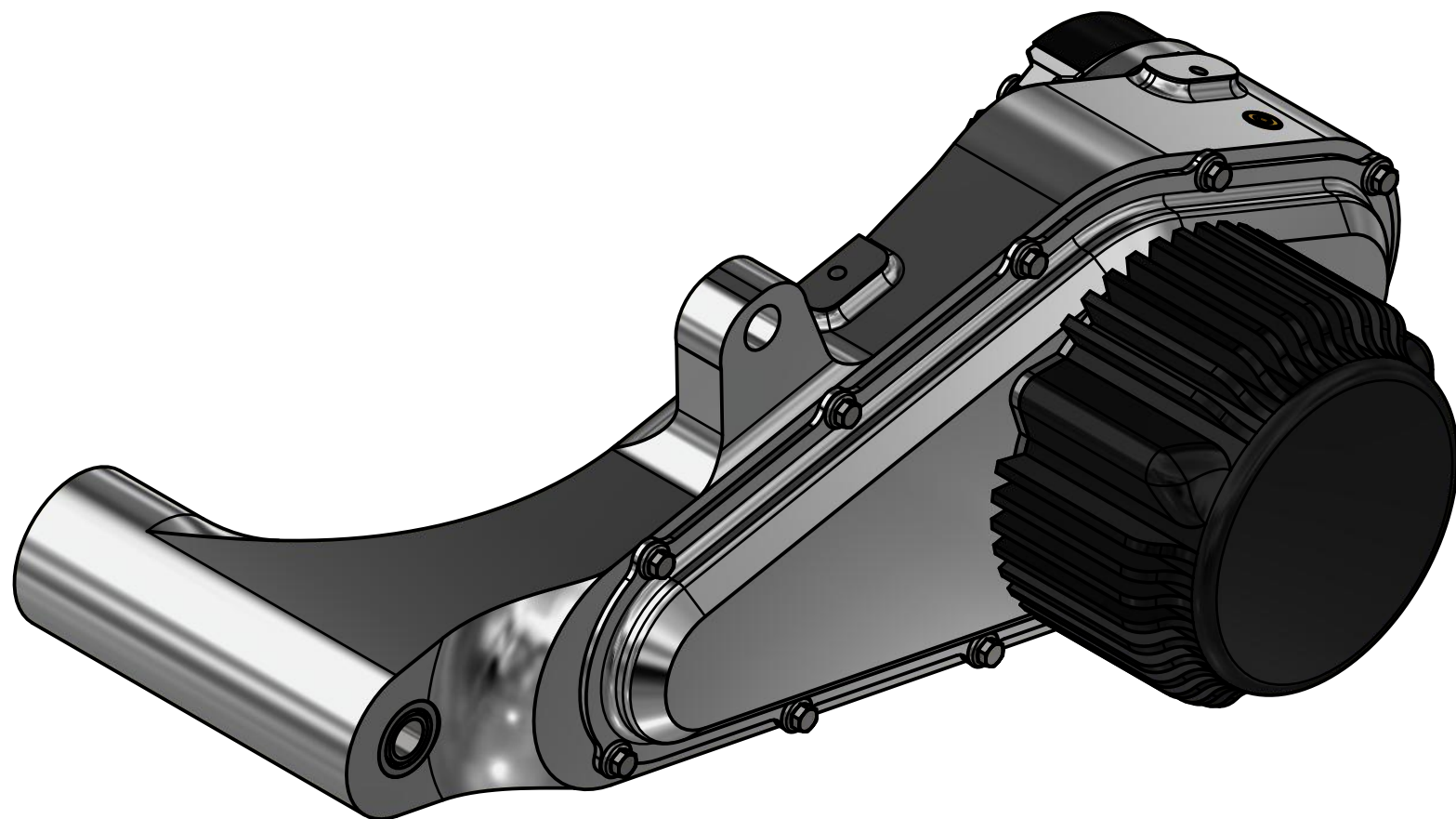
VISTA LATERAL

C

C

B

B



B

B

A

A

6

1

5

1

4

3

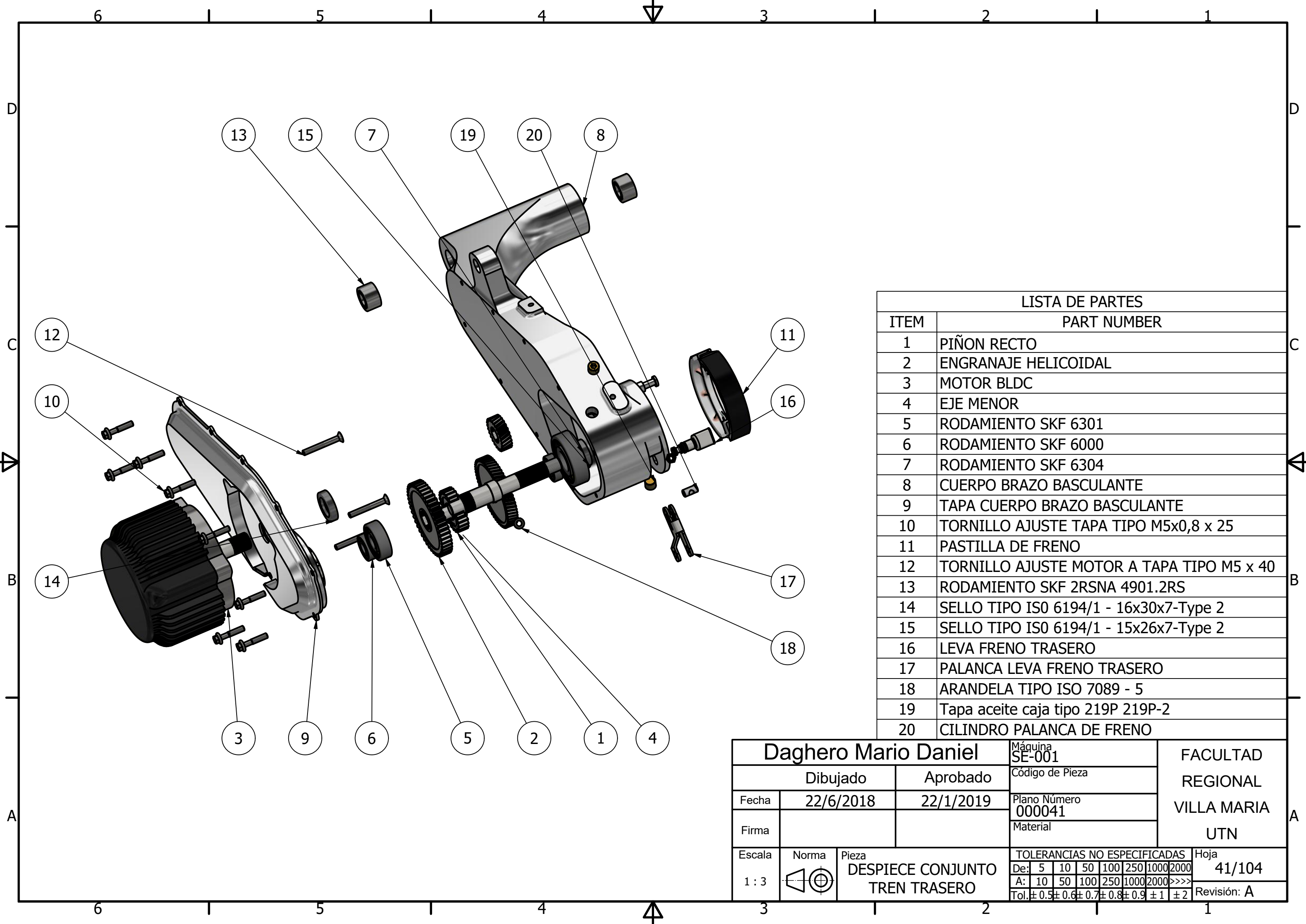
1

2

1

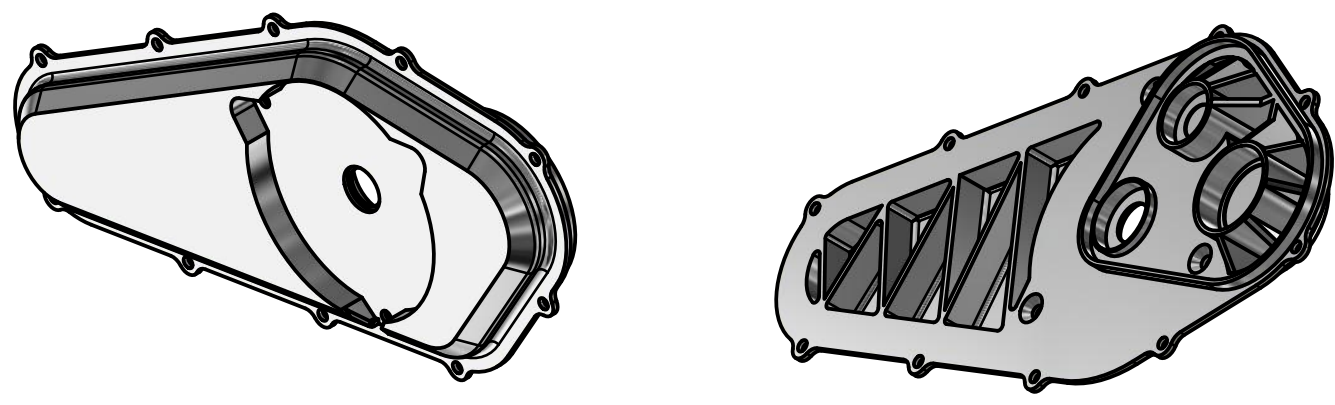
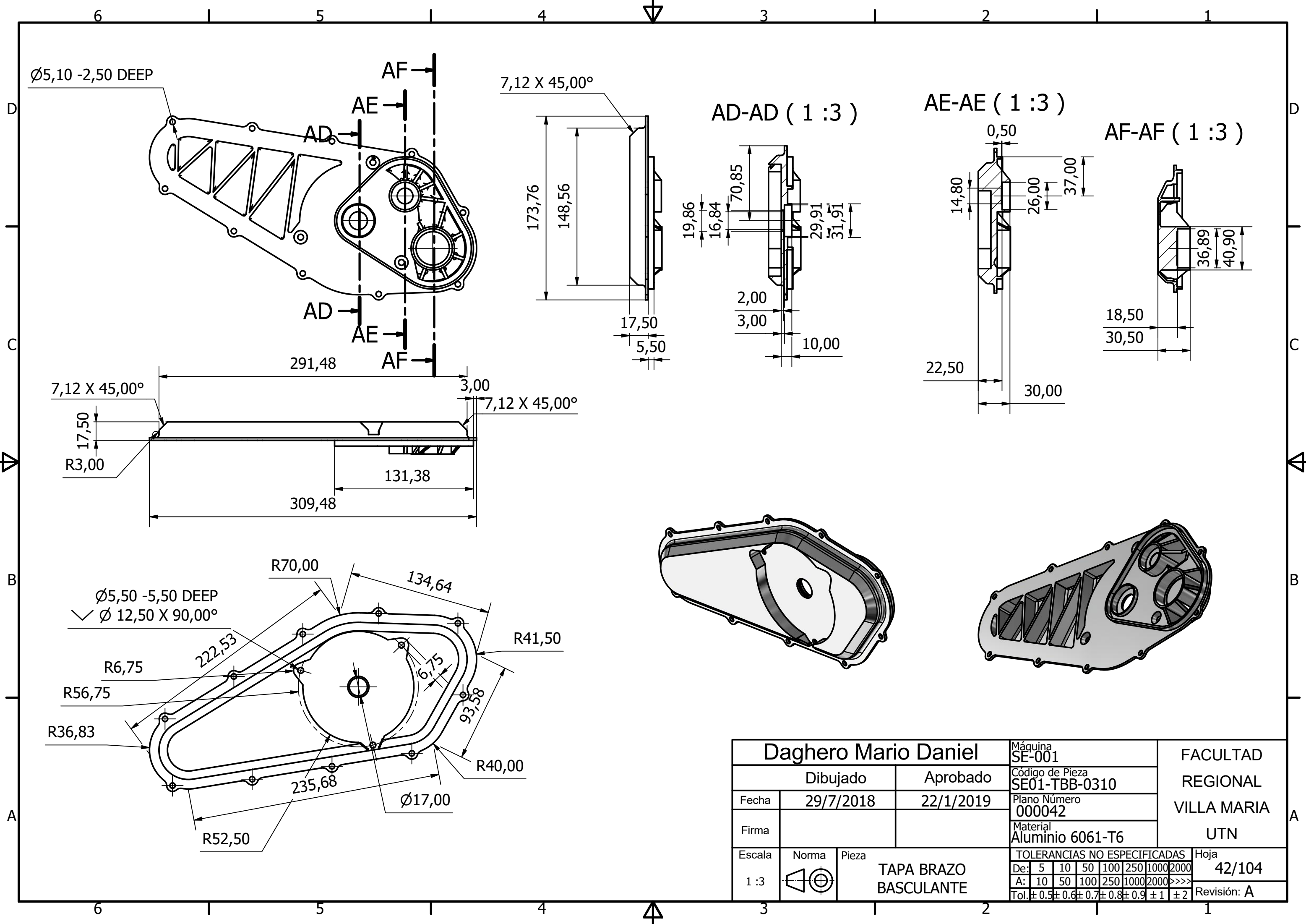
1

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza	
Fecha 22/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000040	
Firma		Material	
Escala 1 : 3	Norma 	Pieza CONJUNTO TREN TRASERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 40/104 Revisión: A

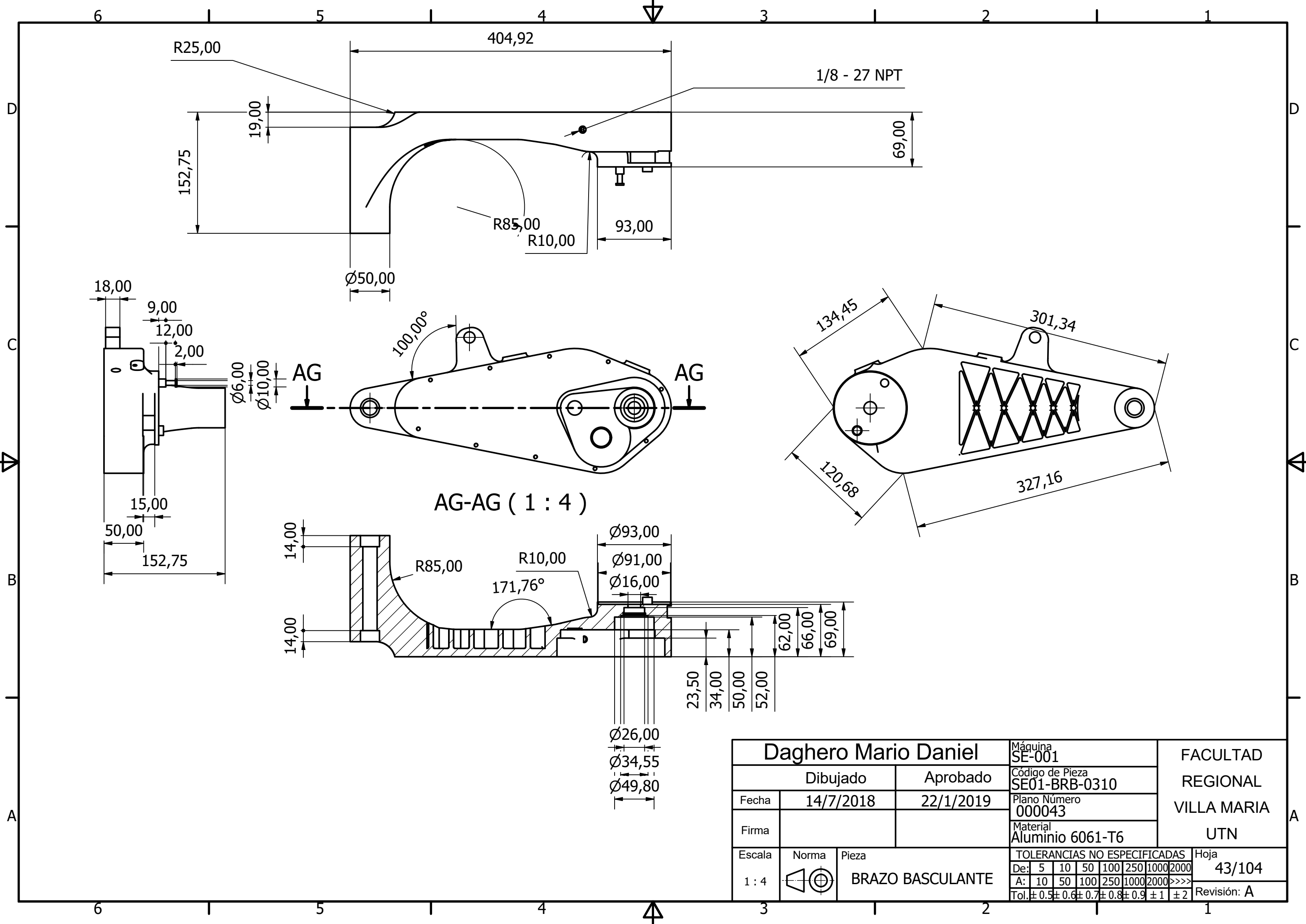


LISTA DE PARTES	
ITEM	PART NUMBER
1	PIÑON RECTO
2	ENGRANAJE HELICOIDAL
3	MOTOR BLDC
4	EJE MENOR
5	RODAMIENTO SKF 6301
6	RODAMIENTO SKF 6000
7	RODAMIENTO SKF 6304
8	CUERPO BRAZO BASCULANTE
9	TAPA CUERPO BRAZO BASCULANTE
10	TORNILLO AJUSTE TAPA TIPO M5x0,8 x 25
11	PASTILLA DE FRENO
12	TORNILLO AJUSTE MOTOR A TAPA TIPO M5 x 40
13	RODAMIENTO SKF 2RSNA 4901.2RS
14	SELLO TIPO ISO 6194/1 - 16x30x7-Type 2
15	SELLO TIPO ISO 6194/1 - 15x26x7-Type 2
16	LEVA FRENO TRASERO
17	PALANCA LEVA FRENO TRASERO
18	ARANDELA TIPO ISO 7089 - 5
19	Tapa aceite caja tipo 219P 219P-2
20	CILINDRO PALANCA DE FRENO

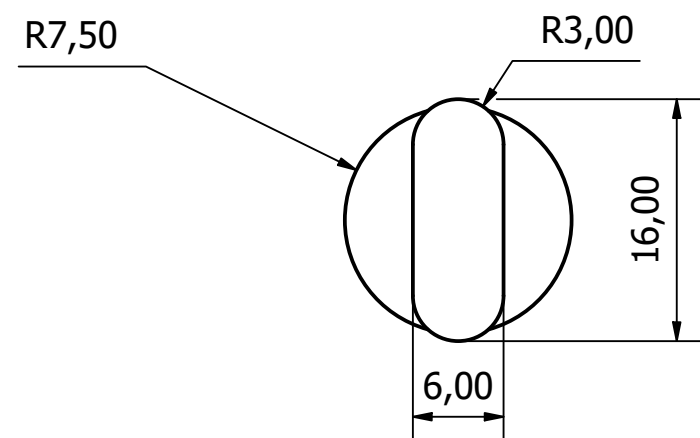
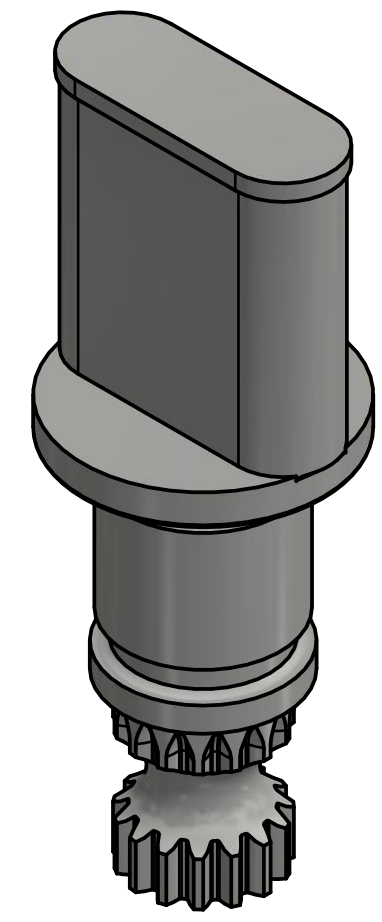
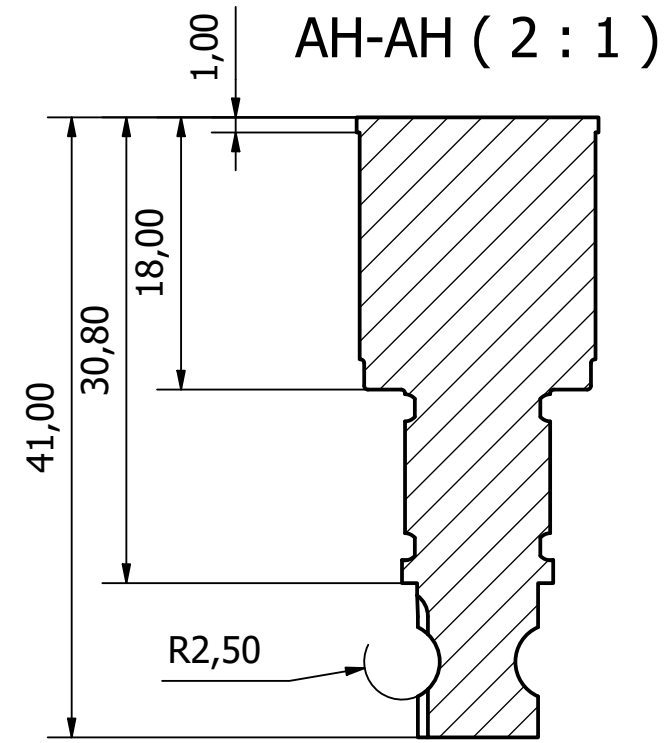
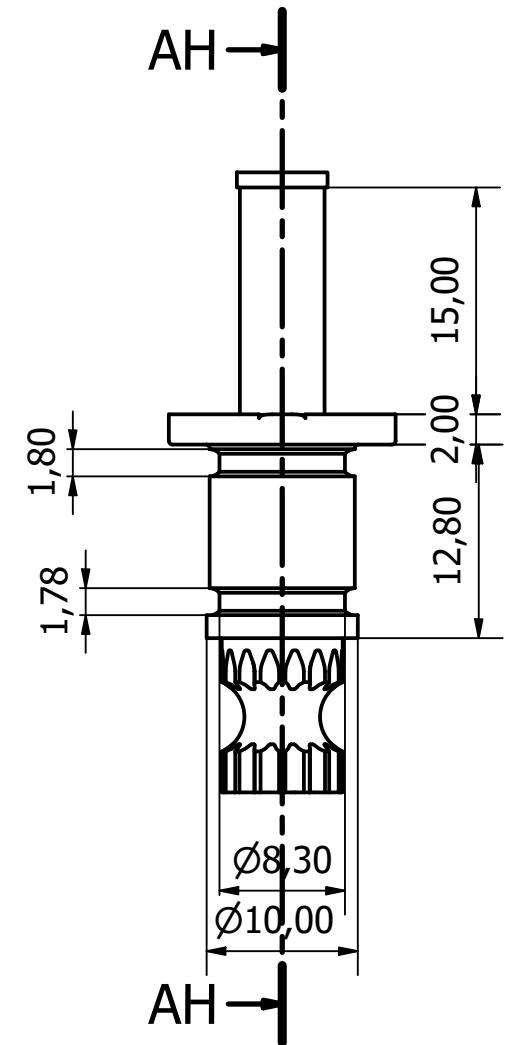
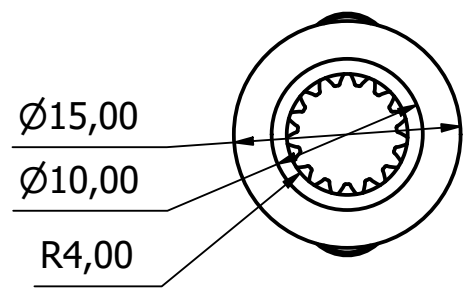
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	22/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000041	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 3		DESPIECE CONJUNTO TREN TRASERO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	41/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



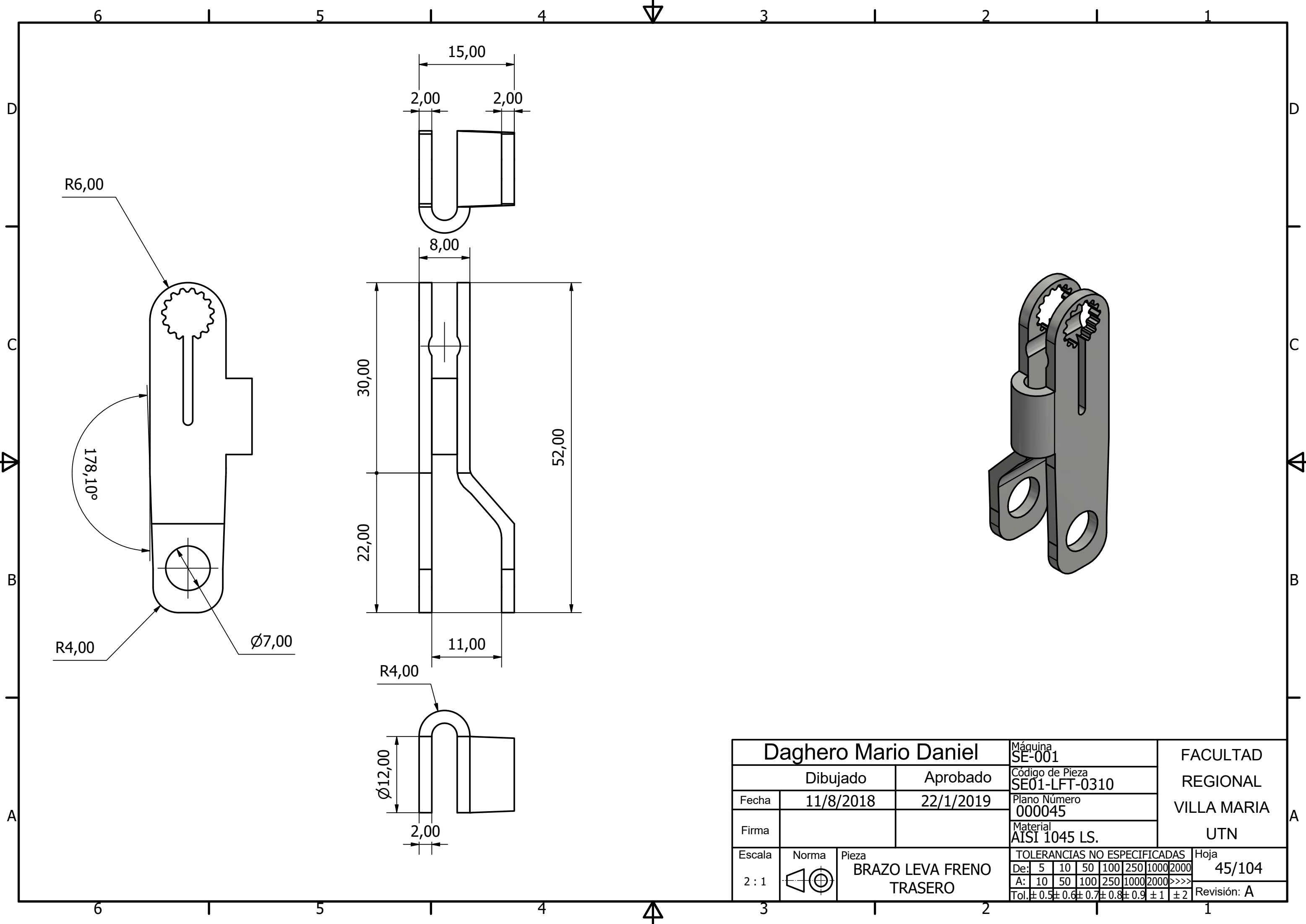
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado		Código de Pieza SE01-TBB-0310	
Fecha	29/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000042	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:3		TAPA BRAZO BASCULANTE	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	42/104
			Revisión:	A



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-BRB-0310	
Fecha 14/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000043	
Firma		Material Aluminio 6061-T6	
Escala 1 : 4	Norma 	Pieza BRAZO BASCULANTE	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 43/104 Revisión: A

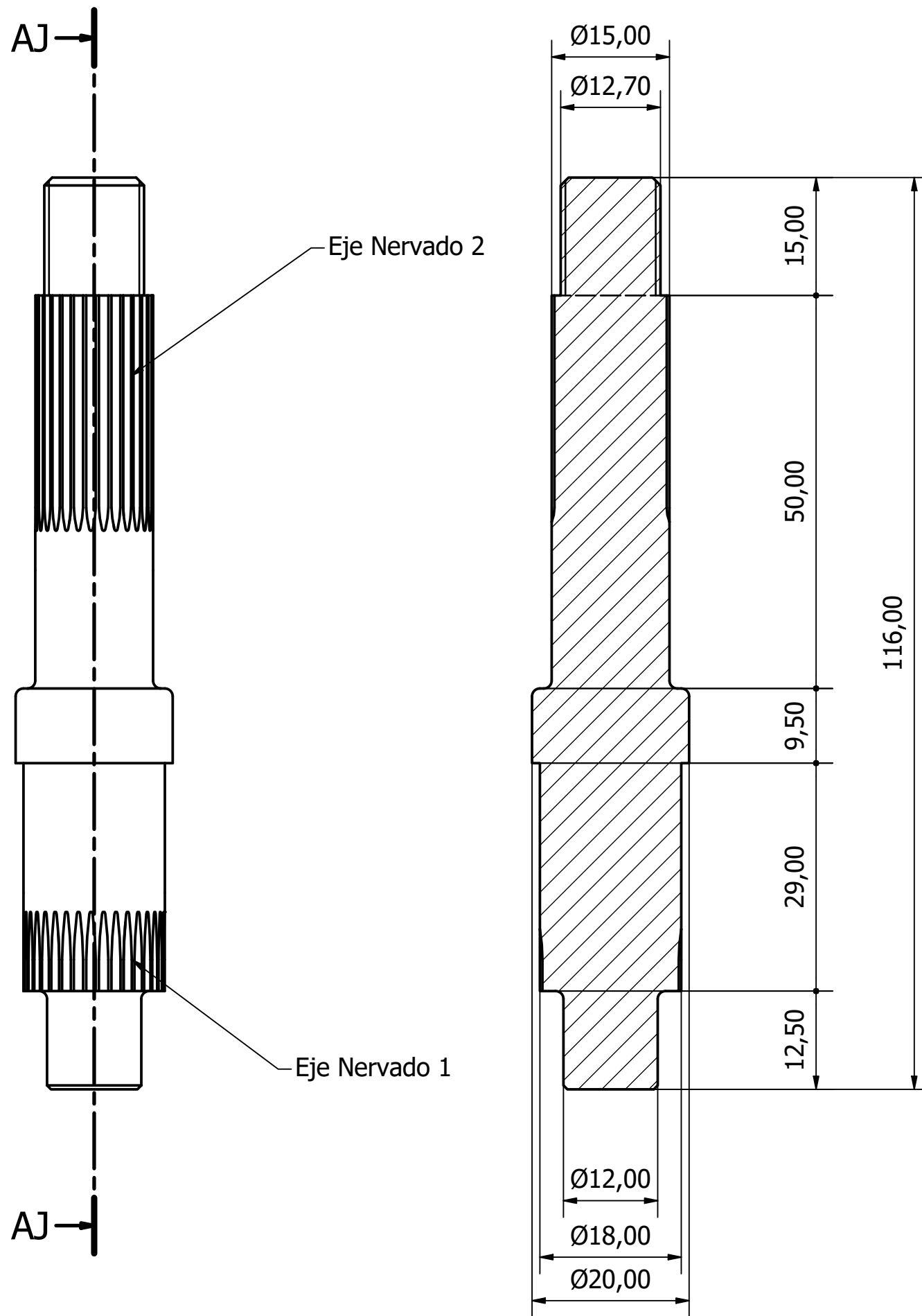


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-LFT-0310	
Fecha 22/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000044	
Firma		Material AISI 1045 LS.	
Escala 2 : 1	Norma 	Pieza LEVA FRENOS TRASERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 44/104 Revisión: A



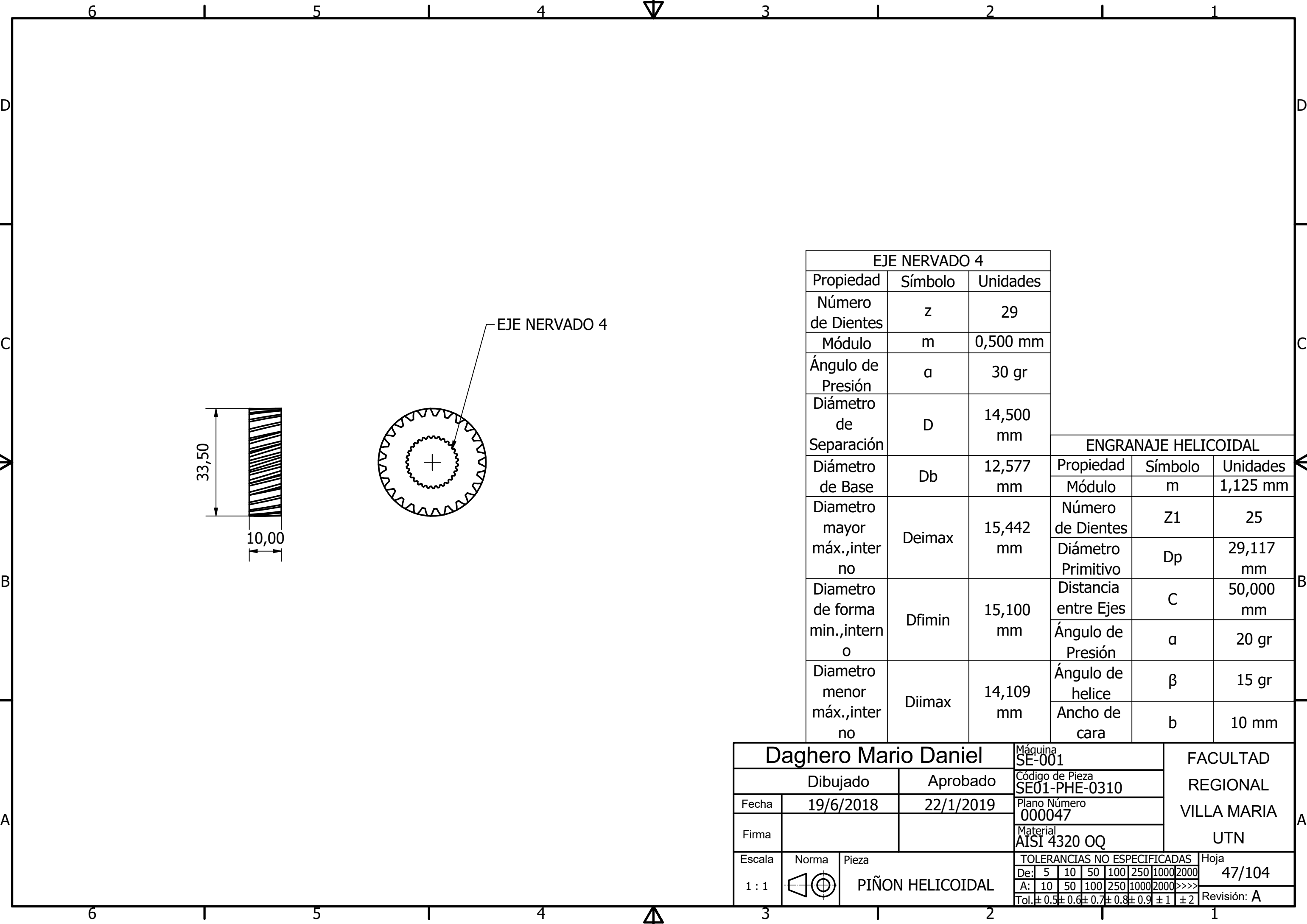
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-LFT-0310		
Fecha 11/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000045		
Firma		Material AISI 1045 LS.		
Escala 2 : 1	Norma 	Pieza BRAZO LEVA FRENO TRASERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 45/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

AJ-AJ (3 : 2)



EJE NERVADO 1			EJE NERVADO 2		
Propiedad	Símbolo	Unidades	Propiedad	Símbolo	Unidad
Número de Dientes	z	35	Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,5	Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	a	30 gr	Ángulo de Presión	a	30 gr
Diámetro de Separación	D	17,500 mm	Diámetro de separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	Db	15,155 mm	Diámetro de Base	Db	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	Deimax	18,447 mm	Diámetro mayor máx., interno	Deimax	15,592 mm
Diámetro de forma mín., interno	Dfimin	18,100 mm	Diámetro de forma mín., interno	DFimax	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	Diimax	17,102	Diámetro menor máx., interno	Diimax	14,109 mm

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-EPT-0310	
Fecha 22/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000046	
Firma		Material AISI 4320 OQ	
Escala 3 : 2	Norma 	Pieza ARBOL PRINCIPAL TRASERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 46/104 Revisión: A

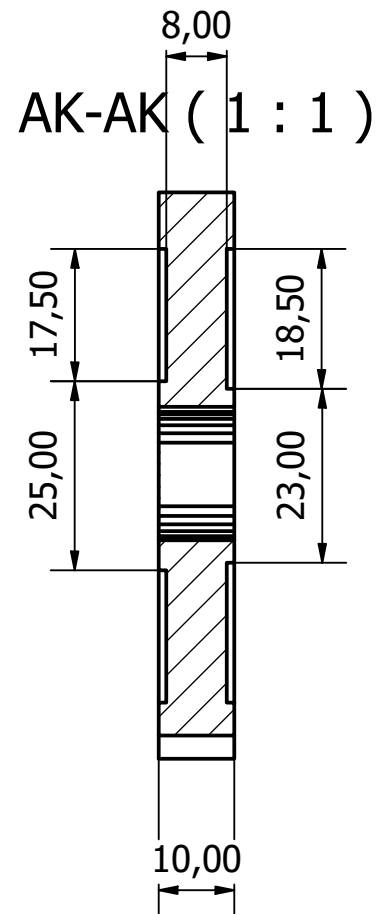
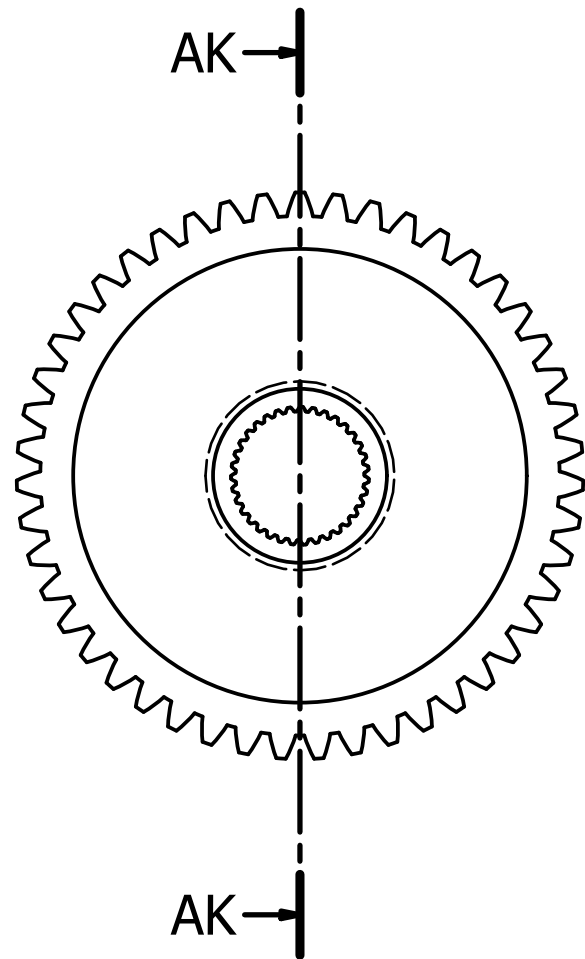


EJE NERVADO 4

EJE NERVADO 4		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	α	30 gr
Diámetro de Separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	Db	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	Deimax	15,442 mm
Diámetro de forma mín., interno	Dfimin	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	Diimax	14,109 mm

ENGRANAJE HELICOIDAL		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Módulo	m	1,125 mm
Número de Dientes	Z1	25
Diámetro Primitivo	Dp	29,117 mm
Distancia entre Ejes	C	50,000 mm
Ángulo de Presión	α	20 gr
Ángulo de helice	β	15 gr
Ancho de cara	b	10 mm

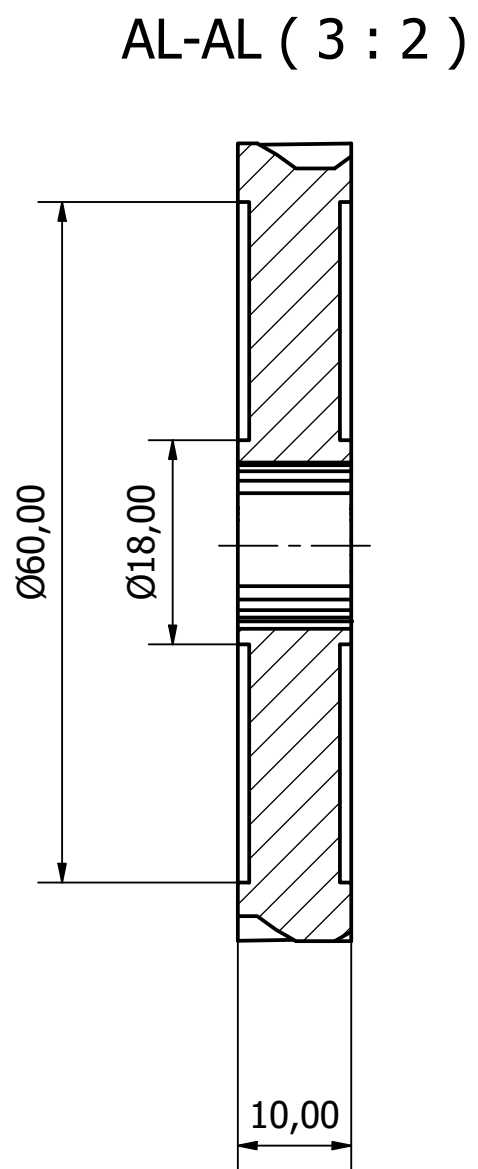
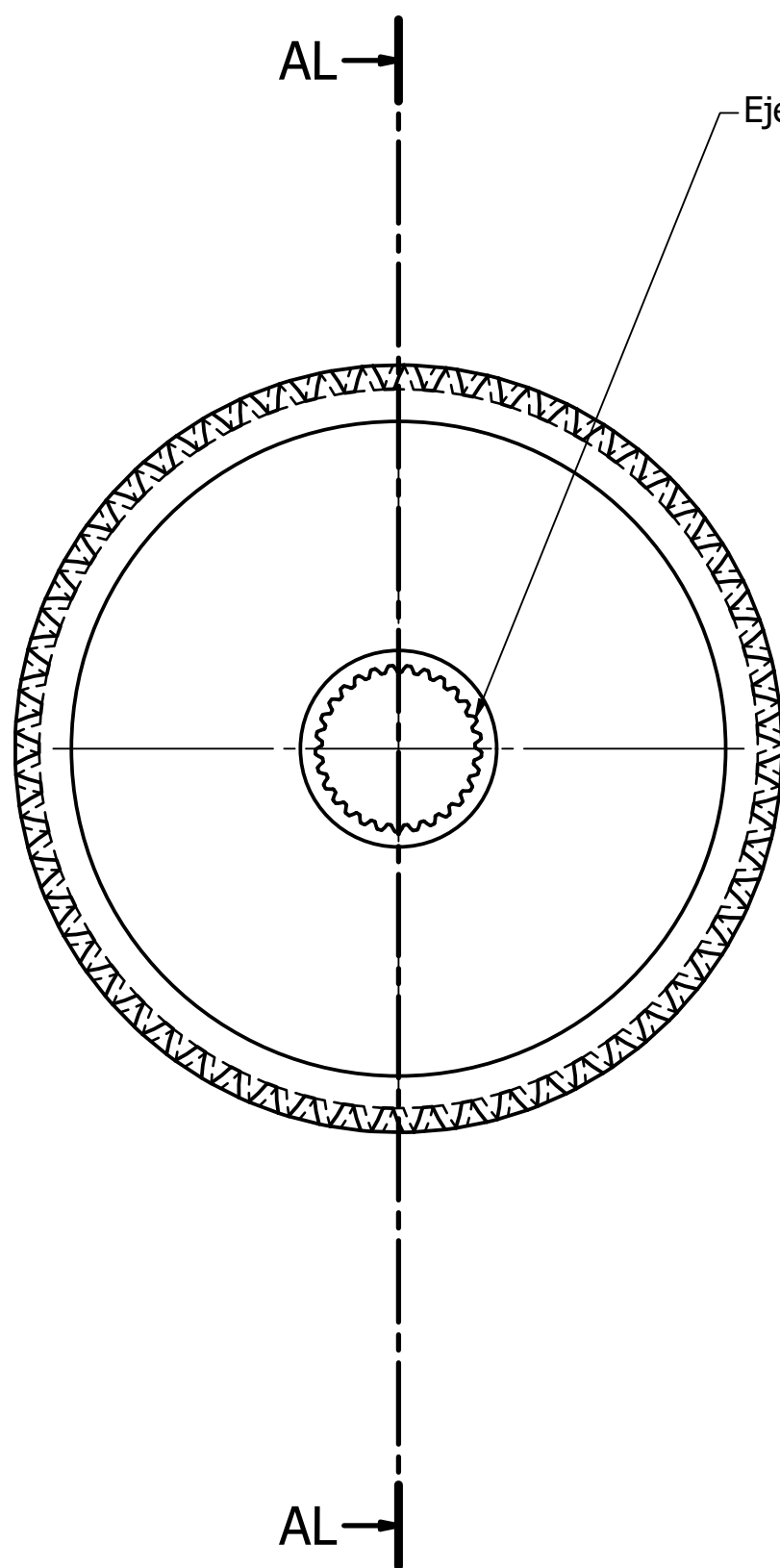
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PHE-0310		
Fecha	19/6/2018	22/1/2019		Plano Número 000047
Firma				Material AISI 4320 OQ
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 1		PIÑÓN HELICOIDAL	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja 47/104	
			Revisión: A	



EJE NERVADO 3		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	a	30 gr
Diámetro de Separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	Db	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	Deimax	15,442 mm
Diámetro de forma mín., interno	Dfimin	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	Diimax	14,109 mm

ENGRANAJE RECTO		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Módulo	m	1,500 mm
Número de Dientes	Z1	47
Diámetro Primitivo	Dp	66,248 mm
Distancia entre Ejes	C	56,000 mm
Ángulo de Presión	a	25 gr
Ancho de cara	b	10,000 mm

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-ENR-0310		
Fecha	19/6/2018	22/1/2019		Plano Número 000048
Firma				Material AISI 4320 OQ
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 1		ENGRANAJE RECTO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja 48/104	
			Revisión: A	

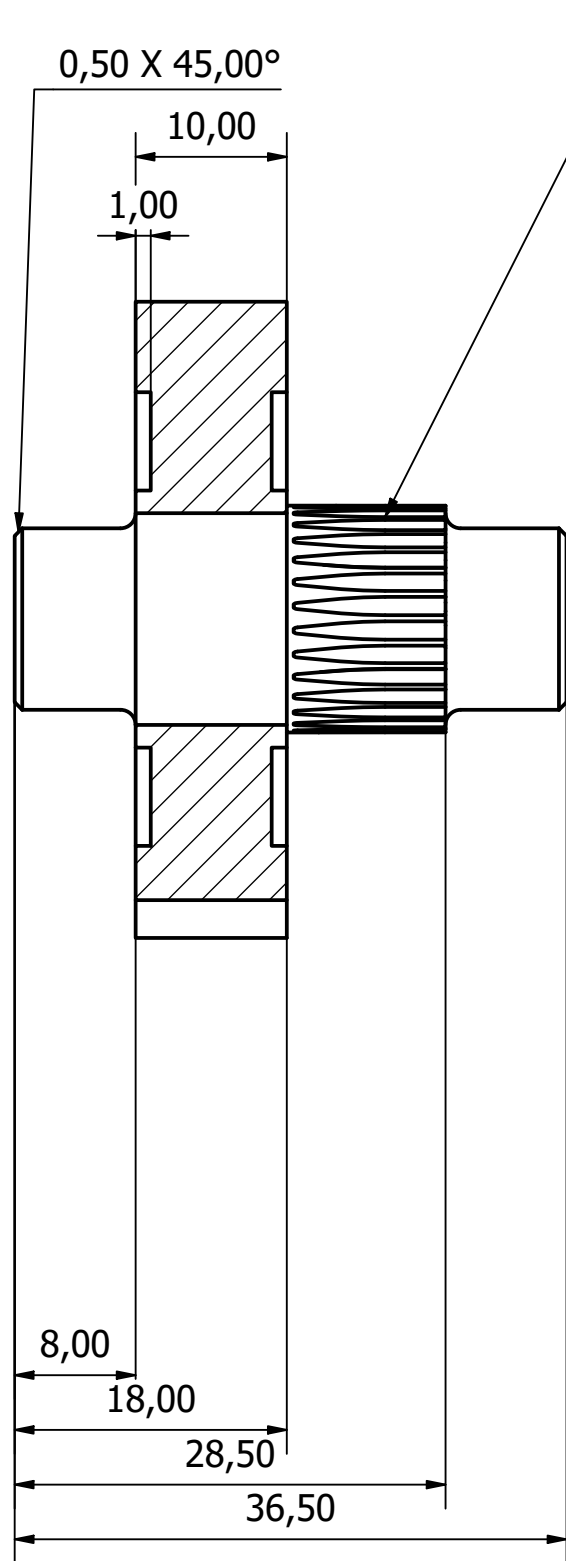


EJE NERVADO 3		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	α	30 gr
Diámetro de Separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	D_b	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	D_{eimax}	15,442 mm
Diámetro de forma mín., interno	D_{fimin}	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	D_{iimax}	14,109 mm

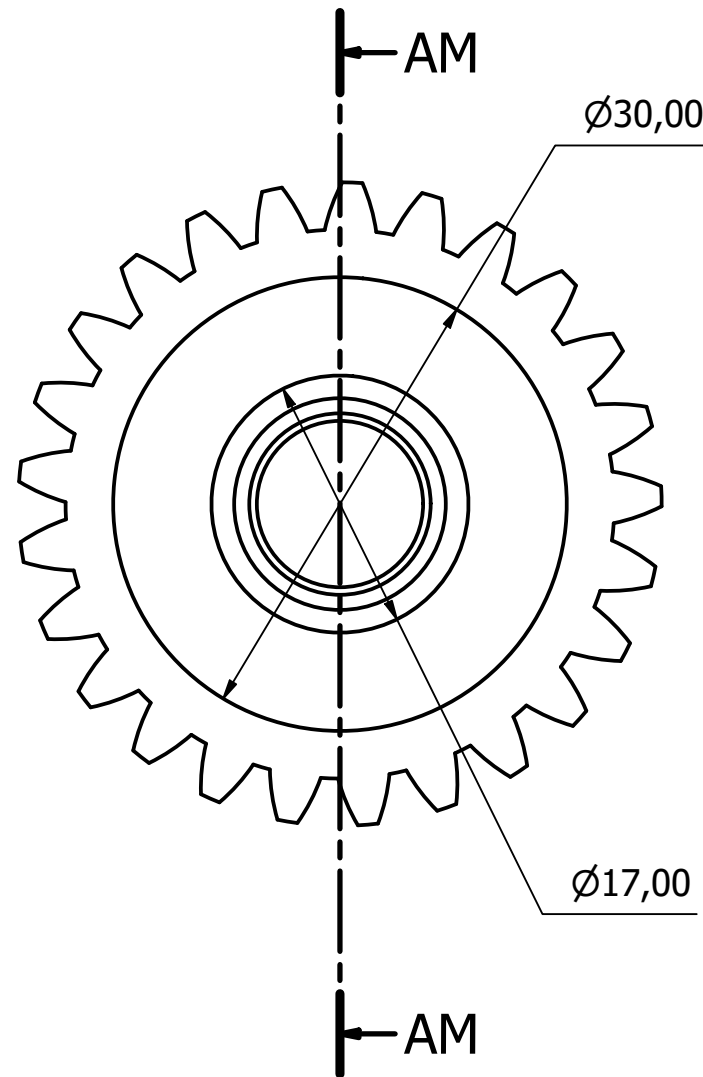
ENGRANAJE HELICOIDAL		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Módulo	m	1,125 mm
Número de Dientes	Z_1	57
Diámetro Primitivo	D_p	66,248 mm
Distancia entre Ejes	C	50,000 mm
Ángulo de Presión	α	20 gr
Ángulo de helice	β	15 gr

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	Ancho de cara	b	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-EHE-0310			
Fecha	19/6/2018	22/1/2019	Plano Número	000049	
Firma			Material	AISI 4320 OQ	
Escala	3 : 2	Norma	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Hoja 49/104
		Pieza	ENGRANAJE HELICOIDAL		Revisión: A
			De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

AM-AM (2 : 1)



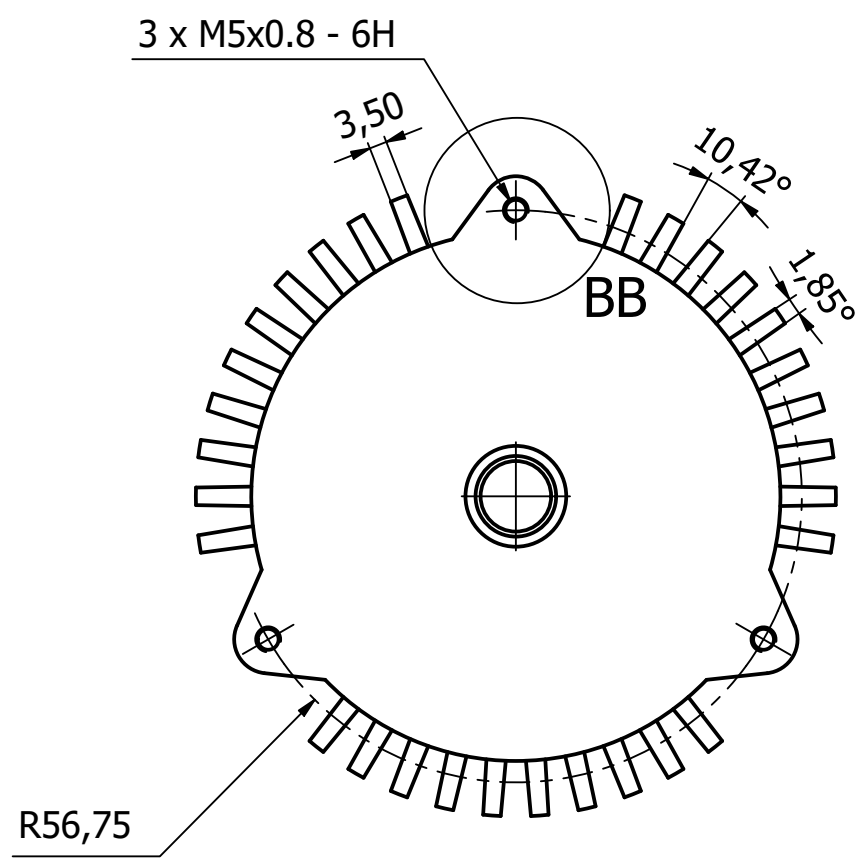
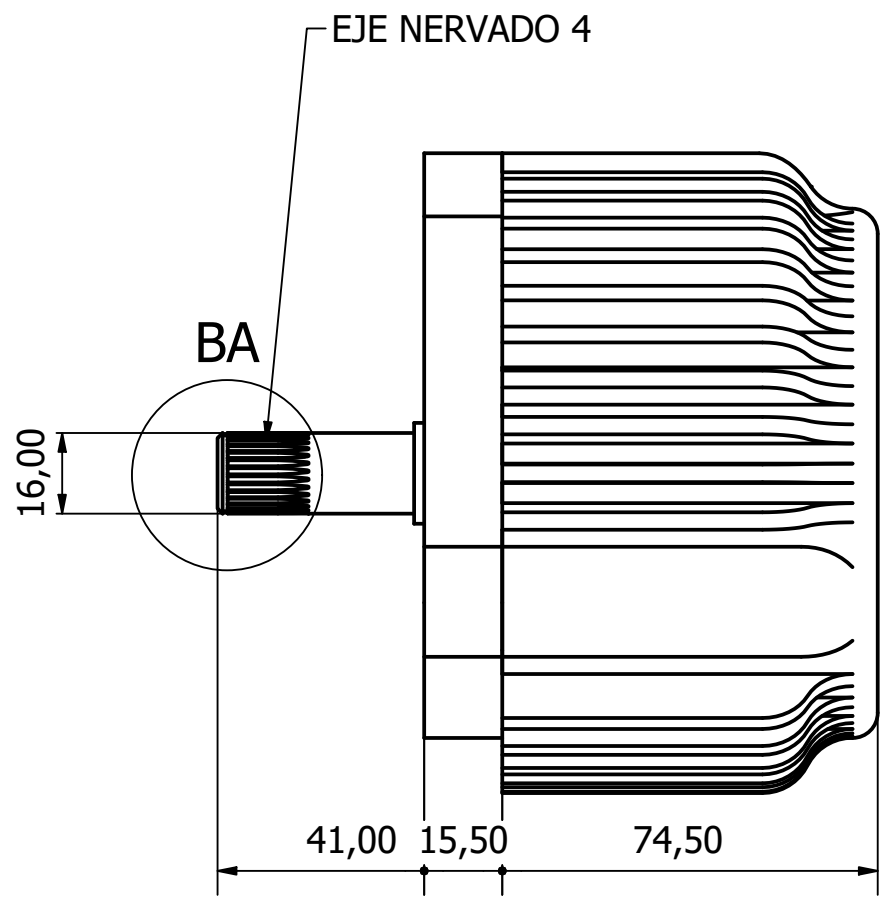
Eje Nervado 3



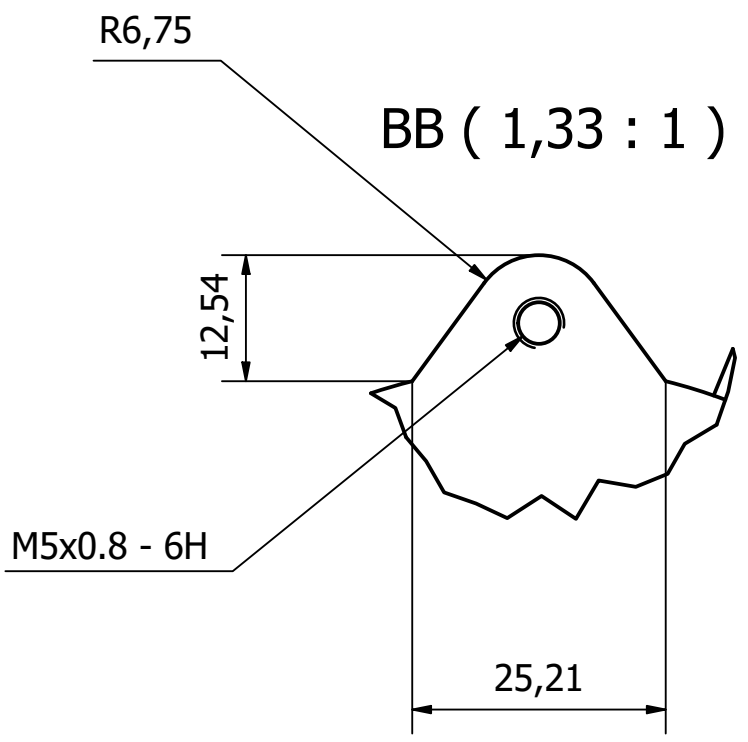
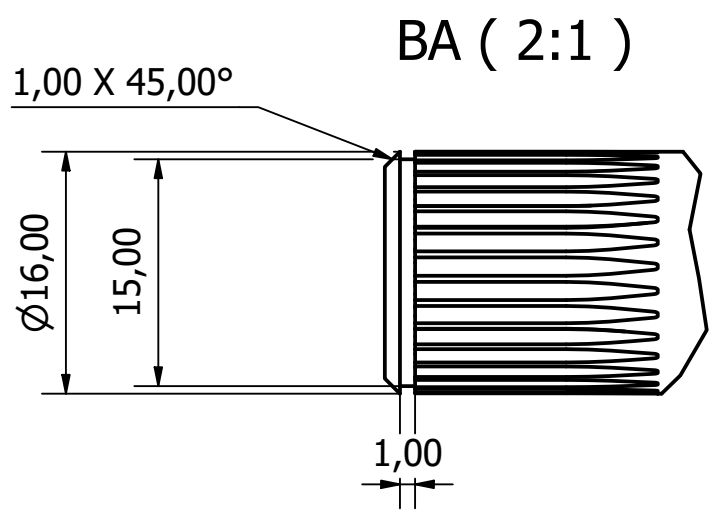
EJE NERVADO 3		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	a	30 gr
Diámetro de Separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	Db	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	Deimax	15,442 mm
Diámetro de forma min., interno	Dfimin	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	Diimax	14,109 mm

PIÑÓN RECTO		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Módulo	m	1,500 mm
Número de Dientes	Z1	25
Diámetro Primitivo	Dp	35,238 mm
Distancia entre Ejes	C	56,000 mm
Ángulo de Presión	a	25 gr
Ancho de cara	b	10,000 mm

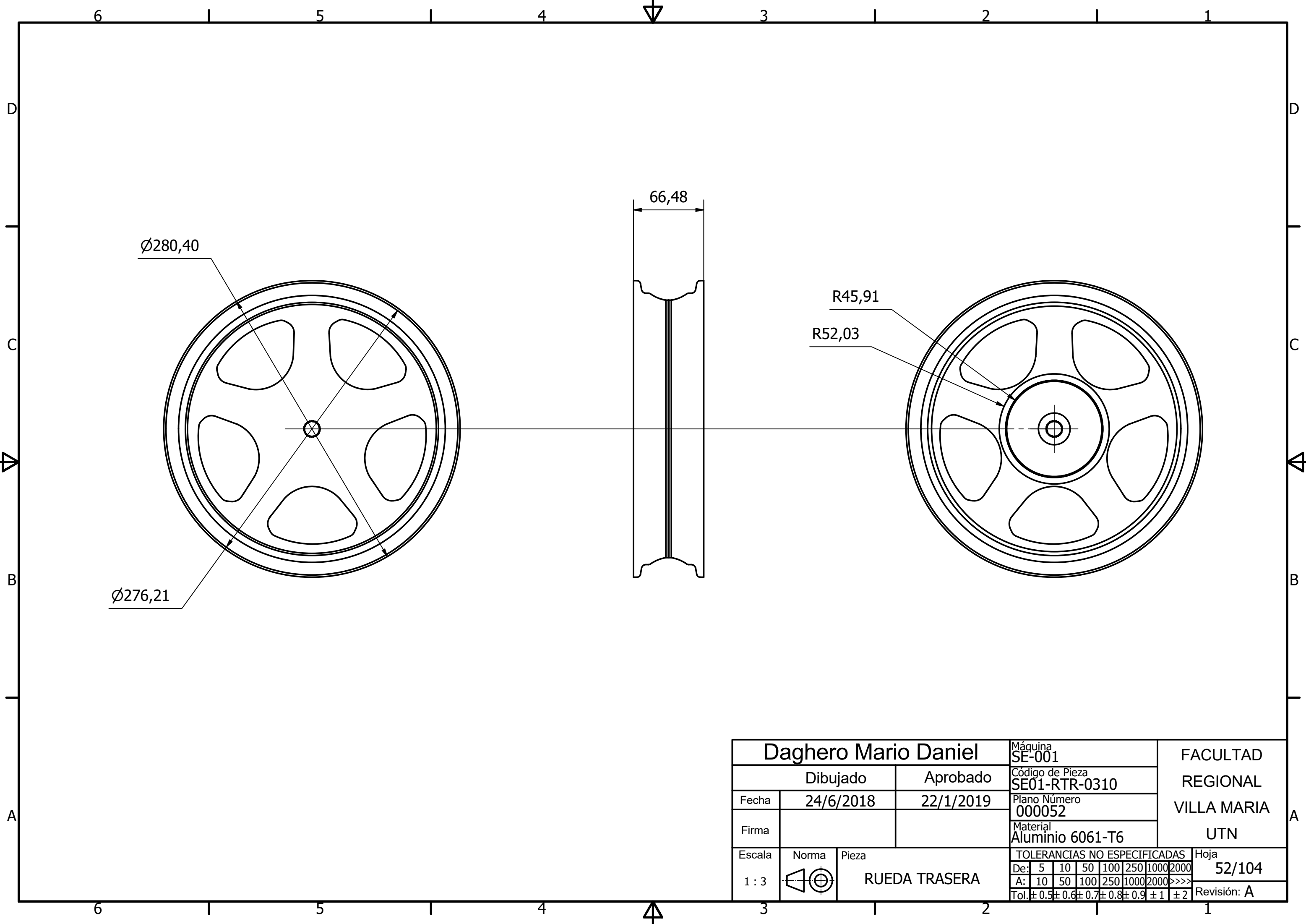
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-EPR-0310		
Fecha	22/6/2018	22/1/2019		Plano Número 000050
Firma				Material AISI 4320 OQ
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2 : 1		EJE Y PIÑÓN RECTO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja 50/104	
			Revisión: A	



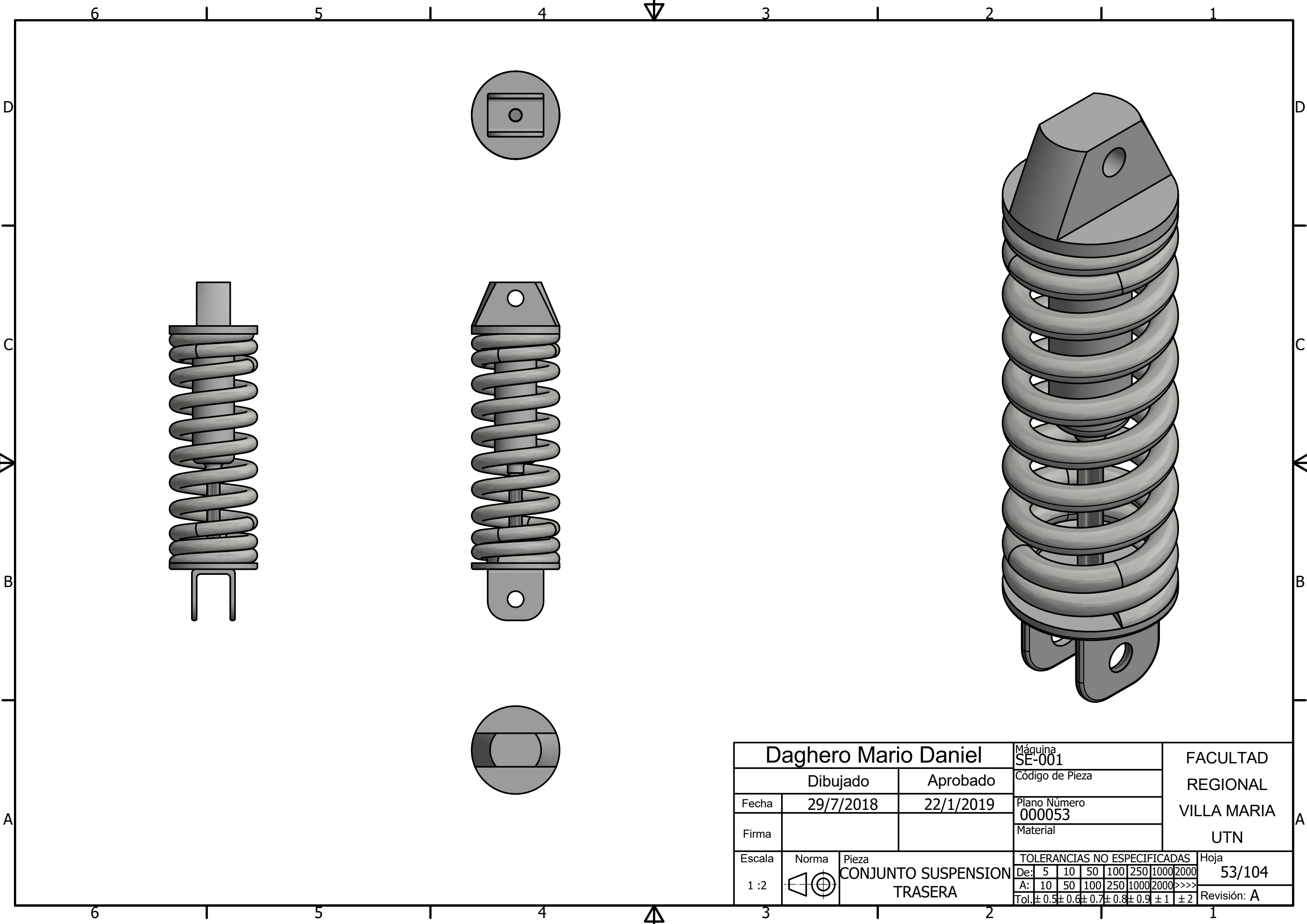
EJE NERVADO 4		
Propiedad	Símbolo	Unidades
Número de Dientes	z	29
Módulo	m	0,500 mm
Ángulo de Presión	a	30 gr
Diámetro de Separación	D	14,500 mm
Diámetro de Base	Db	12,577 mm
Diámetro mayor máx., interno	Deimax	15,442 mm
Diámetro de forma min., interno	Dfimin	15,100 mm
Diámetro menor máx., interno	Diimax	14,109 mm



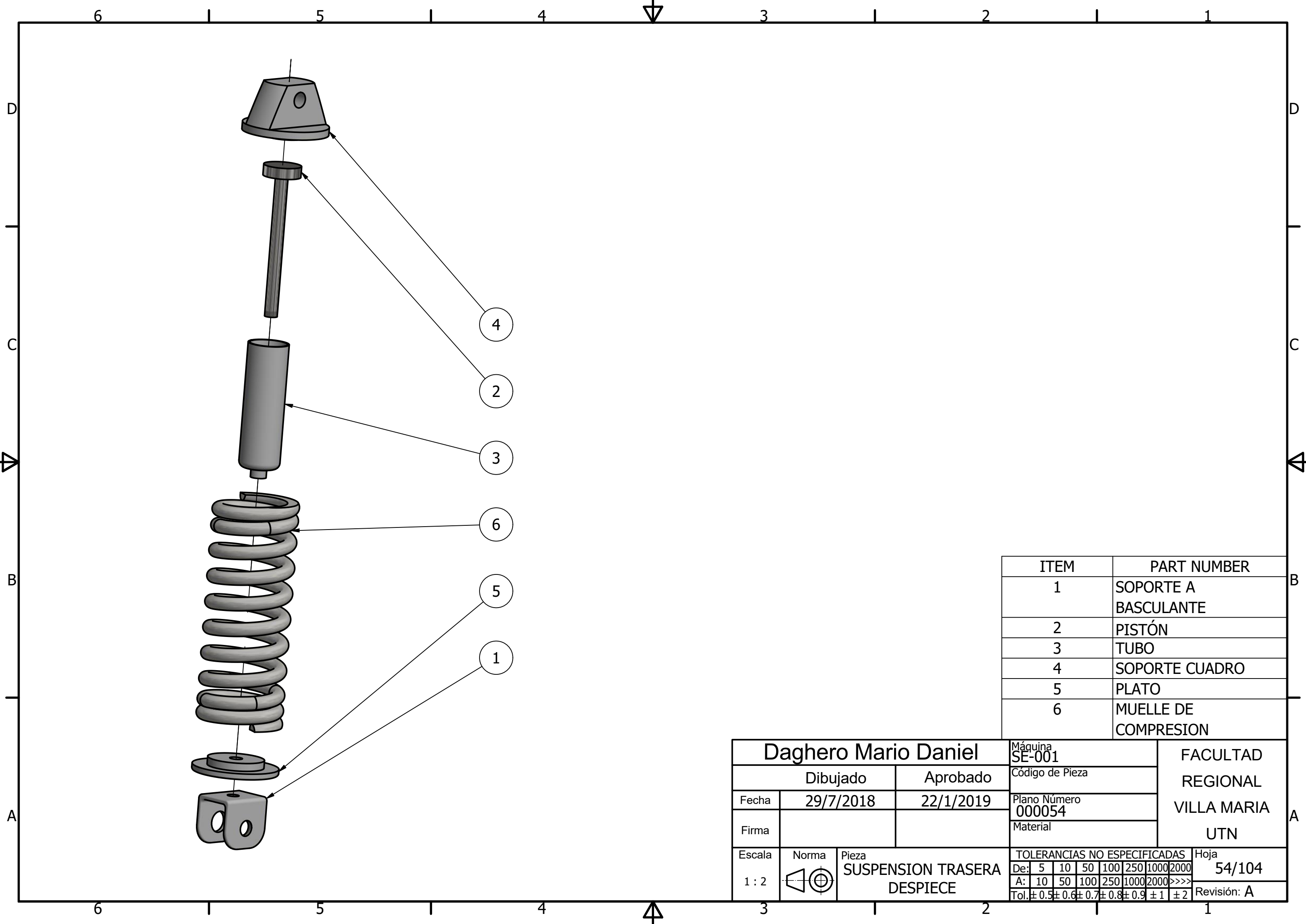
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado		Aprobado		Código de Pieza SE01-MPR-0310			
Fecha	2/9/2016	22/1/2019	Plano Número 000051				
Firma			Material				
Escala	Norma	Pieza		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Hoja	
2/3		MOTOR Mac M12500-3 1000W 48V DC		De: 5 10 50 100 250 1000 2000		51/104	
				A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>		Revisión: A	
				Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2			



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-RTR-0310	
Fecha	24/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000052	
Firma			Material Aluminio 6061-T6	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 3		RUEDA TRASERA	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 52/104
				Revisión: A

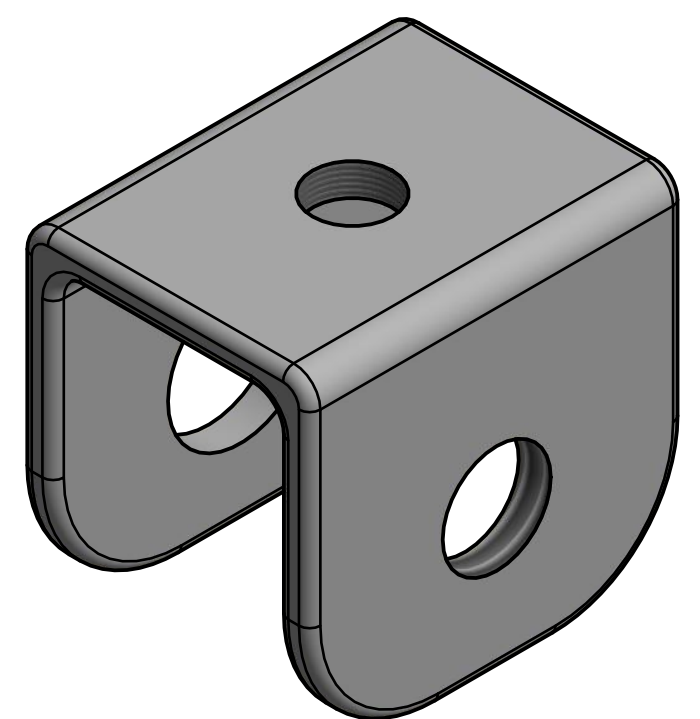
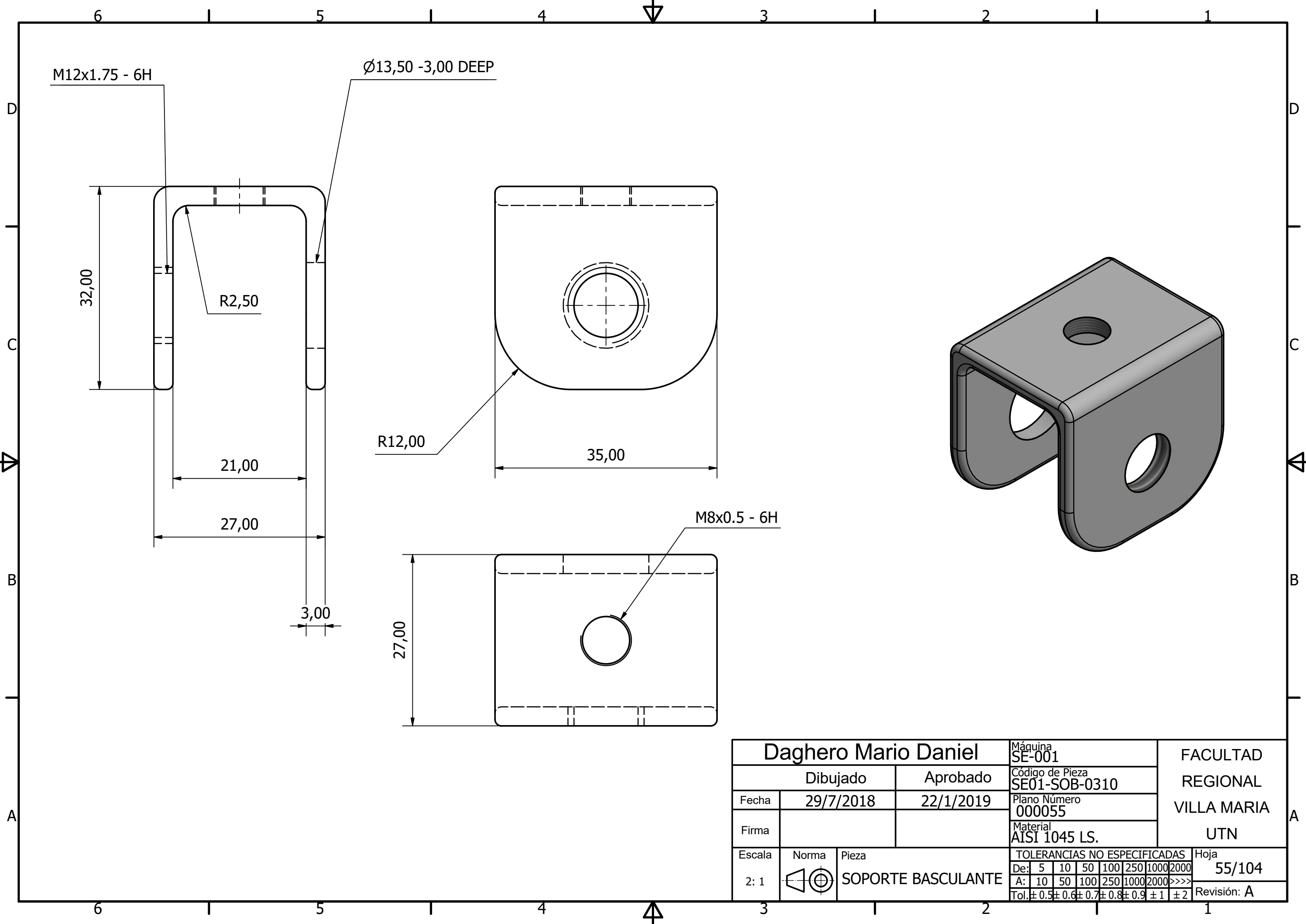


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza									
Fecha	29/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000053									
Firma			Material									
Escala	Norma	Pieza		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Hoja					
1 : 2		CONJUNTO SUSPENSION TRASERA		De:	5	10	50	100	250	1000	2000	53/104
				A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
				Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	

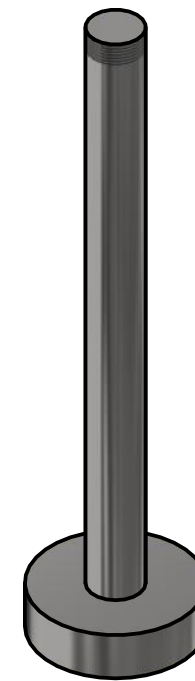
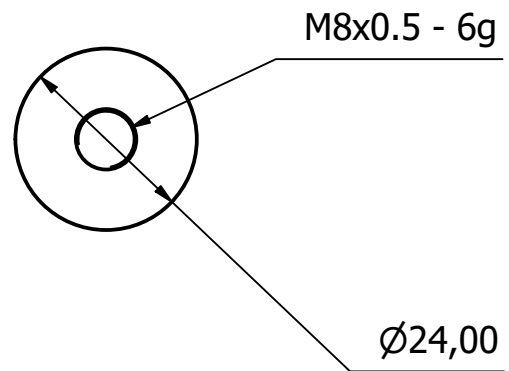
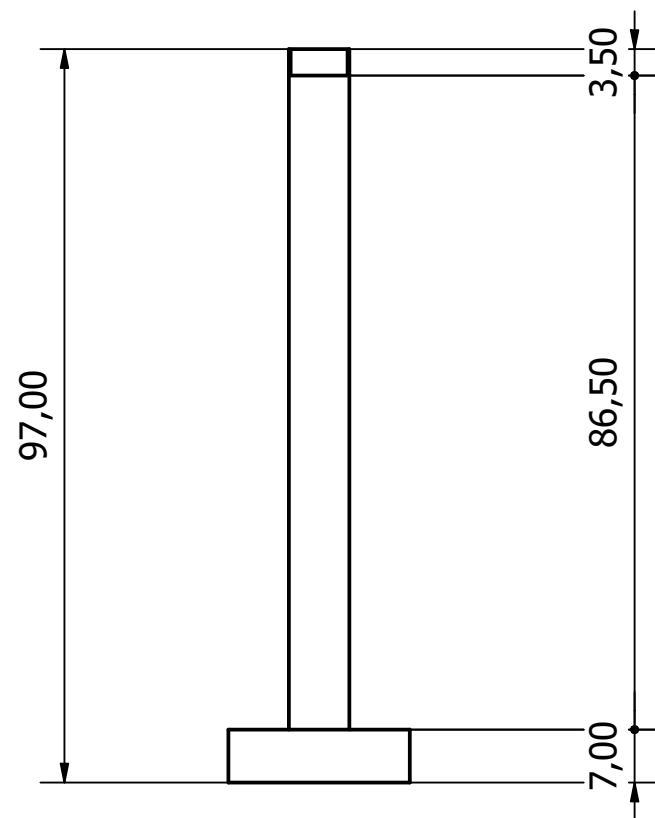


ITEM	PART NUMBER
1	SOPORTE A BASCULANTE
2	PISTÓN
3	TUBO
4	SOPORTE CUADRO
5	PLATO
6	MUELLE DE COMPRESION

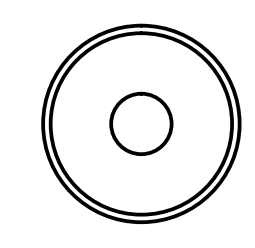
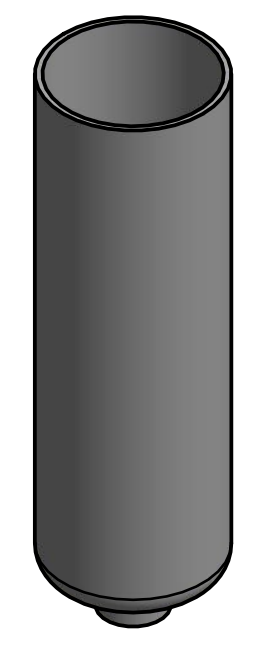
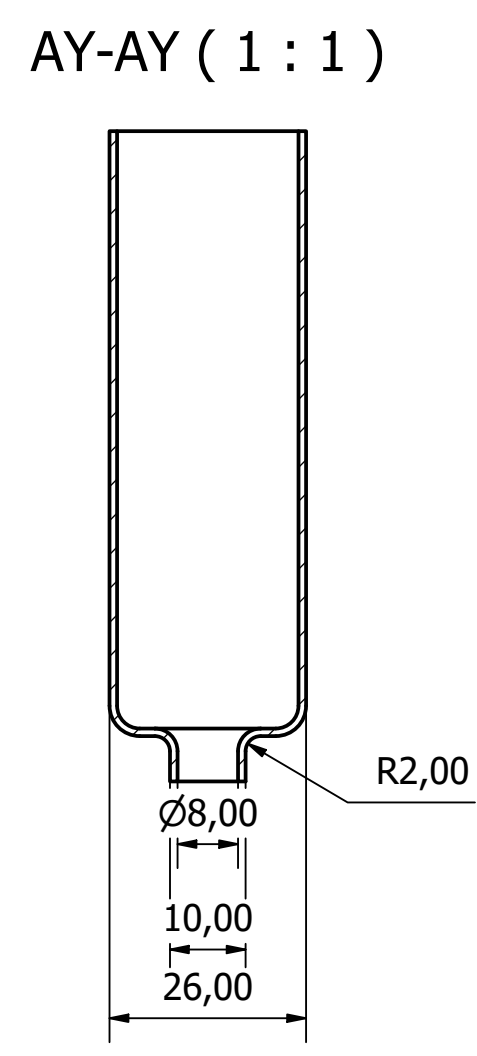
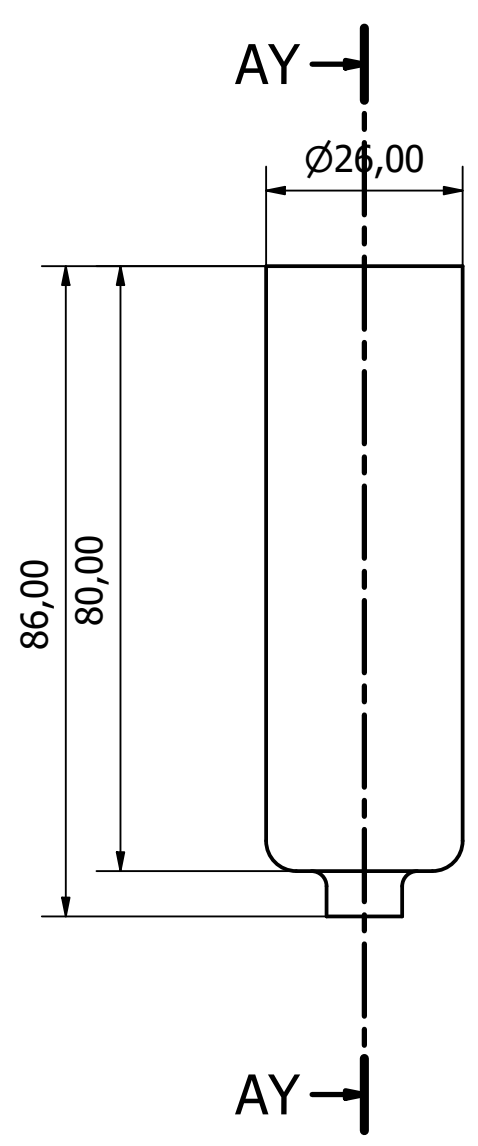
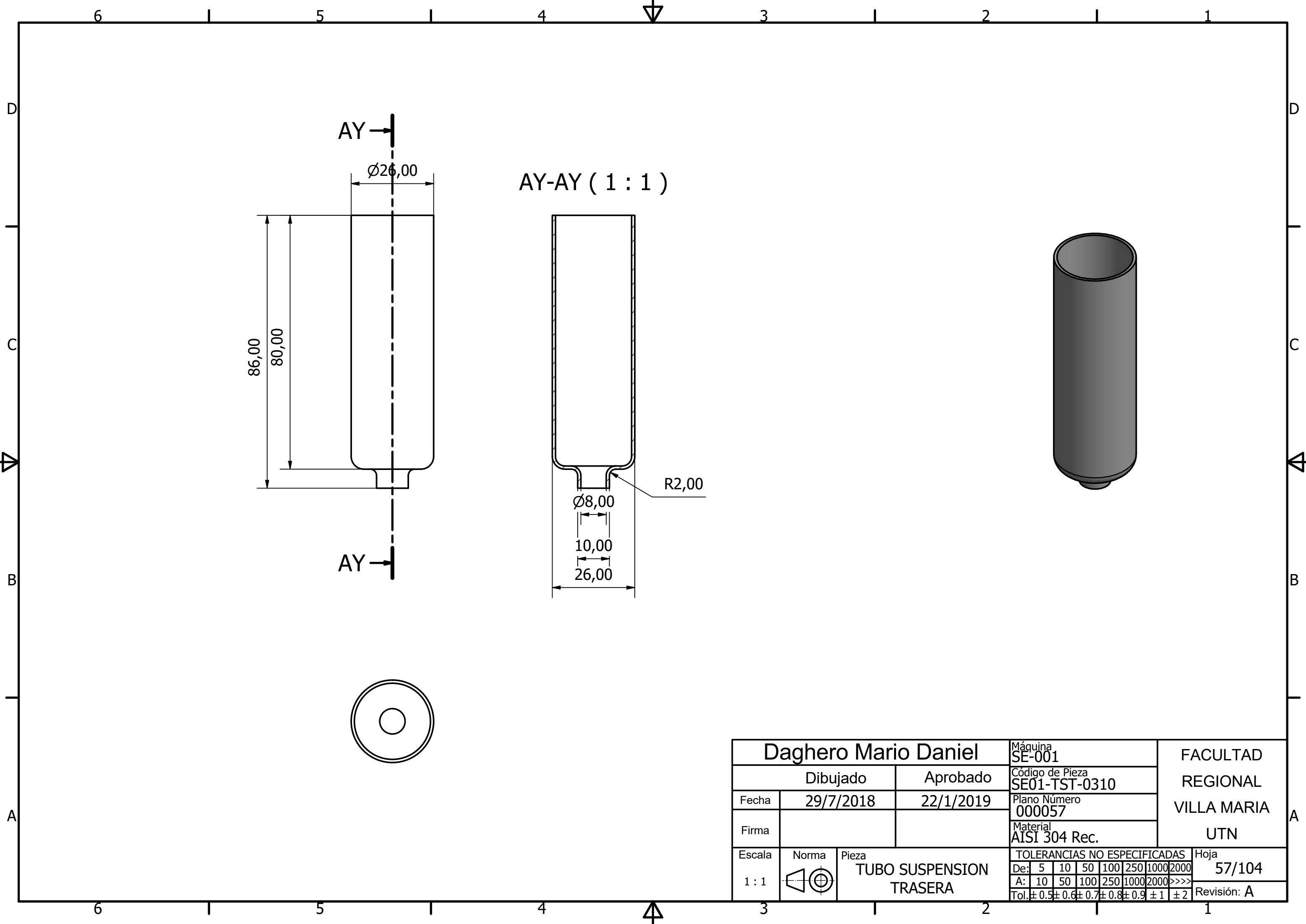
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado		Código de Pieza								
Fecha	29/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000054									
Firma			Material									
Escala	Norma	Pieza		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			Hoja					
1 : 2		SUSPENSION TRASERA DESPIECE		De:	5	10	50	100	250	1000	2000	54/104
				A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
				Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



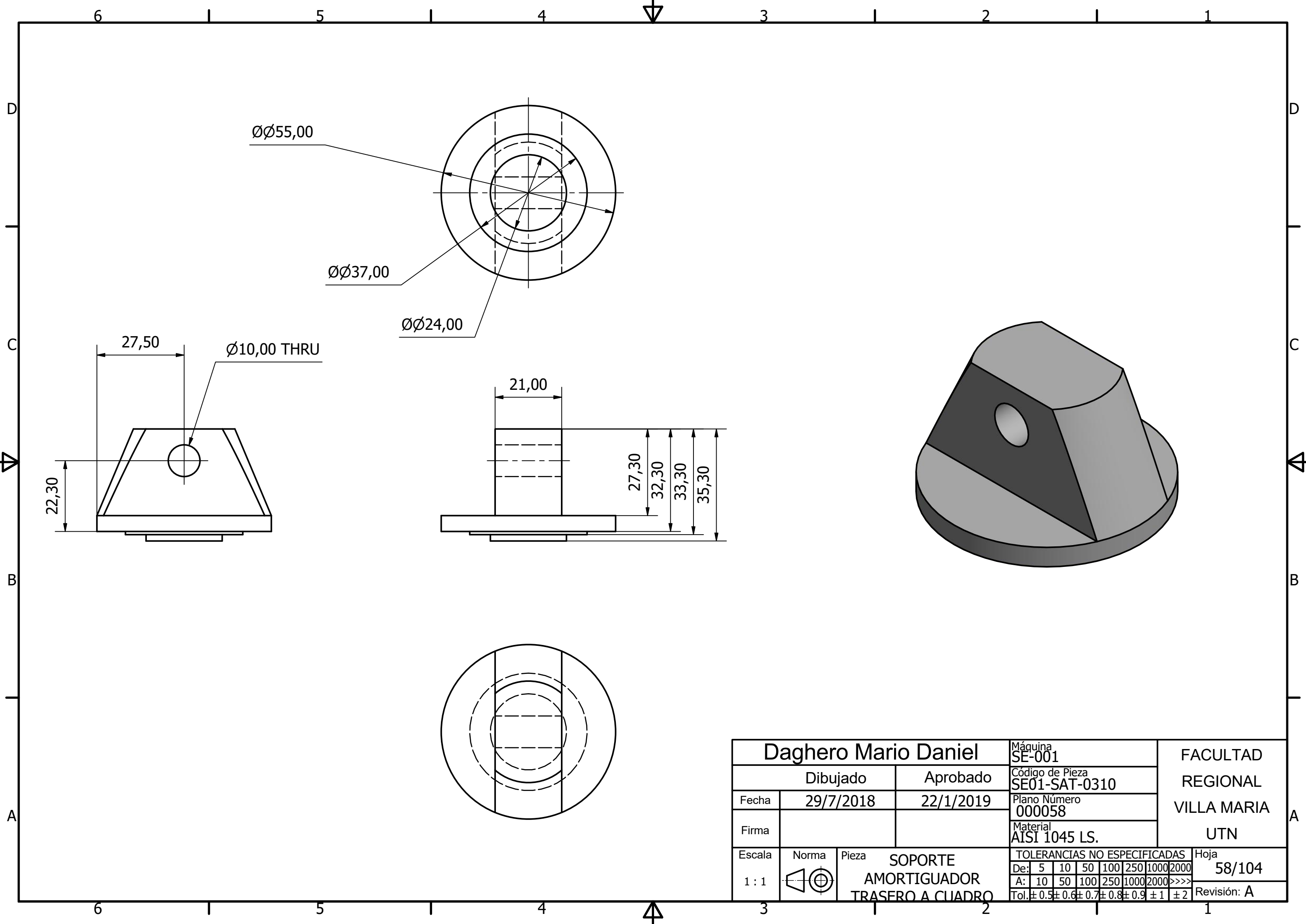
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SOB-0310	
Fecha	29/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000055	
Firma			Material AISI 1045 LS.	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2: 1		SOPORTE BASCULANTE	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 55/104
				Revisión: A



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PST-0310			
Fecha	29/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000056
Firma					Material AISI 1045 LS.
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
1 : 1		PISTON SUSPENSION TRASERA	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	56/104	
			Revisión:	A	

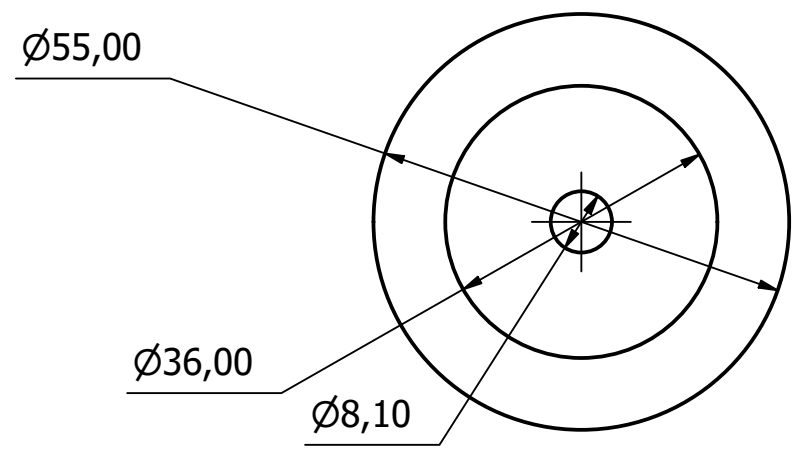
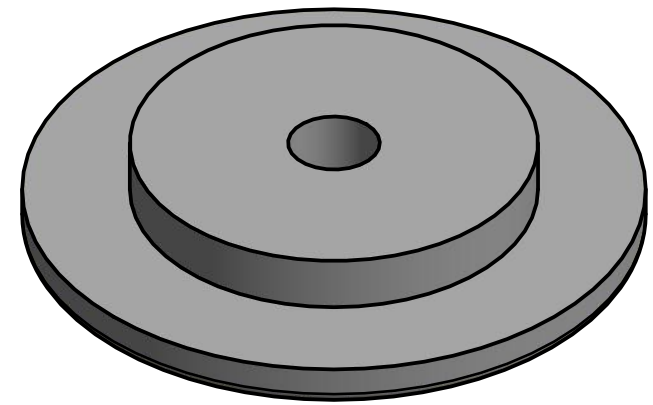
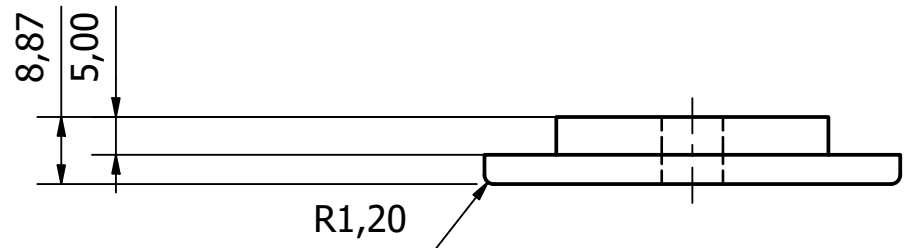


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-TST-0310									
Fecha	29/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000057									
Firma			Material AISI 304 Rec.									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
1 : 1		TUBO SUSPENSION TRASERA	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	57/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		

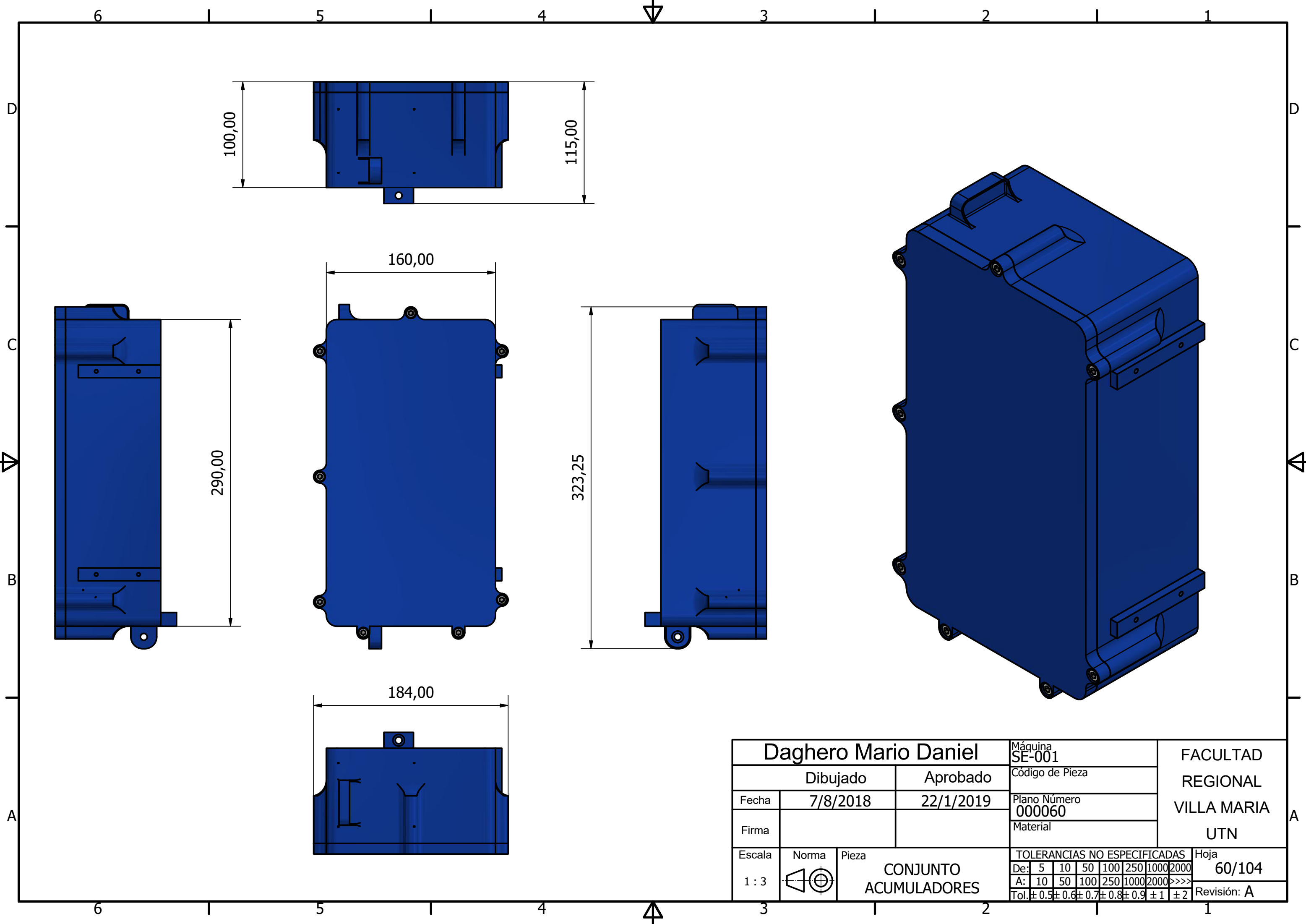


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-SAT-0310			
Fecha	29/7/2018	22/1/2019			Plano Número 000058
Firma					Material AISI 1045 LS.
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
1 : 1		SOPORTE AMORTIGUADOR TRASERO A CUADRO	Hoja 58/104		
			Revisión: A		

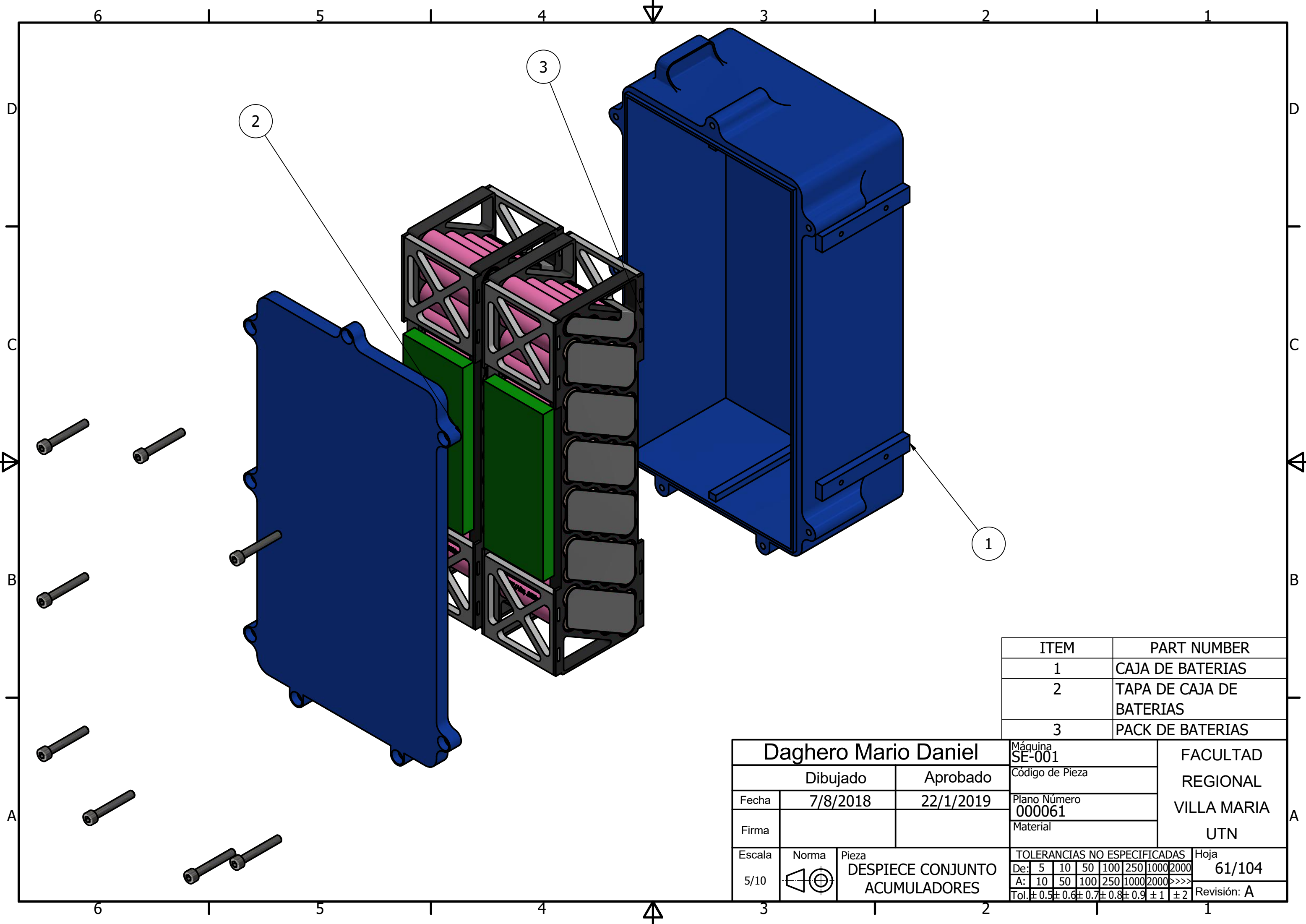
De:	5	10	50	100	250	1000	2000
A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>
Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PAT-0310									
Fecha	7/8/2018	22/1/2019			Plano Número 000059						
Firma					Material AISI 1045 LS.						
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
1 : 1		PLATO AMORTIGUADOR TRASERO	Hoja 59/104								
			De:	5	10	50	100	250	1000	2000	
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	Revisión: A

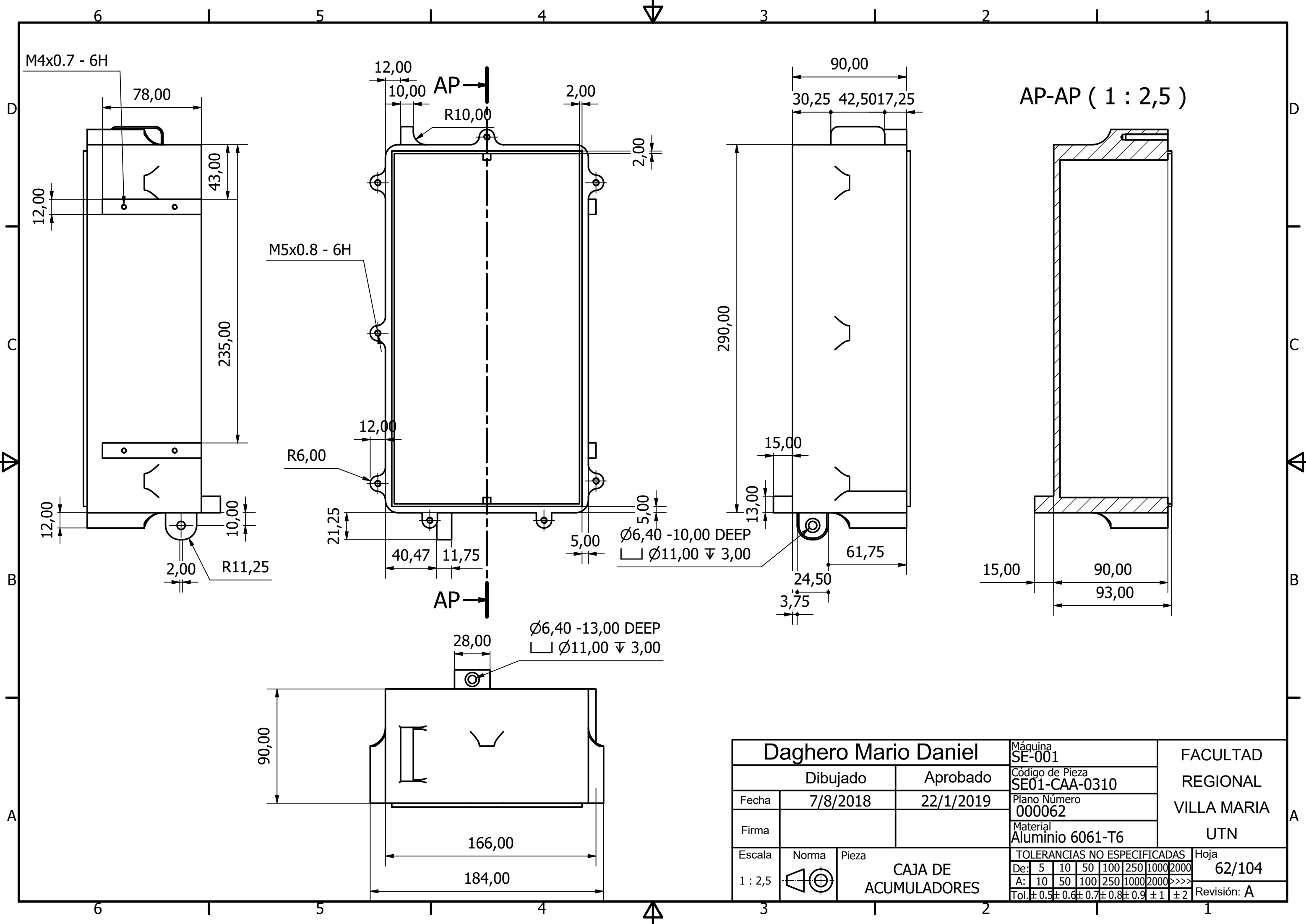


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza	
Fecha 7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000060	
Firma		Material	
Escala 1 : 3	Norma 	Pieza CONJUNTO ACUMULADORES	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 60/104 Revisión: A

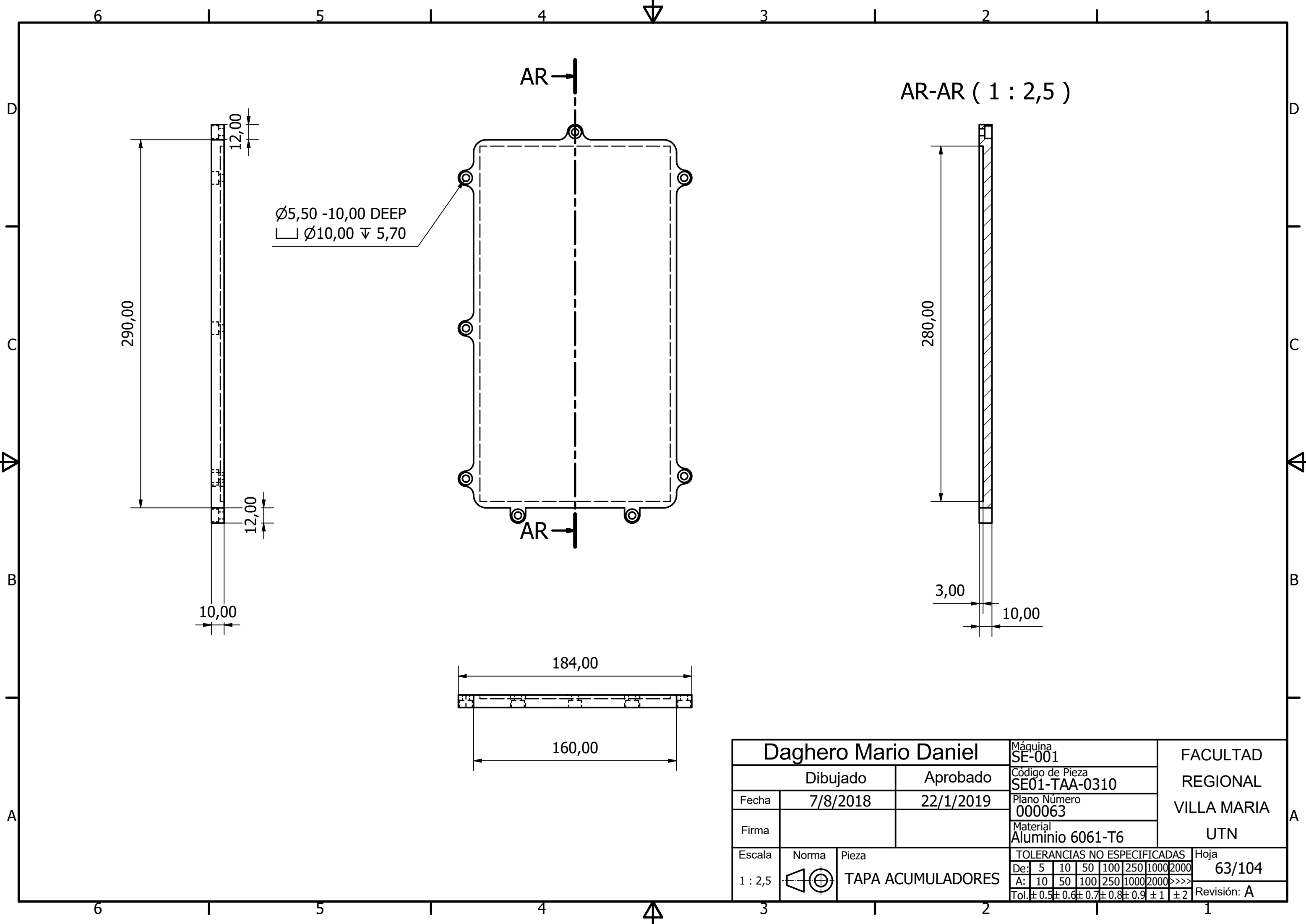


ITEM	PART NUMBER
1	CAJA DE BATERIAS
2	TAPA DE CAJA DE BATERIAS
3	PACK DE BATERIAS

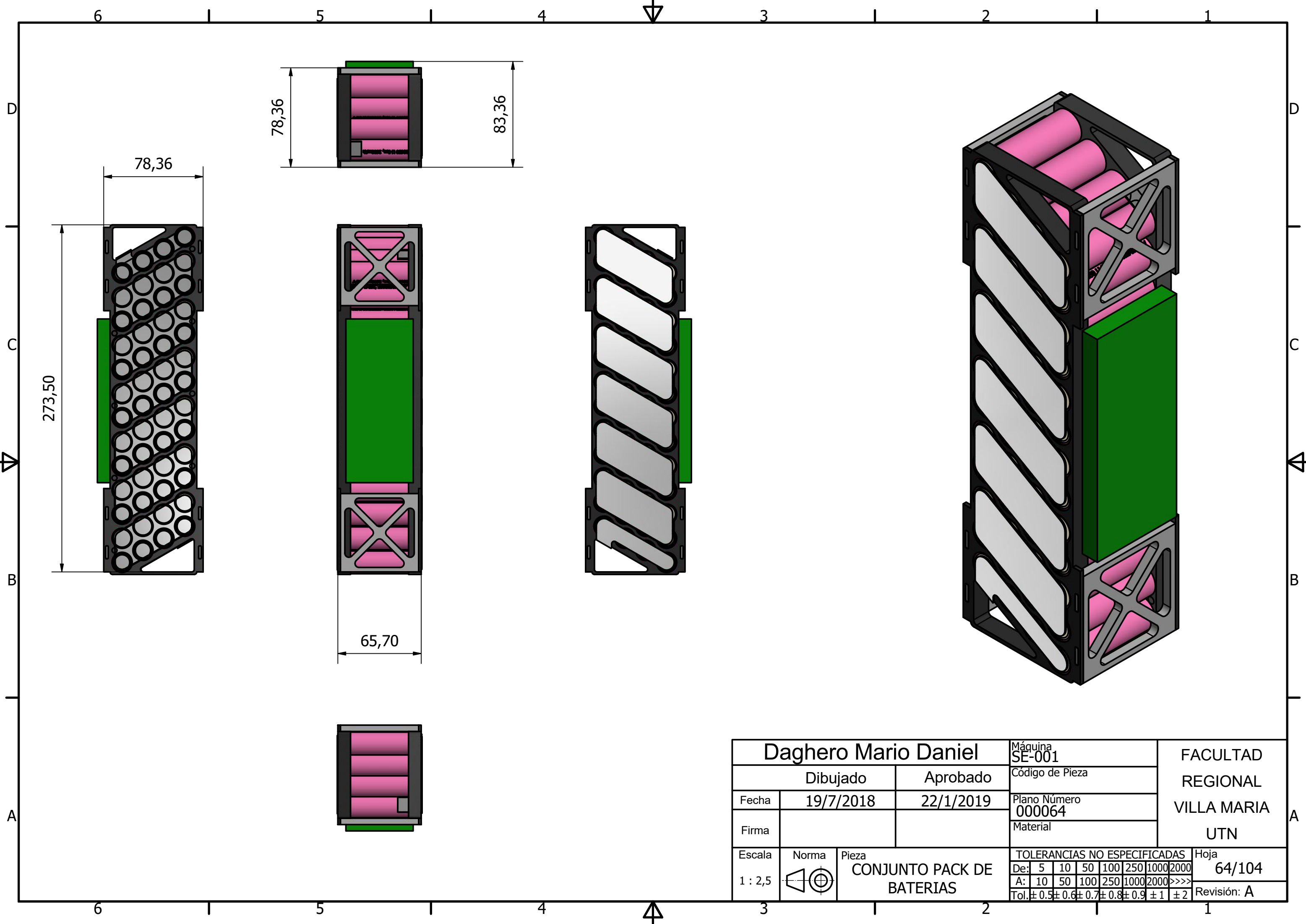
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza	
Fecha 7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000061	
Firma		Material	
Escala 5/10	Norma ☐ ⊕	Pieza DESPIECE CONJUNTO ACUMULADORES	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2
			Hoja 61/104 Revisión: A



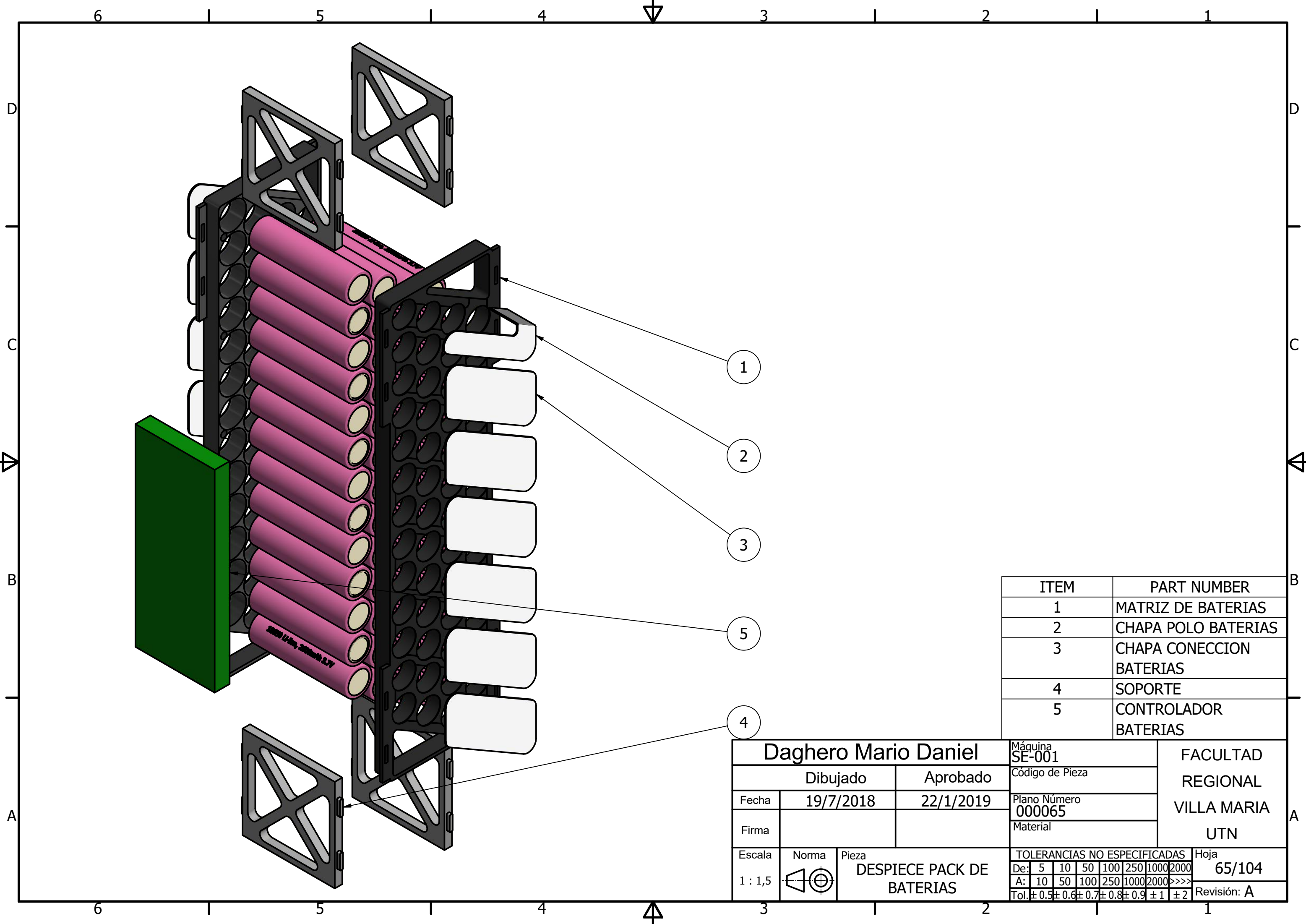
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-CAA-0310	
Fecha 7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000062	
Firma		Material Aluminio 6061-T6	
Escala 1 : 2,5	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja 62/104
			Revisión: A



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TAA-0310		
Fecha 7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000063		
Firma		Material Aluminio 6061-T6		
Escala 1 : 2,5	Norma ☐ ⊕	Pieza TAPA ACUMULADORES	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 63/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

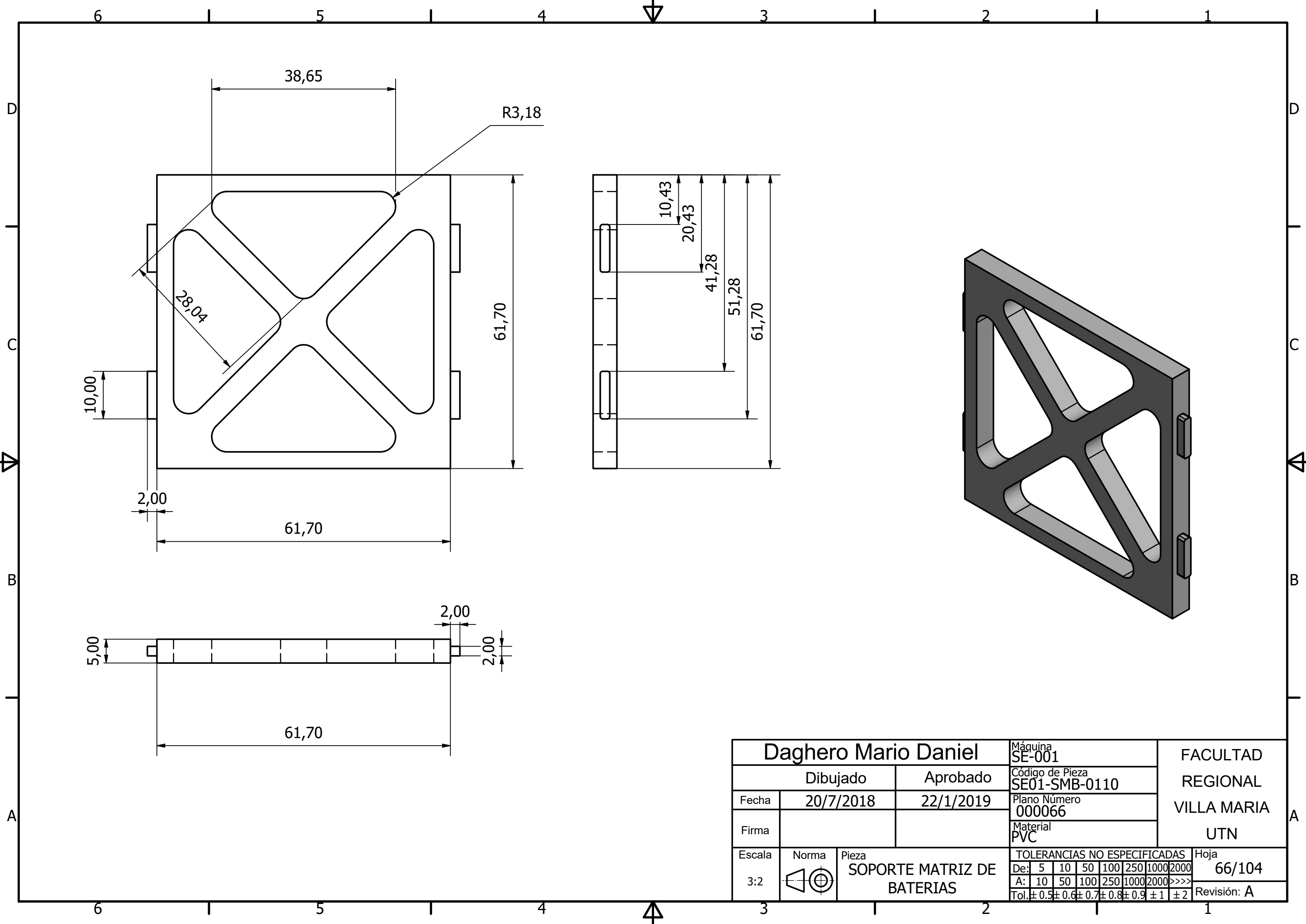


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza		
Fecha 19/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000064		
Firma		Material		
Escala 1 : 2,5	Norma 	Pieza CONJUNTO PACK DE BATERIAS	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 64/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

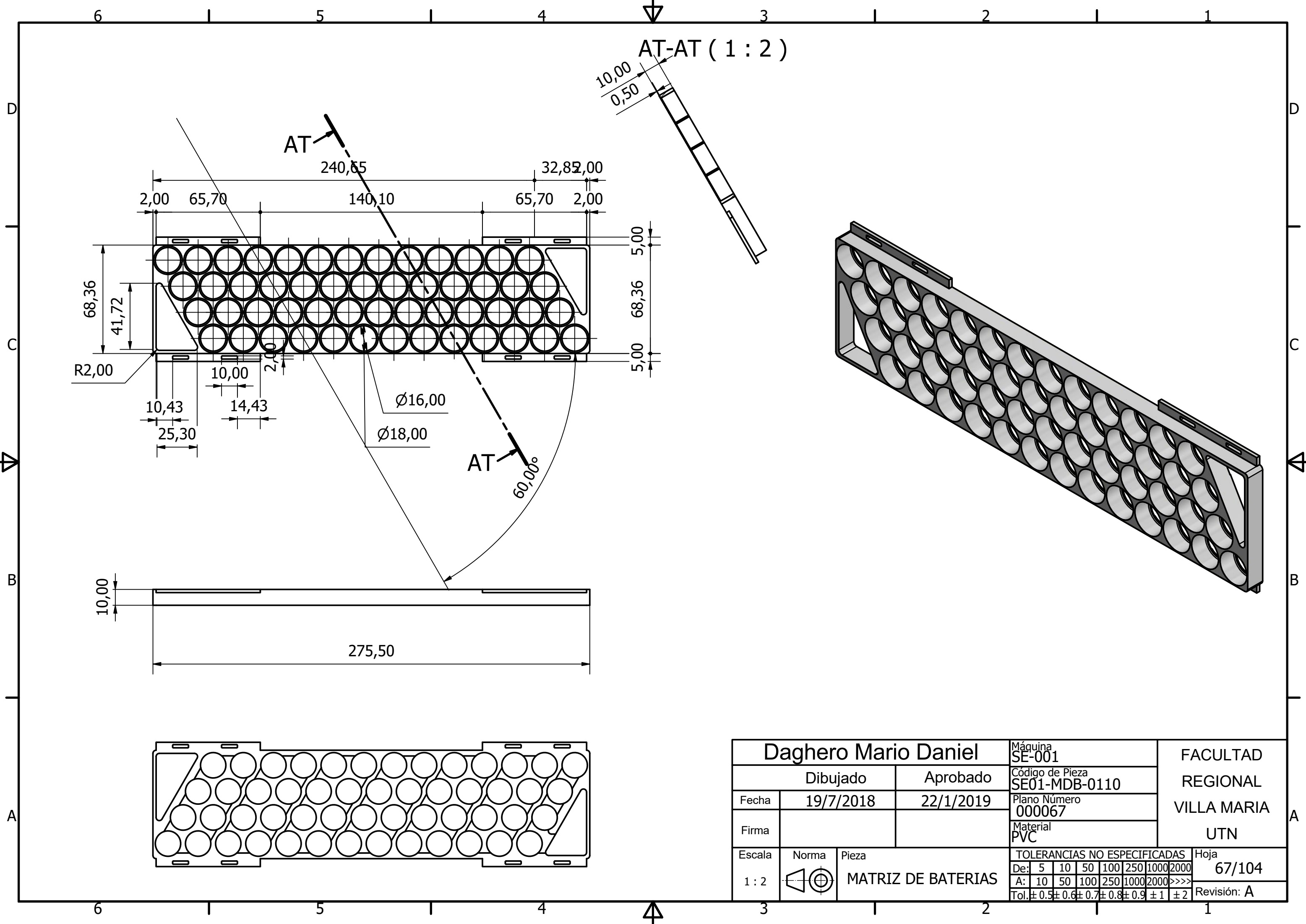


ITEM	PART NUMBER
1	MATRIZ DE BATERIAS
2	CHAPA POLO BATERIAS
3	CHAPA CONECCION BATERIAS
4	SOPORTE
5	CONTROLADOR BATERIAS

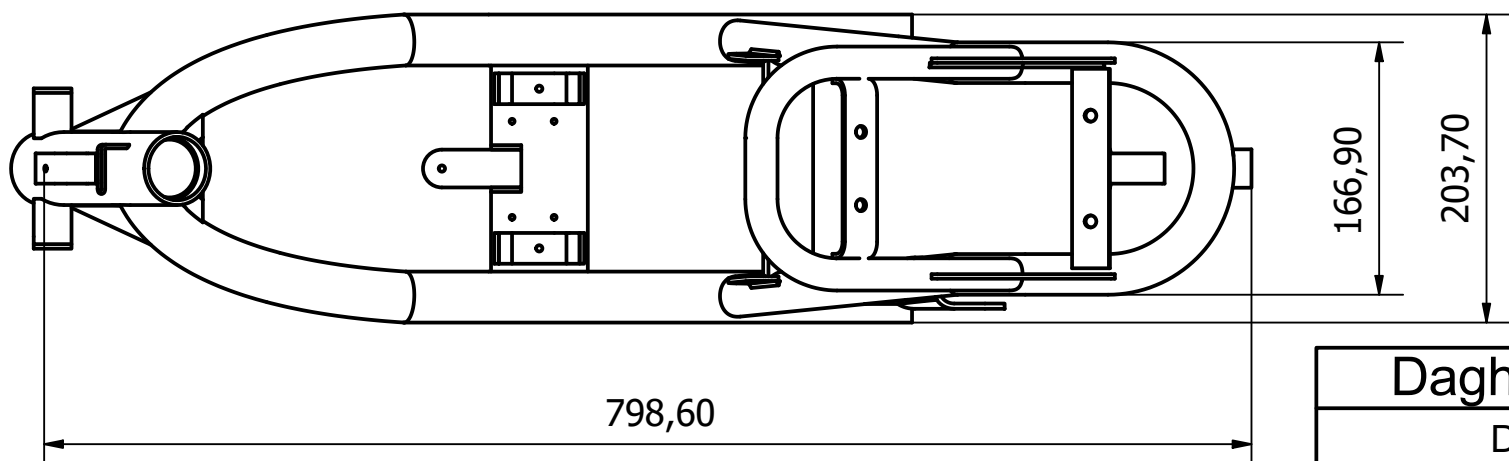
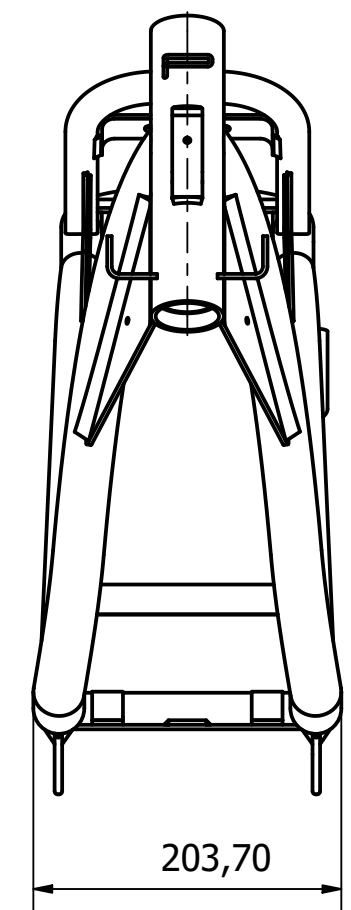
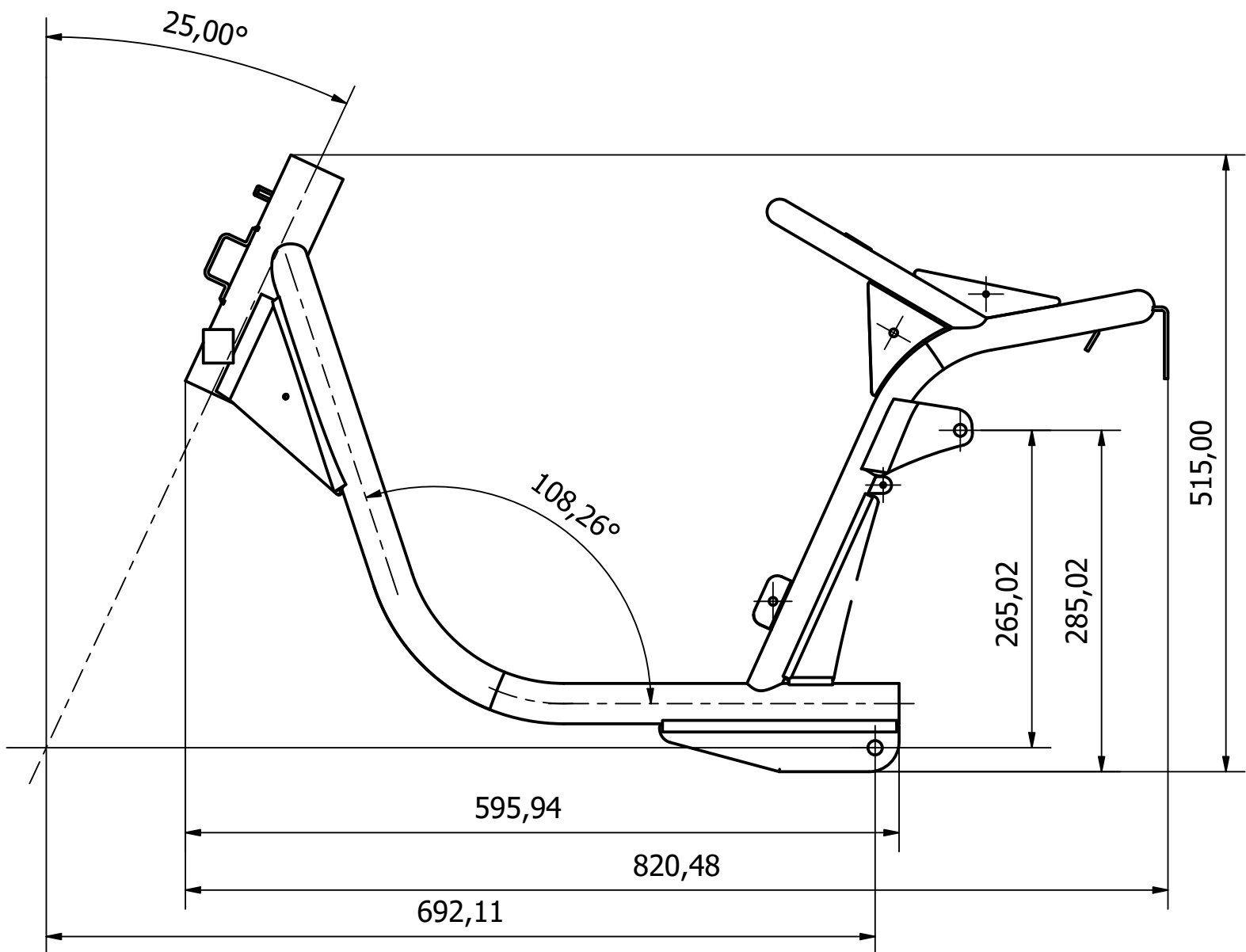
Daghero Mario Daniel Dibujaado Aprobado Fecha 19/7/2018 22/1/2019 Firma			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
			Código de Pieza		
Escala 1 : 1,5		Plano Número 000065		Hoja 65/104	
Norma		Pieza DESPIECE PACK DE BATERIAS		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
				De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
				Revisión: A	



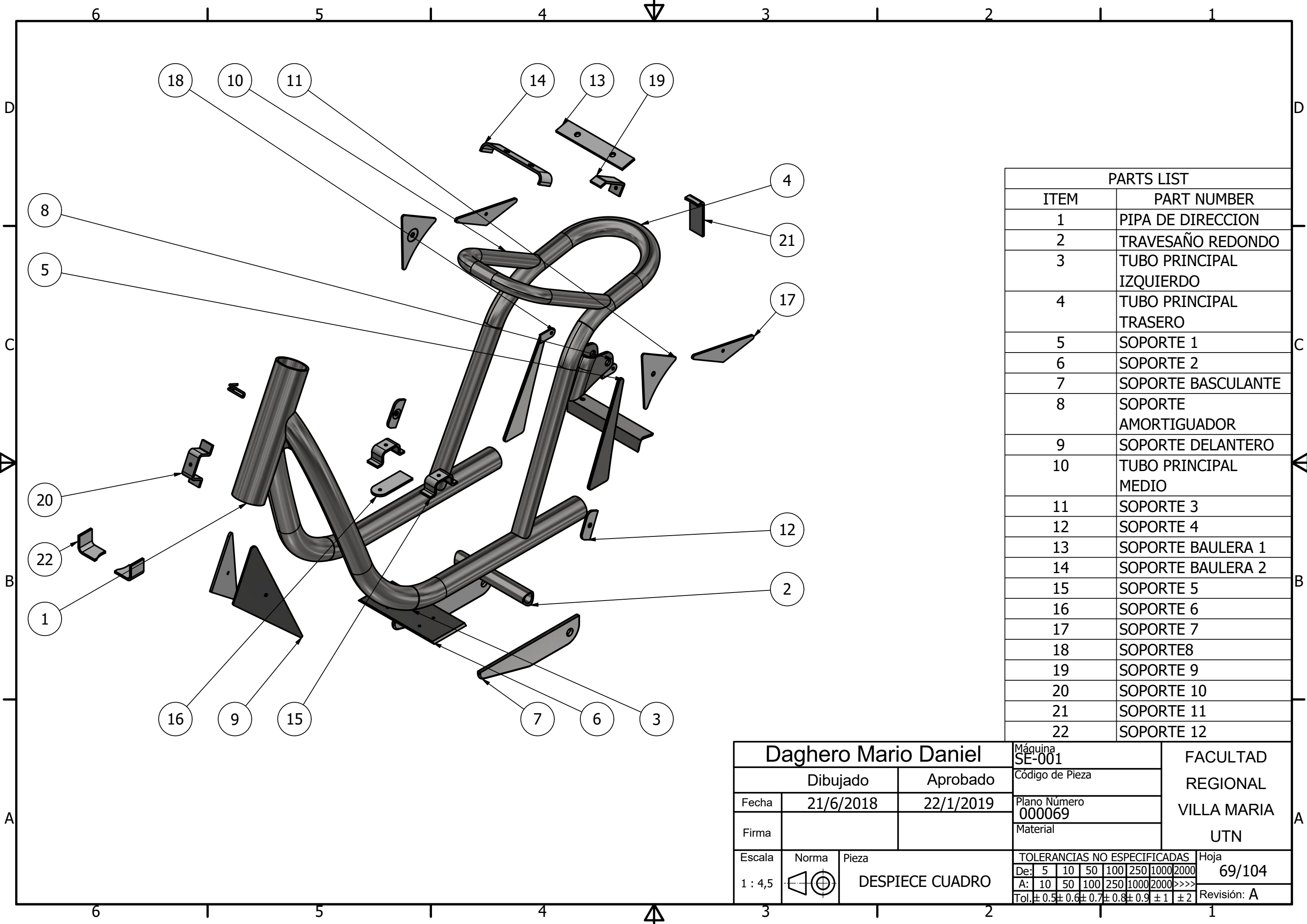
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-SMB-0110									
Fecha 20/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000066									
Firma		Material PVC									
Escala 3:2	Norma 	Pieza SOPORTE MATRIZ DE BATERIAS	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
			De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja 66/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-MDB-0110		
Fecha 19/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000067		
Firma		Material PVC		
Escala 1 : 2	Norma ☐ ⊕	Pieza MATRIZ DE BATERIAS	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja 67/104
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000	Revisión: A
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

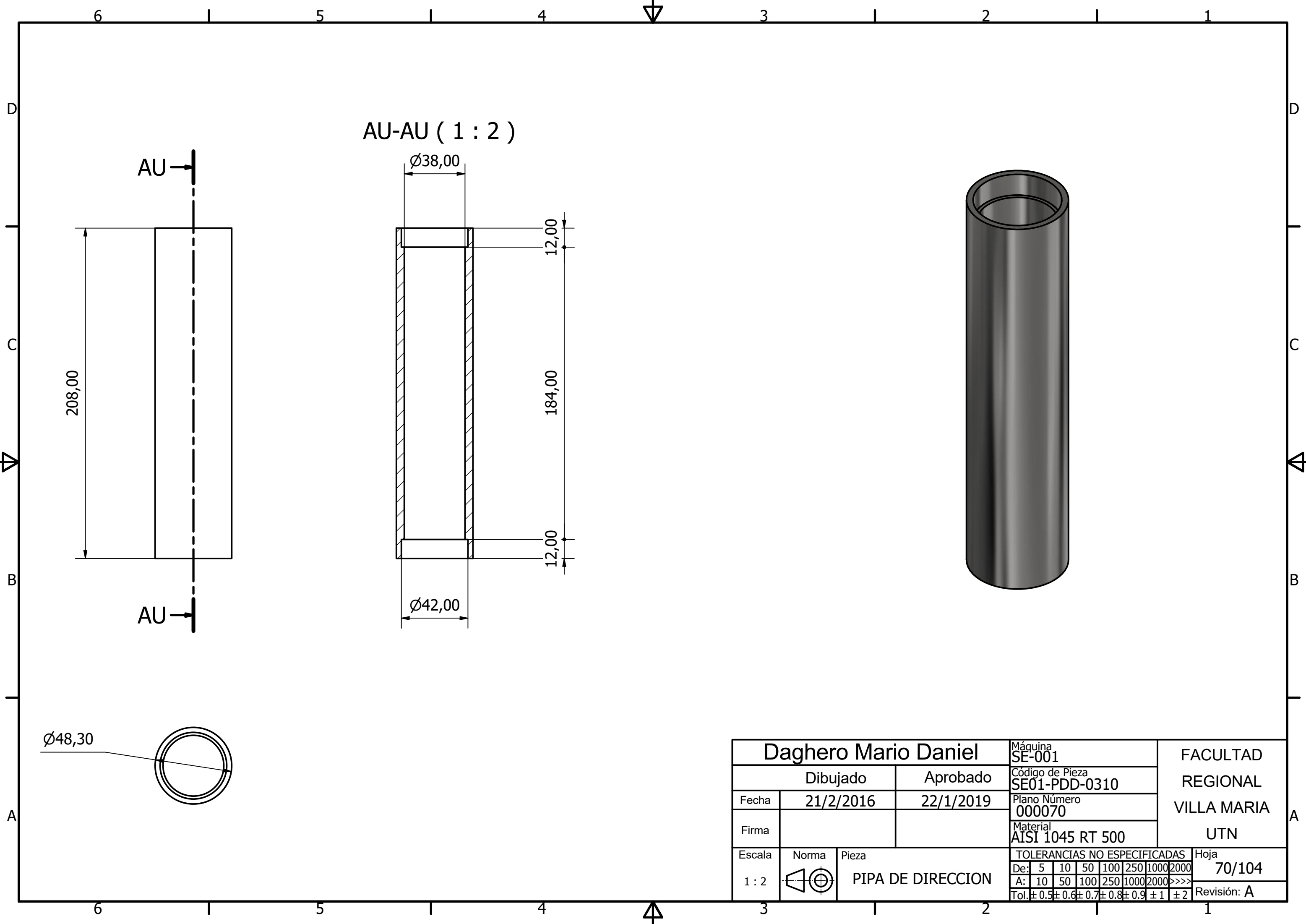


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-CUA-0310	
Fecha 21/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000068	
Firma		Material AISI 1045 RT 500	
Escala 1 : 5	Norma Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS Hoja	
	CUADRO DIMENSIONES	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	68/104
		A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
		Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



PARTS LIST	
ITEM	PART NUMBER
1	PIPA DE DIRECCION
2	TRAVESAÑO REDONDO
3	TUBO PRINCIPAL IZQUIERDO
4	TUBO PRINCIPAL TRASERO
5	SOPORTE 1
6	SOPORTE 2
7	SOPORTE BASCULANTE
8	SOPORTE AMORTIGUADOR
9	SOPORTE DELANTERO
10	TUBO PRINCIPAL MEDIO
11	SOPORTE 3
12	SOPORTE 4
13	SOPORTE BAULERA 1
14	SOPORTE BAULERA 2
15	SOPORTE 5
16	SOPORTE 6
17	SOPORTE 7
18	SOPORTE 8
19	SOPORTE 9
20	SOPORTE 10
21	SOPORTE 11
22	SOPORTE 12

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001		FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado		Código de Pieza	
Fecha	21/6/2018	22/1/2019	Plano Número 000069		
Firma			Material		
Escala	Norma	Pieza		TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 4,5		DESPIECE CUADRO		De:	5 10 50 100 250 1000 2000
				A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
				Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
					Hoja 69/104
					Revisión: A



AU-AU (1 : 2)

208,00

∅38,00

12,00

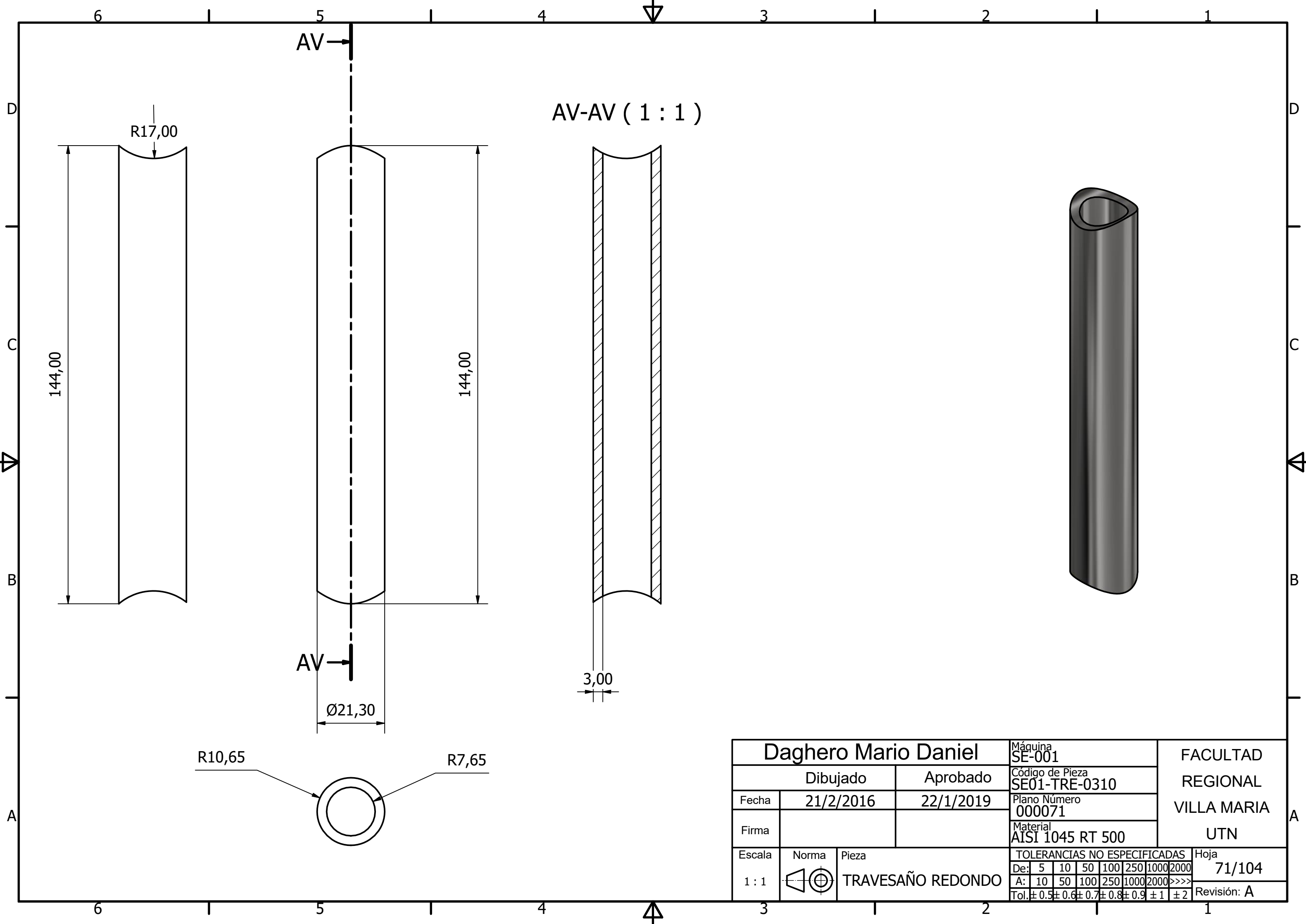
184,00

12,00

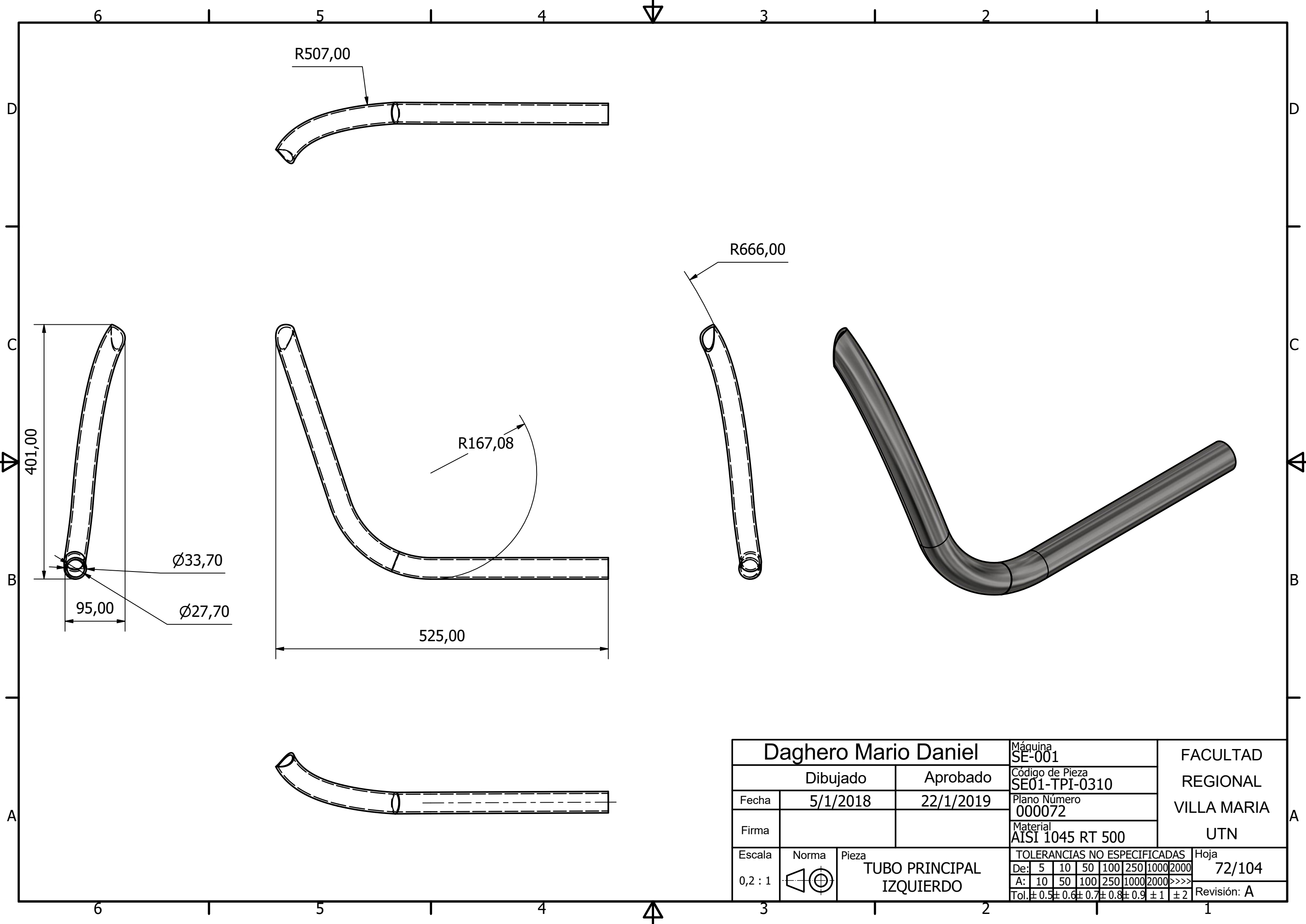
∅42,00

∅48,30

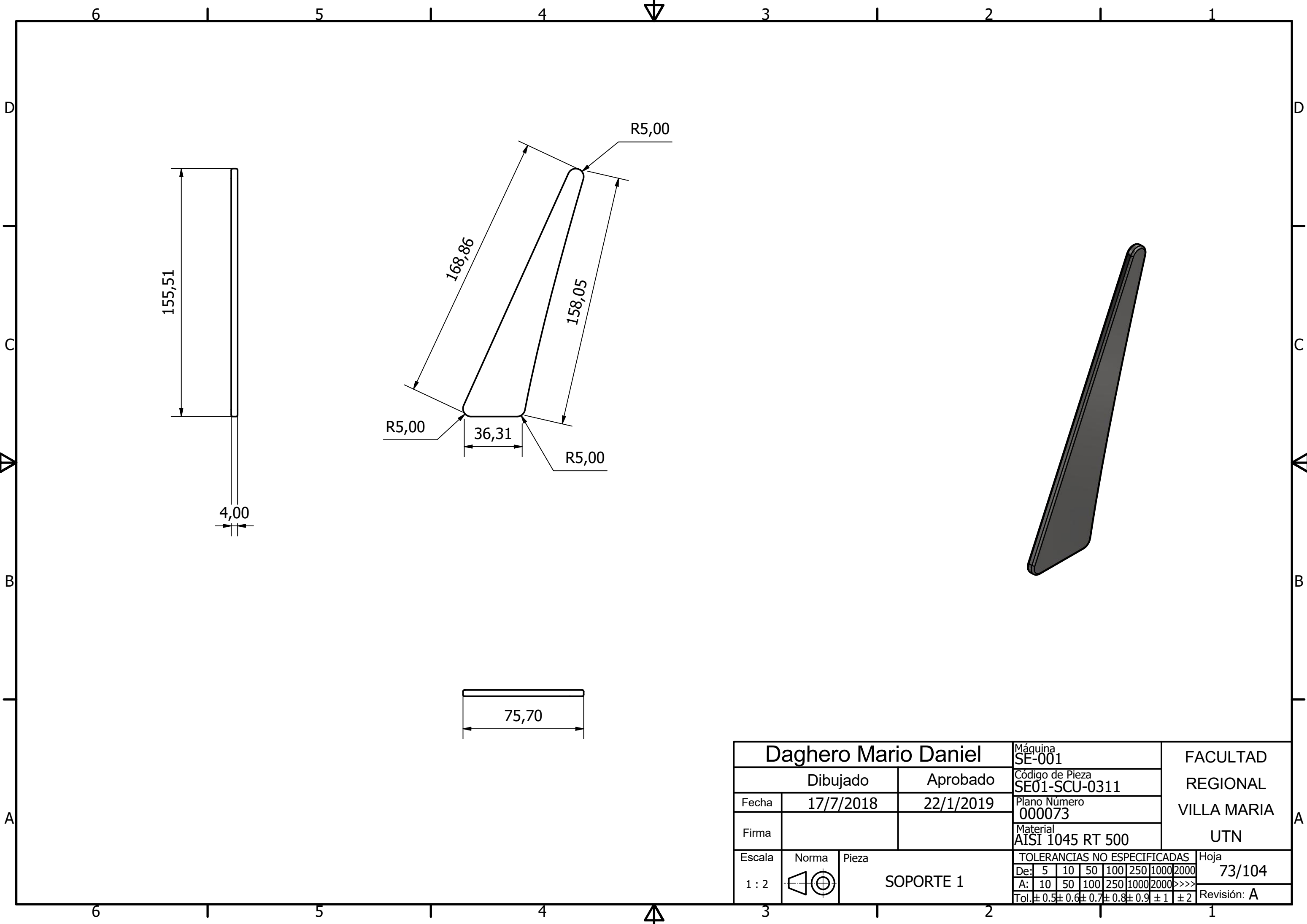
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PDD-0310	
Fecha	21/2/2016	22/1/2019	Plano Número 000070	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 2		PIPA DE DIRECCION	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 70/104
				Revisión: A



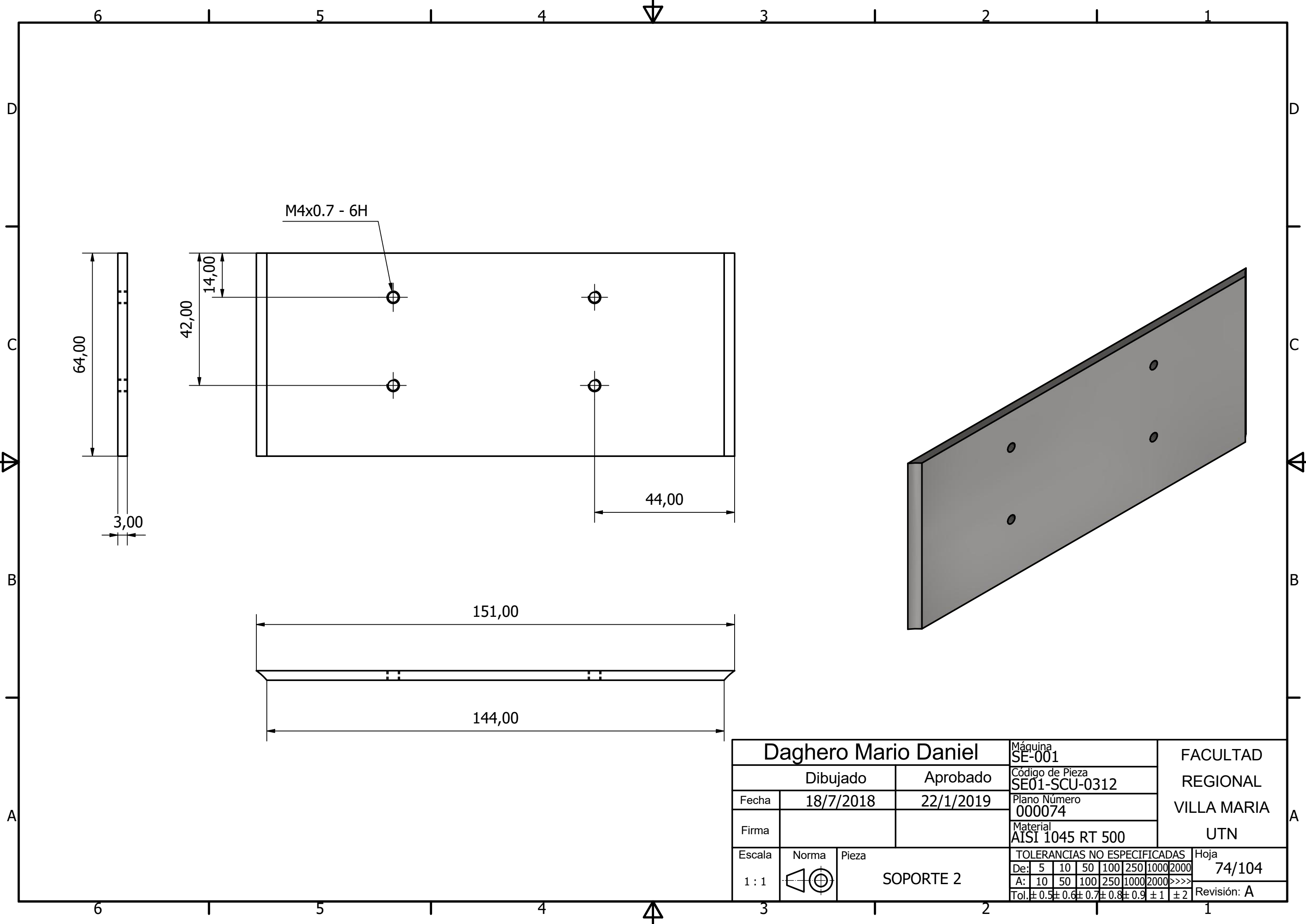
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TRE-0310			
Fecha	21/2/2016	22/1/2019			Plano Número 000071
Firma					Material AISI 1045 RT 500
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
1 : 1		TRAVESAÑO REDONDO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	71/104	
			Revisión:	A	



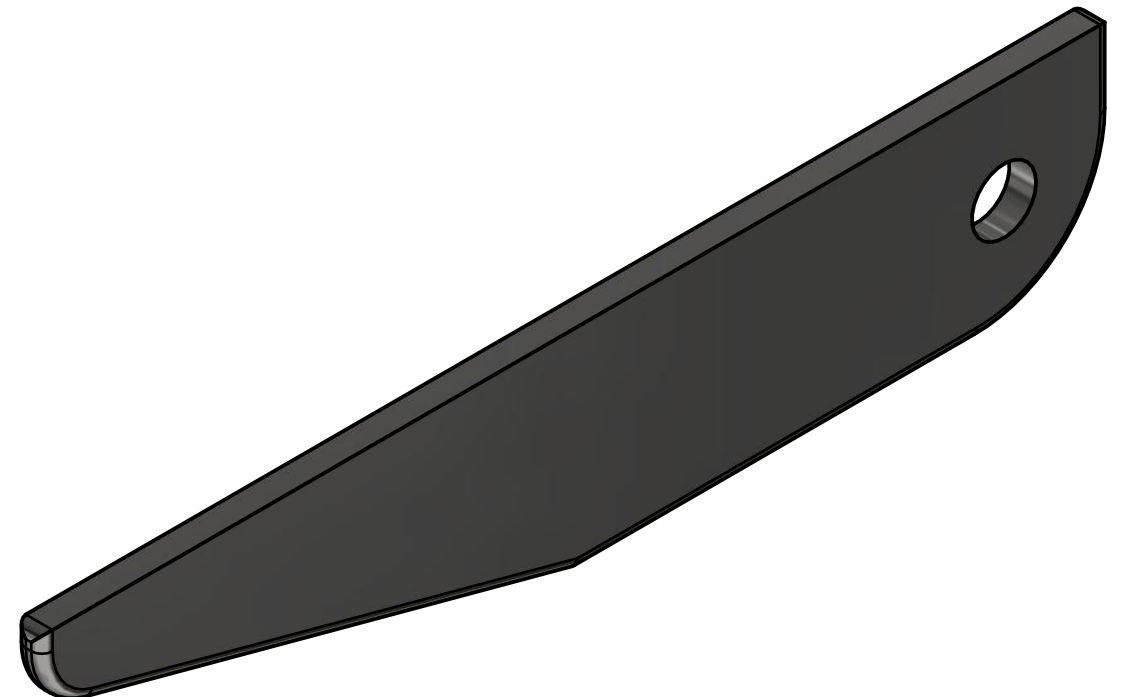
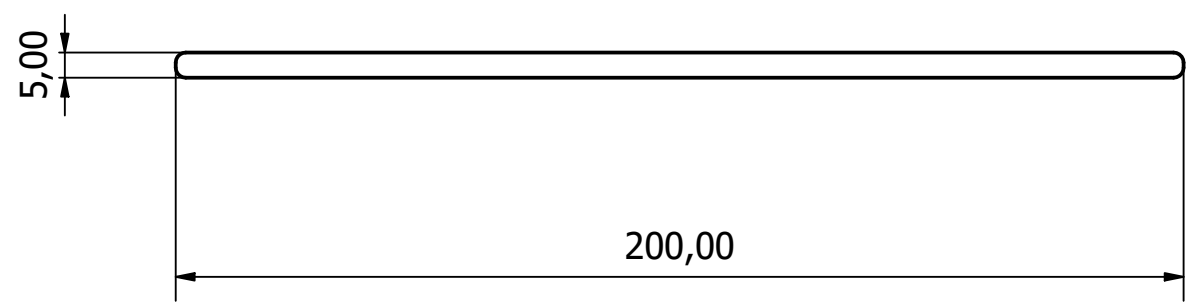
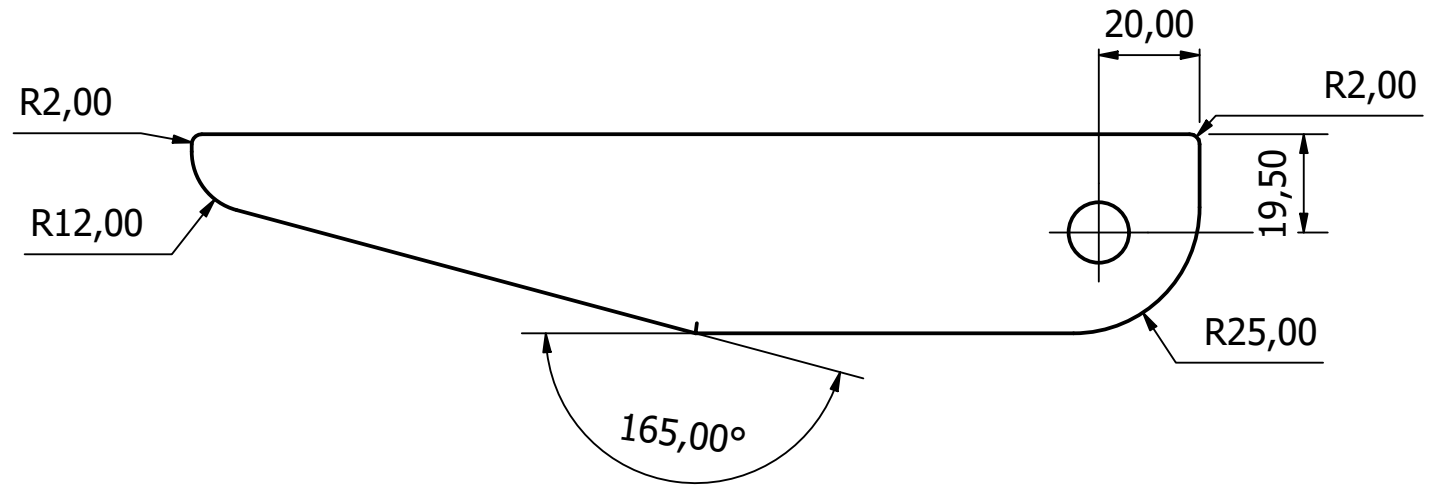
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-TPI-0310		Hoja 72/104 Revisión: A
Fecha	5/1/2018	22/1/2019	Plano Número 000072	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
0,2 : 1		TUBO PRINCIPAL IZQUIERDO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2



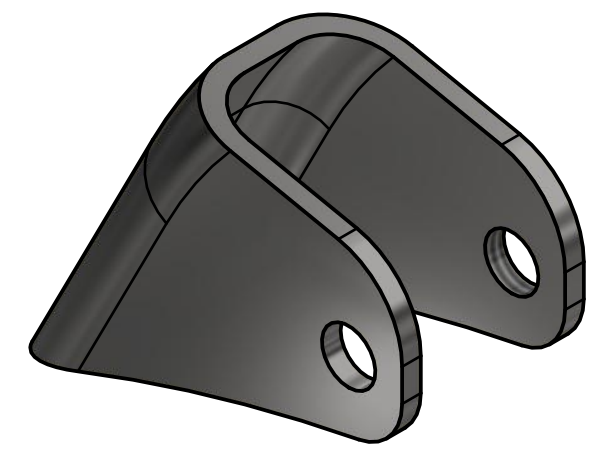
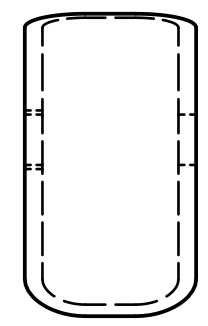
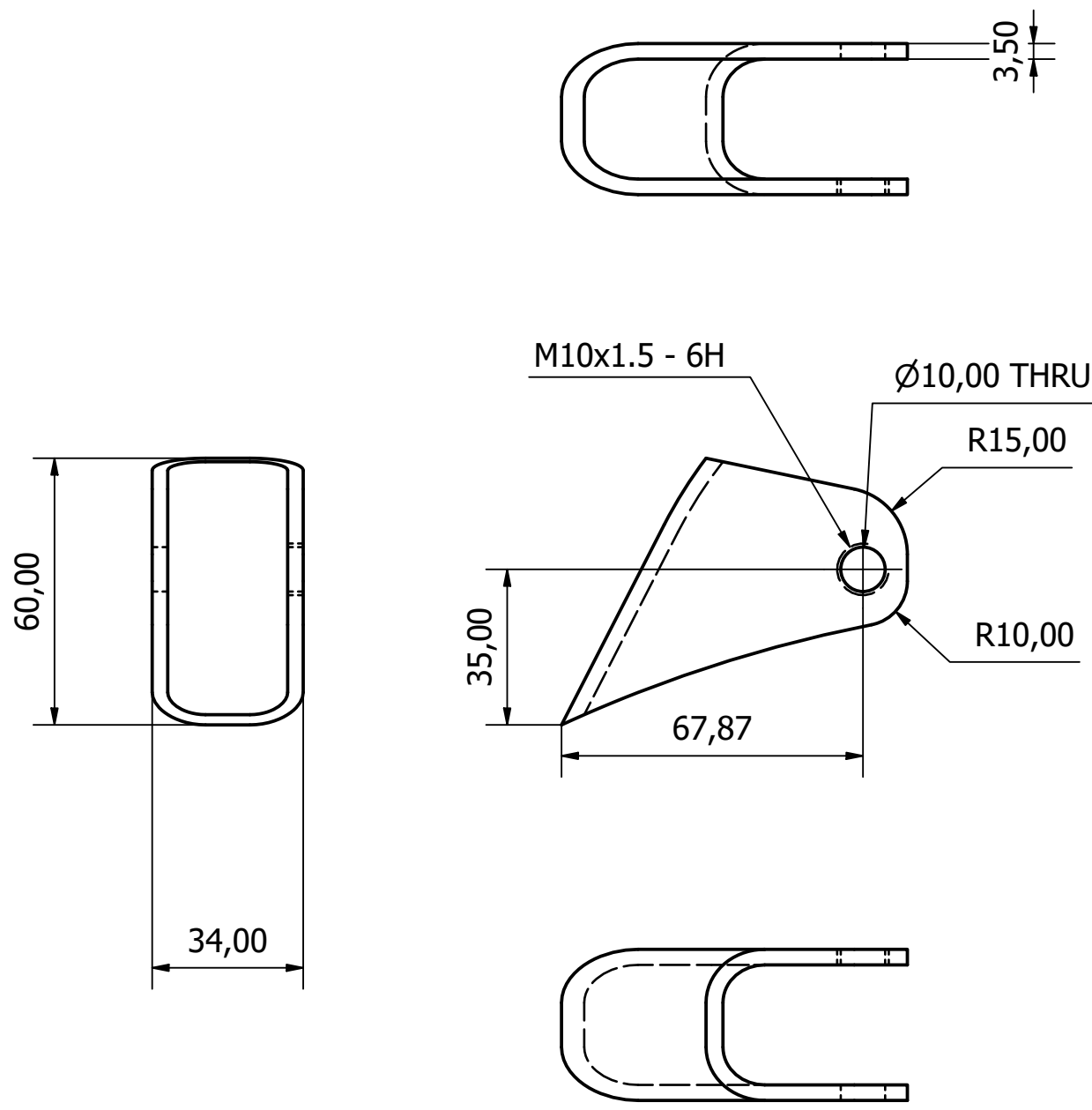
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0311	
Fecha	17/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000073	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 2		SOPORTE 1	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 73/104
				Revisión: A



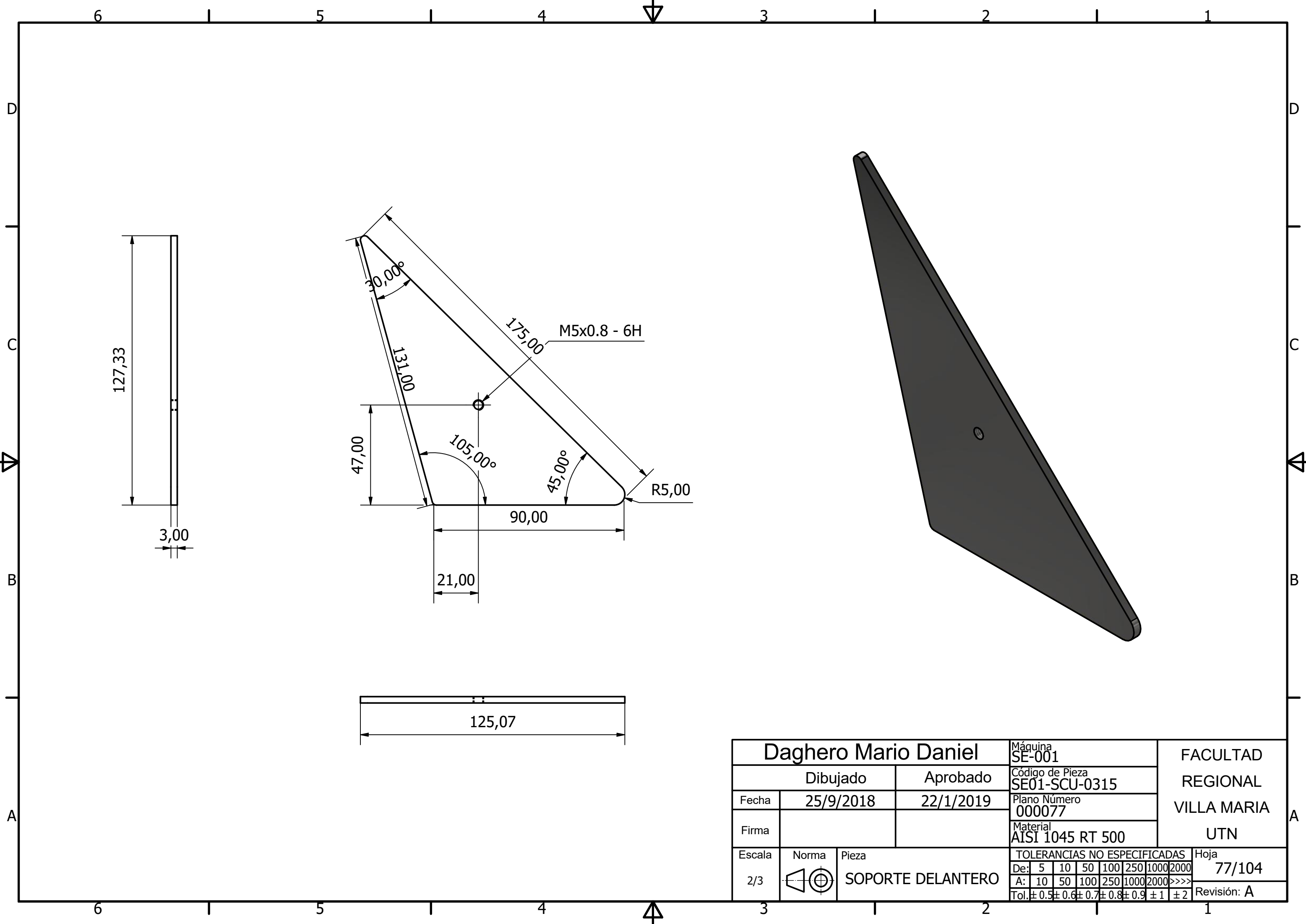
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0312	
Fecha	18/7/2018	22/1/2019	Plano Número 000074	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 1		SOPORTE 2	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	74/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



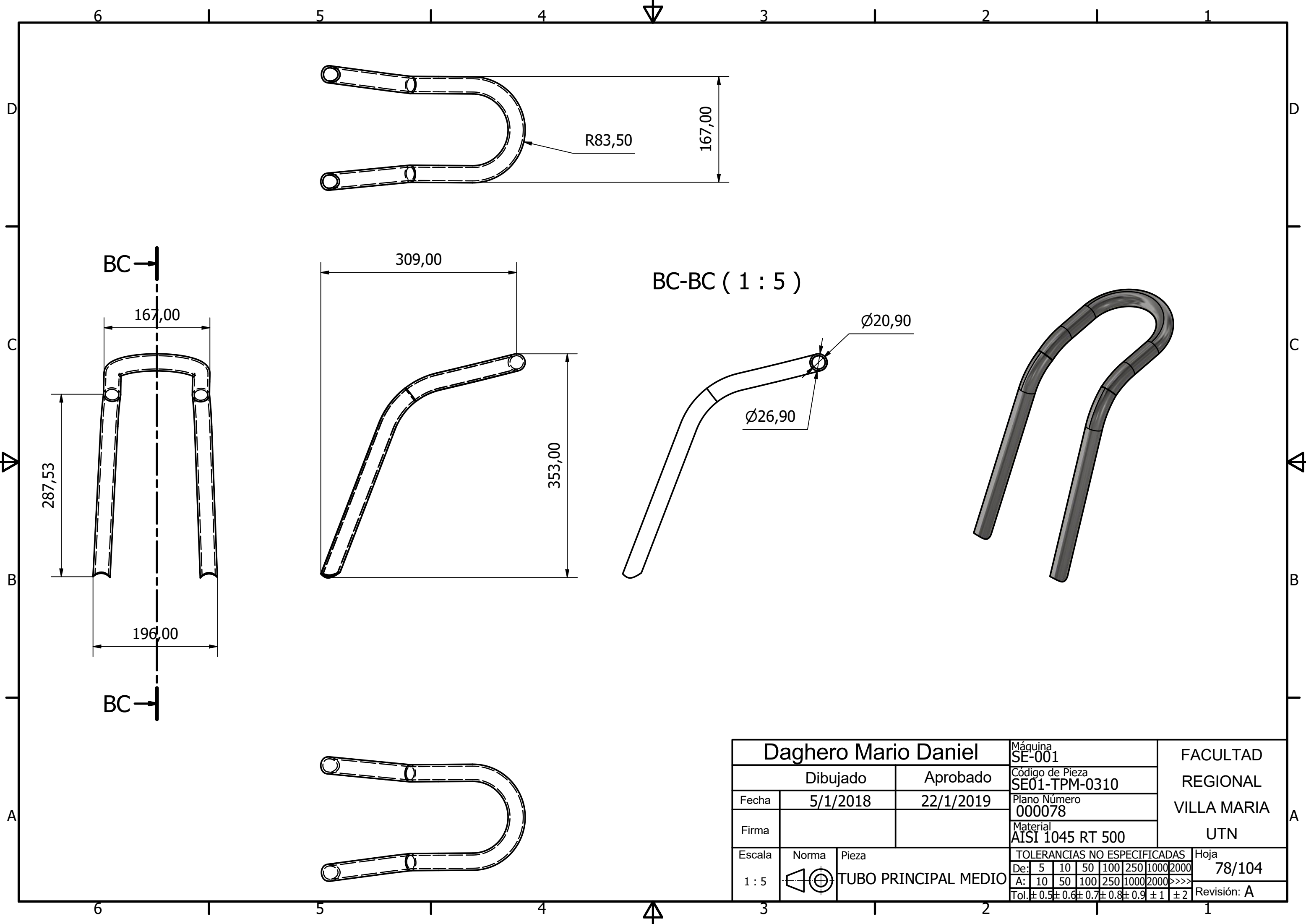
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0313	
Fecha	3/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000075	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2/3		SOPORTE BASCULANTE	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 75/104
				Revisión: A



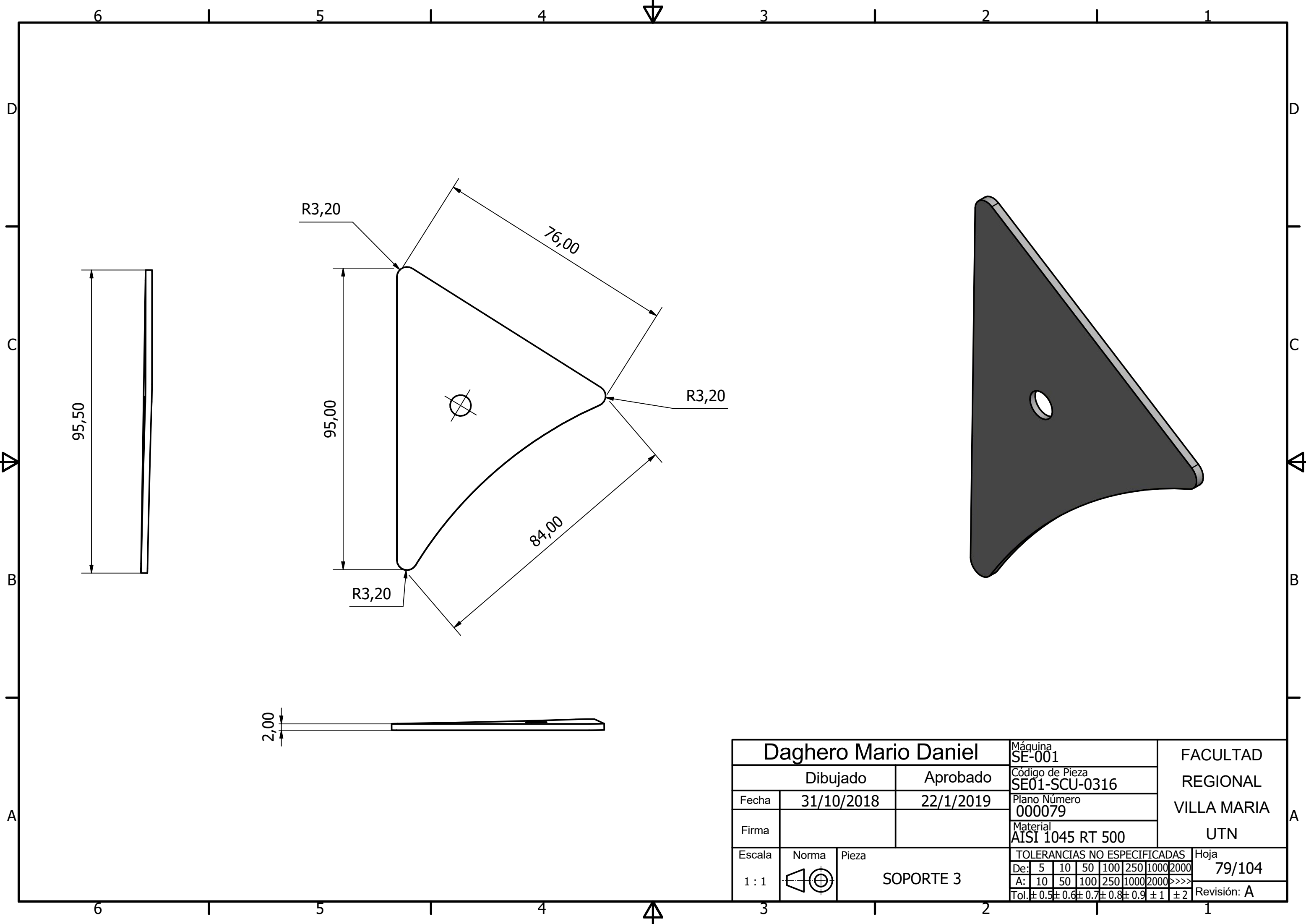
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0314	
Fecha	3/8/2018	22/1/2019	Plano Número 000076	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2/3		SOPORTE AMORTIGUADOR	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	76/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	



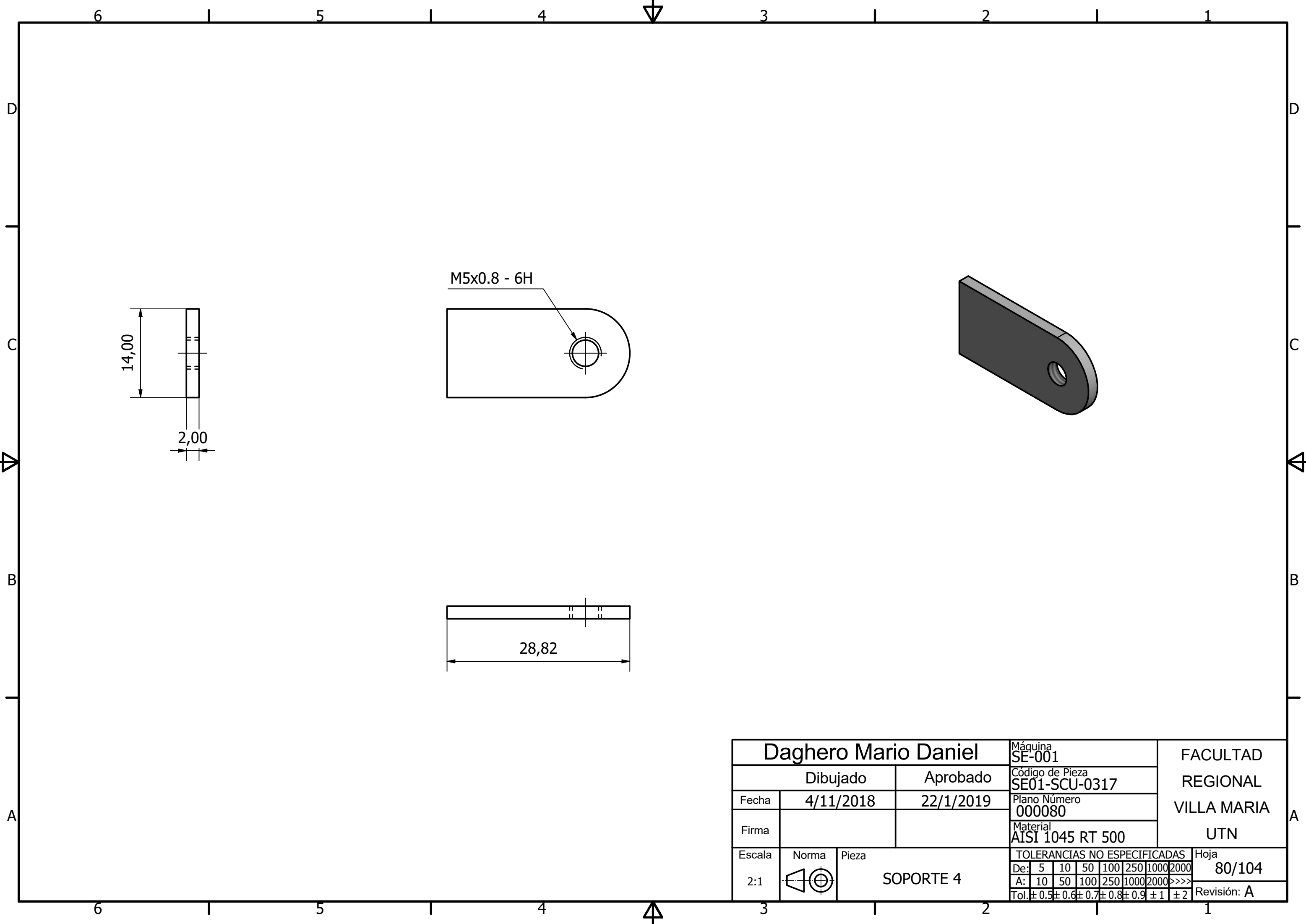
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0315	
Fecha	25/9/2018	22/1/2019	Plano Número 000077	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2/3		SOPORTE DELANTERO	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	77/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

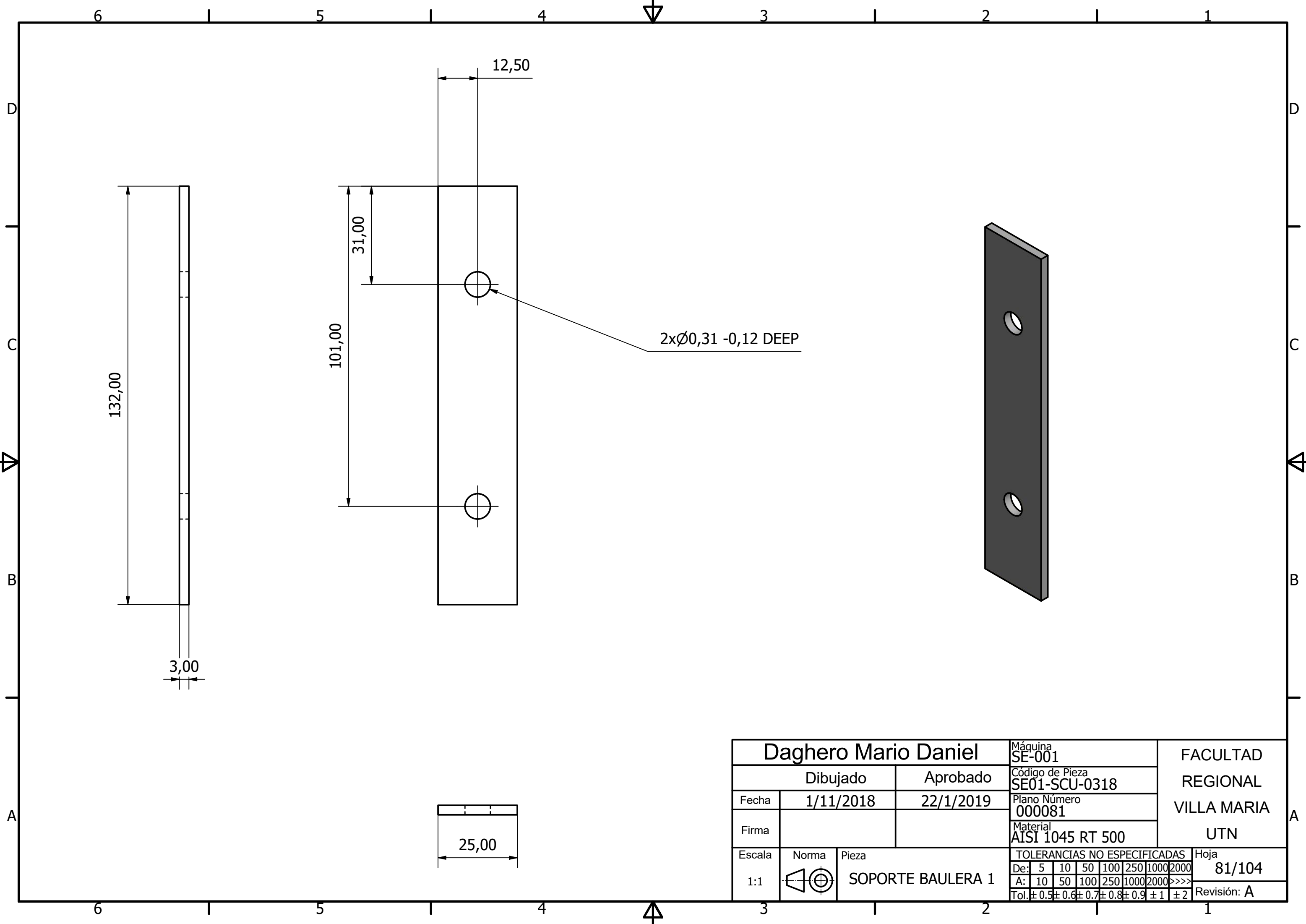


Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-TPM-0310	
Fecha	5/1/2018	22/1/2019	Plano Número 000078	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 5		TUBO PRINCIPAL MEDIO	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	78/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

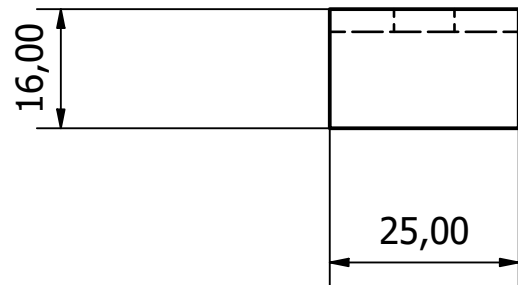
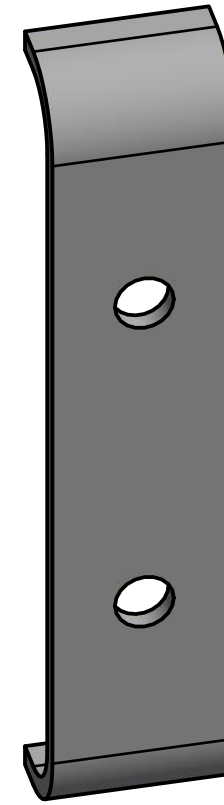
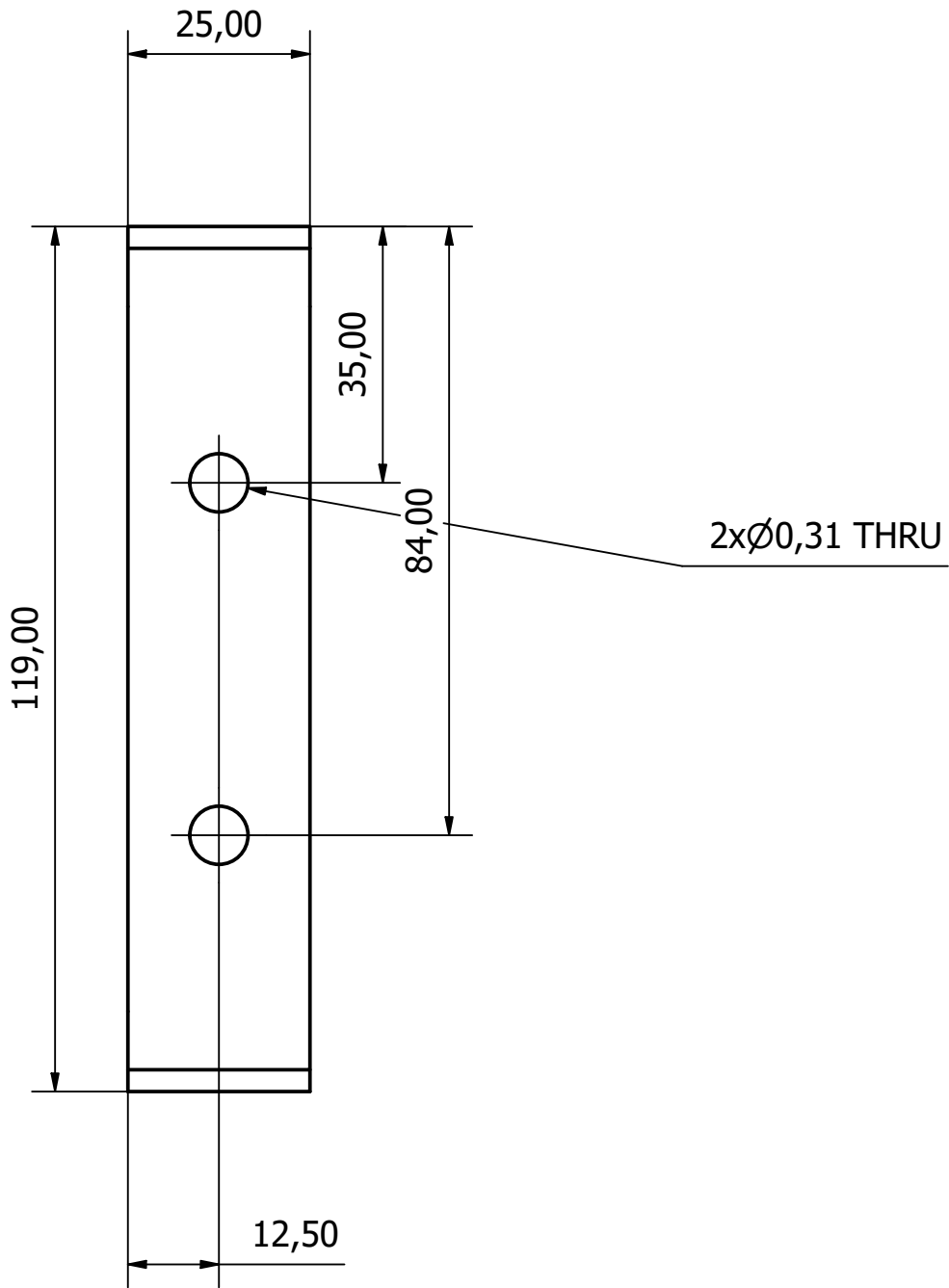
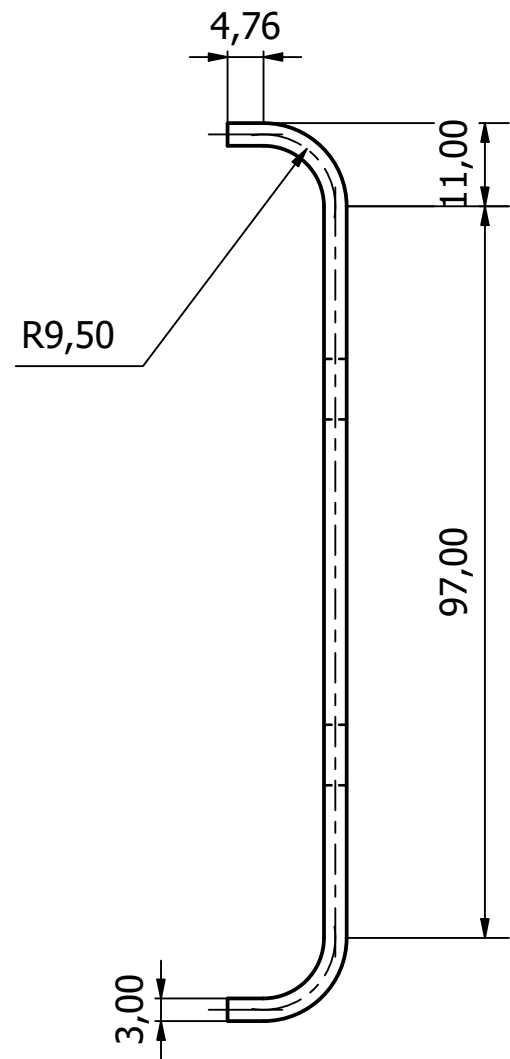


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0316	
Fecha	31/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000079	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 1		SOPORTE 3	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	79/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	

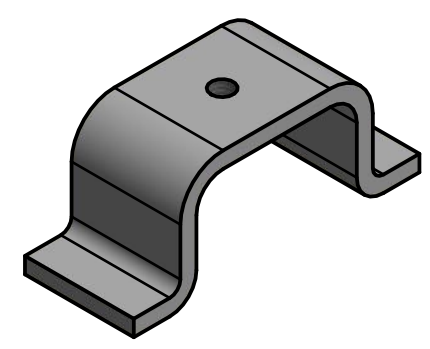
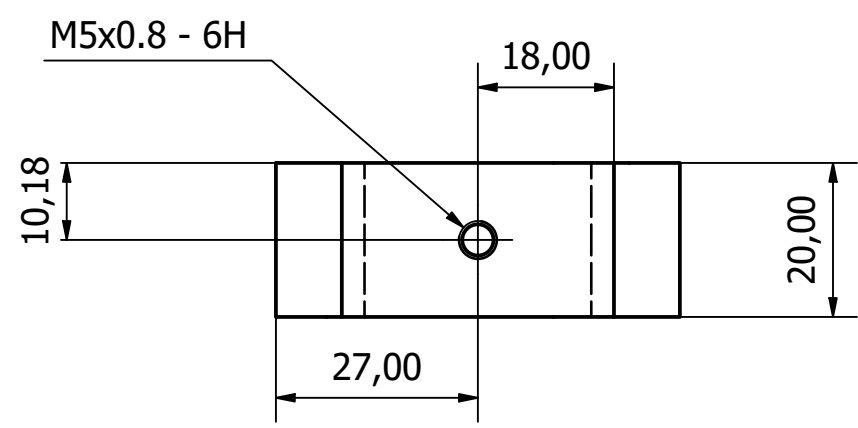
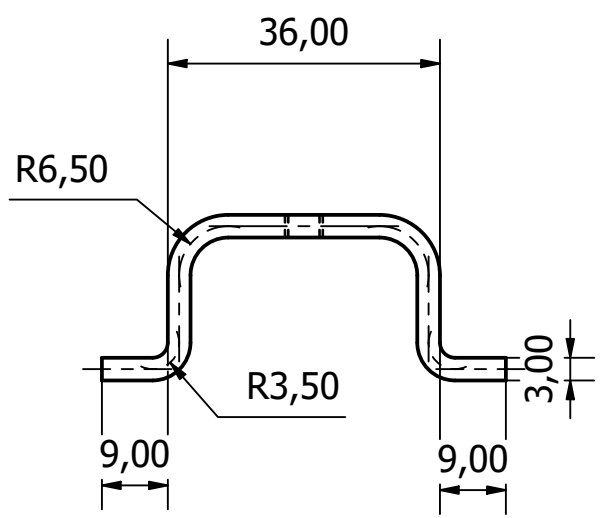
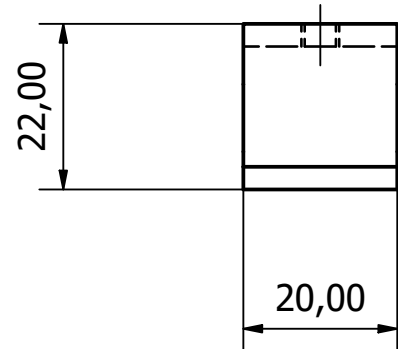




Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0318		
Fecha	1/11/2018	22/1/2019		Plano Número 000081
Firma				Material AISI 1045 RT 500
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:1		SOPORTE BAULERA 1	Hoja 81/104	
			Revisión: A	



Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0319									
Fecha	1/11/2018	22/1/2019			Plano Número 000082						
Firma					Material AISI 1045 RT 500						
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
1:1		SOPORTE BAULERA 2	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	82/104
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0320	
Fecha	1/11/2018	22/1/2019	Plano Número 000083	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:1		SOPORTE 5	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	83/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	

6 5 4 3 2 1

D

D

C

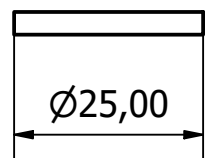
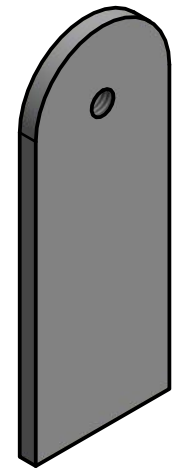
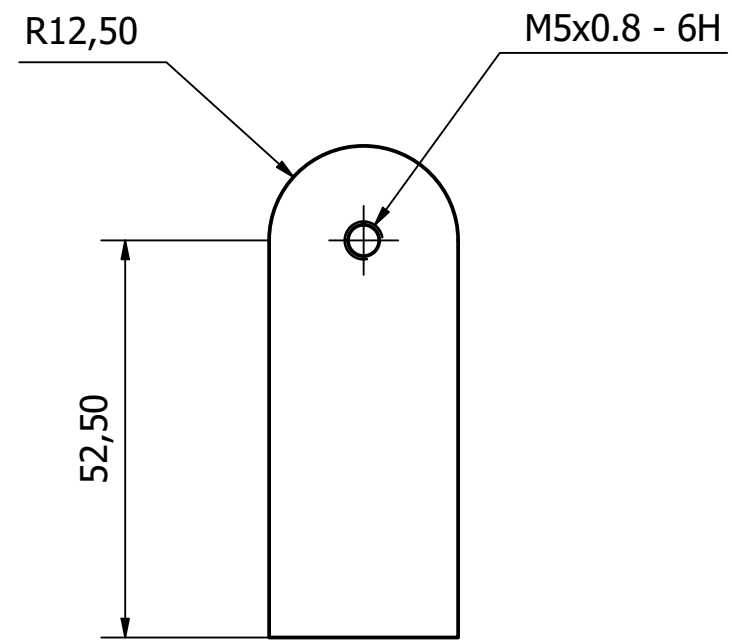
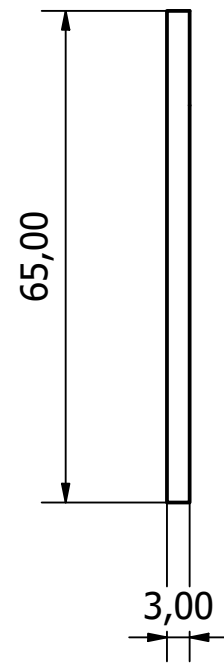
C

B

B

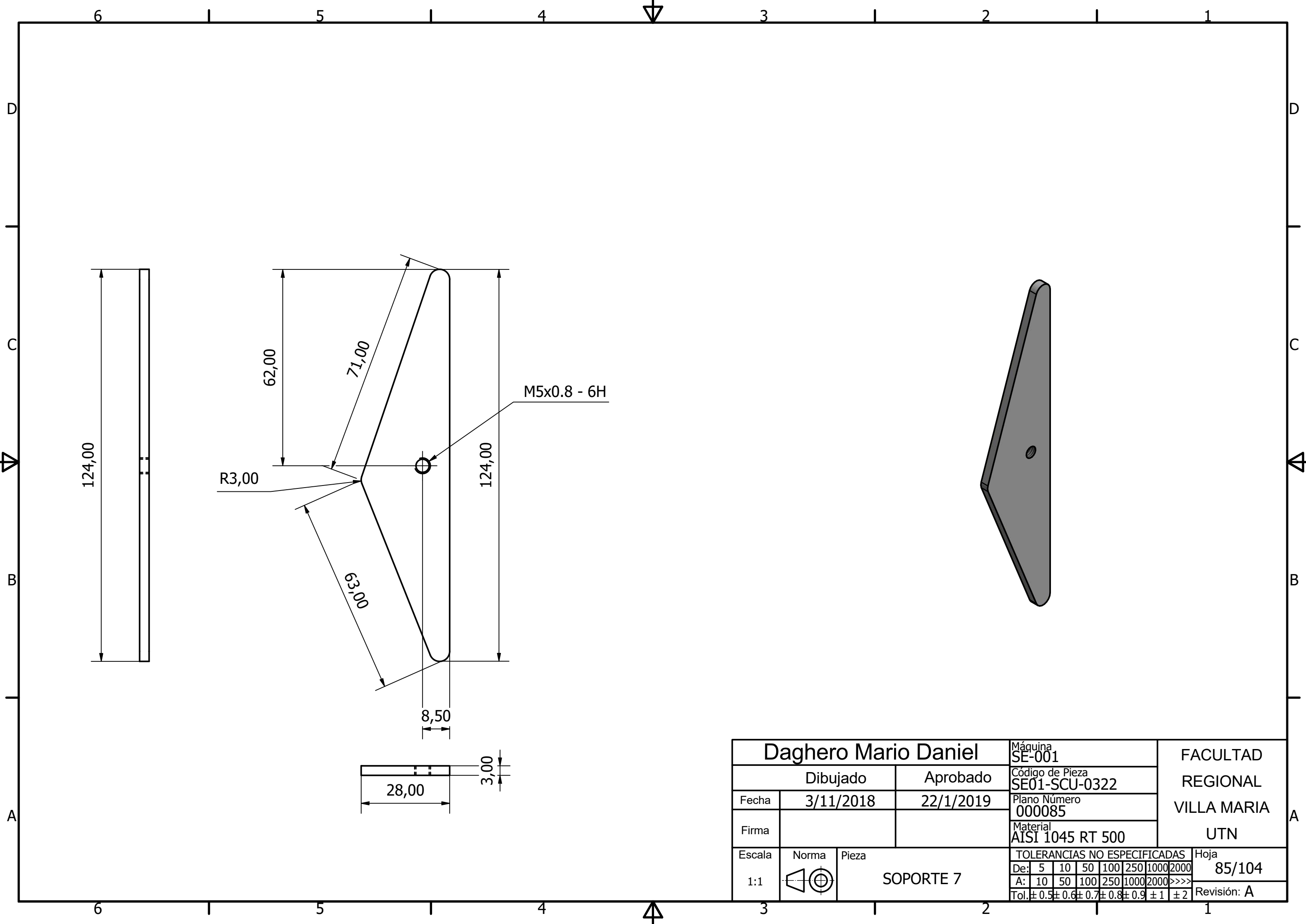
A

A



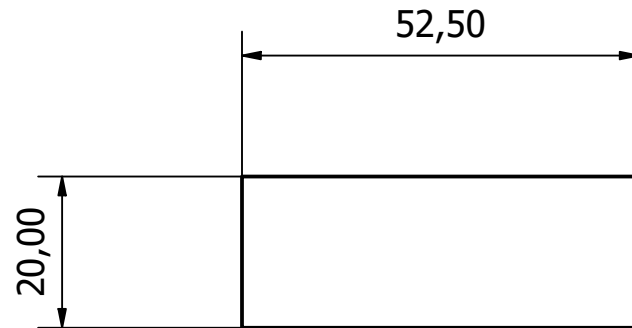
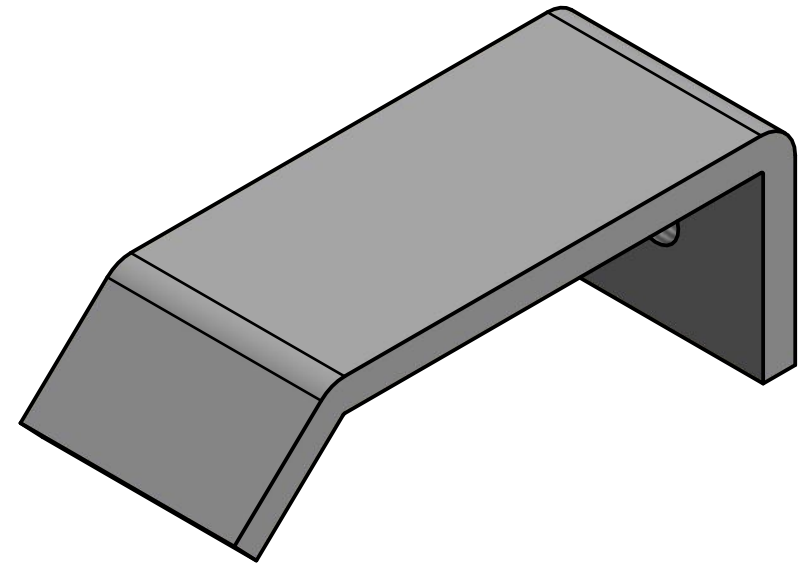
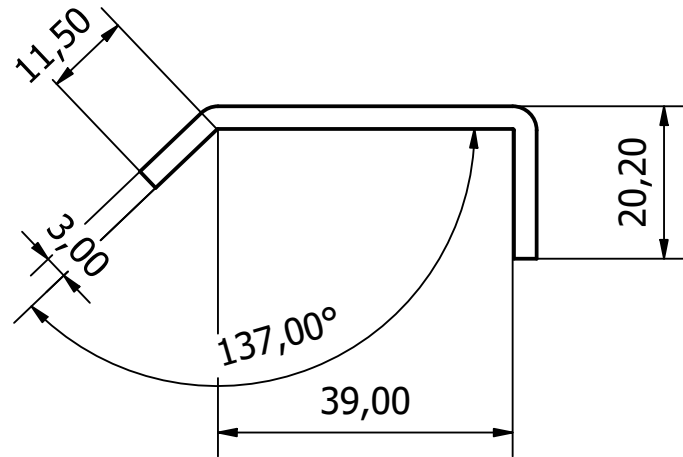
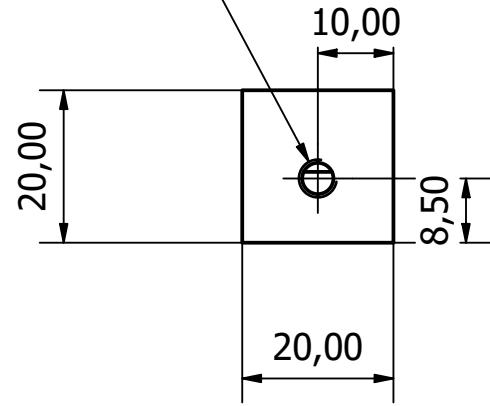
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0321									
Fecha	3/11/2018	22/1/2019	Plano Número 000084									
Firma			Material AISI 1045 RT 500									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
1 : 1		SOPORTE 6	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	84/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		

6 5 4 3 2 1

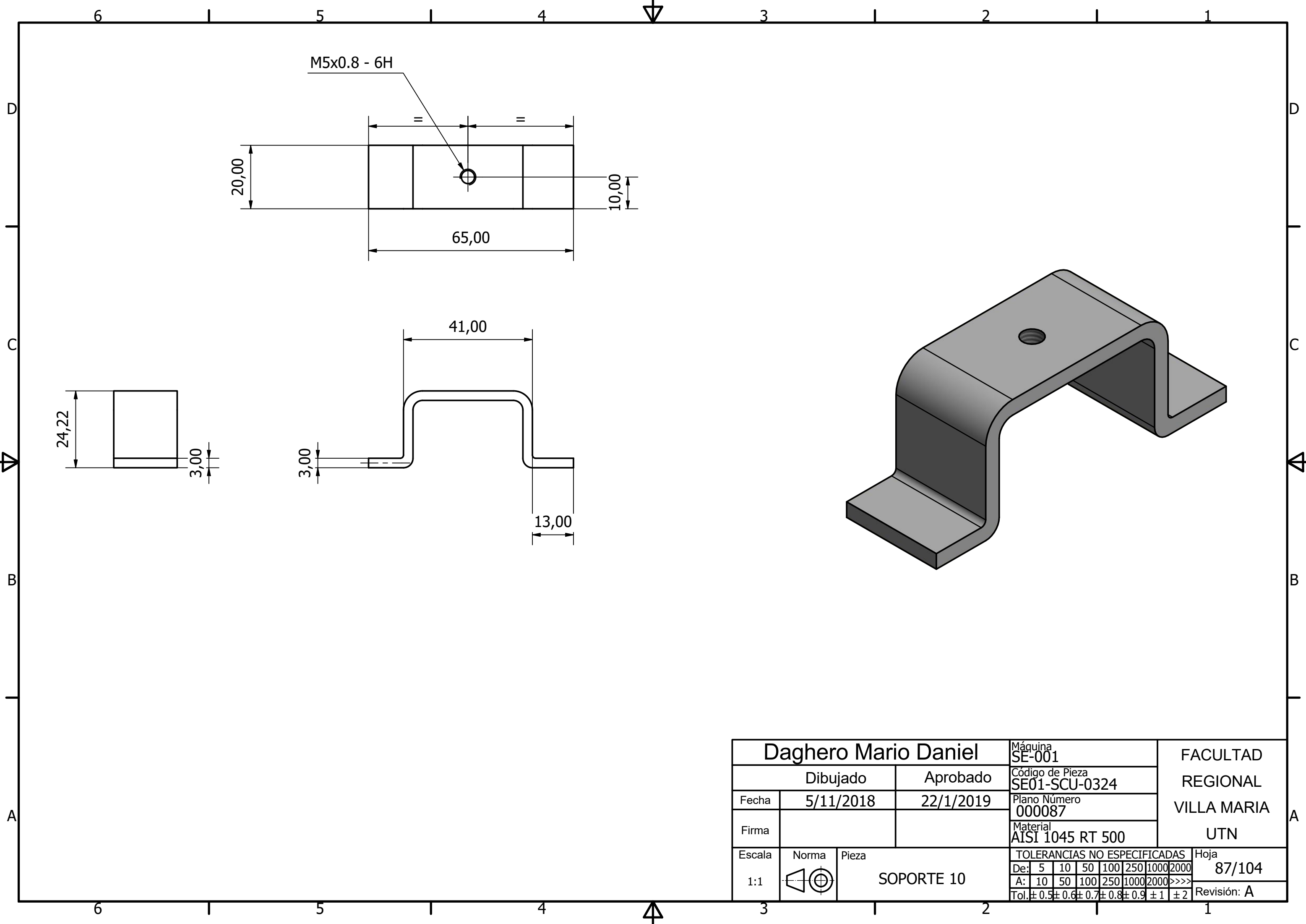


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0322	
Fecha	3/11/2018	22/1/2019	Plano Número 000085	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:1		SOPORTE 7	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	85/104
			Revisión:	A

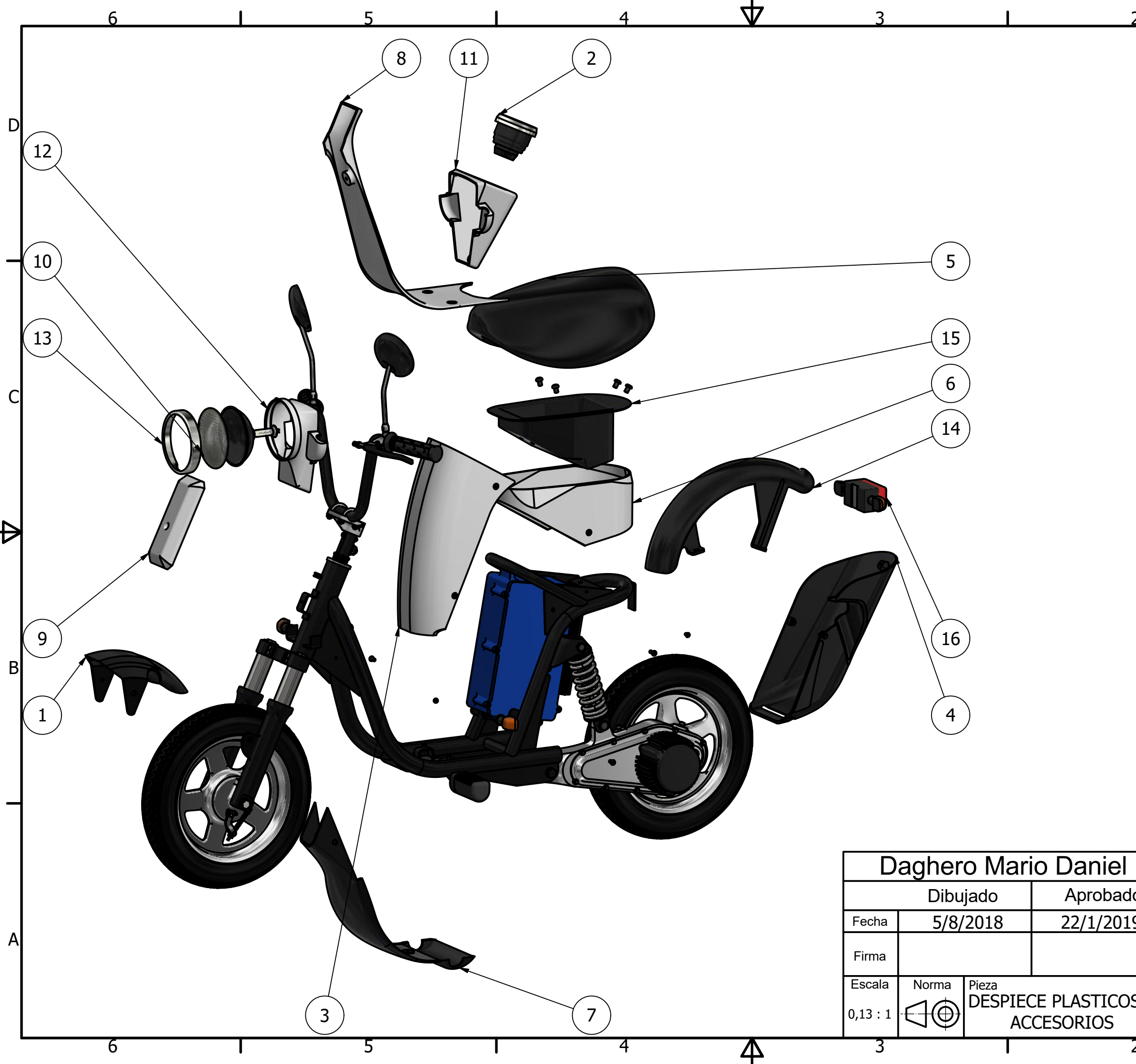
M5x0.8 - 6H



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0323	
Fecha	4/11/2018	22/1/2019	Plano Número 000086	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:1		SOPORTE 8	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
			Hoja	86/104
			Revisión: A	

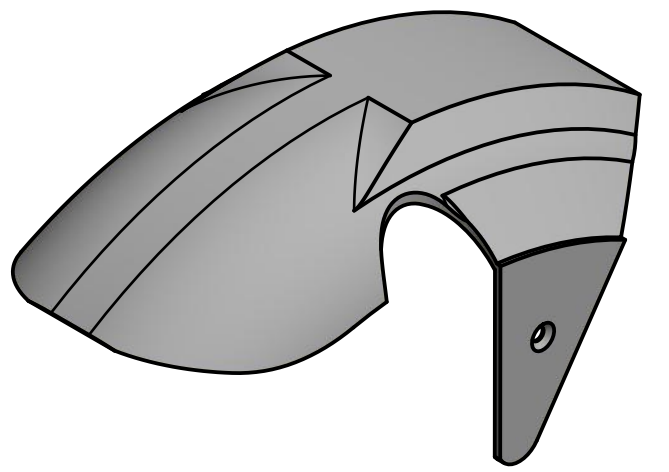
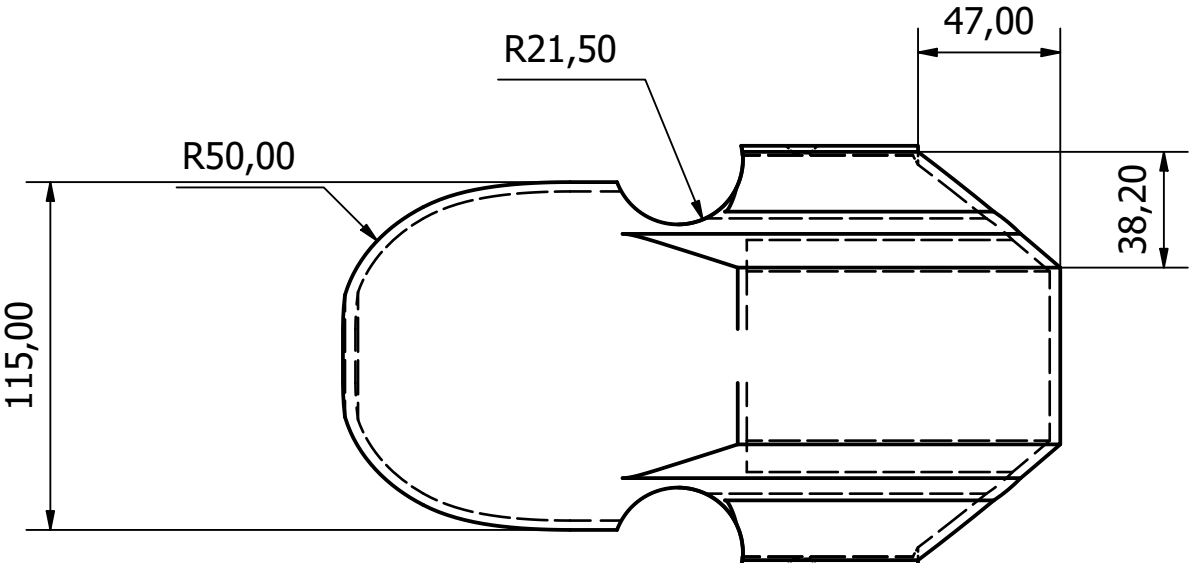
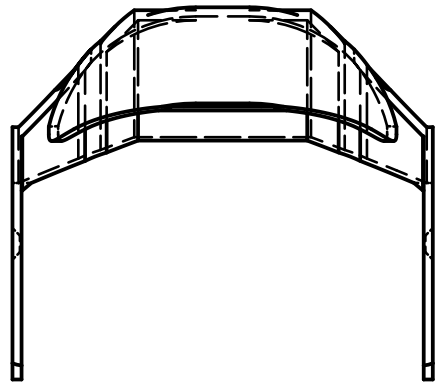
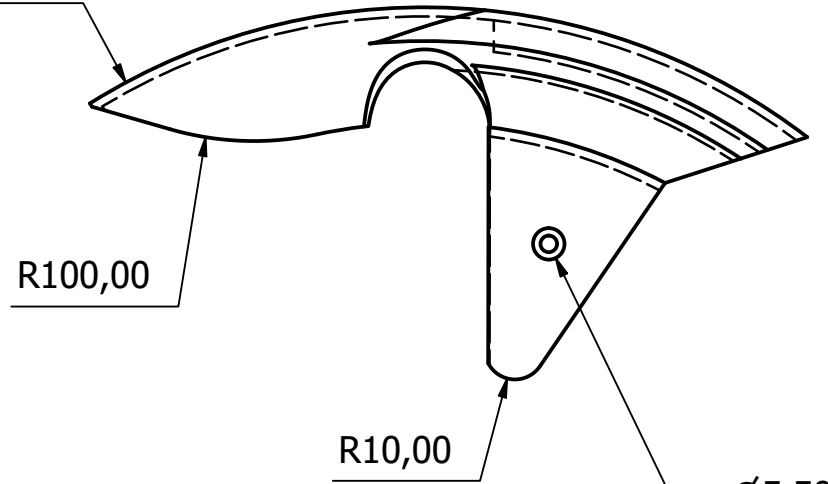
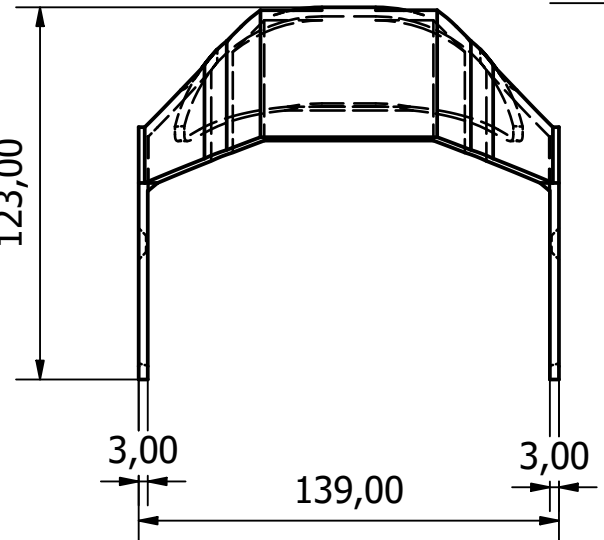
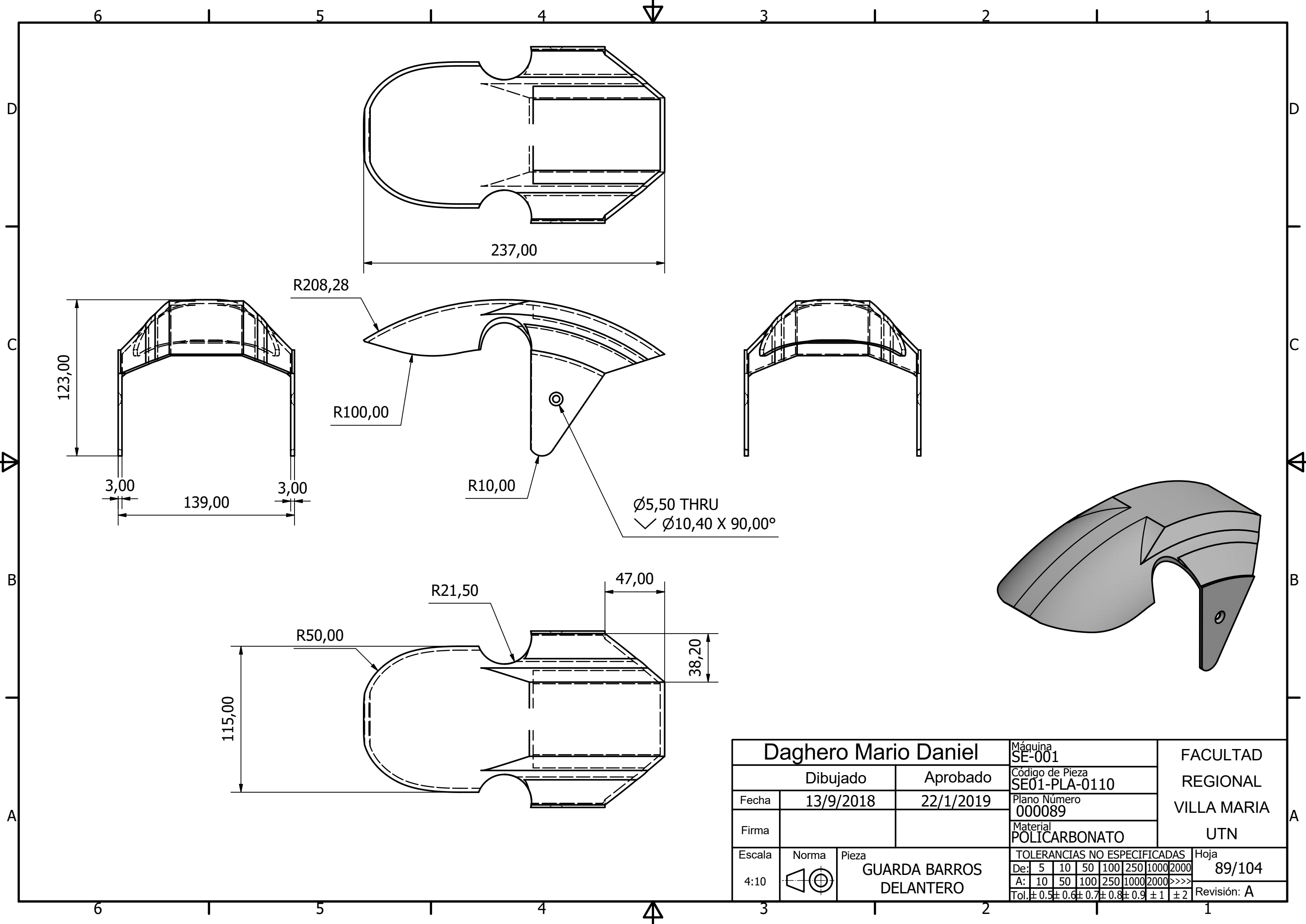


Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-SCU-0324	
Fecha	5/11/2018	22/1/2019	Plano Número 000087	
Firma			Material AISI 1045 RT 500	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1:1		SOPORTE 10	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 87/104
				Revisión: A

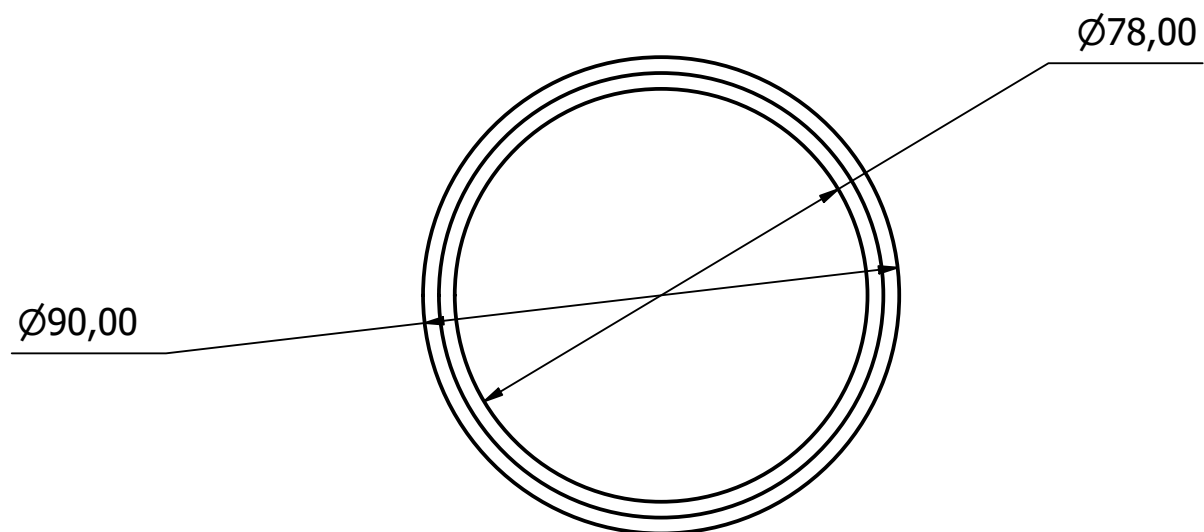
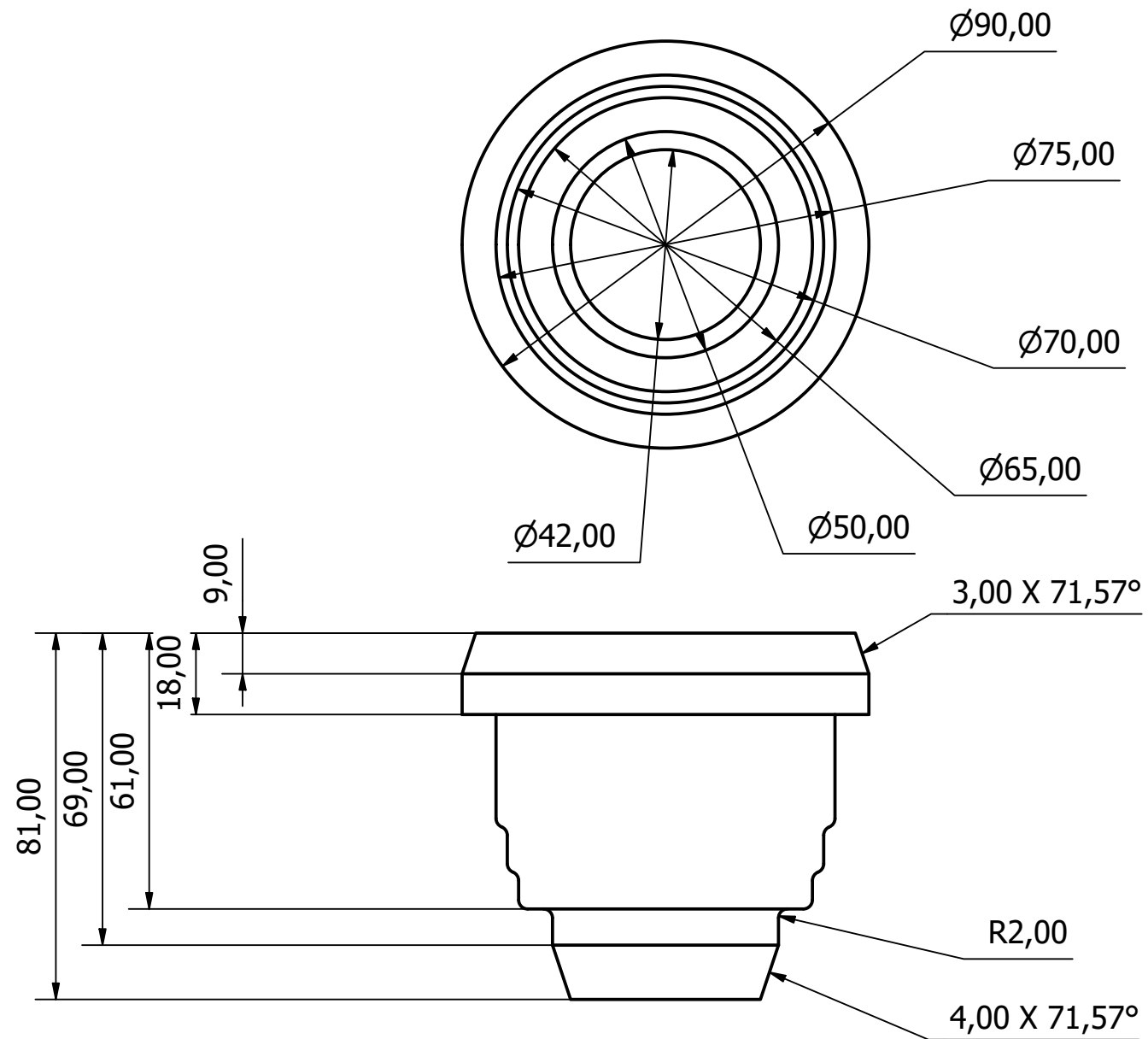


ITEM	PART NUMBER
1	GUARDA BARROS DELANTERO
2	ODOMETRO
3	CARCAZA CUBRE BATERIAS
4	CARCAZA TRASERA
5	ASIENTO
6	CARCAZA CUBRE BAUL
7	CARCAZA INFERIOR
8	CRACAZA SUPERIOR
9	PLASTICO DELANTERO
10	VIDRIO OPTICA
11	CARCAZA DE TABLERO A
12	CARCAZA DE TABLETO B
13	ARO OPTICA
14	GUARDA BARROS TRASERO
15	BAUL
16	LUCES TRASERAS

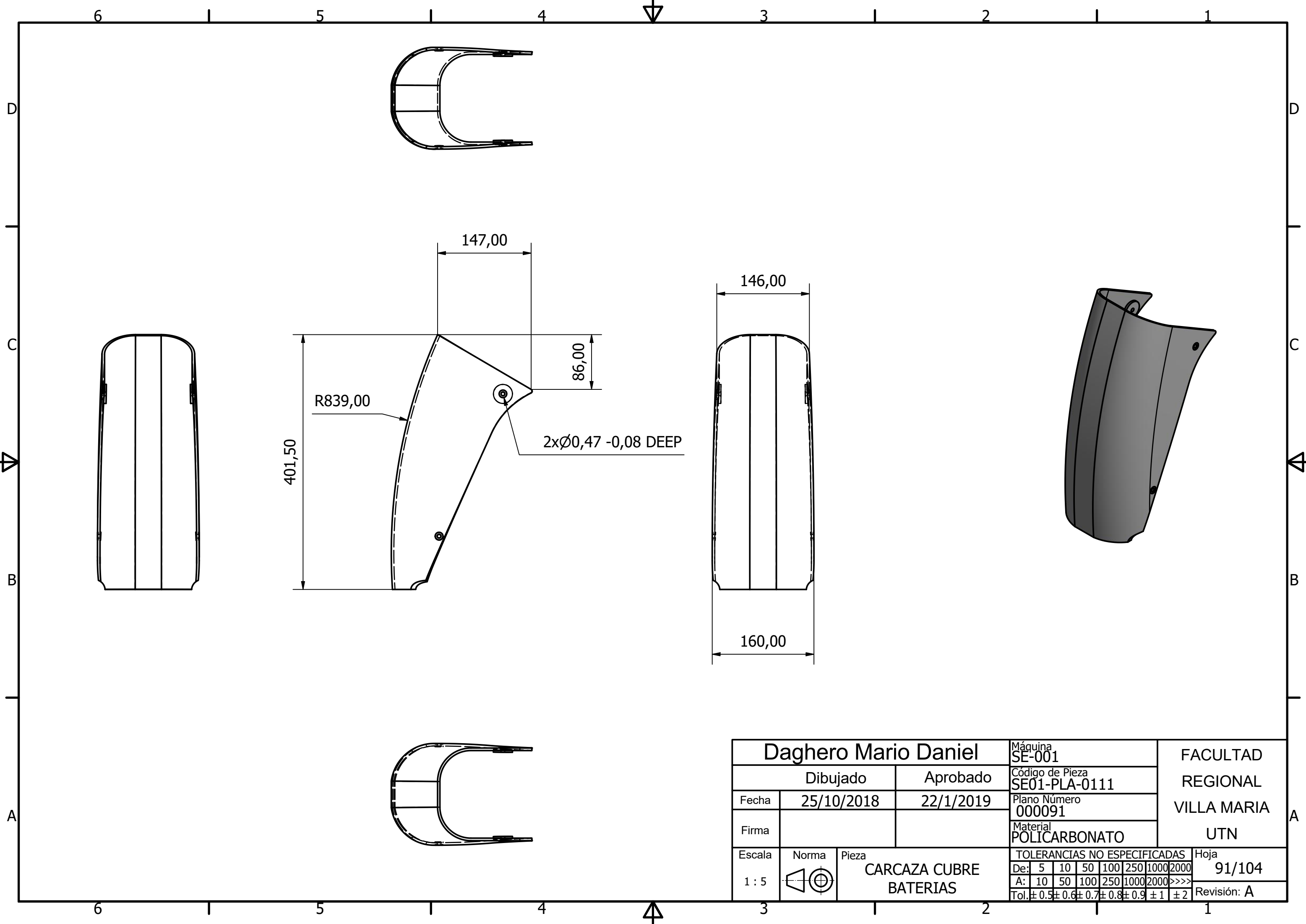
Daghero Mario Daniel Dibujado: 5/8/2018 Aprobado: 22/1/2019 Fecha: 5/8/2018 Firma:		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
		Código de Pieza	
Plano Número 000088			
Material			
Escala: 0,13 : 1 Norma:	Pieza: DESPIECE PLASTICOS Y ACCESORIOS	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS De: 5 10 50 100 250 1000 2000 A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>> Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	Hoja: 88/104 Revisión: A



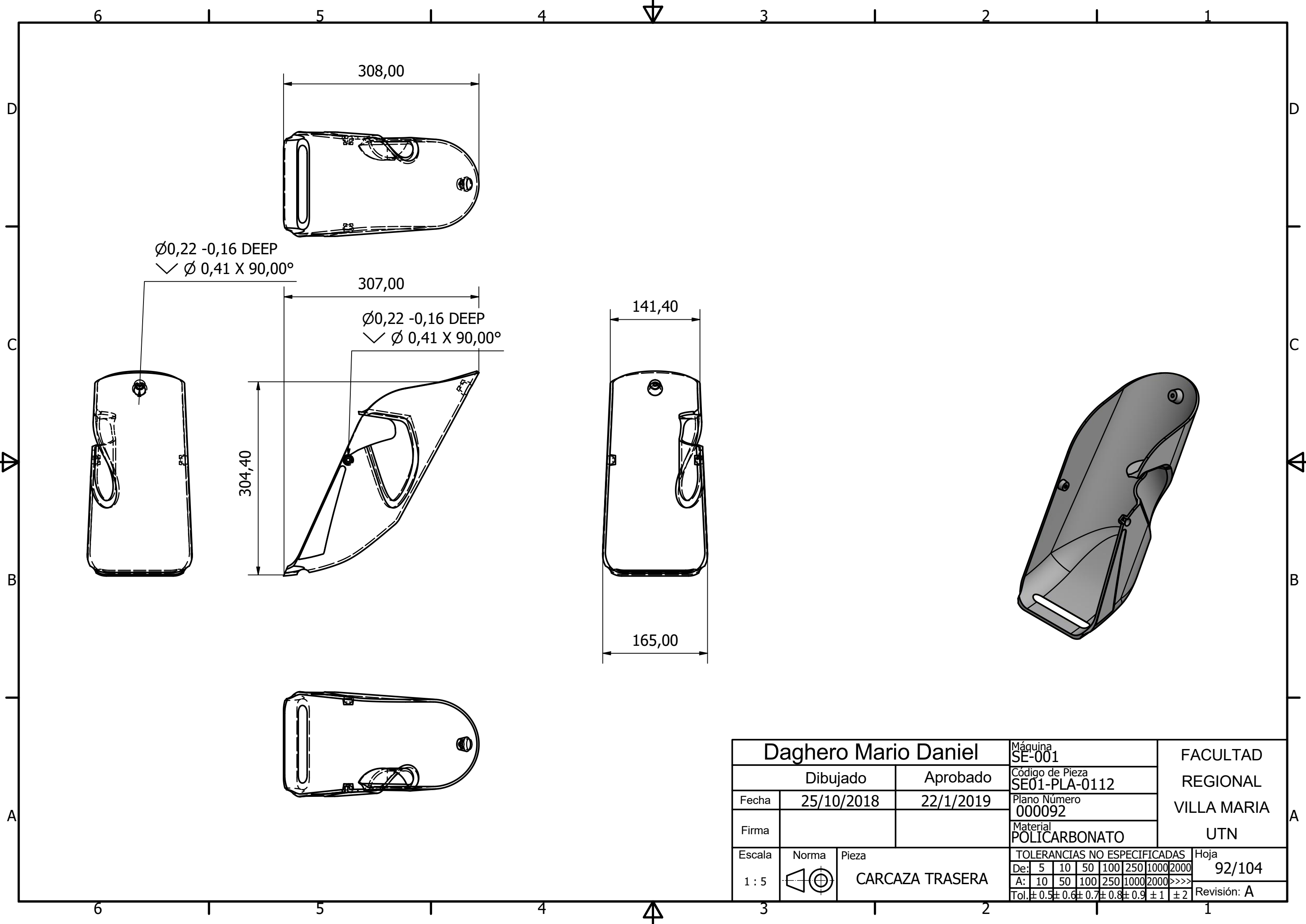
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0110	
Fecha	13/9/2018	22/1/2019	Plano Número 000089	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
4:10		GUARDA BARROS DELANTERO	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	89/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	16/9/2018	22/1/2019	Plano Número 000090	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
7:10		ODOMETRO	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	90/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ±0.5 ±0.6 ±0.7 ±0.8 ±0.9 ±1 ±2	



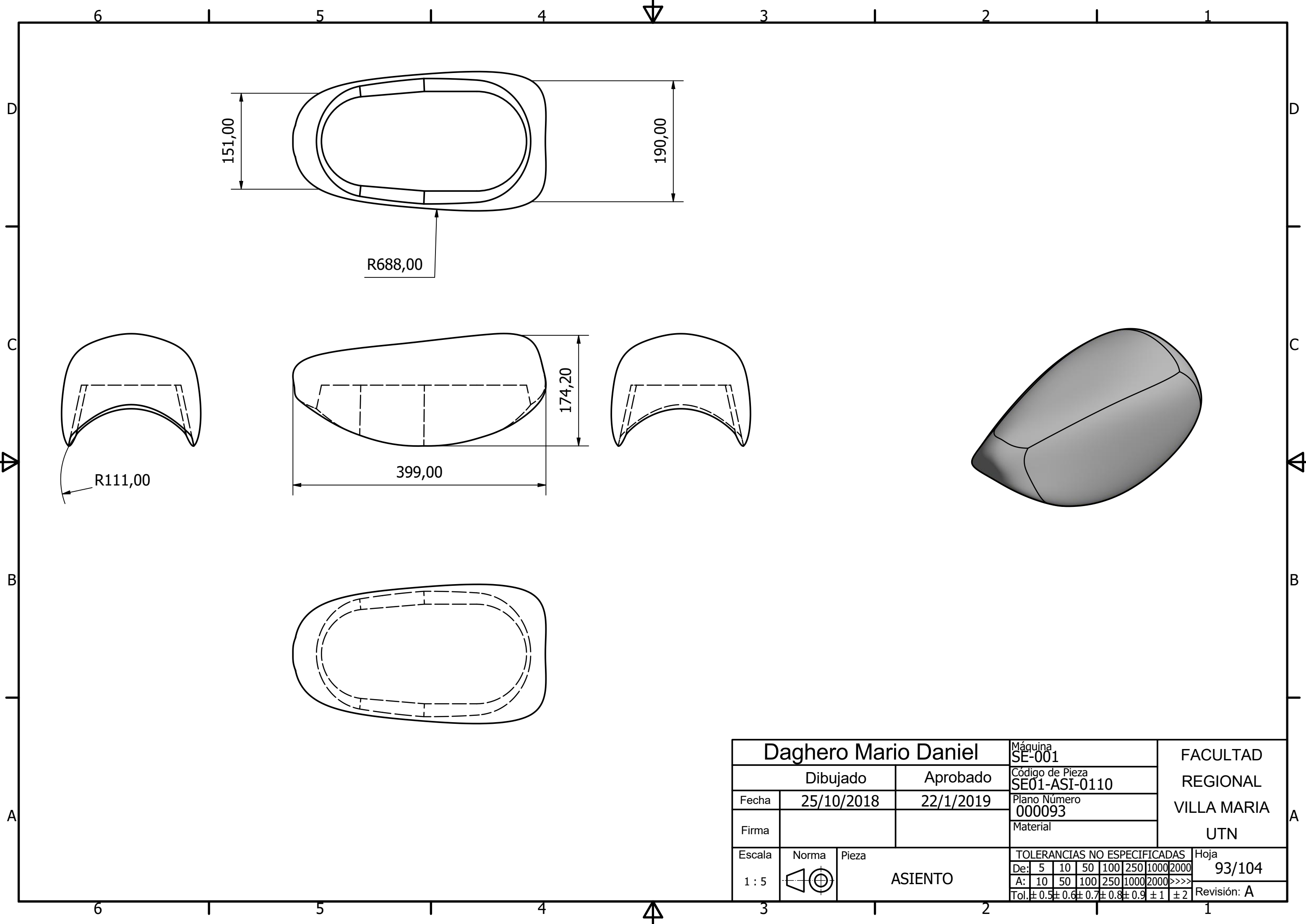
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN		
Dibujado		Aprobado			Código de Pieza SE01-PLA-0111
Fecha	25/10/2018	22/1/2019			Plano Número 000091
Firma					Material POLICARBONATO
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		
1 : 5		CARCAZA CUBRE BATERIAS	De:	5 10 50 100 250 1000 2000	
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>	
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	
			Hoja	91/104	
			Revisión: A		



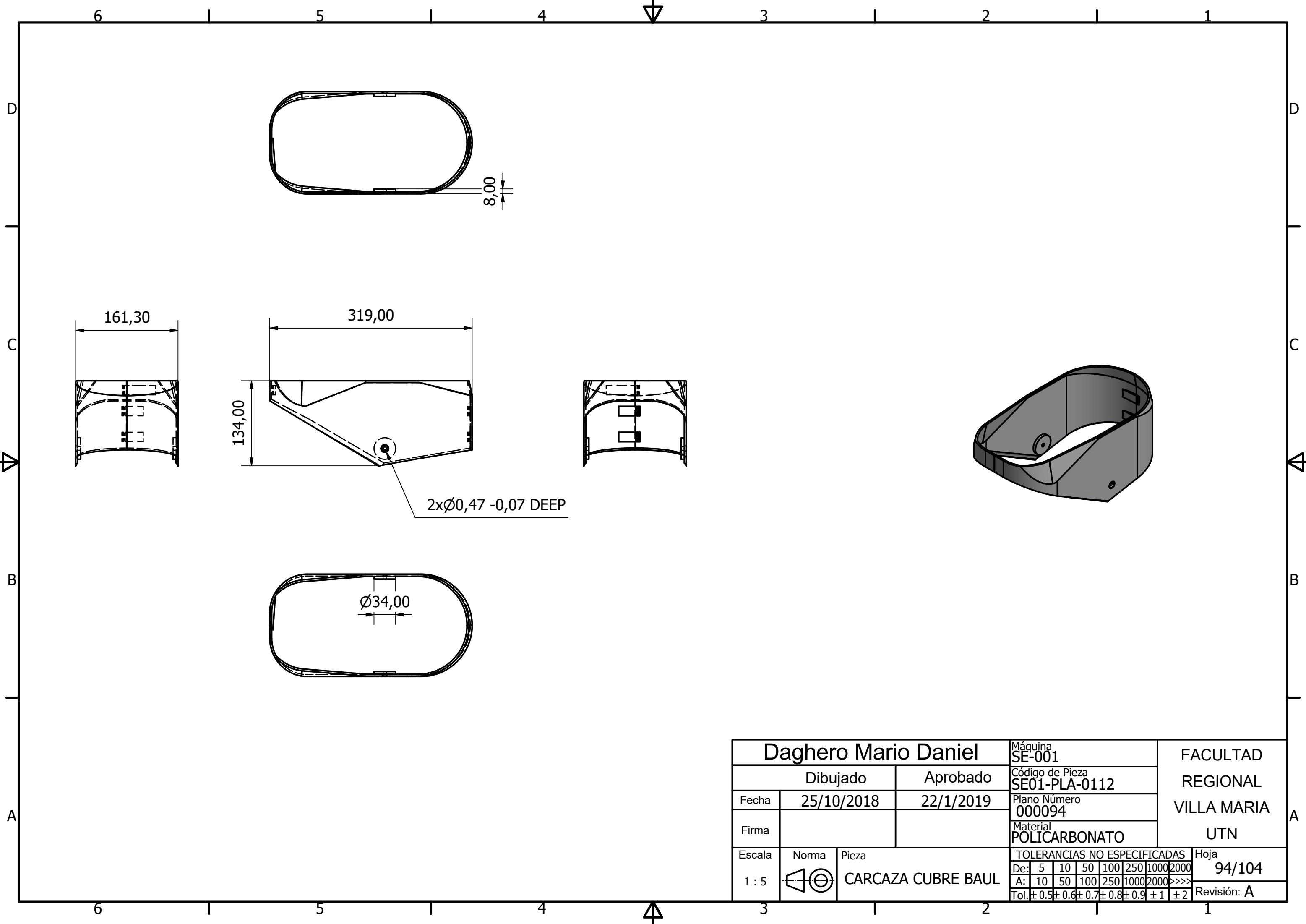
Ø0,22 -0,16 DEEP
 ✓ Ø 0,41 X 90,00°

Ø0,22 -0,16 DEEP
 ✓ Ø 0,41 X 90,00°

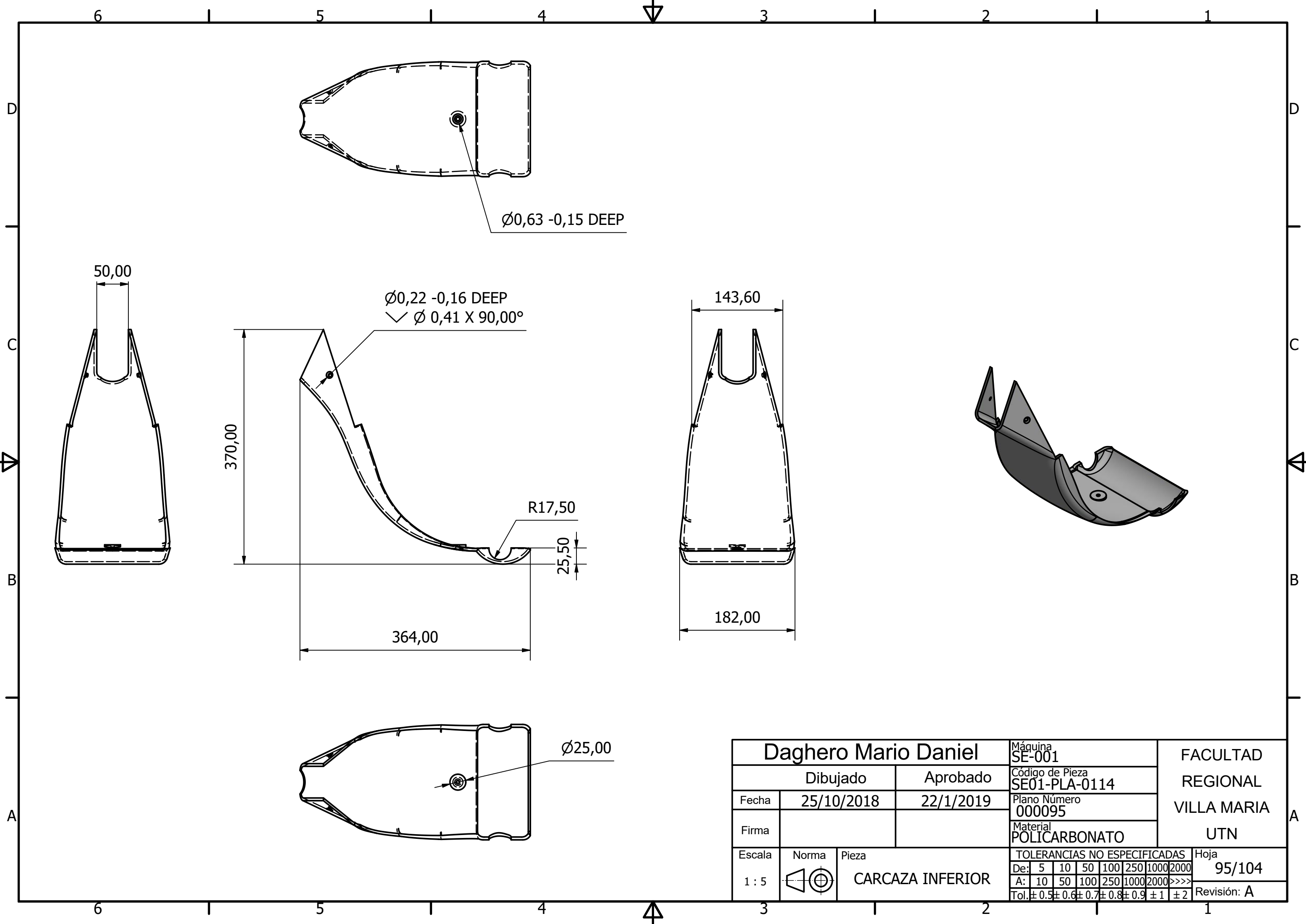
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0112	
Fecha	25/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000092	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 5		CARCAZA TRASERA	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 92/104
				Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-ASI-0110								
Fecha	25/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000093								
Firma			Material								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS		Hoja						
1 : 5		ASIENTO	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	93/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0112	
Fecha	25/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000094	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 5		CARCAZA CUBRE BAUL	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	94/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



Ø0,63 -0,15 DEEP

Ø0,22 -0,16 DEEP
 ✓ Ø 0,41 X 90,00°

R17,50

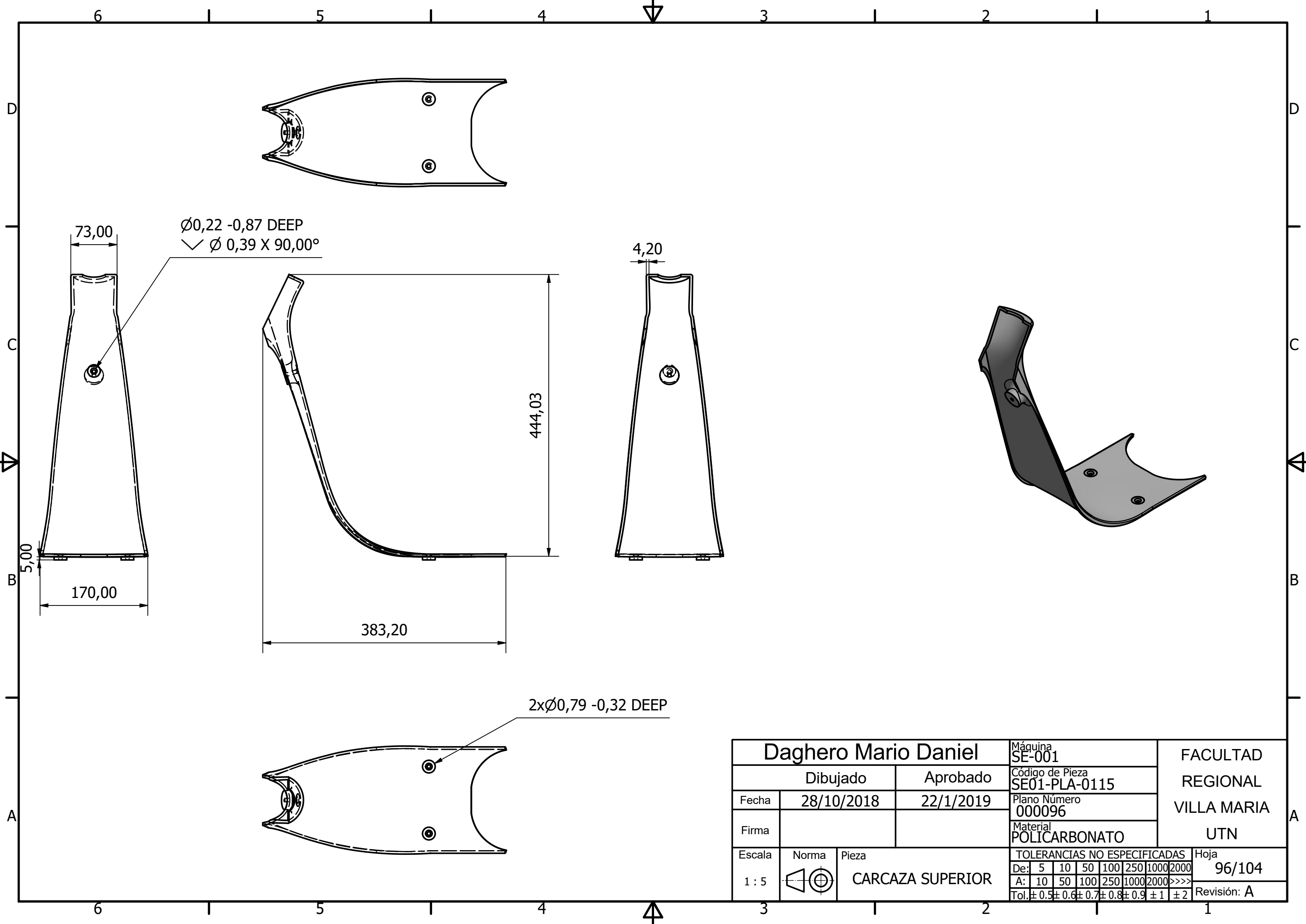
25,50

Ø25,00

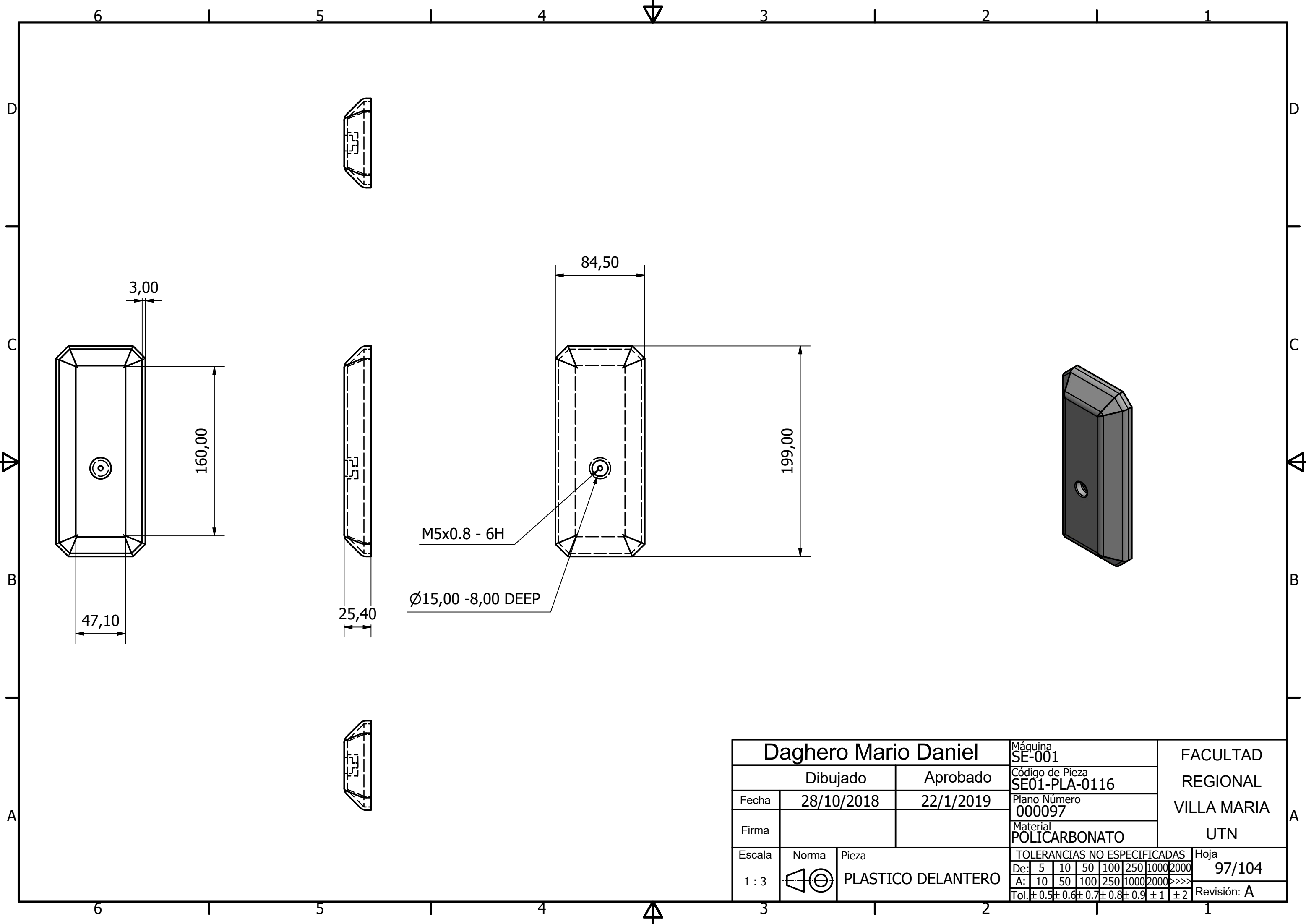
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN			
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0114				
Fecha	25/10/2018	22/1/2019			Plano Número 000095	
Firma					Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS			
1 : 5		CARCAZA INFERIOR	Hoja			
			De: 5 10 50 100 250 1000 2000			
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>			
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2			
			Revisión: A			

Hoja
95/104

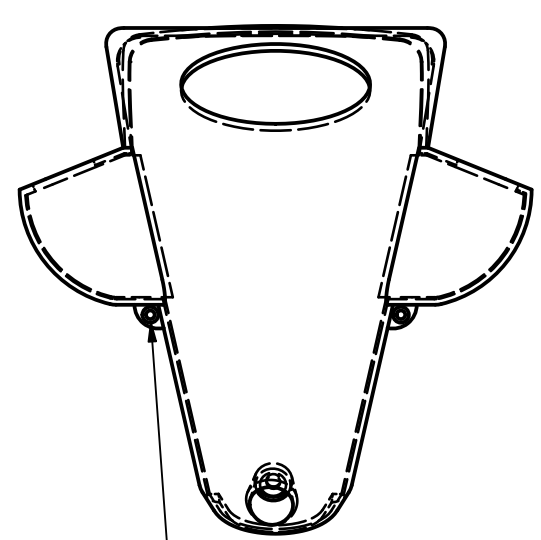
Revisión: A



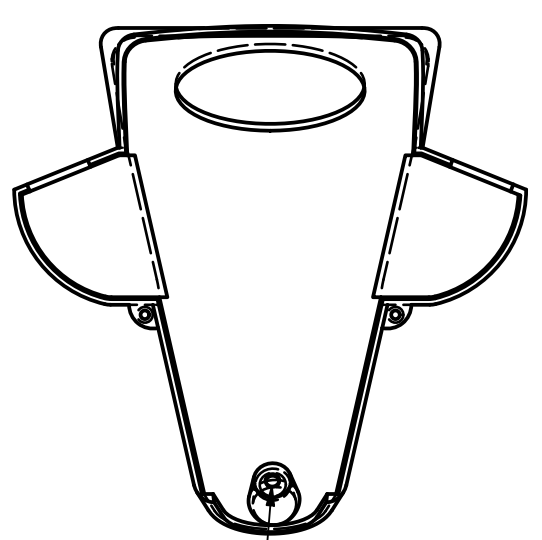
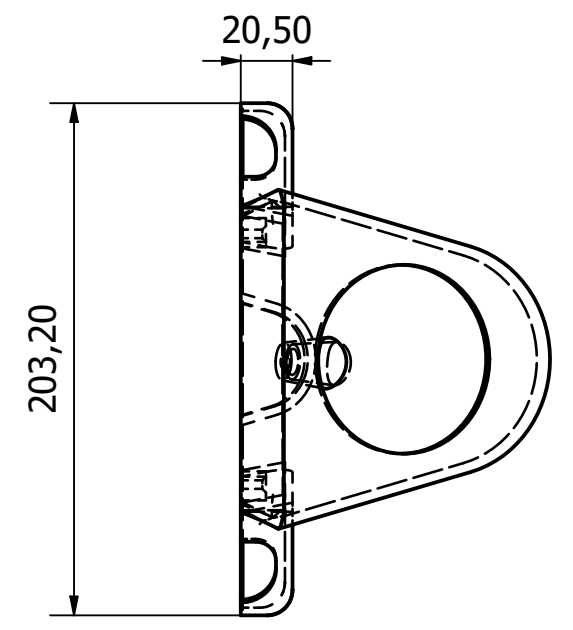
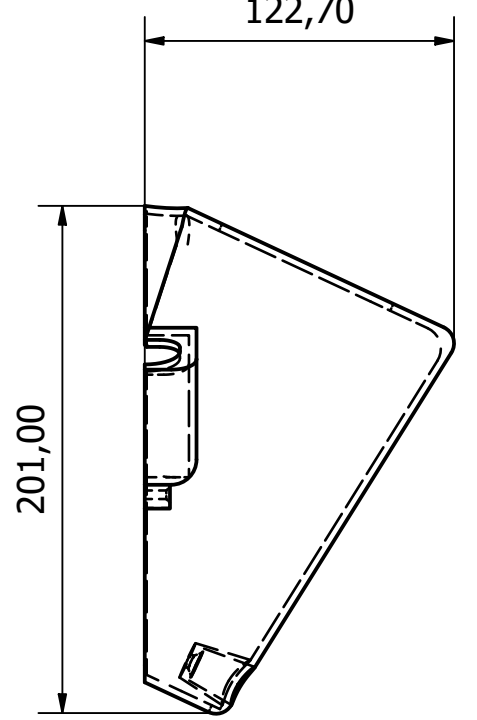
Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0115	
Fecha	28/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000096	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 5		CARCAZA SUPERIOR	De:	Hoja
			5 10 50 100 250 1000 2000	96/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	



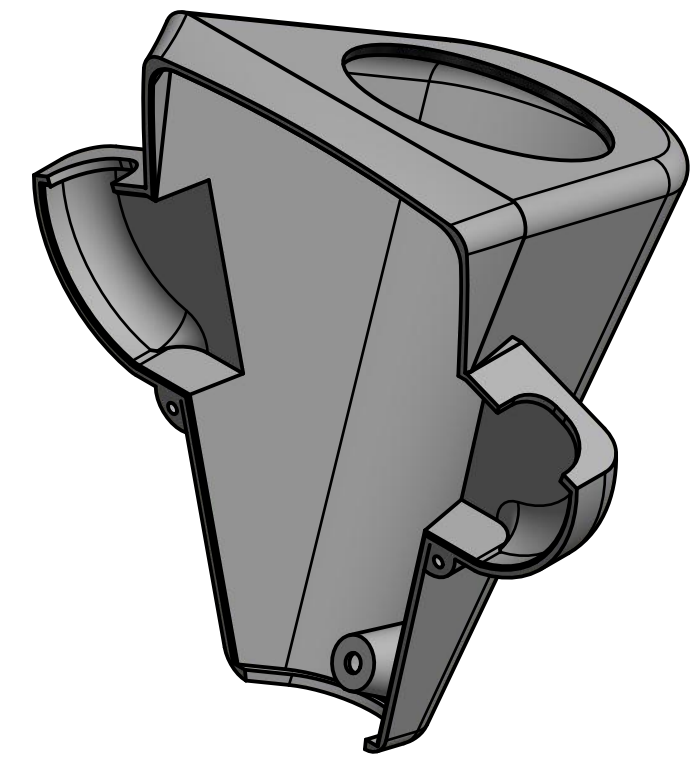
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0116	
Fecha	28/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000097	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 3		PLASTICO DELANTERO	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 97/104
				Revisión: A



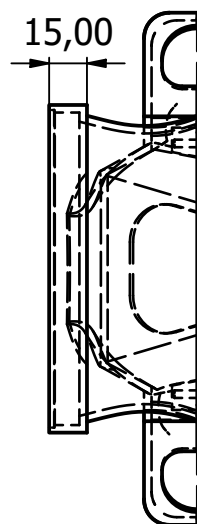
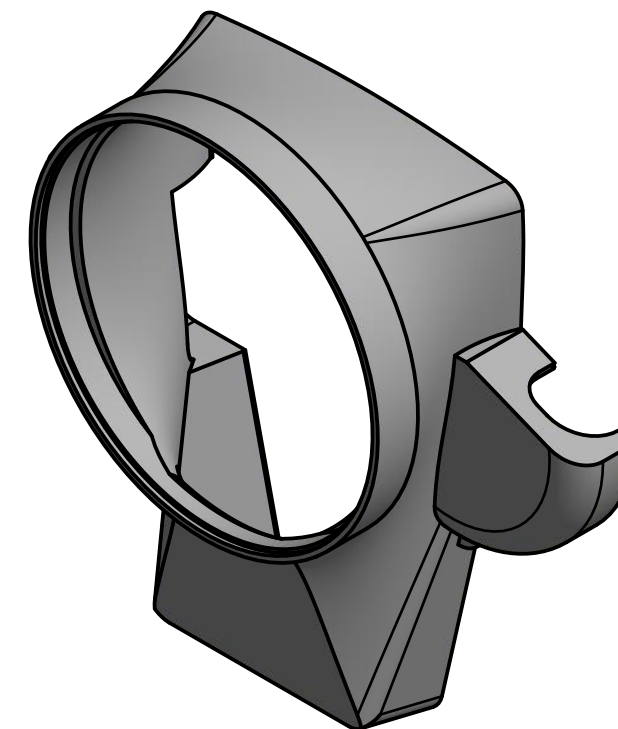
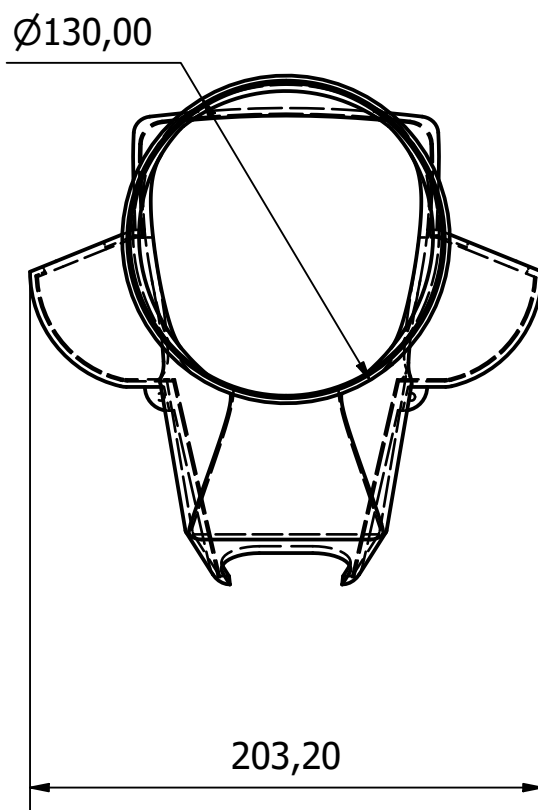
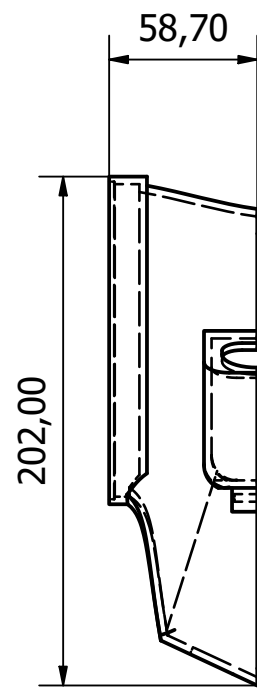
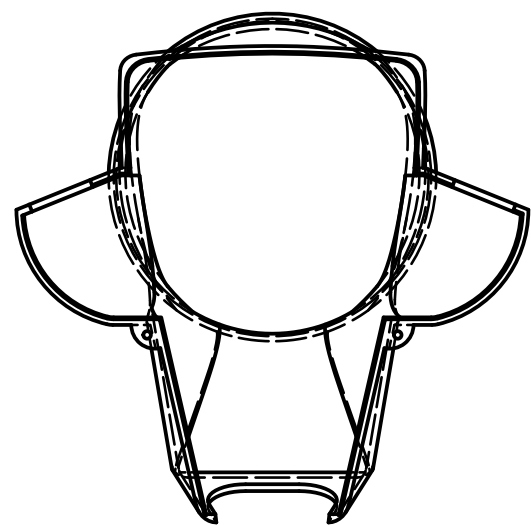
$\varnothing 0,13 -0,39$ DEEP
 $\surd \varnothing 0,25 \times 90,00^\circ$



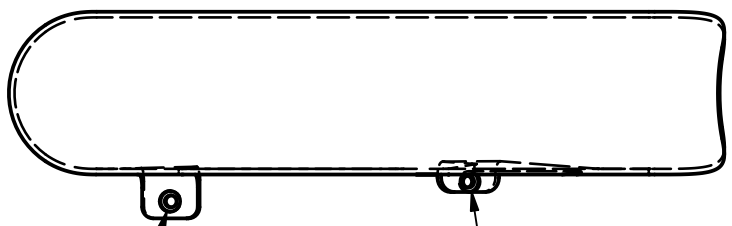
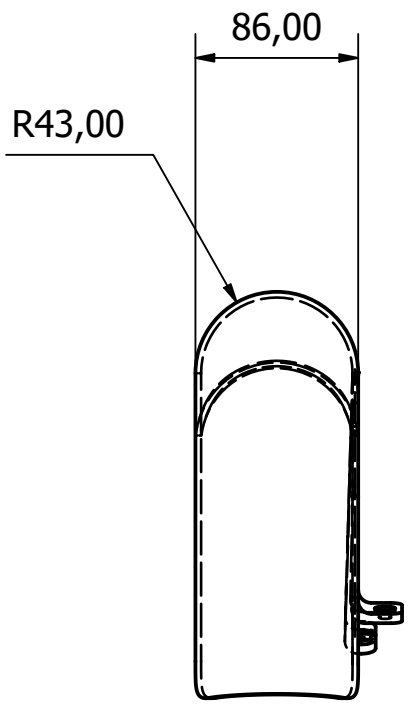
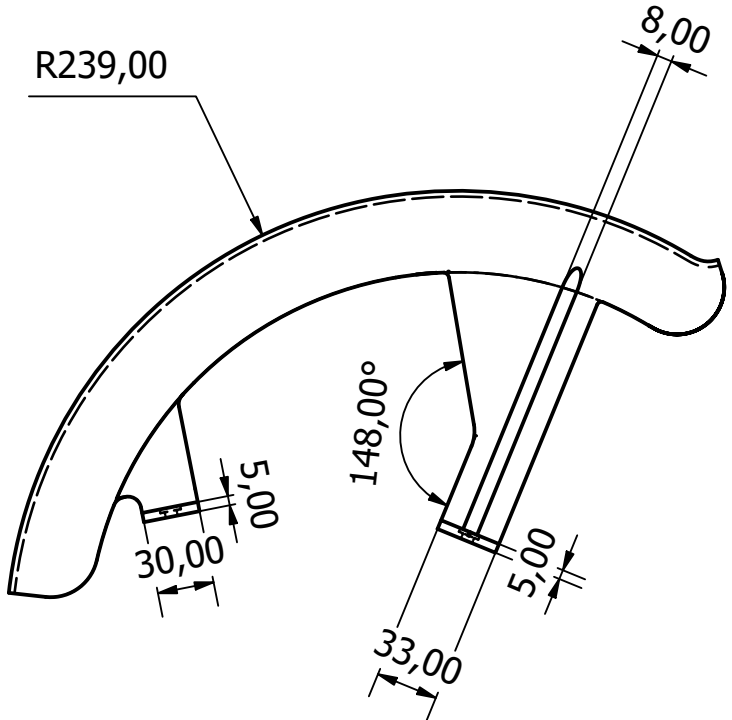
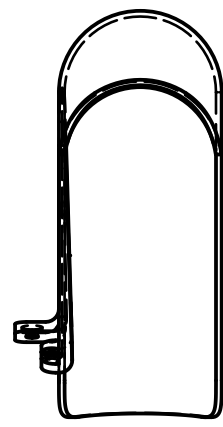
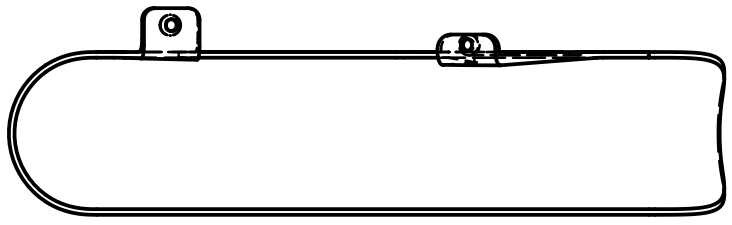
$\varnothing 0,22 -0,16$ DEEP
 $\surd \varnothing 0,41 \times 90,00^\circ$



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0117	
Fecha	29/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000098	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 3		CARCAZA TABLERO A	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 98/104
				Revisión: A



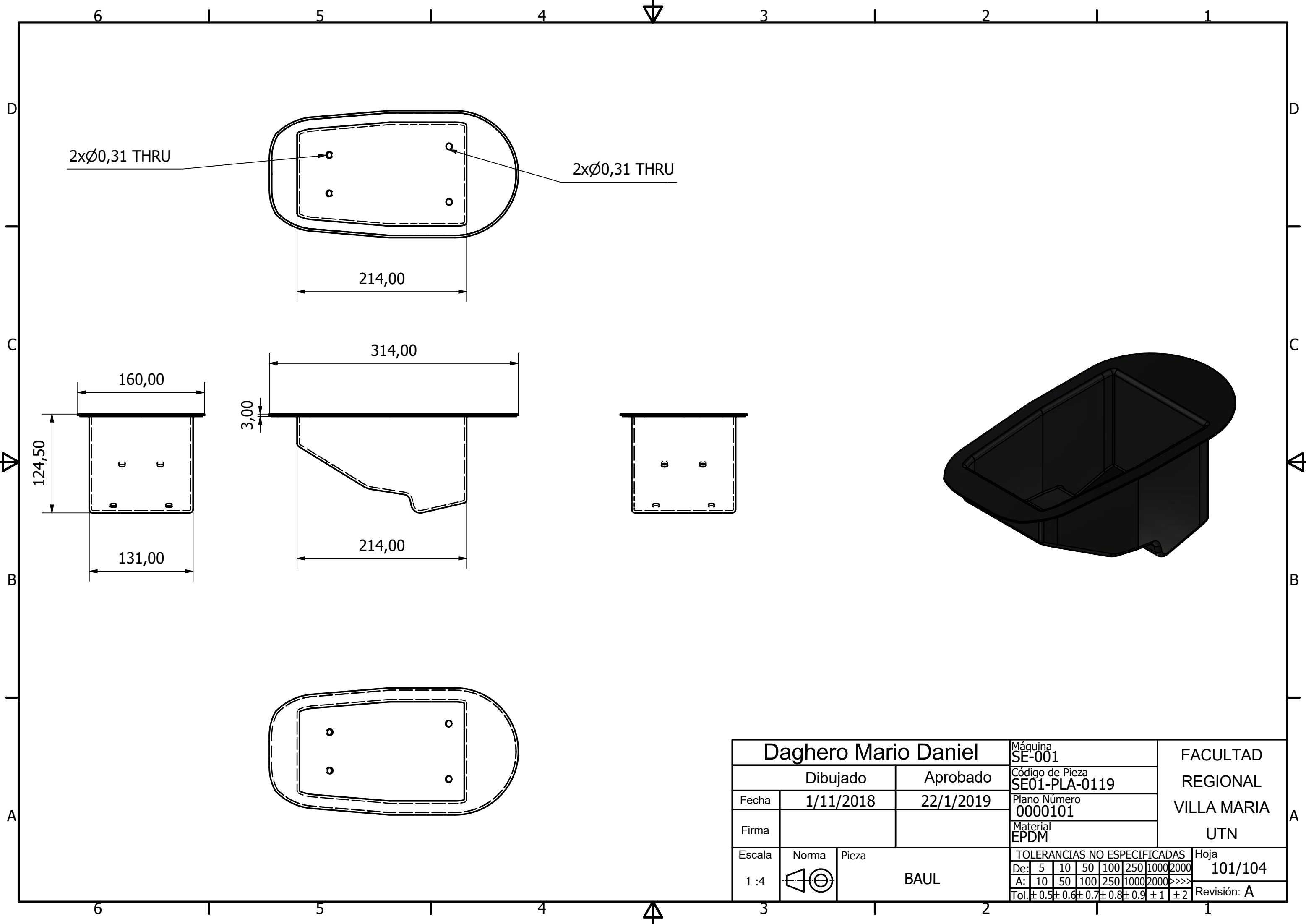
Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0118	
Fecha	29/10/2018	22/1/2019	Plano Número 000099	
Firma			Material POLICARBONATO	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
1 : 3		CARCAZA TABLERO B	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 99/104
				Revisión: A



$\varnothing 0,25 -0,20$ DEEP
 $\square \varnothing 0,43 \nabla 0,08$

$\varnothing 0,25 -0,20$ DEEP
 $\square \varnothing 0,43 \nabla 0,08$

Daghero Mario Daniel		Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado	Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0118									
Fecha 30/10/2018	22/1/2019	Plano Número 0000100									
Firma		Material EPDM									
Escala 1:4	Norma 	Pieza GUARDA BARROS TRASERO	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
			De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja 100/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión: A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	



2xØ0,31 THRU

2xØ0,31 THRU

214,00

314,00

160,00

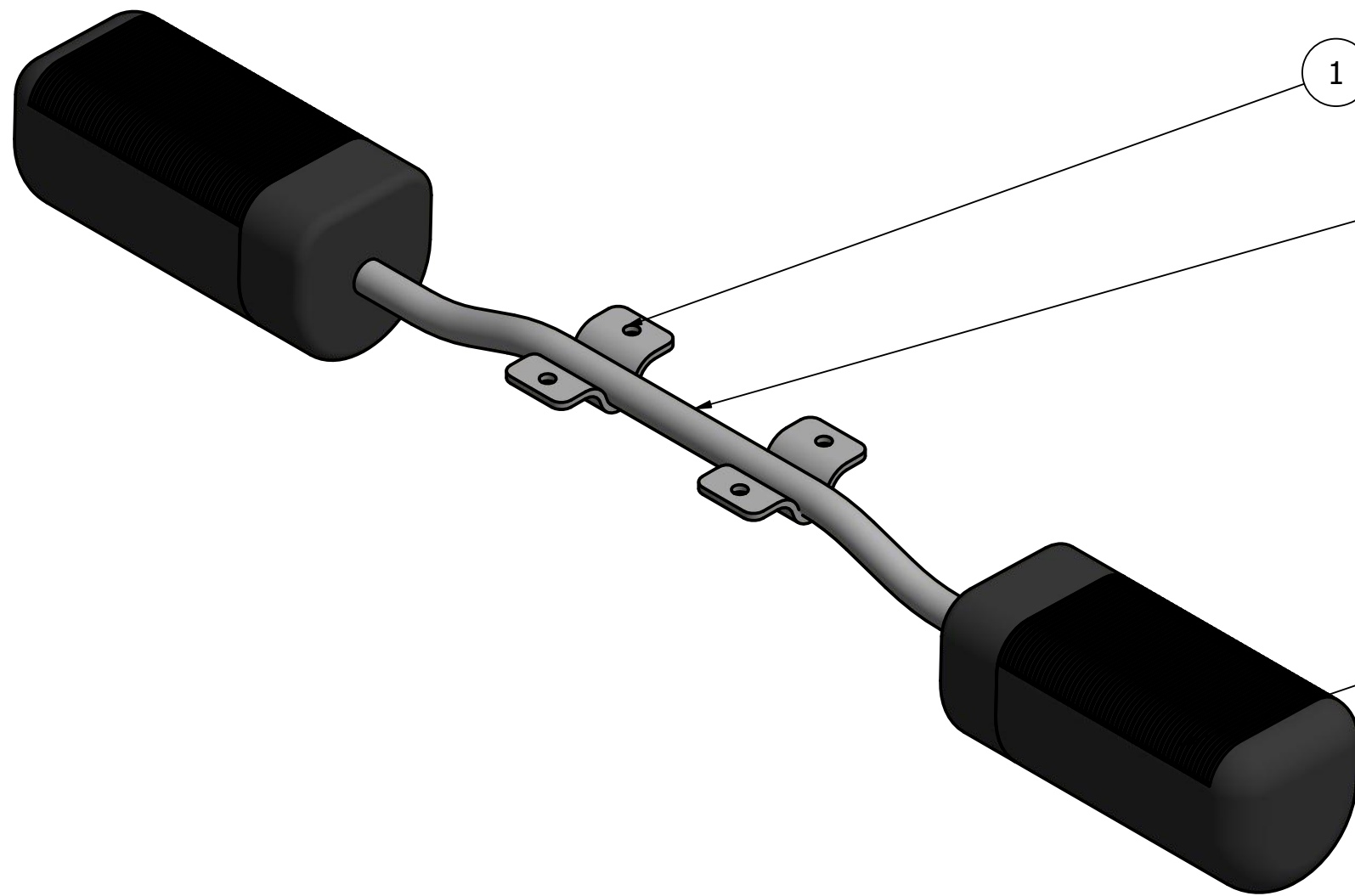
124,50

3,00

214,00

131,00

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN								
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza SE01-PLA-0119									
Fecha	1/11/2018	22/1/2019	Plano Número 0000101									
Firma			Material EPDM									
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS									
1 : 4		BAUL	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja	101/104
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	Revisión:	A
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2		



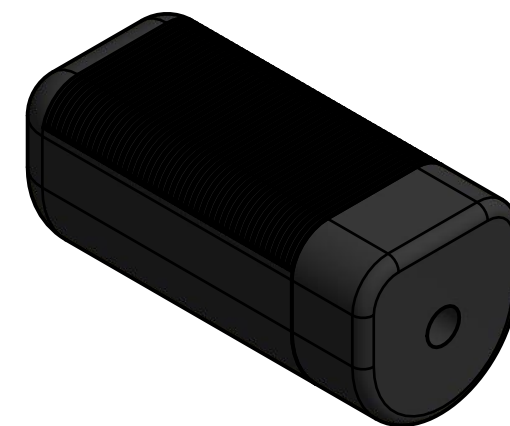
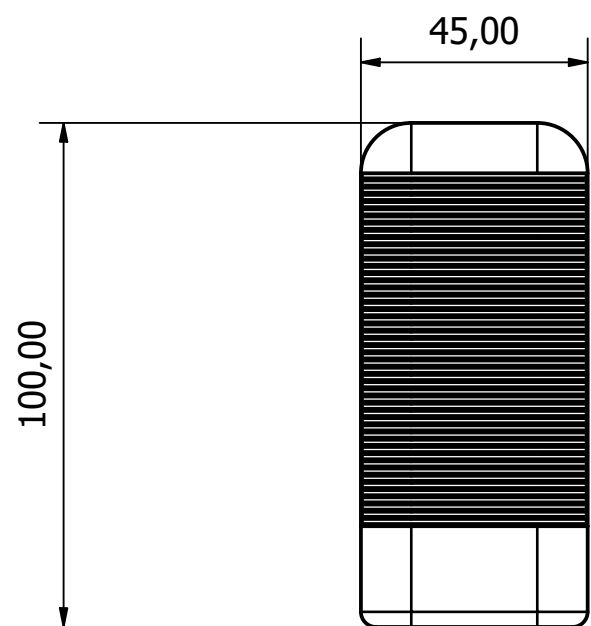
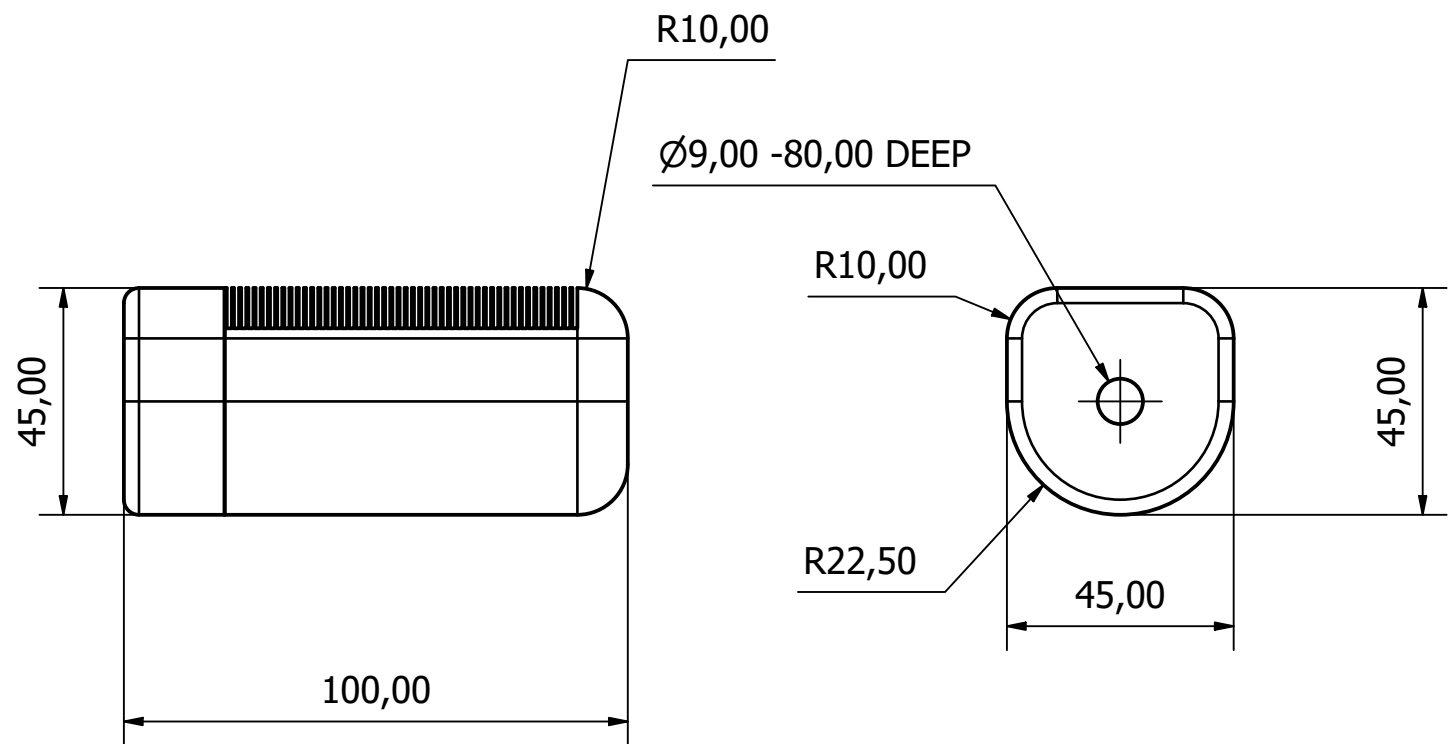
1

2

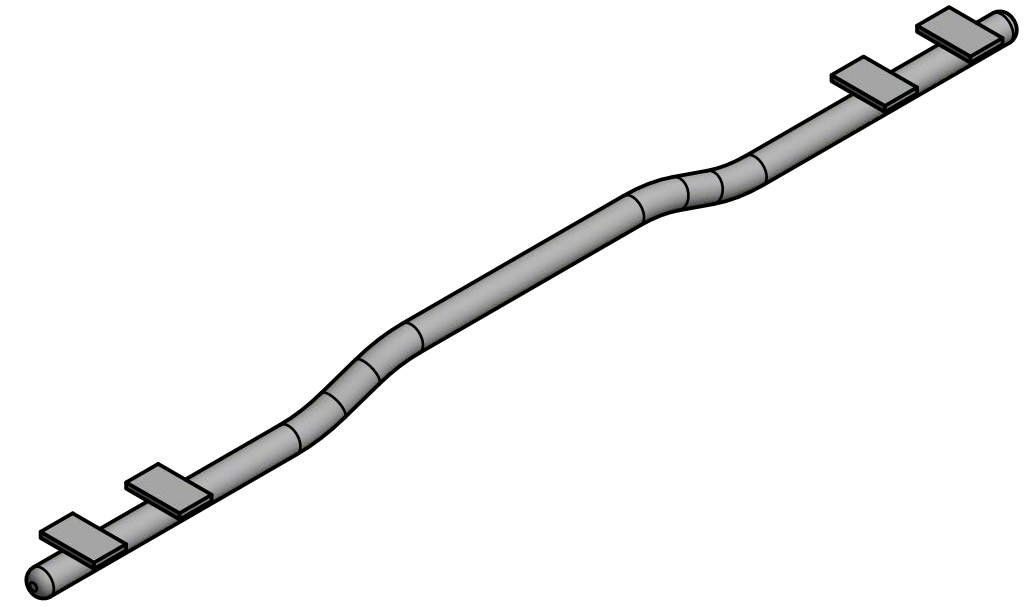
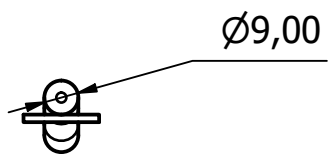
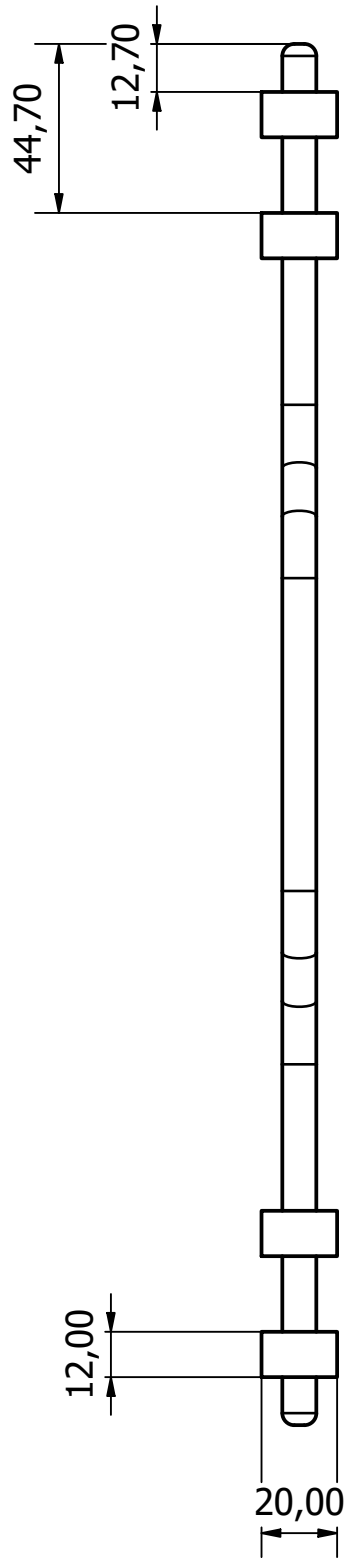
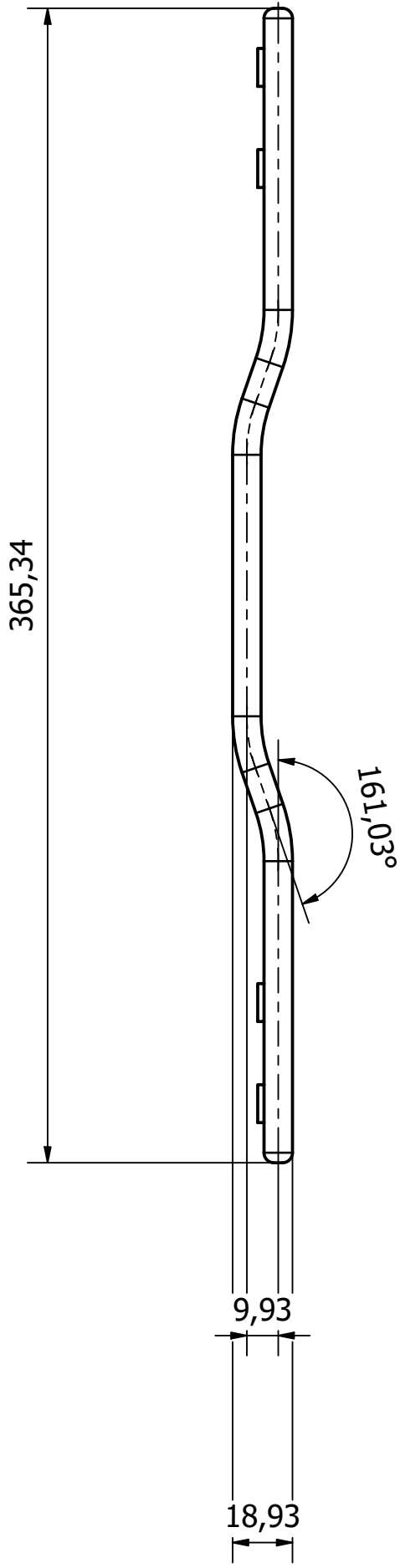
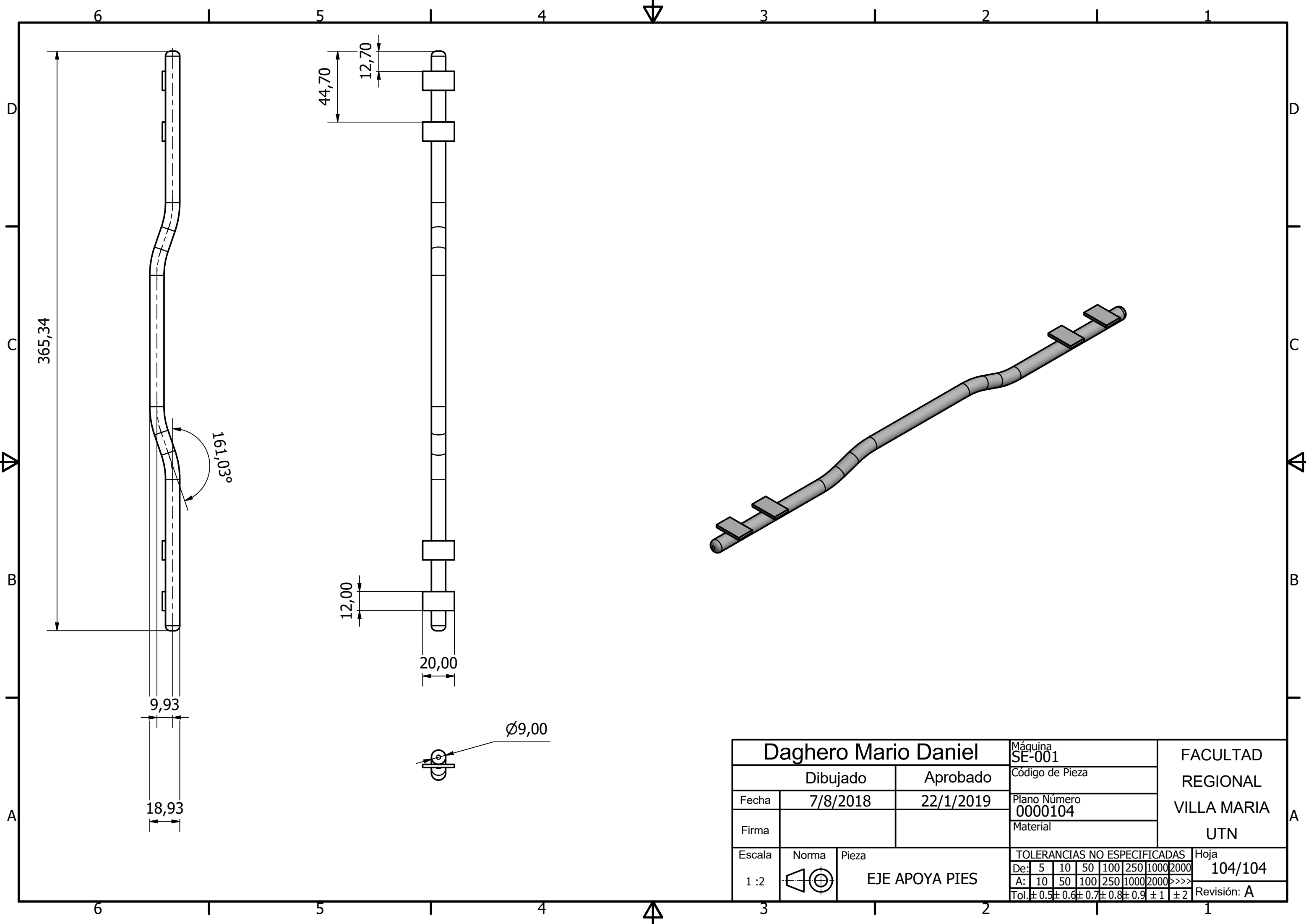
4

ITEM	PARTE
1	SOPORTE APOYA PIES
2	EJE APOYA PIES
4	PEDALIN

Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 0000102	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	
2:3		CONJUNTO EJE APOYA PIES	De:	5 10 50 100 250 1000 2000
			A:	10 50 100 250 1000 2000 >>>>
			Tol:	± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2
				Hoja 102/104
				Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN							
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza								
Fecha	7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 0000103								
Firma			Material								
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS								
2/3		PEDALIN	De:	5	10	50	100	250	1000	2000	Hoja
			A:	10	50	100	250	1000	2000	>>>>	103/104
			Tol:	± 0.5	± 0.6	± 0.7	± 0.8	± 0.9	± 1	± 2	Revisión: A



Daghero Mario Daniel			Máquina SE-001	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujado		Aprobado	Código de Pieza	
Fecha	7/8/2018	22/1/2019	Plano Número 0000104	
Firma			Material	
Escala	Norma	Pieza	TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS	Hoja
1 : 2		EJE APOYA PIES	De: 5 10 50 100 250 1000 2000	104/104
			A: 10 50 100 250 1000 2000 >>>>	Revisión: A
			Tol: ± 0.5 ± 0.6 ± 0.7 ± 0.8 ± 0.9 ± 1 ± 2	