

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA
CAMPUS D'ALCOI

DISEÑO DE UNA REPELADORA INDUSTRIAL DE ALMENDRAS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

CURSO 2018/2019

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ALUMNO: CARLOS VALOR ARMENGOL

TUTOR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ

COTUTOR: SERGI MONTAVA JORDÀ

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

ÍNDICE GENERAL

TRABAJO DE FIN DE GRADO

TÍTULO:

DISEÑO DE UNA REPELADORA INDUSTRIAL DE ALMENDRAS

ALUMNO: CARLOS VALOR ARMENGOL

TUTOR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ

COTUTOR: SERGI MONTAVA JORDÀ

ÍNDICE GENERAL

A. MEMORIA

RESUMEN	1
ABSTRACT	2
RESUM	3
ABREVIATURAS	4
LISTADO DE FIGURAS	6
LISTADO DE TABLAS.....	10
1. DEFINICIÓN DEL PROYECTO.....	11
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	11
1.2 OBJETIVO GENERAL	11
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
1.4 ALCANCE	12
2. PROCESO INDUSTRIAL DE LA ALMENDRA	13
3. ESTUDIO FÍSICO DE LA ALMENDRA	16
4. ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE	17
5. NORMATIVA APLICABLE.....	21
6. COMPONENTES DE LA MÁQUINA.....	22
6.1 CUERPO DE LA MÁQUINA	22
6.2 SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	23
6.3 SUBSISTEMA DE REPELADO	24
6.4 SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	26
6.5 SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	27
6.6 SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	27
7. DISEÑO INICIAL	28
8. SELECCIÓN DE MATERIALES.....	38

9.	ESTUDIO Y CÁLCULOS	43
9.1	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REPELADO	43
9.1.1	CÁLCULOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE TRABAJO DE LOS ÁRBOLES	43
9.1.2	CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	54
9.1.3	VERIFICACIÓN DE LOS ÁRBOLES	67
9.2	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	69
9.3	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	72
9.3.1	CÁLCULO DEL MOMENTO ESTÁTICO DE LOS MOTOVIBRADORES	72
9.3.2	ELECCIÓN DE LOS MOTOVIBRADORES.....	75
9.3.3	VERIFICACIÓN DE LA VALIDEZ DE LOS MOTOVIBRADORES	75
9.4	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	76
10.	DISEÑO FINAL.....	79
10.1	CUERPO DE LA MÁQUINA	79
10.2	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	83
10.3	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	84
10.4	SUBSISTEMA DE REPELADO	90
10.5	SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	94
10.6	SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	95
10.7	ELEMENTOS DE SEGURIDAD.....	97
11.	ESTUDIO ECONÓMICO.....	100
11.1	PRESUPUESTO DE ELEMENTOS FABRICABLES	100
11.2	PRESUPUESTO DE ELEMENTOS DE COMPRA	103

11.3 PRESUPUESTO DE MONTAJE.....	104
12. BIBLIOGRAFÍA	105

B. PLANOS

1. PLANOS DE FABRICACIÓN.....	1
1.1 CUERPO DE LA MÁQUINA.....	1
1.1.1 PLANOS DE LA BANCADA INFERIOR.....	1
1.1.2 PLANOS DEL EXTRACTOR.....	10
1.1.3 PLANO DE LA PARED FRONTAL.....	17
1.1.4 PLANOS DE LA PARED LATERAL DE TRANSMISIÓN.....	18
1.1.5 PLANOS DE LA PARED LATERAL POSTERIOR...23	
1.1.6 PLANOS DE LA CHAPA SUPERIOR.....	28
1.2 SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	32
1.2.1 PLANOS DE LA PARTE INFERIOR DE LA TOLVA.....	32
1.2.2 PLANOS DE LA PARTE SUPERIOR DE LA TOLVA.....	37
1.3 SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	41
1.4 SUBSISTEMA DE REPELADO.....	52
1.5 ELEMENTOS DE PROTECCIÓN.....	55
1. PLANOS DE MONTAJE.....	57
2.1 MONTAJE DEL EXTRACTOR.....	57
2.2 MONTAJE DE LA ESTRUCTURA.....	58
2.3 MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	59
2.4 MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	60
2.5 MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE REPELADO.....	61
2.6 MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	62
2.7 MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	63
2.8 MONTAJE FINAL.....	64

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

MEMORIA

TRABAJO DE FIN DE GRADO

TÍTULO:

DISEÑO DE UNA REPELADORA INDUSTRIAL DE ALMENDRAS

ALUMNO: CARLOS VALOR ARMENGOL

DIRECTOR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ

CODIRECTOR: SERGI MONTAVA JORDÀ

ÍNDICE MEMORIA

RESUMEN	1
ABSTRACT	2
RESUM	3
ABREVIATURAS	4
LISTADO DE FIGURAS	6
LISTADO DE TABLAS	10
1. DEFINICIÓN DEL PROYECTO	11
1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO	11
1.2 OBJETIVO GENERAL	11
1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
1.4 ALCANCE	12
2. PROCESO INDUSTRIAL DE LA ALMENDRA	13
3. ESTUDIO FÍSICO DE LA ALMENDRA	16
4. ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE	17
5. NORMATIVA APLICABLE	21
6. COMPONENTES DE LA MÁQUINA	22
6.1 CUERPO DE LA MÁQUINA	22
6.2 SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	23
6.3 SUBSISTEMA DE REPELADO	24
6.4 SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	26
6.5 SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN	27
6.6 SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN	27
7. DISEÑO INICIAL	28
8. SELECCIÓN DE MATERIALES	38
9. ESTUDIO Y CÁLCULOS	43
9.1 CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REPELADO	43

9.1.1	CÁLCULOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE TRABAJO DE LOS ÁRBOLES	43
9.1.2	CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	54
9.1.3	VERIFICACIÓN DE LOS ÁRBOLES	67
9.2	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	69
9.3	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	72
9.3.1	CÁLCULO DEL MOMENTO ESTÁTICO DE LOS MOTOVIBRADORES	72
9.3.2	ELECCIÓN DE LOS MOTOVIBRADORES.....	75
9.3.3	VERIFICACIÓN DE LA VALIDEZ DE LOS MOTOVIBRADORES	75
9.4	CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	76
10.	DISEÑO FINAL	79
10.1	CUERPO DE LA MÁQUINA	79
10.2	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	83
10.3	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN.....	84
10.4	SUBSISTEMA DE REPELADO	90
10.5	SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN.....	94
10.6	SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN.....	95
10.7	ELEMENTOS DE SEGURIDAD	97
11.	ESTUDIO ECONÓMICO	100
11.1	PRESUPUESTO DE ELEMENTOS FABRICABLES	100
11.2	PRESUPUESTO DE ELEMENTOS DE COMPRA	103
11.3	PRESUPUESTO DE MONTAJE.....	104
12.	BIBLIOGRAFÍA	105

RESUMEN

El presente proyecto se centra en el diseño de una máquina de repelado de almendras para el ámbito industrial. Esta máquina se utiliza en la línea de procesado de la almendra para extraer la piel del grano.

Se realizará un estudio del proceso para determinar los componentes necesarios para el funcionamiento de todos los sistemas de la máquina.

Para el repelado, se puede utilizar cualquier tipo de almendra ya que está capacitada para trabajar con distintos tamaños. El pelado se puede conseguir por fricción mecánica mediante un sistema de rodillos buscando hacer el pelado de la forma más eficaz.

El diseño está estimado para una producción de 3000 kg/h. Para ello, se tienen que realizar los cálculos pertinentes para determinar los tamaños de los elementos, así como del conjunto.

Esta máquina pertenece al sector agroalimentario por lo que tiene que cumplir con la normativa de seguridad e higiene para alimentos.

El proceso anterior al repelado es el escaldado por tanto la máquina trabaja en un ambiente húmedo.

Con el diseño completamente definido y los materiales más adecuados ya seleccionados se determinará el presupuesto de la máquina y se obtendrán las conclusiones del proyecto.

Palabras clave: Almendras, repelado, rodillos, máquina, piel.

ABSTRACT

The present project is focused on the design of an almond peeling machine for the industrial field. This machine is used in the processing line of the almond to extract the skin of the grain.

A study of the process will be carried out to determine the necessary components for the operation of all the systems of the machine.

For the peeling, any type of almond can be used because it is capable of working with different sizes. The peeling can be achieved by mechanical friction through a system of rollers looking to do the peeling in the most effective way.

The design is estimated for a production of 3000 kg / h. For this, the relevant calculations have to be made to determine the sizes of the elements as well as the system.

This machine belongs to the agri-food sector so it has to comply with food safety and hygienic regulations.

The process previous to the blanching is the scalding so the machine works in a humid environment.

With the completely defined design and the most suitable materials selected, the cost of the machine will be determined and the conclusions of the project will be obtained.

Keywords: Almond, peeling, rollers, machine, skin.

RESUM

El present projecte es centra en el disseny d'una màquina de repelat d'ametlles per a l'àmbit industrial. Aquesta màquina s'utilitza en la línia de processament de l'ametlla per a extraure la pell del gra.

Es realitzarà un estudi del procés per determinar els components necessaris per al funcionament de tots els sistemes de la màquina.

Per al repelat, es pot utilitzar qualsevol tipus d'ametlla ja que està capacitada per treballar amb diferents grandàries. El pelat es pot aconseguir per fricció mecànica mitjançant un sistema de rodets buscant fer el pelat de la forma més eficaç.

El disseny està estimat per a una producció de 3000 kg / h. Per a això, s'han de realitzar els càlculs pertinents per determinar les mides dels elements així com del conjunt.

Aquesta màquina pertany al sector agroalimentari pel que ha de complir amb la normativa de seguretat i higiene per a aliments.

El procés anterior al repelat és l'escaldat per tant la màquina treballa en un ambient humit.

Amb el disseny completament definit i els materials més adequats ja seleccionats es determinarà el pressupost de la màquina i s'obtindran les conclusions del projecte.

Paraules clau: Ametlles, repelat, rodets, màquina, pell.

ABREVIATURAS

R_m : Radio menor

R_M : Radio mayor

L: Longitud del rodillo

θ : Ángulo de la zona de repelado

V_c : Volumen del rodillo cilíndrico

m_c : Masa del rodillo cilíndrico

A_r : Área de la sección del rodillo rascador

V_r : Volumen del rodillo rascador

m_r : Masa del rodillo rascador

V_a : Volumen del árbol

m_a : Masa del árbol

ω_1 : Velocidad angular del rodillo rascador

ω_2 : Velocidad angular del rodillo cilíndrico

α_1 : Aceleración angular del rodillo rascador

α_2 : Aceleración angular del rodillo rascador

F_r : Fuerza de rozamiento

P_x : Componente del peso en el eje X

μ_e : Coeficiente de rozamiento estático

x: Longitud del plano inclinado

a: Aceleración de la almendra sobre el plano inclinado

μ_d : Coeficiente de rozamiento dinámico

I: Momento de inercia

M_{o1} : Par desde el reposo del conjunto rascador

M_{o2} : Par desde el reposo del conjunto cilíndrico

F_1 : Fuerza tangencial del conjunto rascador

F_2 : Fuerza tangencial del conjunto cilíndrico

P_1 : Potencia de trabajo del conjunto rascador

P_2 : Potencia de trabajo del conjunto cilíndrico

P_D : Potencia de diseño inicial

D_{d1} : Diámetro de la polea pequeña

D_{d2} : Diámetro de la polea grande

i : Relación de transmisión

n_2 : Velocidad de salida

Z : Número de correas

P_N : Potencia nominal

Z_1 : Número de dientes de la polea pequeña

Z_2 : Número de dientes de la polea grande

D_{w1} : Diámetro efectivo de la polea pequeña

D_{w2} : Diámetro efectivo de la polea grande

a : Distancia entre centros

L_{wth} : Desarrollo efectivo

Z_e : Número de dientes que engranan en la polea pequeña

P_u : Potencia útil de la correa

c_1 : Factor de longitud

c_7 : Factor de engrane del diente

T : Par torsional del husillo

F : Carga a mover

d_m : Diámetro efectivo del husillo

p : Paso de la rosca

μ : Coeficiente de rozamiento

σ : Tensión normal

M_f : Momento flector

W : Módulo resistente de la sección

σ_{co} : Tensión de Von Mises

τ : Tensión tangencial

σ_t : Tensión de torsión

d_i : Diámetro interior del husillo

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1: Partidora de almendras compacta.....	13
Figura 2: Cepilladora de almendras.....	13
Figura 3: Escaldadora.....	14
Figura 4: Secadero horizontal.....	14
Figura 5: Proceso industrial de la almendra.....	15
Figura 6: Partes de la semilla.....	16
Figura 7: Geometría de los rodillos.....	18
Figura 8: Alimentador modelo AGS 235/450 diseño de Dartek.....	28
Figura 9: Conjunto de tolva y alimentador.....	29
Figura 10: Cuerpo superior de la máquina.....	30
Figura 11: Soportes y guías para regulación.....	30
Figura 12: Cuerpo con pared de husillos insertada.....	31
Figura 13: Bancada de la máquina.....	31
Figura 14: Extractor de pieles aproximado.....	32
Figura 15: Estructura de la máquina de forma aproximada.....	32
Figura 16: Diseño aproximado del árbol.....	33
Figura 17: Diseño aproximado del rodillo rascador.....	33
Figura 18: Diseño aproximado del rodillo cilíndrico.....	33
Figura 19: Conjunto de árboles y rodillos.....	34
Figura 20: Diseño aproximado de las guías y los soportes móviles.....	35
Figura 21: Husillo de bolas de forma aproximada.....	35
Figura 22: Pista de deslizamiento de los soportes.....	36
Figura 23: Diseño inicial del conjunto completo de la máquina.....	37
Figura 24: Superficie de contacto entre el grano y el rodillo.....	44
Figura 25: Zona de repelado de los rodillos.....	45

Figura 26: Representación longitud del rodillo.....	45
Figura 27: Diseño del árbol a falta de verificar el comportamiento.....	46
Figura 28: Medidas principales del rodillo cilíndrico.....	47
Figura 29: Medidas principales del rodillo rascador.....	47
Figura 30: Medidas principales del árbol.....	48
Figura 31: Fuerzas que intervienen sobre el plano inclinado.....	49
Figura 32: Conjunto árbol-rodillo unido.....	51
Figura 33: Momento de inercia calculado mediante Solidworks.....	52
Figura 34: Tipo de correa recomendada del catálogo de Optibelt.....	55
Figura 35: Dimensiones de las poleas acanaladas según tipo de correa.....	56
Figura 36: Diámetro de las poleas según Optibelt.....	57
Figura 37: Obtención de la distancia entre centros y longitud de la correa.....	58
Figura 38: Recorrido mínimo de ajuste.....	58
Figura 39: Obtención de la velocidad y frecuencia de flexión de la correa.....	59
Figura 40: Obtención de los factores que afectan al funcionamiento de la correa.....	59
Figura 41: Tipo de correa a utilizar según Optibelt.....	62
Figura 42: Factores de longitud y de engrane el diente.....	64
Figura 43: Verificación del árbol en KissSoft.....	68
Figura 44: Cálculo de la velocidad teórica del producto.....	73
Figura 45: Diagrama para la obtención de la excentricidad.....	74
Figura 46: Parte superior estructura.....	79
Figura 47: Pared lateral transmisión.....	80
Figura 48: Pared lateral posterior.....	80
Figura 49: Pared frontal.....	81

Figura 50: Bancada inferior.....	81
Figura 51: Extractor.....	82
Figura 52: Cuerpo de la máquina.....	82
Figura 53: Parte superior tolva.....	83
Figura 54: Parte inferior tolva.....	83
Figura 55: Alimentador electromecánico.....	84
Figura 56: Montaje subsistema de alimentación.....	84
Figura 57: Bandeja de transmisión.....	85
Figura 58: Bandeja opuesta.....	85
Figura 59: Raíl y cojinetes.....	86
Figura 60: Barra de regulación.....	86
Figura 61: Husillo trapecial.....	86
Figura 62: Tuerca de bolas.....	87
Figura 63: Apoyo rodamiento.....	87
Figura 64: Rodamiento con soporte UCFL.....	88
Figura 65: Contador digital.....	88
Figura 66: Volante.....	89
Figura 67: Subsistema de regulación completo.....	89
Figura 68: Montaje subsistema de regulación.....	89
Figura 69: Árbol.....	90
Figura 70: Rodillo cilíndrico.....	90
Figura 71: Rodillo rascador.....	91
Figura 72: Polea HTD.....	91
Figura 73: Casquillo cónico.....	92
Figura 74: Correa dentada 8M.....	92
Figura 75: Rodamiento SYWR con tapa.....	93

Figura 76: Motor trifásico 132S.....	93
Figura 77: Subsistema de repelado completo.....	94
Figura 78: Montaje del subsistema de repelado.....	94
Figura 79: Ventilador centrífugo.....	95
Figura 80: Montaje del subsistema de ventilación.....	95
Figura 81: Motovibrador eléctrico.....	96
Figura 82: Montaje del subsistema de vibración.....	96
Figura 83: Vistas en perspectiva isométrica de la máquina.....	97
Figura 84: Distancia de seguridad para rendijas en función de la forma y tamaño.....	97
Figura 85: Caja de protección del sistema de transmisión.....	98
Figura 86: Montaje de las cajas de protección de los sistemas de transmisión.....	98
Figura 87: Caja de protección de los rodamientos.....	99
Figura 88: Montaje de las cajas de protección de los rodamientos.....	99

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1: Comparación de alimentadores.....	23
Tabla 2: Comparativa entre correas y cadenas.....	26
Tabla 3: Aceros inoxidable de aleación fina.....	39
Tabla 4: Aleaciones de aluminio.....	39
Tabla 5: Propiedades acero inoxidable X5CrNi18-10.....	40
Tabla 6: Propiedades acero inoxidable X2CrNiMo17-12-2.....	41
Tabla 7: Comparación cálculos de verificación de los rodillos.....	69
Tabla 8: Masa total a mover.....	70
Tabla 9: Tabla multi-ratio.....	77
Tabla 10: Características técnicas ventiladores.....	78
Tabla 11: Costes de fabricación del subsistema de alimentación.....	100
Tabla 12: Costes de fabricación del subsistema de repelado.....	100
Tabla 13: Costes de fabricación del subsistema de regulación.....	101
Tabla 14: Costes de fabricación de los elementos de protección.....	101
Tabla 15: Costes de fabricación del cuerpo de la máquina.....	102
Tabla 16: Costes de los elementos de compra.....	103
Tabla 17: Coste de montaje.....	104

1. DEFINICIÓN DEL PROYECTO

1.1 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

La realización del presente proyecto está motivada por la necesidad de obtener el título de grado en ingeniería mecánica. Siendo el resultado de gran parte de los conocimientos adquiridos durante estos 4 años en la universidad. Por otro lado, se realiza por la motivación de poder realizar el diseño completo de una máquina para un nivel alto de producción y por la cercanía a mi localidad, Busot, de empresas dedicadas al cultivo y procesado de almendras.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Las empresas del sector de la almendra actualmente invierten demasiado tiempo en los procesos de repelado del fruto debido a la complejidad que supone. Con este proyecto se desea realizar una máquina que sea capaz de realizar la extracción de la piel de la forma más eficiente y económica. La máquina seleccionada a diseñar, tendrá una característica destacable frente a las ya existentes, el sistema de rodillos presenta una variación en la geometría de uno los rodillos con el fin de poder obtener una extracción de la piel de mayor calidad.

Con esto se intentará conseguir:

- Aumento de la productividad.
- Mayor eficacia en el proceso.
- Disminución de los costes de producción.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Además, existen diversos objetivos específicos que se tendrán en cuenta a la hora de hacer el diseño de la máquina.

- Existirá una fácil regulación del posicionamiento de los rodillos y será capaz de repelar cualquier variedad de almendra.
- El mantenimiento será mínimo, y en su caso fácil de realizar.
- Debe ser fácilmente manejable por los operarios.
- Mínimo tiempo de procesado del producto.
- Diseño que garantice la seguridad.
- Mejorar la calidad del producto.
- Aumentar la competitividad en el mercado.
- Capaz de trabajar para una producción de 3000 kg/h.

1.4 ALCANCE

El proyecto se centra en los elementos necesarios para el buen funcionamiento del proceso de repelado y los planos para su completa definición.

La máquina contiene cinco subsistemas principales: el subsistema de repelado que desprende la piel de la almendra, el subsistema de regulación para crear la fricción adecuada, el subsistema de soplado que extrae las pieles que quedan dentro de la máquina, el subsistema de vibración para que éstas no se queden pegadas en las paredes y el subsistema de alimentación para la entrada del producto al nivel de producción deseado.

También forman parte del proyecto el diseño de los elementos de protección que garanticen la seguridad durante el proceso de repelado.

Los sistemas de seguridad basados en componentes electrónicos como pueden ser micros de seguridad, balizas luminosas o botones de paro de emergencia no forman parte del estudio del proyecto.

El cableado, los componentes electrónicos, las conexiones eléctricas de los elementos utilizados y el acoplamiento de tamices vibrantes entre máquinas no forman parte del estudio del proyecto.

2. PROCESO INDUSTRIAL DE LA ALMENDRA

Las materias primas llegan mediante camiones en grandes sacos. Posteriormente, se depositan sobre las tolvas de recepción y mediante elevadores las materias primas son transportadas a los silos correspondientes dependiendo de la variedad de la almendra para iniciar su procesado.

Primero, el fruto pasa al partidor donde se parte y se separa la cáscara del grano.



Figura 1: Partidora de almendras compacta

Seguidamente, el fruto se somete a una limpieza para eliminar el polvo y las impurezas en una cepilladora, y se introduce en un lavadero para eliminar los cuerpos extraños restantes. Gracias a este paso se produce posteriormente un ahorro de agua y vapor en el escaldado.



Figura 2: Cepilladora de almendras

Diseño de una repeladora industrial de almendras

A continuación, la almendra entra en el escaldador donde se somete a un baño con una temperatura aproximada de 95°C. Este proceso es indispensable para realizar bien el repelado.

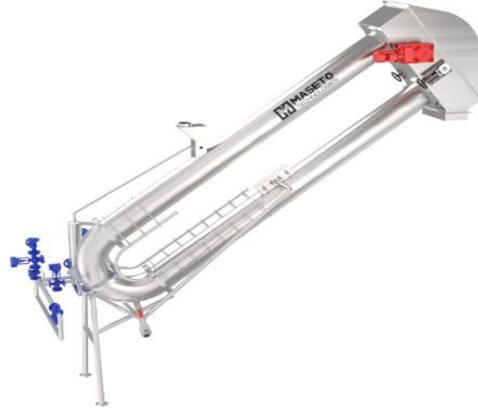


Figura 3: Escaldadora

Con la piel ya reblandecida las almendras pasan a la repeladora donde mediante la fricción mecánica de unos rodillos se separa la piel de éstas.

Posteriormente, el grano pasa a una cribadora donde se elimina alguna impureza residual mediante un sistema de duchas.

La siguiente etapa es transportar las almendras al secadero donde se elimina el exceso de humedad.



Figura 4: Secadero horizontal

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Tras el secado, las almendras son sometidas a una selección donde se eliminarán las que presenten un color oscuro.

De esta forma la almendra estará lista para ser comercializada. Una parte se almacena en sacos y la otra se somete a un proceso de molienda.



Figura 5: Proceso industrial de la almendra

3. ESTUDIO FÍSICO DE LA ALMENDRA

La semilla de la almendra está compuesta por varias capas. Es importante conocerlas para determinar qué parte del fruto se extrae en el proceso de repelado.

La parte exterior del fruto se conoce como, de color verde y con vellosidades en la superficie. Más adentro se encuentra el mesocarpo que suele ser blanco-verdosa y tiene un grosor de entre 5 y 15 mm. La siguiente parte es el endocarpo duro también conocido como cáscara de la almendra. El endocarpo se elimina del grano con la descascadora. La última capa que recubre el grano es el tegumento, que consiste en una piel marrón y rugosa que está adherida a la almendra. El tegumento es la capa que se desea extraer mediante el repelado.

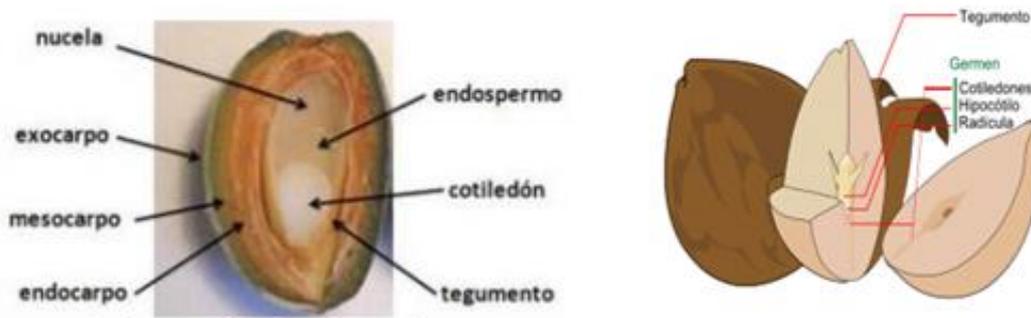


Figura 6: Partes de la semilla

El grano de la almendra tiene una masa variable de 0,8 a 1,5 gramos. Las dimensiones dependen del tipo de almendra. Existen muchas variedades de este producto, pero las empleadas en España son la Marcona, la Largueta y la Californiana.

4. ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE

Existen varias empresas que se dedican a la fabricación de máquinas de repelado de almendras, pero cada una de ellas apuesta por un diseño distinto, así como también varían los componentes que la forman.

Los rangos de producción de las máquinas existentes en el mercado van desde 450 kg/h hasta 4000 kg/h y los mecanismos se diseñan de manera que sean compatibles con las líneas de procesado que siguen las fábricas. Es por ello que hay variaciones en los diseños y dimensiones dependiendo del nivel de producción y del fabricante. En este proyecto se estimará el diseño para una producción de 3000 kg/h.

Regulación de la entrada del producto

Para la entrada del producto en la tolva, a altos niveles de producción, se emplea un sistema de regulación para poder ajustar la cantidad de granos de almendras que entran en la máquina. Para ello se suelen utilizar alimentadores electromagnéticos o electromecánicos que controlan y regulan el flujo de entrada del producto mediante un cuadro de mando. La entrada del producto se suele hacer a una gran altura debido a que procede del escaldador y se suele hacer pasar por varios pares de rodillos para repelarla.

Diseño de los rodillos

En los diseños actuales se suelen utilizar dos o tres pares de rodillos para realizar el repelado de la almendra. Los rodillos empleados habitualmente tienen forma cilíndrica. El principal problema es que el repelado se produce con poca efectividad y los tiempos del procesado al final aumentan. Se emplea la diferencia de velocidad rotacional entre un rodillo y el otro para someter a la almendra a una acción de desplazamiento superficial con el fin de separar la piel del grano. El empleo de rodillos totalmente cilíndricos tiene los siguientes inconvenientes:

- Para que el ajuste del rozamiento de la almendra sea el adecuado, la separación entre los rodillos tiene que ser la idónea debido a que los rodillos tienen la misma geometría. De modo que si la separación es demasiado

grande la piel no se separará y si es demasiado pequeña el producto no pasará o se puede romper.

- Para conseguir un repelado correcto se requiere calibrar por tamaños las almendras. Aunque la variedad de almendra sea la misma se pueden presentar distintos tamaños dependiendo del crecimiento del grano. Esto conlleva a tener que clasificarlas y tener que regular la separación de los rodillos para generar la fricción adecuada. Además, pequeñas porciones de tegumento quedan adheridas al grano y es difícil eliminarlas.

- El proceso previo al repelado es el escaldado y la almendra entra en el repelado con la humedad adquirida anteriormente. Esta humedad hace patinar a la almendra por los rodillos y dificulta el pelado del fruto a través de ellos.

Como solución a estos problemas se propone cambiar la forma geométrica de uno de los rodillos de este modo la separación puede presentar pequeñas variaciones que resuelvan estos problemas. De manera que uno de los rodillos presentará pequeños escalones con el fin de que pueda actuar como rascador.

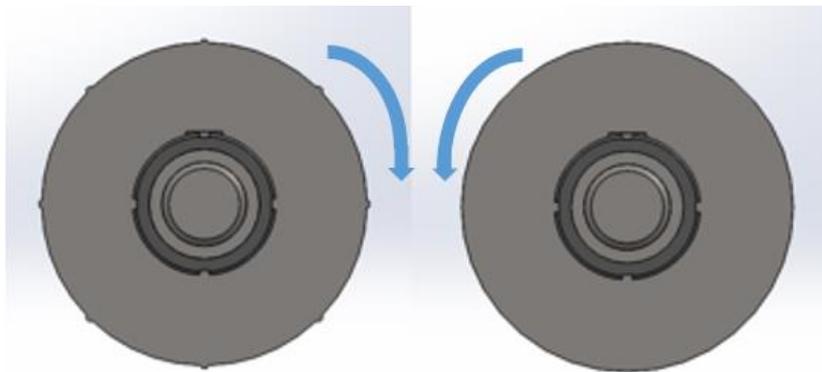


Figura 7: Geometría de los rodillos

Así se producirá el repelado por fricción, pero también se intentará rascar los posibles trozos de tegumento que quedan pegados y proporcionar pequeñas variaciones de separación para pelar distintos tamaños de grano sin llegar a romper el producto.

Motores para los rodillos

Los rodillos de cada par tienen acoplado un motor directo e independiente y giran en sentido contrario favoreciendo la entrada del fruto. La velocidad de los rodillos para hacer un buen pelado del producto con un alto nivel de producción en el mercado está entre 1000 rpm y 1300 rpm. Por lo que se escogerán motores con mayores velocidades y se aplicarán la reducción necesaria mediante el sistema de transmisión. La diferencia de velocidades entre ambos debe ser de unas 100 rpm.

Regulación del posicionamiento de los rodillos

La regulación de los rodillos se puede conseguir mediante un volante y un husillo unido a los soportes donde va anclado uno de los rodillos. Estos soportes se pueden mover por los carros que se deslizan sobre los raíles. De esta manera, puede regularse el acercamiento o separación respecto del otro rodillo milimétricamente, según la presión necesaria. La distancia máxima a regular es de unos 20 mm.

Sistema de soplado de las pieles

Para evacuar correctamente las pieles de la máquina, existen fabricantes que disponen de ventiladores fijos instalados en el cuerpo de la máquina que desplazan dichas pieles al módulo de extracción. Por el contrario, otros fabricantes realizan el soplado de las pieles mediante cortinas de aire ajustables, lo que permite utilizar turbinas de alta presión pudiendo ser instaladas en el exterior de la máquina. El inconveniente que presentan estas turbinas es la dificultad de realizar el soplado de modo que las pieles puedan ser extraídas fácilmente sin que los granos también sean desplazados hacia el extractor. Dependiendo del diseño, resulta más óptimo el empleo de una opción o de la otra.

Sistema de vibración

Una vez repeladas las almendras, los granos caen por una rampa inclinada antes de ser depositados para el siguiente proceso. Sobre esa rampa se ubica un motovibrador, que produce vibraciones sobre la superficie para evitar que

el producto quede pegado debido a la humedad. Por cada par de rodillos se diseñará una rampa para asegurar que la almendra pase a través de ellos. Sobre cada una de esas rampas se fijará otro motovibrador para que los granos y las pieles no se peguen por la humedad.

Materiales utilizados

Debido a que la almendra procede húmeda del proceso de escaldado, una propiedad indiscutible que deben poseer los materiales para el buen funcionamiento del equipo es la resistencia a la oxidación. Los materiales empleados por los fabricantes para formar esta máquina en su totalidad comúnmente son aluminio o acero inoxidable.

5. NORMATIVA APLICABLE

En lo referente a la normativa a tener en cuenta a la hora de diseñar la nueva máquina hay que basarse en varias áreas. Las más relevantes y enfocadas al diseño de este tipo de máquinas son las siguientes:

Directiva de máquinas

- Directiva 2006/42/CE relativa a las máquinas.

Seguridad de máquinas

- Real Decreto: 1435/1992 - Máquinas, componentes de seguridad. Marcado "CE".
- Real Decreto 56/1995 que modifica parte del texto del R.D. 1435/1992.

Puesta en servicio de máquinas

- RD 1644/2008- Normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

Establecimientos agroalimentarios

- Reglamento (CE) 204/2002, de 19 de diciembre de 2001, de la Comisión, el Registro de Establecimientos Agroalimentarios.

Higiene para productos alimenticios

- Reglamento (CE) nº 852/2004, del Parlamento Europeo y del Consejo, de 29 de abril de 2004, relativo a la higiene de los productos alimenticios.

6. COMPONENTES DE LA MÁQUINA

A continuación, se exponen las diferentes partes que constituirán la máquina para realizar la correcta labor del repelado:

6.1 CUERPO DE LA MÁQUINA

- Estructura superior:

Será la encargada de agrupar todos los componentes de los subsistemas de repelado, regulación, soplado, vibración y alimentación.

Debe ser capaz de soportar las vibraciones provenientes de los motores que accionan los rodillos, de los motovibradores y de los sopladores.

Estará formada por un material que no permita la oxidación en su interior.

Se diseñará de forma que garantice la seguridad del operario y que la labor de mantenimiento se realice de la forma más cómoda.

Las geometrías interiores se hacen de forma que todo el producto pueda someterse al proceso de repelado sin provocar obstrucciones ni desperdicios.

- Chasis inferior:

Esta parte de la máquina sostendrá toda la estructura superior de la máquina, conteniendo así todos los subsistemas mencionados.

Debe ser capaz de soportar todas las vibraciones y esfuerzos del proceso de repelado.

Dentro del chasis se ubica la rampa por la que salen los granos repelados. Esta rampa dota de un vibrador para que el producto no quede pegado debido a la humedad.

Está diseñado de forma que la salida del producto se haga a la altura necesaria para transportarse al siguiente proceso.

- Extractor:

Sobre este componente se depositan las pieles de las almendras empujadas por los ventiladores. Dentro del extractor se podrá introducir un cajón para poder depositar las pieles y extraerlo fácilmente cuando sea necesario.

Se ubicará en la parte contraria de los sopladores sobre el chasis inferior.

- Soportes:

Será necesario diseñar los soportes pertinentes para poder aguantar elementos en zonas remotas de la máquina como los motores, los sopladores, los rodamientos, etc.

6.2 SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN

- Alimentador:

Es el elemento encargado de regular la entrada de granos de almendra dentro de la máquina. Se ubicará en la parte inferior de la tolva. Para controlar el flujo de entrada de este tipo de máquinas se suelen emplear alimentadores electromecánicos o electromagnéticos. En la siguiente tabla se pueden comparar ambos tipos de alimentadores:

ALIMENTADOR ELECTROMECAÁNICO	ALIMENTADOR ELECTROMAGNÉTICO
Producción de hasta 6000 T/h	Producción de hasta 1600 T/h
Gran empuje para productos difíciles	Parada instantánea
Mínimo mantenimiento	Vida útil elevada y mínimo mantenimiento
Gran amplitud de vibración	Mayor precisión de producción
Número de arranques y paradas por hora limitado	Número de arranques y paradas por hora prácticamente ilimitado

Tabla 1: Comparación de alimentadores

El alimentador elegido será electromecánico debido a que tiene una inserción en la máquina más fácil, supone un ahorro económico de unos 600 € y el rango de producción está dentro del necesario.

- Tolva:

Es la parte de la máquina sobre la que se deposita el producto a repelar para su acumulación y direccionamiento hacia la misma. El diseño de la tolva dependerá del modelo del alimentador a utilizar.

6.3 SUBSISTEMA DE REPELADO

- Rodillos:

Son los elementos encargados de desprender la piel de la almendra.

Son accionados por motores independientes que los hacen girar de forma contraria uno con otro.

La máquina estará compuesta por tres pares de rodillos que formarán un plano vertical entre sí.

Irán acoplados a los árboles que reciben el movimiento de los motores.

La geometría de los rodillos que se va a realizar es cilíndrica, pero con la variación de que uno de los rodillos tiene unos pequeños dientes permitiendo rascar el grano y así optimizar el funcionamiento del sistema.

- Árboles:

Se encargarán de transmitir el movimiento que reciben de los motores a los rodillos.

Estarán sometidos a esfuerzos de flexión y torsión debido a las fuerzas resultantes de las poleas, los rodillos y la caída de las almendras.

Para acoplar radialmente los rodillos se insertarán chavetas sobre ellos. Como elemento de soporte se emplearán rodamientos. Y para fijar axialmente se emplearán tuercas KM.

- Motores:

Son los encargados de generar la potencia necesaria para que el subsistema de rodillos realice su función.

Los motores se seleccionan en función de las potencias y revoluciones necesarias para realizar el proceso.

Los motores de corriente alterna requieren convertidores de frecuencia para regular la velocidad de giro. Son idóneos para trabajar a velocidades fijas. No son aptos para aplicaciones donde se necesiten velocidades muy bajas. Tienen un rendimiento más elevado que los motores DC. Dado que su fabricación es más sencilla, los precios de estos motores son más reducidos respecto a los motores DC.

Los motores de corriente continua tienen una gran fuerza de arranque. Debido a que su par es elevado, rompen la inercia que puede ejercer la carga a desplazar durante el arranque. A través de electrónica de control, es posible modificar su corriente para reducir o aumentar el par que entrega y la velocidad de giro. Ofrecen buenos resultados tanto en baja potencia como en alta potencia. Se utilizan en proyectos donde prima la carga sobre la precisión del movimiento.

Los motores eléctricos seleccionados para hacer girar los rodillos son de corriente alterna debido a que trabajarán a velocidades fijas, el par de arranque no es tan alto, se emplean velocidades más altas, prima la precisión frente a la carga y el precio es inferior.

- Sistemas de transmisión:

Son los elementos que transmiten y adecúan la velocidad del motor a la que necesitan los árboles.

Se empleará un sistema de transmisión que funcione como fusible. De esta forma ante una avería o sobrecarga, el elemento que romperá antes será el sistema de transmisión evitando así la rotura de otro componente más costoso o más difícil de reemplazar.

En la siguiente tabla se pueden comparar las principales características entre el uso de correas y de cadenas:

CORREAS	CADENAS
- Poco ruidosas	- Poco mantenimiento
- Económicas	- Alta fiabilidad
- Mantenimiento adecuado	- Ruidosas
- Mayor riesgo de rotura	- Holguras que afectan al rendimiento

Tabla 2: Comparativa entre correas y cadenas

Para el sistema de transmisión se va a emplear el uso de correas debido a que son más económicas, el mantenimiento es sencillo de realizar y el riesgo de rotura no es importante salvo que sea alto ya que trabajará como elemento fusible.

- Rodamientos y cojinetes:

Se encargarán de trabajar como soporte de los árboles y permitir el movimiento de los mismos.

6.4 SUBSISTEMA DE REGULACIÓN

- Regulación husillo volante:

Un rodillo de cada par irá fijo y el otro se podrá desplazar mediante una regulación con volante y husillo para ajustar la separación entre ambos. Para poderse realizar el movimiento de todo el conjunto se utilizan railes atornillados a la estructura y sobre ellos se deslizan unos carros con cojinetes. Los soportes que contienen los subsistemas de repelado irán apoyados sobre estos carros. La regulación está diseñada para que la separación entre los rodillos sea entre 10 mm y 30 mm y así poder repelar cualquier tipo de almendra. El husillo utilizado tiene una rosca trapecial ACME para mover grandes cargas.

6.5 SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN

- Ventiladores:

Debajo de cada par de rodillos se ubican dos ventiladores que desplazan las pieles de la almendra hasta el módulo de extracción. En total existen seis ventiladores.

6.6 SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN

- Motovibradores:

El sistema de vibración se incluye sobre las superficies inferiores inclinadas por las cuáles entran las pieles al extractor, y por donde termina el proceso y las almendras se trasladan al siguiente punto de secado. Este sistema contiene cuatro vibradores eléctricos.

El motovibrador no requiere de demasiada potencia puesto que las planchas de acero que vibran tienen una pendiente bastante pronunciada y la masa del producto utilizado es mínima.

Para conseguir las vibraciones sobre una placa inclinada se pueden emplear vibradores eléctricos o neumáticos.

El vibrador elegido será eléctrico porque tiene un coste inferior, tiene menor nivel de ruido, supone un gran ahorro energético y cumple con garantías con los requisitos necesarios de potencia.

7. DISEÑO INICIAL

En primer lugar, se pueden realizar algunos prediseños para ir estimando la forma y el funcionamiento de la máquina pensada. En este punto solo se pueden diseñar de forma aproximada aquellos elementos que no requieran de cálculos para determinar sus dimensiones. Otros elementos como los motores, rodamientos y motovibradores, se diseñarán y añadirán al conjunto de la máquina una vez calculados y seleccionados los modelos necesarios. Los prediseños realizados ahora sirven para dar la forma aproximada que tendrá la máquina, por lo tanto la máquina no contendrá exactamente todos estos elementos.

REGULACIÓN DE LA ENTRADA DEL PRODUCTO

En primer lugar, se puede conocer el alimentador que se necesita para desempeñar una producción de 3000 kg/h seleccionándolo del catálogo del fabricante de alimentadores electromecánicos. Sabido el alimentador a utilizar, se puede realizar el diseño de la tolva e ir estimando el diseño de la estructura del sistema de repelado de las almendras. El alimentador se insertará debajo de la tolva y se sujetará a ella mediante tensores.

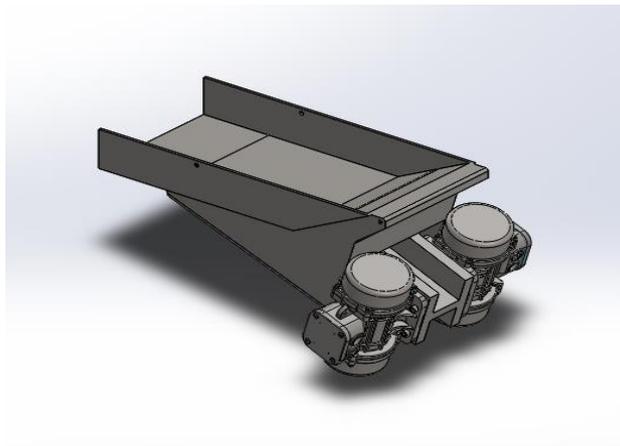


Figura 8: Alimentador modelo AGS 235/450 diseño de Dartek

La tolva está compuesta por dos partes que irán unidas mediante tornillos. Una de ellas por donde entra el producto y se apoya sobre la estructura de la máquina, y la otra que se apoya sobre la bandeja del alimentador.

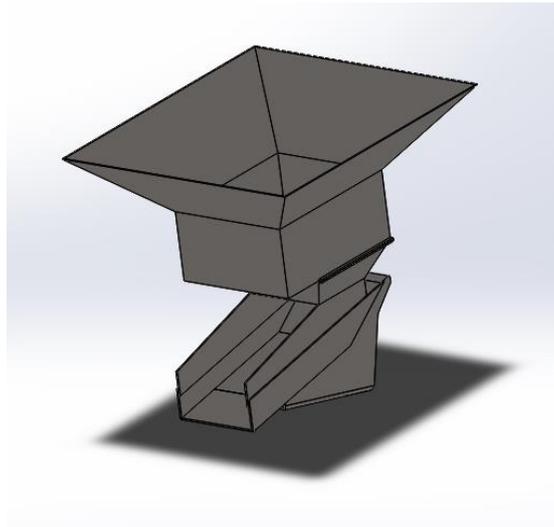


Figura 9: Conjunto de tolva y alimentador

ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA

Una vez diseñados los tamaños de la tolva y conociendo de forma aproximada las dimensiones de los árboles empleadas en las máquinas del mercado, se puede comenzar con el diseño de la estructura. Para ello hay que tener en cuenta que la máquina debe ser fácil de desmontar para asegurar un fácil mantenimiento de los elementos que se encuentran dentro. También hay que pensar en los elementos que posteriormente se añadirán sobre el cuerpo como el subsistema de rodillos, soportes, motores, ventiladores, vibradores, subsistema de regulación... Todo ello garantizando que exista un buen acople con la tolva, el extractor y la bancada inferior. Sobre el cuerpo se pueden apreciar los soportes que servirán para apoyar todo el mecanismo para hacer mover los rodillos fijos y también se puede apreciar las ranuras para las guías sobre las que irán los soportes móviles para regular la posición de un rodillo de cada par.

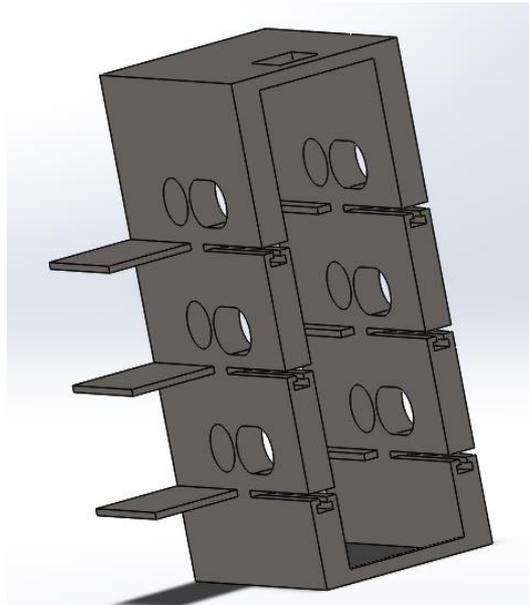


Figura 10: Cuerpo superior de la máquina

Sobre estas guías se acoplan los soportes móviles que se regularán mediante un volante y husillo.

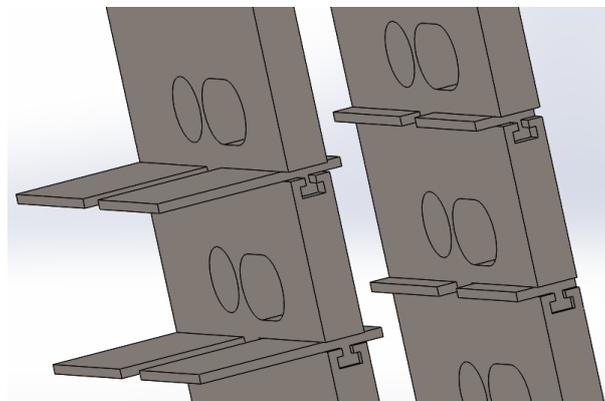


Figura 11: Soportes y guías para regulación

Para garantizar el buen mantenimiento de la máquina, la pared sobre la que van los ventiladores y husillos será desmontable para facilitar la extracción de los soportes guiados y algunos elementos que se ubican dentro de la máquina.

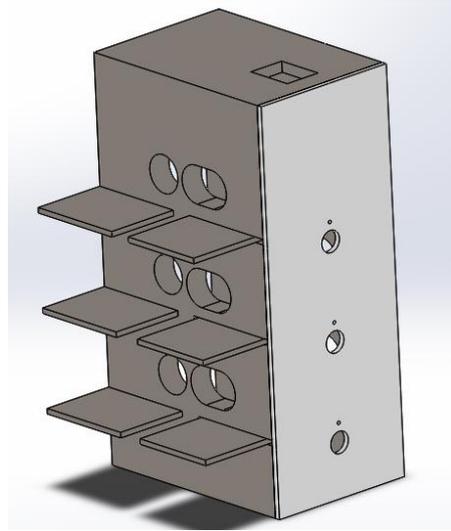


Figura 12: Cuerpo con pared de husillos insertada

El cuerpo superior de la máquina se situará sobre la bancada de la máquina, la cual tiene una rampa en pendiente por la que cae el producto repelado. Esta pendiente será vibratoria para evitar que se pegue la almendra gracias a un motovibrador.

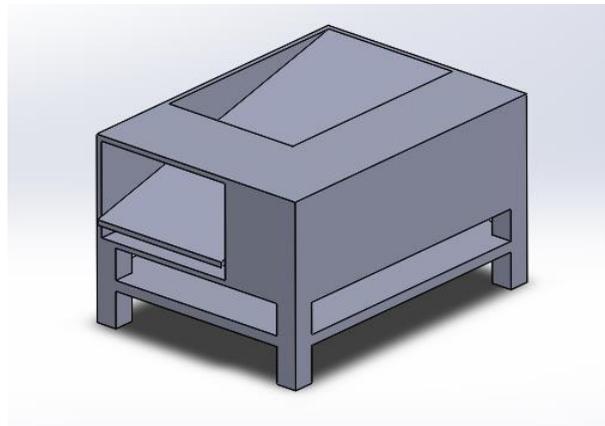


Figura 13: Bancada de la máquina

La bancada también soportará el extractor que se inserta sobre el cuerpo superior para recoger las pieles que empujan los ventiladores. El extractor contiene también tres rampas, una por cada par de rodillos, para redirigir las almendras que puedan separarse de la dirección que se desea seguir debido a la fuerza de empuje de los ventiladores. Cada rampa tendrá acoplado un motovibrador para evitar que tanto el producto pelado como las pieles

queden atrapadas. Todas las pieles se depositarán sobre un cajón que se podrá extraer.

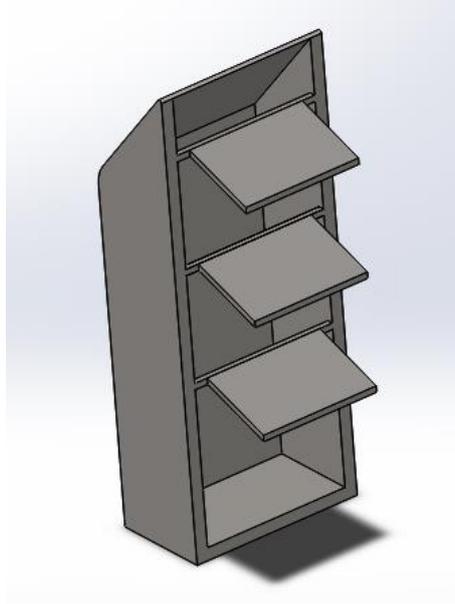


Figura 14: Extractor de pieles aproximado

A continuación, se pueden observar los tres componentes principales ensamblados que forman la estructura con los soportes móviles y fijos de los sistemas de transmisión acoplados:

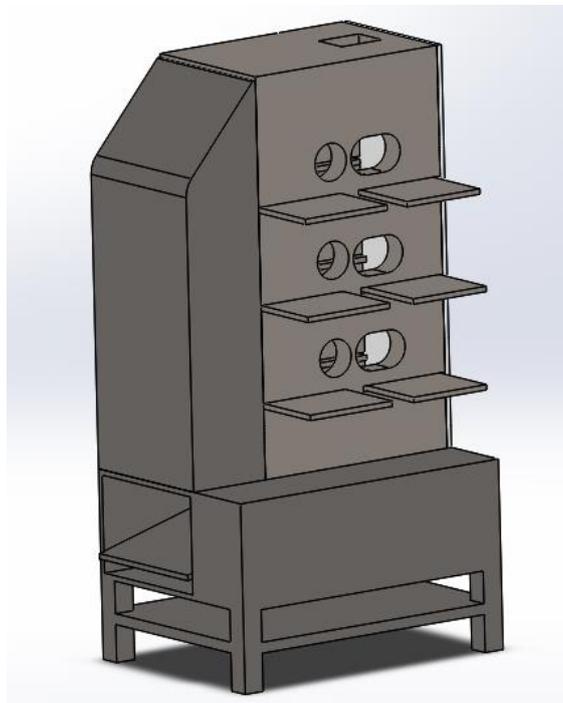


Figura 15: Estructura de la máquina de forma aproximada

SUBSISTEMA DE REPELADO

Como se ha mencionado anteriormente el método de repelado se basa en hacerlo por fricción, de modo que se utilizan rodillos cilíndricos (uno de ellos rascador). Estos rodillos irán acoplados sobre los árboles mediante una chaveta y tuercas de fijación. En las siguientes figuras se pueden ver de forma aproximada como serán los árboles y los rodillos.

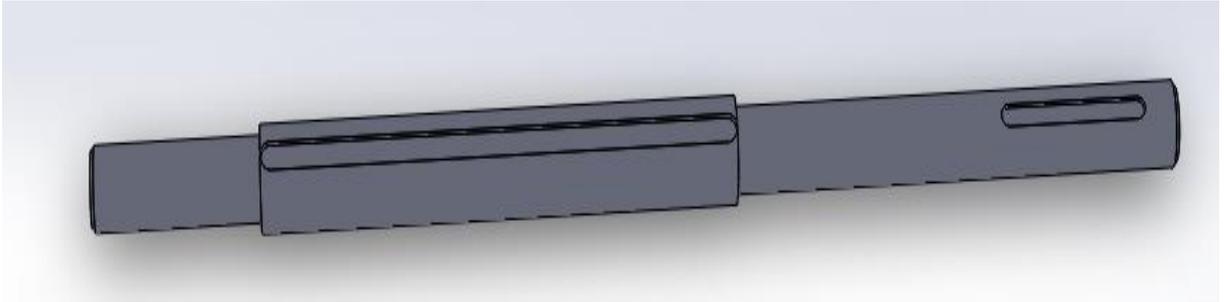


Figura 16: Diseño aproximado del árbol

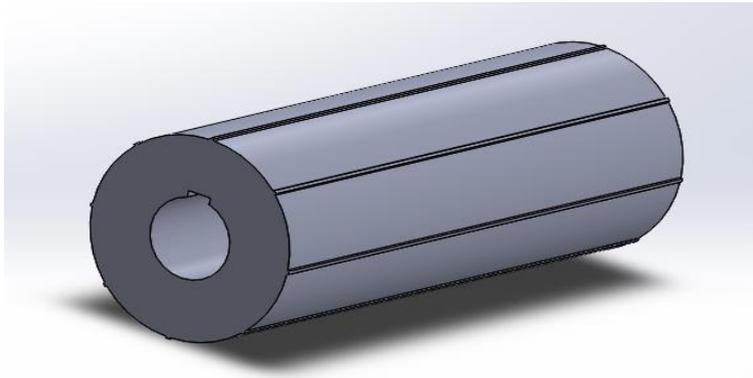


Figura 17: Diseño aproximado del rodillo rascador

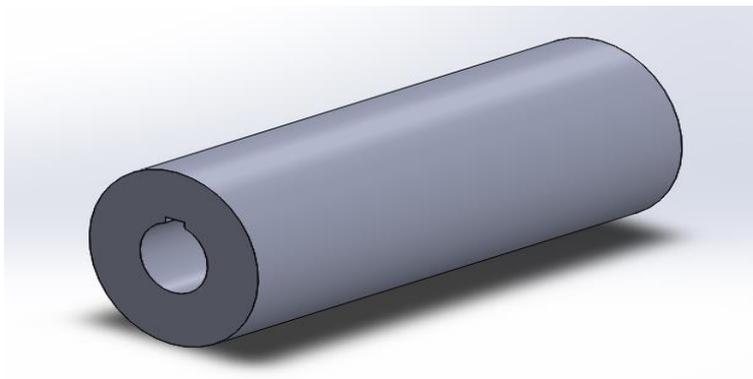


Figura 18: Diseño aproximado del rodillo cilíndrico

Las poleas usadas para las transmisiones por correas se insertarán sobre los árboles, de ahí que exista otro chavetero en éste. Cada conjunto formado por los árboles y rodillos será paralelo para garantizar el correcto repelado del producto. El rodillo rascador irá fijo y el rodillo cilíndrico es el que se podrá mover paralelamente gracias al sistema de regulación.

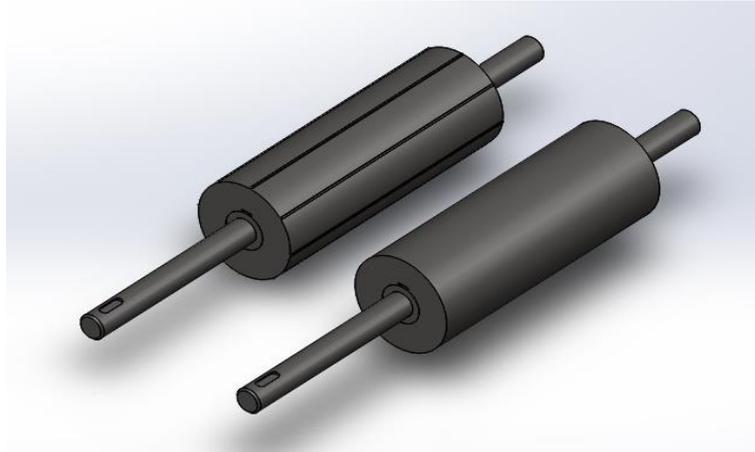


Figura 19: Conjunto de árboles y rodillos

SUBSISTEMA DE REGULACIÓN

El sistema seleccionado para poder regular los rodillos se basa en un volante que enrosca o desenrosca un husillo trapecial que gira sobre una tuerca trapecial. Sobre el otro extremo del husillo va acoplada una barra que une los dos soportes que permiten posicionar el rodillo cilíndrico a la posición deseada. El diseño planteado permite variar el ajuste del rodillo hasta 20 mm, una longitud relativamente corta, pero es debido a que la variación de tamaño de las almendras es mínima.

Los soportes móviles y las guías inicialmente tendrán la siguiente forma:

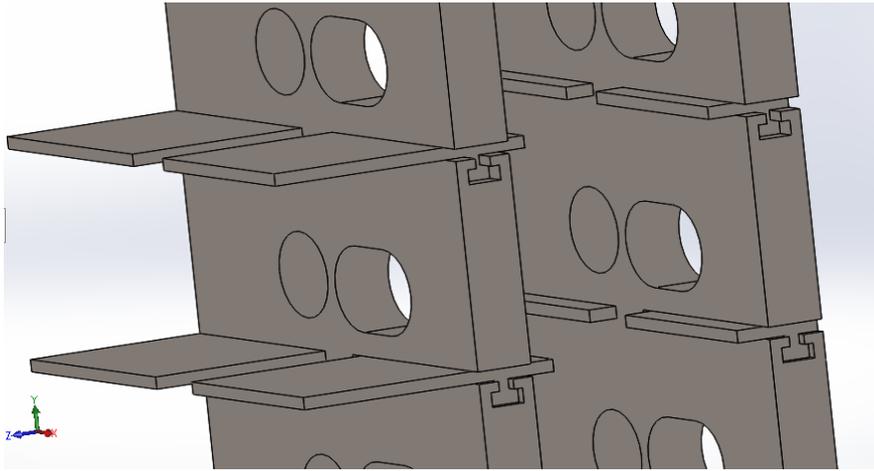


Figura 20: Diseño aproximado de las guías y los soportes móviles

Sobre los soportes más grandes irán fijados los motores y el correspondiente sistema de transmisión que aplicará una reducción sobre los árboles. Y sobre los soportes pequeños únicamente se fijarán los soportes de los rodamientos mediante tornillos.

Para realizar la regulación se utilizarán husillos trapeciales con rosca ACME debido a la ventaja que presentan para que el husillo gire sobre la tuerca y pueda desplazar grandes cargas. Este sistema es muy conveniente porque sobre los soportes se encuentran los motores, los árboles y los rodillos y por lo tanto el peso es alto y difícil de mover. Este método permite un giro del husillo empleando menos esfuerzo y con precisión porque se puede emplear un contador.

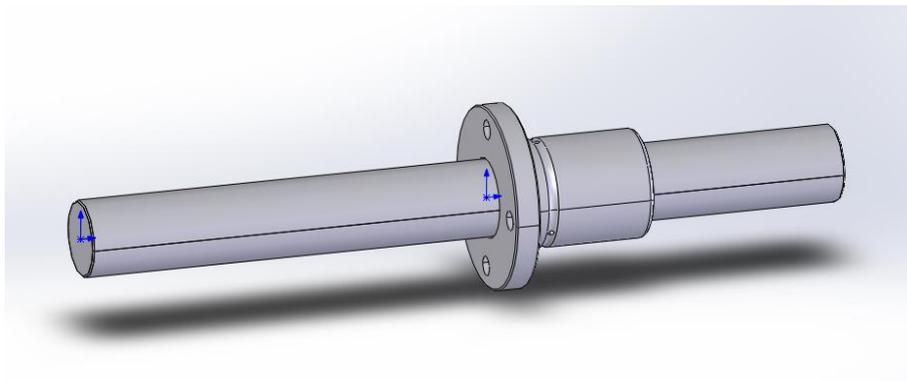


Figura 21: Husillo de bolas de forma aproximada

Estos husillos permitirán mover los soportes y así controlar el posicionamiento de los rodillos.

Para que no sea difícil de mover los soportes debido al peso y la fricción entre las superficies del soporte y la estructura, se ha optado por insertar unos carros sobre los raíles y hacer una pista de deslizamiento entre estos elementos.

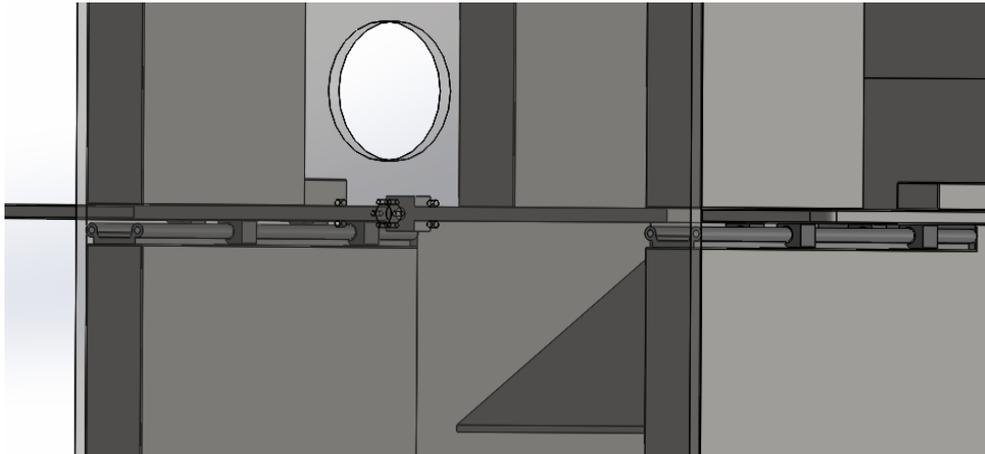


Figura 22: Pista de deslizamiento de los soportes

Por tanto, mediante el giro de un volante en sentido horario o antihorario se hará girar un husillo que se une al otro extremo a la barra de las guías para realizar un movimiento lineal de ésta y de los soportes. De esta forma se consigue mover conjuntamente todo el conjunto de motor, sistema de transmisión y sistema de rodillos.

CONJUNTO COMPLETO DE LOS PREDISEÑOS DE LA MÁQUINA

Ya obtenidos los diseños iniciales de forma aproximada, se puede apreciar la forma de manera estimada que tendrá la máquina. A este conjunto le falta añadir componentes que previamente deben ser calculados para conocer sus dimensiones. También se incluirán elementos como tornillos, bisagras... para facilitar el uso, montaje, desmontaje y revisión de la máquina. Muchos de estos prediseños posiblemente variarán con el fin de hacer una buena adaptación en el diseño final.

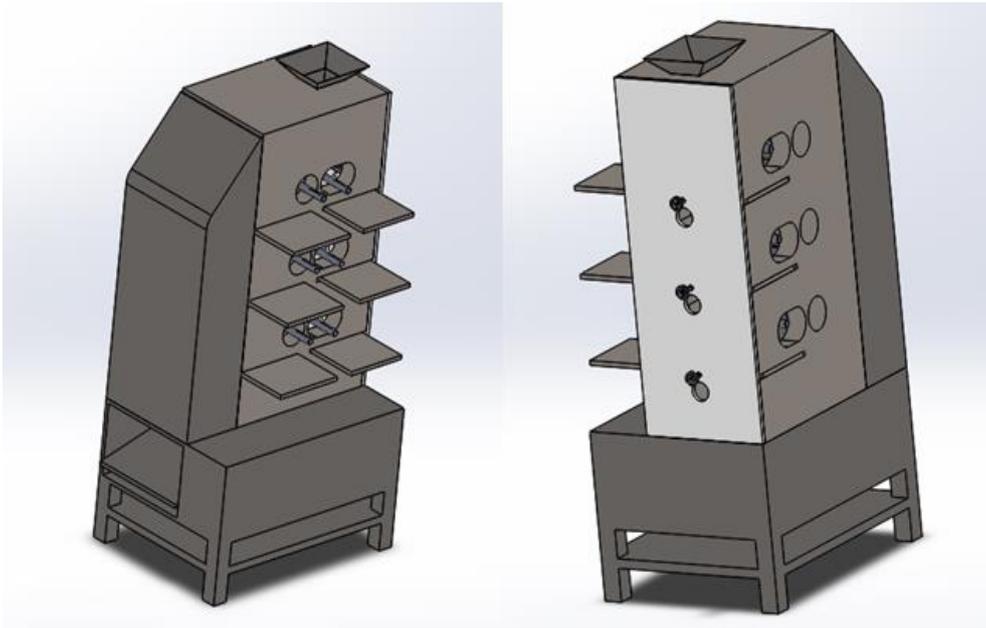


Figura 23: Diseño inicial del conjunto completo de la máquina

8. SELECCIÓN DE MATERIALES

El conjunto de la máquina pertenece al sector agroalimentario de la industria. Para este tipo de casos es necesario conocer qué tipo de materiales son aptos para este uso. Para ello se revisará la normativa de maquinaria agroalimentaria y de higiene de productos.

El requisito principal que deben cumplir los materiales seleccionados es que sean resistentes a la corrosión debido a que el producto entra mojado de forma continua en la máquina. Otros requisitos secundarios que se pueden presentar son la estabilidad mecánica y que la superficie no sufra alteraciones. Los materiales seleccionados también deberán resistir los productos de limpieza utilizados para limpiar las pieles que quedan pegadas en partes de la máquina y en los propios rodillos, y los productos químicos antimicrobianos usados para no generar bacterias derivadas de la humedad que se puedan transmitir al fruto. Por lo tanto, estos materiales serán impermeables para no absorber la humedad ni los productos de limpieza y evitar así que se altere negativamente el olor y sabor de la almendra.

A continuación, se muestran las dos familias de materiales que mejor cumplen con los requisitos mencionados:

- Acero inoxidable de aleación fina: Es la opción más común para la construcción de máquinas y equipos en la industria alimentaria.

En la siguiente tabla se puede observar el comportamiento de varios tipos de aceros inoxidables frente a la corrosión:

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Aceros de aleación fina (conformidad con la directiva 2002/95/CE (RoHS))					
AISI	EN10088-1	DIN	Internacional	Apto para el contacto con productos alimentarios según	Clase de resistencia a la corrosión CRC
AISI 304	X5CrNi18-10	1.4301	0Cr18Ni9 (China) SUS 304 (Japón) STS 304 (Corea) 08Ch18Ni10 (CEI)	ANSI/NSF 51	3 (4 con superficie lisa, p. ej., mediante pulido electrolítico)
AISI 316	X5CrNiMo17-12-2	1.4401	STS 316 (Corea) 08Ch16Ni11M3 (CEI) 0Cr17Ni12Mo2 (China) SUS 316 (Japón)	ANSI/NSF 51	3 (4 con superficie lisa, p. ej., mediante pulido electrolítico)
AISI 316L	X2CrNiMo17-12-2	1.4404	00Cr17Ni14Mo2 (China) STS 316L (Corea) SUS 316L (Japón)	ANSI/NSF 51	3 (4 con superficie lisa, p. ej., mediante pulido electrolítico)
AISI 316L	X2CrNiMo18-14-3	1.4435	00Cr17Ni14Mo2 (China) SUS 316L (Japón)	ANSI/NSF 51	3 (4 con superficie lisa, p. ej., mediante pulido electrolítico)
AISI 329	X3CrNiMoN27-5-2	1.4460	0Cr26Ni5Mo2 (China) 10Ch26Ni5M (CEI) SUS 329J1 (Japón)	ANSI/NSF 51	3 (4 con superficie lisa, p. ej., mediante pulido electrolítico)
AISI 316Ti	X6CrNiMoTi17-12-2	1.4571	0Cr18Ni12MoTi (China) 10Ch17Ni13M2T (CEI) STS 316Ti (Corea) SUS 316Ti (Japón)	ANSI/NSF 51	El titanio incrementa la CRC a 4

Tabla 3: Aceros inoxidable de aleación fina

- Aleaciones de aluminio: Suelen emplearse porque son fáciles de procesar y mecanizar y además son económicos. Sin embargo, presentan una menor resistencia a la corrosión que los aceros inoxidables.

En la siguiente tabla se puede observar el comportamiento de varios tipos de aleaciones de aluminio frente a la corrosión:

Aleaciones de aluminio (conformidad con la directiva 2002/95/CE (RoHS))				
Denominación	Código de material según EN	Apto para el contacto con productos alimentarios según	Clase de resistencia a la corrosión CRC sin tratar	Clase de resistencia a la corrosión CRC anodizado
AlCuMg1, AlCuMg2	EN AW-2017A, EN AW-2024	–	0	1
Al99,5	EN-AW-1050A	ANSI/NSF 51	0 ... 1	2
AlMgSi0,5	EN-AW-6060	ANSI/NSF 51	1 ... 2	3
AlMgSi0,7	EN-AW-6005A	ANSI/NSF 51	1 ... 2	3
AlMgSi1	EN-AW-6082	ANSI/NSF 51	1 ... 2	3
AlMg1, AlMg3, AlMg5	EN-AW-5005, EN-AW-5774, EN-AW-5019	ANSI/NSF 51	1 ... 2	3

Tabla 4: Aleaciones de aluminio

Una vez comparadas las dos familias de materiales, se puede llegar a la conclusión de que los materiales elegidos para la fabricación de la máquina serán aceros inoxidables por su resistencia a la corrosión, requisito principal. Por otro lado, sus propiedades higiénicas y estéticas lo hacen muy atractivo. Además, es un material con más rigidez que las aleaciones de aluminio.

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Seguidamente, se compararán las propiedades de los distintos aceros inoxidable para determinar cuál es el más apropiado para la construcción de cada elemento de la máquina. Los aceros más empleados y más fáciles de encontrar en el mercado son los X5CrNi18-10 (AISI 304) y X2CrNiMo17-12-2 (AISI 316L).

Mediante el programa CES EduPack se pueden ver las propiedades que presentan ambos materiales.

AISI 304

Mechanical properties

Young's modulus	①	190	-	203	GPa
Yield strength (elastic limit)	①	205	-	310	MPa
Tensile strength	①	510	-	620	MPa
Elongation	①	45	-	60	% strain
Compressive strength	①	* 205	-	310	MPa
Flexural modulus	①	* 190	-	203	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	①	205	-	310	MPa
Shear modulus	①	74	-	81	GPa
Bulk modulus	①	134	-	151	GPa
Poisson's ratio	①	0,265	-	0,275	
Shape factor	①	62			
Hardness - Vickers	①	170	-	210	HV
Hardness - Rockwell B	①	75	-	85	HRB
Hardness - Rockwell C	①	* 0	-	13	HRC
Hardness - Brinell	①	149	-	201	HB
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	①	229	-	253	MPa
Fatigue strength model (stress range)	①	316	-	455	MPa

Impact & fracture properties

Fracture toughness	①	55	-	71	MPa.m ^{0.5}
--------------------	---	----	---	----	----------------------

Durability

Water (fresh)	①	Excellent
Water (salt)	①	Excellent
Weak acids	①	Excellent
Strong acids	①	Acceptable
Weak alkalis	①	Excellent
Strong alkalis	①	Excellent
Organic solvents	①	Excellent
Oxidation at 500C	①	Excellent
UV radiation (sunlight)	①	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	①	Limited use

Notes

Aluminum bronze is the most suitable mating material to minimize galling.

Flammability	①	Non-flammable
--------------	---	---------------

Tabla 5: Propiedades acero inoxidable X5CrNi18-10

AISI 316L

Mechanical properties

Young's modulus	ⓘ	190	-	205	GPa
Yield strength (elastic limit)	ⓘ	170	-	310	MPa
Tensile strength	ⓘ	480	-	620	MPa
Elongation	ⓘ	30	-	50	% strain
Compressive strength	ⓘ	* 170	-	310	MPa
Flexural modulus	ⓘ	* 190	-	205	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	ⓘ	170	-	310	MPa
Shear modulus	ⓘ	74	-	82	GPa
Bulk modulus	ⓘ	134	-	152	GPa
Poisson's ratio	ⓘ	0,265	-	0,275	
Shape factor	ⓘ	63			
Hardness - Vickers	ⓘ	170	-	220	HV
Hardness - Rockwell B	ⓘ	75	-	83	HRB
Hardness - Rockwell C	ⓘ	* 0	-	19	HRC
Hardness - Brinell	ⓘ	146	-	217	HB
Fatigue strength at 10 ⁷ cycles	ⓘ	* 256	-	307	MPa
Fatigue strength model (stress range)	ⓘ	* 315	-	510	MPa

Impact & fracture properties

Fracture toughness	ⓘ	53	-	72	MPa.m ^{0.5}
--------------------	---	----	---	----	----------------------

Durability

Water (fresh)	ⓘ	Excellent
Water (salt)	ⓘ	Excellent
Weak acids	ⓘ	Excellent
Strong acids	ⓘ	Excellent
Weak alkalis	ⓘ	Excellent
Strong alkalis	ⓘ	Excellent
Organic solvents	ⓘ	Excellent
Oxidation at 500C	ⓘ	Excellent
UV radiation (sunlight)	ⓘ	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	ⓘ	Acceptable

Notes

Aluminum bronze is the most suitable mating material to minimize galling.

Flammability	ⓘ	Non-flammable
--------------	---	---------------

Tabla 6: Propiedades acero inoxidable X2CrNiMo17-12-2

Observando las tablas de ambos materiales se puede llegar a la conclusión de que el material elegido para los componentes que están en contacto directo con la materia prima será de acero inoxidable de aleación fina X2CrNiMo17-12-2, como pueden ser todas las piezas del subsistema de alimentación. Este material presenta mejores propiedades contra la corrosión y contra los ácidos frente a un X5CrNi18-10.

Por otro lado, los componentes restantes a fabricar serán de acero inoxidable X5CrNi18-10 porque este material cumple de sobra los requisitos exigidos y de esta manera se puede abaratar un poco el coste final de la máquina.

Los rodillos se fabricarán con un acero inoxidable X90CrMoV18 (AISI 420) que tiene una excelente respuesta al templado. Es un material de alta dureza y gran resistencia al desgaste con lo que se consigue aumentar la vida útil de los rodillos. En el caso de niveles de producción bajos se recomienda utilizar rodillos con recubrimientos de caucho. En estos casos las velocidades de giro son menores y el caucho permite realizar mejor el repelado porque posee un coeficiente de fricción más elevado. Pero para niveles de producciones elevados el caucho parte el grano al trabajarse con velocidades de giro superiores por lo que no se puede utilizar.

9. ESTUDIO Y CÁLCULOS

En este apartado se procederá a realizar los cálculos de los diferentes subsistemas para asegurar el correcto funcionamiento de todos los elementos y asegurar que la máquina cumpla con su cometido.

9.1 CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REPELADO

9.1.1 CÁLCULOS PARA LA OBTENCIÓN DE LA POTENCIA DE TRABAJO DE LOS ÁRBOLES

Para la elección de los motores encargados de transmitir el movimiento a los árboles y rodillos es necesario conocer la potencia que se requiere para realizar el repelado de las almendras.

Para obtener estas potencias, con las velocidades de giro y la geometría de los rodillos conocidos, se calculará el par necesario para mover los rodillos en vacío y posteriormente con carga. Por ello, el primer paso es definir la geometría de los rodillos.

CARGA MEDIA A SOPORTAR

En primer lugar, se ha estimado la carga de almendras que deberán soportar cada par de rodillos. Para ello, se ha hecho un estudio de diferentes tipos de almendras donde se ha estimado la masa media que tiene cada almendra. De esta forma, se obtiene una masa de 1,2 gramos por grano de almendra. Posteriormente, es necesario conocer de forma estimada la cantidad de granos que se acumulan en los pares de rodillos. El proyecto se basa en una máquina con una producción de 3000 kg/h que son unos 834 g/s. Con esto, se puede saber que caen unos 695 granos/s. De forma aproximada, cada almendra tarda unos 2 segundos en pasar de un par de rodillos a otro. Por tanto, los rodillos trabajan con una carga media estimada de 1390 granos de almendra, dicho de otra forma, con una carga media de 1667 g.

LONGITUD DE LOS RODILLOS

Para el cálculo del par desde el reposo es necesario obtener el momento de inercia del rodillo que depende de la geometría de éste y de su masa, y la aceleración angular. Ya se conoce que el material utilizado para los árboles es un acero inoxidable EN X5CrNi18-10 y en los rodillos es un EN X2CrNiMo17-12-2 por ser quien origina la fricción y el pelado del grano de almendra, pero es necesario conocer la geometría de los rodillos.

Para conocer la longitud de los rodillos se empieza por calcular la superficie media de contacto de la almendra. Esta superficie de contacto viene dada por una elipse.

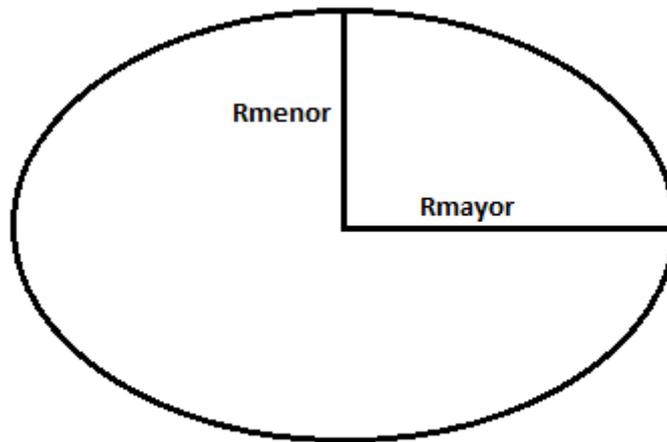


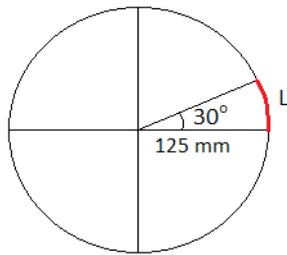
Figura 24: Superficie de contacto entre el grano y el rodillo

Donde el diámetro mayor es de 22 mm y el menor es de 11 mm. Por tanto, los radios son 11 mm y 5,5 mm. El área de la elipse es:

$$A = R_{menor} \cdot R_{mayor} \cdot \pi = 11 \cdot 5,5 \cdot \pi = 190,07 \text{ mm}^2$$

El área en contacto de 1390 granos de almendra es 263981,05 mm².

La superficie del rodillo que estará en contacto con las almendras será una 1/12 parte de éste y el diámetro de los rodillos elegido es de 250 mm.



$$L = \pi \cdot \theta$$

$$\theta = \frac{30 \cdot \pi}{180} = 0,5236 \text{ rad}$$

$$L = 125 \text{ mm} \cdot 0,5236 \text{ rad} = 65,45 \text{ mm}$$

Figura 25: Zona de repelado de los rodillos

Sabiendo el área total de las almendras en contacto y el arco del rodillo que define la zona de pelado se puede estimar la longitud necesaria del rodillo para llevar a cabo una producción de 3000 kg/h.

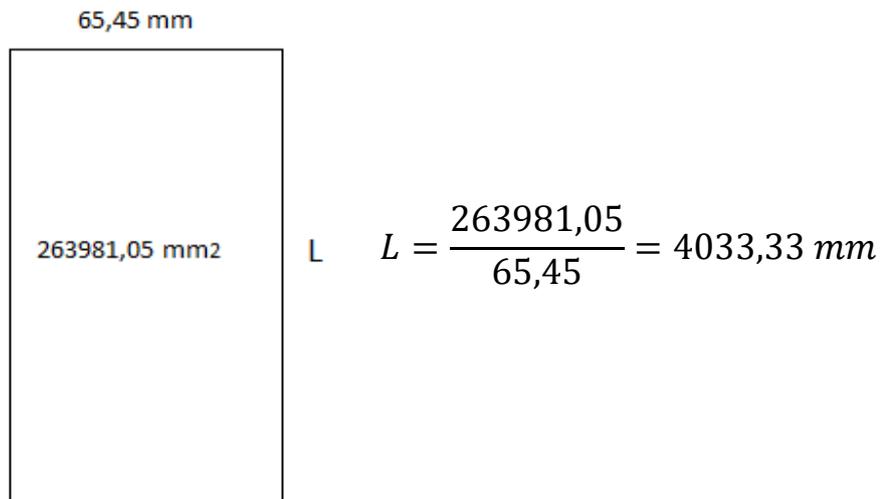


Figura 26: Representación longitud del rodillo

Esta sería la longitud del rodillo si todos los granos que hay en cada par estuvieran pelándose a la vez. Pero dado que la almendra apenas se encuentra en la zona de pelado unas décimas de segundo, se ha estimado que la longitud de rodillo necesaria es alrededor una sexta parte. Por lo tanto, los rodillos tendrán una longitud de unos 700 mm.

DIMENSIONES DE LOS ÁRBOLES

Conocidas las dimensiones de los rodillos que serán necesarias para poder llevar a cabo el proceso de repelado para el nivel de producción exigido, ya se pueden dimensionar los diámetros y longitudes de los distintos escalones. Todo ello teniendo en cuenta los sistemas de fijación que se utilizarán para acoplar los rodillos y las poleas del sistema de transmisión.

El primer escalón tiene un diámetro de 65 mm y una longitud de 200 mm y se ubicarán sobre él uno de los rodamientos que soporta el árbol y la polea que transmite el movimiento. Sobre el segundo y cuarto escalón de 85 mm de diámetro y 250 mm de longitud únicamente se acoplarán las tuercas de fijación del rodillo. En el tercer escalón que tiene un diámetro de 100 mm y una longitud de 700 mm se insertará el rodillo. Y sobre el último escalón irá insertado el otro rodamiento.

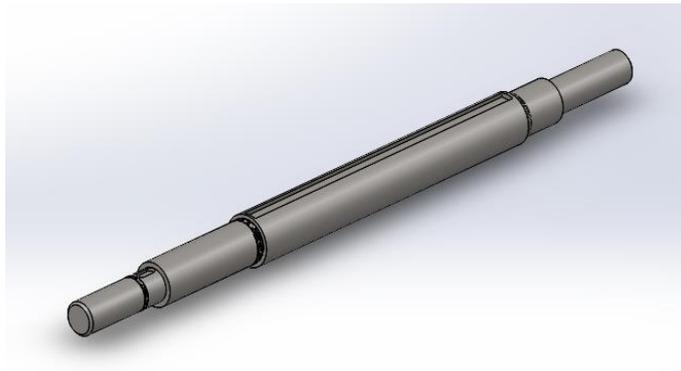


Figura 27: Diseño del árbol a falta de verificar el comportamiento

Posteriormente, una vez sabidos los esfuerzos que transmiten las poleas se procederá a verificar el comportamiento tanto estático como a fatiga para comprobar que el árbol es válido.

MASA DE LOS RODILLOS Y ÁRBOLES

Con la geometría de los rodillos y los árboles conocida y el material ya seleccionado, se puede proceder a calcular la masa estimada de éstos. La densidad del acero inoxidable elegido para los rodillos es de 8000 kg/m^3 por lo que calculando el volumen de todos los componentes se obtienen las masas.

Rodillo cilíndrico:

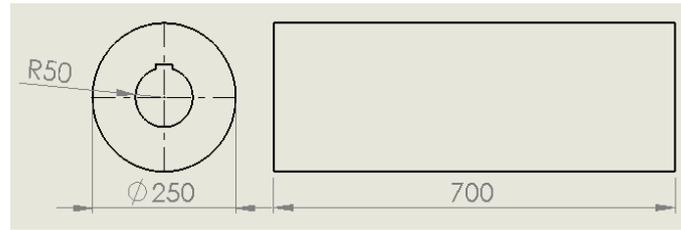


Figura 28: Medidas principales del rodillo cilíndrico

$$V_c = (\pi \cdot 0,125^2 - \pi \cdot 0,05^2) \cdot 0,7 = 0,0288634 \text{ m}^3$$

$$m_c = d \cdot V = 8000 \cdot 0,0288634 = 230,91 \text{ kg}$$

El rodillo rascador tiene la misma geometría que el cilíndrico, pero con unos pequeños escalones sobre su perímetro, en total 8, para facilitar el pelado al rascar con las aristas. Estos escalones tienen 2 mm de altura y 4 mm de ancho.

Rodillo rascador:

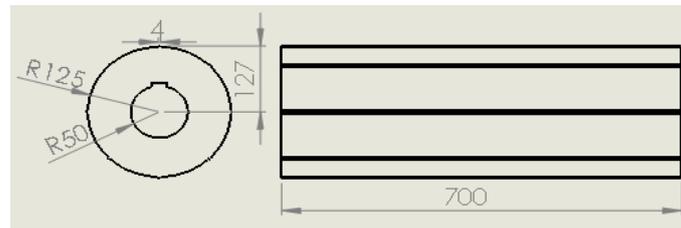


Figura 29: Medidas principales del rodillo rascador

$$A_r = 0,04133 \text{ m}^2$$

$$V_r = 0,04133 \cdot 0,7 = 0,02893 \text{ m}^3$$

$$m_r = d \cdot V = 8000 \cdot 0,02893 = 231,44 \text{ kg}$$

Los árboles empleados para transmitir el movimiento a cada tipo de rodillos son exactamente iguales para ambos rodillos. La densidad del material empleado es de 7900 kg/m³.

Árbol:

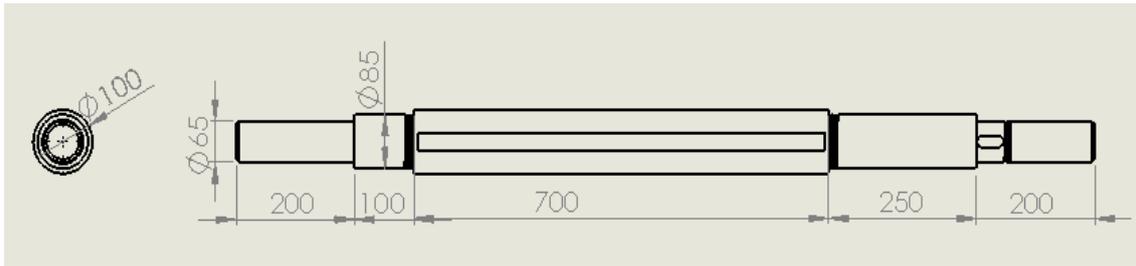


Figura 30: Medidas principales del árbol

$$Va = \pi \cdot 0,0325^2 \cdot 0,2 + \pi \cdot 0,0425^2 \cdot 0,1 + \pi \cdot 0,05^2 \cdot 0,7 + \pi \cdot 0,0425^2 \cdot 0,25 + \pi \cdot 0,0325^2 \cdot 0,2 = 0,0088 \text{ m}^3$$

$$ma = d \cdot V = 7900 \cdot 0,0088 = 69,61 \text{ kg}$$

Finalmente, se obtiene que la masa a mover para el conjunto formado por el árbol y el rodillo cilíndrico es de 300,515 kg. Y la masa a mover para el conjunto formado por el árbol y el rodillo rascador es de 301,05 kg. Estas masas son las que tienen que mover los motores desde el reposo de forma aproximada.

ACELERACIÓN ANGULAR

La aceleración angular es una magnitud que se necesita conocer porque influye en el cálculo del par desde el reposo. De modo que si se quiere que los rodillos lleguen a la velocidad deseada en poco tiempo se necesitará un motor con mayor aceleración angular y por tanto con mayor par, y viceversa.

El tiempo de espera desde que los rodillos se ponen en funcionamiento hasta que alcanzan la velocidad requerida para realizar el repelado será de unos 10 segundos.

El rodillo rascador girará a unas 1100 rpm (ω_1) y el rodillo cilíndrico a unas 1200 rpm (ω_2). Primero, se obtiene la velocidad angular en rad/s y posteriormente se divide entre el tiempo de espera hasta llegar a esta velocidad para conseguir las aceleraciones angulares.

$$\omega_1 = \frac{1100 \cdot 2\pi}{60} = 115,192 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = \frac{1200 \cdot 2\pi}{60} = 125,664 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_1 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{115,92 - 0}{10 - 0} = 11,519 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_2 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{125,664 - 0}{10 - 0} = 12,566 \text{ rad/s}^2$$

COEFICIENTES DE FRICCIÓN ESTÁTICO Y DINÁMICO

La carga de almendras generará una fuerza de fricción en sentido contrario a la de giro de los motores. Por lo tanto, será necesario conocer los coeficientes de fricción para estimar la fuerza que hay que ir venciendo en movimiento.

El coeficiente de fricción estático se puede determinar a partir del ángulo exacto en el que una masa comienza a deslizarse a través de un plano inclinado. En la siguiente imagen se pueden observar las distintas fuerzas que existen:

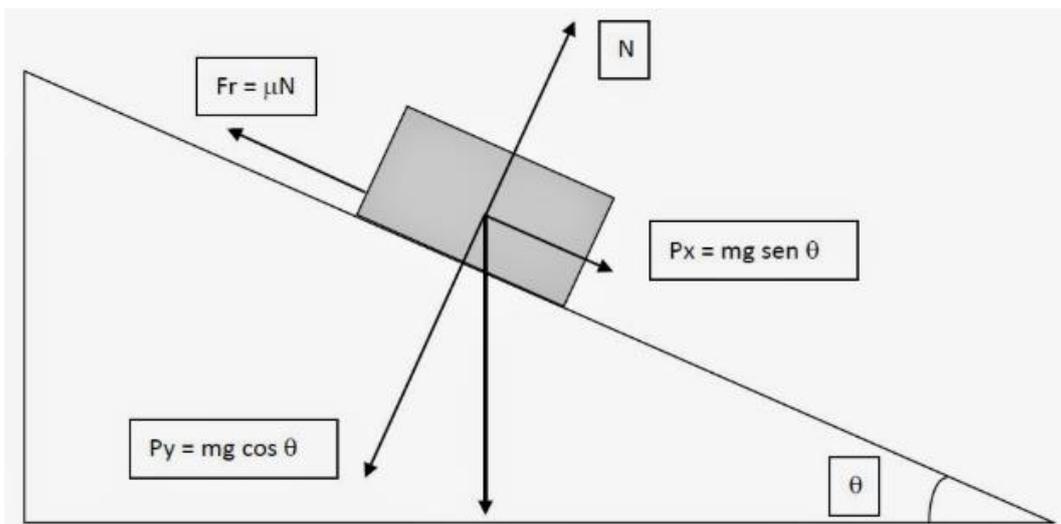


Figura 31: Fuerzas que intervienen sobre el plano inclinado

La almendra comenzará a deslizarse cuando la componente P_x sea superior a la componente Fr , por lo que igualándolas se puede conseguir el ángulo a partir del cual la almendra comenzará a desplazarse, y así calcular el coeficiente de rozamiento estático.

$$Fr = P_x$$

$$\mu_e \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta = m \cdot g \cdot \sin \theta$$

$$\mu_e = \frac{\text{sen}\theta}{\text{cos}\theta} = \text{tg}\theta$$

Para el cálculo del coeficiente se han realizado 5 ensayos en los que las almendras ya escaldadas se han puesto sobre un plano inclinado y se ha podido determinar el ángulo medio a partir del cual empiezan a deslizarse y con ello obtener el coeficiente de rozamiento estático.

Una vez concluidos los ensayos se ha obtenido que el ángulo medio es de $7,4^\circ$ y el coeficiente resulta:

$$\mu_e = \frac{\text{sen}\theta}{\text{cos}\theta} = \text{tg}\theta = 0,13$$

El coeficiente de fricción dinámico depende de las dos superficies que entran en contacto, en este caso la piel de la almendra y el acero inoxidable EN X2CrNiMo17-12-2. Para calcularlo hay que obtener la aceleración dejando caer las almendras sobre el plano inclinado con un ángulo superior al calculado anteriormente. Para ello, se hace uso de las ecuaciones de la cinemática.

$$x = x_0 + v_0t + 1/2at^2$$

El plano inclinado es de 1 metro de longitud y la posición inicial y la velocidad inicial son igual a 0. Por lo que:

$$1 = 1/2at^2$$

$$a = 2/t^2$$

Se han tomado 5 ensayos para estimar el tiempo que tardan los granos en caer por un plano inclinado de 1 metro con un ángulo de 15° . El tiempo medio resultante es de 3,85 segundos. Por lo que la aceleración es:

$$a = 2/t^2 = 2/3,85^2 = 0,135 \text{ m/s}^2$$

Como el sumatorio de fuerzas es igual al producto de la masa por la aceleración, se puede calcular la fuerza de rozamiento sustituyendo las fuerzas que intervienen:

$$P_x - F_r = m \cdot a$$

$$F_r = P_x - (m \cdot a)$$

$$P_x = m \cdot g \cdot \text{sen}\theta = 0,0012 \cdot 9,81 \cdot \text{sen}15 = 0,00305 \text{ N}$$

$$N = m \cdot g \cdot \text{cos}\theta = 0,0012 \cdot 9,81 \cdot \text{cos}15 = 0,0114 \text{ N}$$

$$F_r = 0,00305 - (0,01177 \cdot 0,135) = 0,00146 \text{ N}$$

Con lo que el coeficiente de fricción dinámico es:

$$F_r = \mu_d \cdot N$$

$$\mu_d = F_r / N = 0,00146 / 0,0114 = 0,128$$

MOMENTO DE INERCIA

El último dato necesario para poder obtener en primer lugar el par necesario para poder mover el conjunto árbol-rodillo es el momento de inercia. El momento de inercia depende de la geometría del conjunto y de la masa que posee (calculada anteriormente). En la siguiente imagen se puede ver la forma geométrica que tiene el conjunto unido:

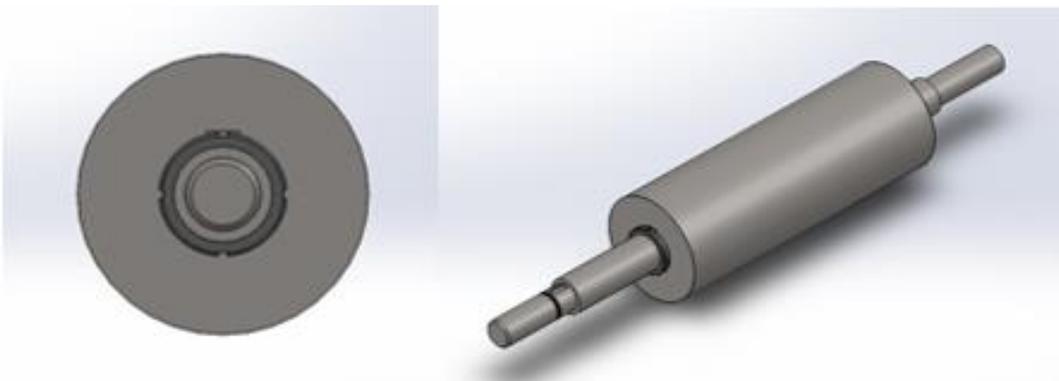


Figura 32: Conjunto árbol-rodillo unido

La geometría que forman el árbol y el rodillo es la de un cilindro escalonado donde el diámetro mayor es de 250 mm.

El programa de diseño utilizado calcula de forma automática el momento de inercia sobre los tres ejes principales de giro (X, Y, Z). De este modo, dibujando la geometría y seleccionando los materiales requeridos se puede obtener el momento de inercia del conjunto.

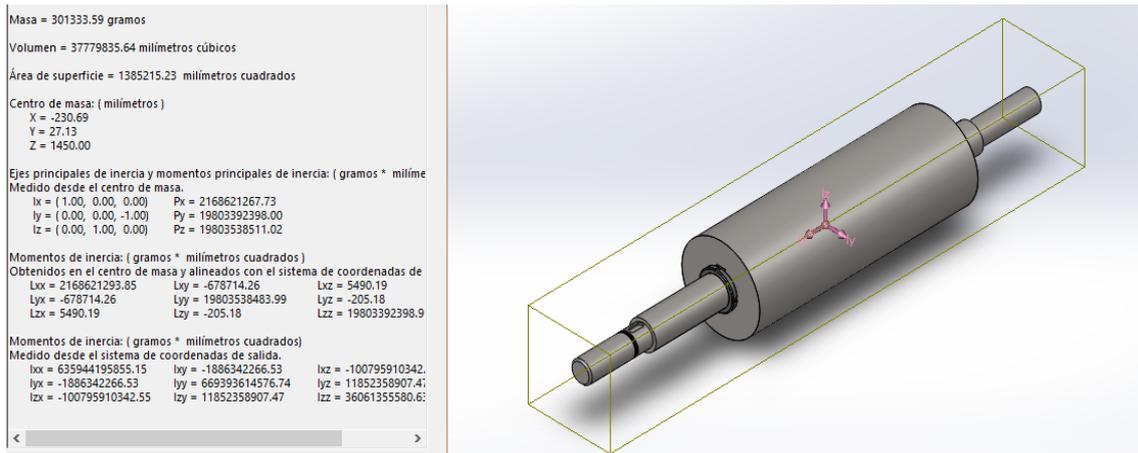


Figura 33: Momento de inercia calculado mediante Solidworks

Con esto, el momento de inercia es de $2,169 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$.

PAR DEL CONJUNTO DESDE EL REPOSO

El par se define como el producto del momento de inercia por la aceleración angular. Con los valores calculados anteriormente se puede obtener el par requerido para mover los rodillos y árboles desde el reposo. Como los rodillos de cada par tienen velocidades de giro distintas, también tendrán aceleraciones angulares de distinto valor y, por tanto, un par diferente.

$$M_o = I \cdot \alpha$$

$$I = 2,169 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\alpha_1 = 11,519 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_2 = 12,566 \text{ rad/s}^2$$

$$M_{o1} = 2,169 \cdot 11,519 = 24,985 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{o2} = 2,169 \cdot 12,566 = 27,256 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Siendo M_{o1} el par correspondiente al conjunto árbol-rodillo rascador y M_{o2} al conjunto árbol-rodillo cilíndrico.

PAR DEL CONJUNTO CON CARGA

Para obtener el par necesario que necesitan los motores para mover los conjuntos es necesario saber el par que se necesita para moverlos desde el reposo y el par requerido para mantener el movimiento con carga.

Con los pares obtenidos anteriormente para mover los rodillos en vacío se obtiene la fuerza tangencial que se ejerce en éstos.

$$F_1 = Mo_1 / r_1 = 24,985 / 0,125 = 199,88 \text{ N}$$

$$F_2 = Mo_2 / r_2 = 27,256 / 0,125 = 218,05 \text{ N}$$

La fuerza de fricción a vencer era de 0,00146 N por grano y como los rodillos giran en sentido contrario esta fuerza será el doble. Por lo tanto, las fuerzas que se tendrán que superar para una carga de 1390 granos son:

$$F_1 = 199,88 + (0,00146 \cdot 2 \cdot 1390) = 203,93 \text{ N}$$

$$F_2 = 218,05 + (0,00146 \cdot 2 \cdot 1390) = 222,1 \text{ N}$$

Los pares para mantener los rodillos en movimiento con carga serán finalmente:

$$Mo_1 = 203,93 \cdot 0,125 = 25,49 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Mo_2 = 222,1 \cdot 0,125 = 27,76 \text{ N}\cdot\text{m}$$

POTENCIA DE TRABAJO

Con los pares y las velocidades de giro de los dos tipos de conjuntos ya conocidos, se puede calcular las potencias necesarias.

$$P = M \cdot \omega$$

$$\omega_1 = \frac{1100 \cdot 2\pi}{60} = 115,192 \text{ rad/s}$$

$$\omega_2 = \frac{1200 \cdot 2\pi}{60} = 125,664 \text{ rad/s}$$

$$Mo_1 = 25,49 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Mo_2 = 27,76 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$P1 = 25,49 \cdot 115,192 = 2936,42 \text{ W} = 2,94 \text{ kW}$$

$$P2 = 27,76 \cdot 125,664 = 3488,8 \text{ W} = 3,49 \text{ kW}$$

A estas potencias de trabajo se les aplicará un factor de seguridad de 1,3 debido a que posteriormente se añadirán más componentes sobre los árboles que harán variar la masa total a mover y así evitar escoger un motor con menos potencia a la necesaria. Con lo que las potencias requeridas de los motores quedan así:

$$P1 = 2,94 \cdot 1,3 = 3,82 \text{ kW}$$

$$P2 = 3,49 \cdot 1,3 = 4,54 \text{ kW}$$

9.1.2 CÁLCULOS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

A continuación, se procede a realizar los cálculos de los sistemas de transmisión para poder seleccionar los motores, correas y poleas necesarias. Se va a realizar los cálculos para el caso de correas trapeciales y para el caso de correas dentadas, y finalmente se elegirá cuál de los dos tipos de correas es más adecuado para el funcionamiento de la máquina.

Los árboles giran con motores diferentes porque tienen velocidades de giro distintas. De modo que se hará un cálculo para la transmisión del rodillo rascador y otro para la transmisión del rodillo cilíndrico.

CONJUNTO RASCADOR POR CORREAS TRAPECIALES

La potencia mínima de trabajo para el árbol del rodillo rascador es de 3,82 kW. Teniendo en cuenta el rendimiento del motor eléctrico y de las correas la potencia necesaria es de 4,57 kW. A continuación, se elegirá un motor del catálogo. Como se debe elegir un motor de igual o superior potencia a la de trabajo, se ha escogido de los motores de 4 polos un AL 132 S-4, que trabaja a 5,5 kW y tiene una velocidad de giro de 1440 rpm. El eje del motor tiene un diámetro de 38 mm. Si el diámetro interior de la polea fuese más pequeño se mecanizará para poder acoplarla al eje del motor. Esta potencia se

Diseño de una repeladora industrial de almendras

multiplica por el factor de carga que depende del tipo de accionamiento, del tipo de transmisión y de las horas de trabajo para obtener la potencia de diseño inicial. El factor de horas de servicio es de 1,2 (siendo unas 12 h de trabajo).

De este modo se obtiene una potencia de diseño inicial de:

$$\text{Potencia}_{PD} = 5,5 \cdot 1,2 = 6,6 \text{ kW}$$

Para determinar la relación de transmisión se divide la velocidad de entrada del motor seleccionado (AL 132 S-4 de 1440 rpm) entre la que consume el árbol (1100 rpm). La relación de transmisión resultante es de 1,309.

A continuación, con la velocidad de entrada y la potencia de diseño obtenidas, se puede seleccionar el perfil de la correa a partir de la siguiente imagen del catálogo de Optibelt.

Diagrama 2: Correas trapeciales estrechas de alto rendimiento Optibelt SK según DIN 7753 parte 1

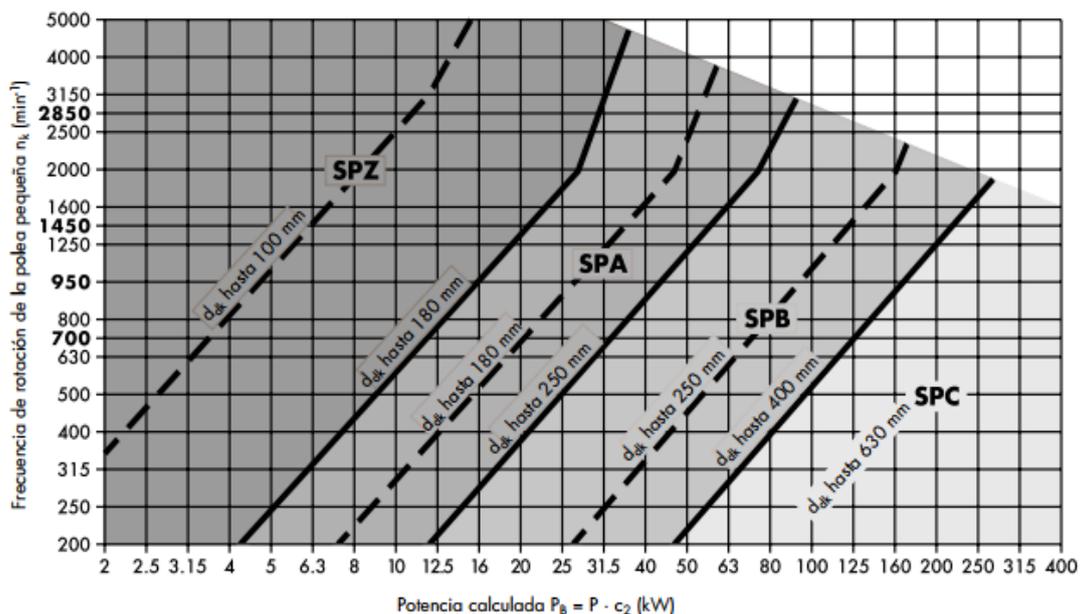


Figura 34: Tipo de correa recomendada del catálogo de Optibelt

Con una velocidad de giro de 1440 rpm y 6,6 kW, la correa recomendada es una SPZ.

Para este tipo de correa se tiene un diámetro mínimo de la polea de 63 mm.

Diseño de una repeladora industrial de almendras

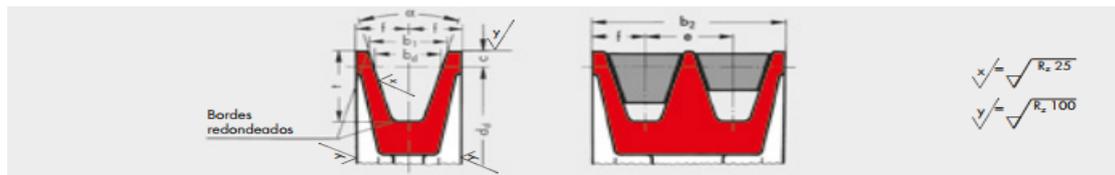


Tabla 9

Correa trapezoidal Perfil	Denominación ISO	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Correas trapezoidales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO	-	-	-	SPZ*	SPA*	SPB*	-	SPC*	-	-	-
b_d		4,2	5,3	6,7	8,5	11,0	14,0	17,0	19,0	21,0	27,0	32,0
$b_1 \approx$		5,0	6,3	8,0	9,7	12,7	16,3	20,0	22,0	25,0	32,0	40,0
c		1,3	1,6	2,0	2,0	2,8	3,5	5,1	4,8	6,3	8,1	12,0
e		$6 \pm 0,3$	$8 \pm 0,3$	$10 \pm 0,3$	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$23 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$29 \pm 0,5$	$37 \pm 0,6$	$44,5 \pm 0,7$
f		$5 \pm 0,5$	$6 \pm 0,5$	$7 \pm 0,6$	$8 \pm 0,6$	$10 \pm 0,6$	$12,5 \pm 0,8$	$15 \pm 0,8$	$17 \pm 1,0$	$19 \pm 1,0$	$24 \pm 2,0$	$29 \pm 2,0$
t	Correas trapezoidales sin fin	$6 + 0,6$ 0	$7 + 0,6$ 0	$9 + 0,6$ 0	$11 + 0,6$ 0	$14 + 0,6$ 0	$18 + 0,6$ 0	$18 + 0,6$ 0	$24 + 0,6$ 0	$22 + 0,6$ 0	$28 + 0,6$ 0	$33 + 0,6$ 0
	Correas trapezoidales a metros DIN 2216	$6 + 0,6$ 0	$7 + 0,6$ 0	$9 + 0,6$ 0	$11 + 0,6$ 0	$14 + 0,6$ 0	$18 + 0,6$ 0	$21 + 0,6$ 0	$24 + 0,6$ 0	$26 + 0,6$ 0	$33 + 0,6$ 0	$38 + 0,6$ 0
$d_{d \min}$	Correas trapezoidales	20	28	40	50	71	112	160	180	250	355	500
	Correas trapezoidales estrechas	-	-	-	63	90	140	-	224	-	-	-

Figura 35: Dimensiones de las poleas acanaladas según tipo de correa

Se escoge un Dd_1 de 170 mm

$$Dd_2 = 170 \cdot 1,309 = 222,54 \text{ mm}$$

El Dd_2 seleccionado es 224 mm de la siguiente tabla:

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Tabla 10

Correas trapeziales Perfil	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Datum diameter d_d		Tolerancia de concentricidad y planitud
	DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	mín.	máx.	
Correas trapeziales estrechas Perfil	DIN 7753 parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	mín.	máx.	
Diámetro de referencia d_d	20,0												20,0	20,4	0,2
	22,0												22,0	22,4	
	25,0												25,0	25,4	
	28,0	28,0											28,0	28,4	
	31,5	31,5											31,5	32,0	
	35,5	35,5											35,5	36,1	
	40,0	40,0	40		40								40,0	40,6	
	45,0	45,0	45		45								45,0	45,7	
	50,0	50,0	50		50								50,0	50,8	
	56,0	56,0	56		56								56,0	56,9	
	63,0	63,0	63		63								63,0	64,0	
					67								67,0	68,0	
	71,0	71,0	71		71								71,0	72,1	
	80,0	80,0	80		75								75,0	76,1	
					80								80,0	81,3	
				85								85,0	86,3		
				90								90,0	91,4		
				95								95,0	96,4		
				100								100,0	101,6		
				106								106,0	107,6		
	112,0	112		112								112,0	113,8		
	125,0	125		118								118,0	119,9		
				125								125,0	127,0		
				132								132,0	134,1		
				140								140,0	142,2		
				150								150,0	152,4		
				160								160,0	162,6		
				170								170,0	172,7		
				180								180,0	182,9		
				190								190,0	193,0		
				200								200,0	203,2		
				212								212,0	215,4		
				224								224,0	227,6		
				225								225,0	228,6		
				236								236,0	239,8		
				250								250,0	254,0		
				265								265,0	269,0		

Figura 36: Diámetro de las poleas según Optibelt

La nueva relación de transmisión resultará:

$$i = 224/170 = 1,317$$

Y la velocidad de salida será:

$$N2 = 1440/1,317 = 1092,86 \text{ rpm}$$

Sabidos los diámetros primitivos de las poleas, se pueden obtener la distancia entre centros y la longitud de la correa con las siguientes fórmulas:

Diseño de una repeladora industrial de almendras

<p>Distancia entre ejes (selección provisional)</p> <p>Recomendación: $a > 0,7 (d_{dg} + d_{dk})$ $a < 2 (d_{dg} + d_{dk})$</p>	<p>$a = 1400$ mm seleccionado</p>
<p>Desarrollo de referencia de la correa</p> <p>$L_{dth} \approx 2 a + 1,57 (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 a}$</p> <p>Exacto:</p> <p>$L_{dth} = 2 a \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{\alpha \cdot \pi}{180^\circ} (d_{dg} - d_{dk})$</p>	<p>$L_{dth} \approx 2 \cdot 1400 + 1,57 \cdot 780 + \frac{220^2}{4 \cdot 1400} \approx 4033$ mm</p> <p>siguiente desarrollo de referencia seleccionado de la página 19</p> <p>$L_{dSt} = 4000$ mm</p>

Figura 37: Obtención de la distancia entre centros y longitud de la correa

De este modo, la distancia entre centros tiene que ser entre 275,8 mm y 788 mm. La distancia entre centros total elegida es de 350 mm.

La longitud de correa resulta de 1320,66 mm. Del catálogo se selecciona la más cercana. La longitud seleccionada es de 1320 mm. Recalculando la distancia entre centros se obtiene 349,67 mm.

Desarrollo de referencia (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	–	–
> 670 ≤ 1000	15	15	15	–	–
> 1000 ≤ 1250	20	15	15	–	–
> 1250 ≤ 1800	25	20	20	20	–
> 1800 ≤ 2240	25	20	20	20	25
> 2240 ≤ 3000	35	20	20	20	30
> 3000 ≤ 4000	45	20	20	20	30
> 4000 ≤ 5000	55	20	20	25	30
> 5000 ≤ 6300	70	25	25	30	35
> 6300 ≤ 8000	85	25	25	35	40
> 8000 ≤ 10000	110	30	30	35	45
> 10000 ≤ 12500	135	–	–	35	45
> 12500 ≤ 15000	150	–	–	45	55
> 15000 ≤ 18000	190	–	–	45	55

Figura 38: Recorrido mínimo de ajuste

Con un desarrollo de 1320 mm el recorrido mínimo de ajuste x son 25 mm y de ajuste y son 20 mm. A continuación, se comprueba que la velocidad y la frecuencia de flexión de la correa no superen los valores máximos.

Velocidad y frecuencia de flexión de la correa

$$v = \frac{d_{dk} \cdot n_k}{19100} \quad (v_{\max} \approx 55 \text{ m/s})$$

$$f_b = \frac{2 \cdot 1000 \cdot v}{L_{dSt}} \quad (f_{B \max} \approx 100 \text{ s}^{-1})$$

Figura 39: Obtención de la velocidad y frecuencia de flexión de la correa

La velocidad es de 12,82 m/s y la frecuencia de flexión es de 19,42 s⁻¹.

Antes de calcular el número de correas necesarias para llevar a cabo la transmisión del movimiento, es necesario conocer varios factores (el factor de carga ya se conoce) y la potencia nominal por correa.

Factor de ángulo y ángulo de contacto	
$\frac{d_{d3} - d_{dk}}{a_{nom}}$	
β° aproximado y c_1 de tabla 17, página 68	
Exacto: $\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_{d3} - d_{dk}}{2 a_{nom}}$	
Factor de desarrollo	
c_3 de tabla 19, página 70	

Número de rodillos	c_4
0	1,00
1	0,91
2	0,86
3	0,81

Figura 40: Obtención de los factores que afectan al funcionamiento de la correa

El factor de ángulo (c_1) es igual a 1 y el factor de desarrollo (c_3) es 0,96.

A partir del diámetro de la polea menor, la relación de transmisión y la velocidad de entrada se puede obtener del catálogo que la potencia nominal por correa es de 5,504 kW.

El número de correas se obtiene de la siguiente fórmula:

$$Z = (P \cdot c_2) / (PN \cdot c_1 \cdot c_3) = 6,6 / (5,504 \cdot 1 \cdot 0,96) = 1,25$$

Por tanto, para el sistema de transmisión que hay entre el motor y el conjunto rascador, si se utilizan correas trapeciales, hacen falta 2 correas estrechas de alto rendimiento Optibelt SK SPZ 1320.

CONJUNTO CILÍNDRICO POR CORREAS TRAPECIALES

La potencia de trabajo para el árbol del rodillo rascador es de 4,54 kW. Teniendo en cuenta el rendimiento del motor eléctrico y de las correas la

potencia necesaria es de 5,43 kW. A continuación, se elegirá un motor del catálogo. Como en el caso anterior, se ha escogido de los motores de 4 polos un AL 132 S-4, que trabaja a 5,5 kW y tiene una velocidad de giro de 1440 rpm. El eje del motor tiene un diámetro de 38 mm. Esta potencia se multiplica por el factor de carga que es 1,2 para obtener la potencia de diseño inicial.

$$\text{Potencia}_{PD} = 5,5 \cdot 1,2 = 6,6 \text{ kW}$$

Para determinar la relación de transmisión se divide la velocidad de entrada del motor seleccionado (AL 132 S-4 de 1440 rpm) entre la que consume el árbol (1200 rpm). La relación de transmisión resultante es de 1,2.

A continuación, con la velocidad de entrada y la potencia de diseño obtenidas se puede seleccionar el perfil de la correa. Con una velocidad de giro de 1440 rpm y 6,6 kW, la correa recomendada es una SPZ.

Para este tipo de correa se tiene un diámetro mínimo de la polea de 63 mm.

Se escoge un Dd1 de 190 mm.

$$Dd2 = 190 \cdot 1,2 = 228 \text{ mm.}$$

El Dd2 seleccionado es 224 mm.

Recalculando la nueva relación de transmisión resulta de 1,179. Con lo que la nueva velocidad de salida es de 1221,43 rpm.

Sabidos los diámetros primitivos de las poleas, se pueden obtener la distancia entre centros y la longitud de la correa. La distancia entre centros tiene que ser entre 292,6 mm y 836 mm. La distancia entre centros total elegida es de 350 mm.

La longitud de correa resulta de 1350,81 mm. Del catálogo se selecciona la longitud más próxima que es de 1347 mm. Recalculando la distancia entre centros se obtiene 348,097 mm.

Con un desarrollo de 1347 mm el recorrido mínimo de ajuste x son 25 mm y de ajuste y son 20 mm. A continuación, se comprueba que la velocidad y la frecuencia de flexión de la correa no superen los valores máximos.

La velocidad es de 14,32 m/s y la frecuencia de flexión es de 21,27 s⁻¹.

Antes de calcular el número de correas necesarias para llevar a cabo la transmisión del movimiento, es necesario conocer varios factores (el factor de carga ya se conoce) y la potencia nominal por correa.

El factor de ángulo (c_1) es igual a 1 y el factor de desarrollo (c_3) es 0,9668.

A partir del diámetro de la polea menor, la relación de transmisión y la velocidad de entrada se puede obtener del catálogo que la potencia nominal por correa es de 6,224 kW.

El número de correas se obtiene de la siguiente fórmula:

$$Z = (P \cdot c_2) / (PN \cdot c_1 \cdot c_3) = 6,6 / (6,224 \cdot 1 \cdot 0,9668) = 1,096$$

Por tanto, para el sistema de transmisión que hay entre el motor y el conjunto cilíndrico, si se utilizan correas trapeciales, hacen falta 2 correas estrechas de alto rendimiento Optibelt SK SPZ 1347.

CONJUNTO RASCADOR POR CORREAS DENTADAS

El motor que se ha escogido anteriormente tiene una potencia de 5,5 kW y tiene una velocidad de giro de 1440 rpm. Para obtener la potencia de diseño es necesario calcular el factor de carga. El factor de carga total se compone por el factor de carga básico, el factor por incrementación y el factor por fatiga. El factor de carga básico es de 1,6 debido a que la duración diaria de funcionamiento de la máquina es inferior a 16 horas y de manera uniforme. Como se trata de una reducción y no una multiplicación el factor de multiplicación no se tiene en cuenta. El factor de fatiga en este caso tampoco se tiene en cuenta. De este modo el factor de carga total es 1,6.

$$Potencia_{PD} = 5,5 \cdot 1,6 = 8,8 \text{ kW}$$

Siguiendo el catálogo de Optibelt se recomienda para una potencia de diseño de 8,8 kW y una velocidad de giro de 1440 rpm de la polea pequeña el uso de una correa tipo OMEGA 8M.

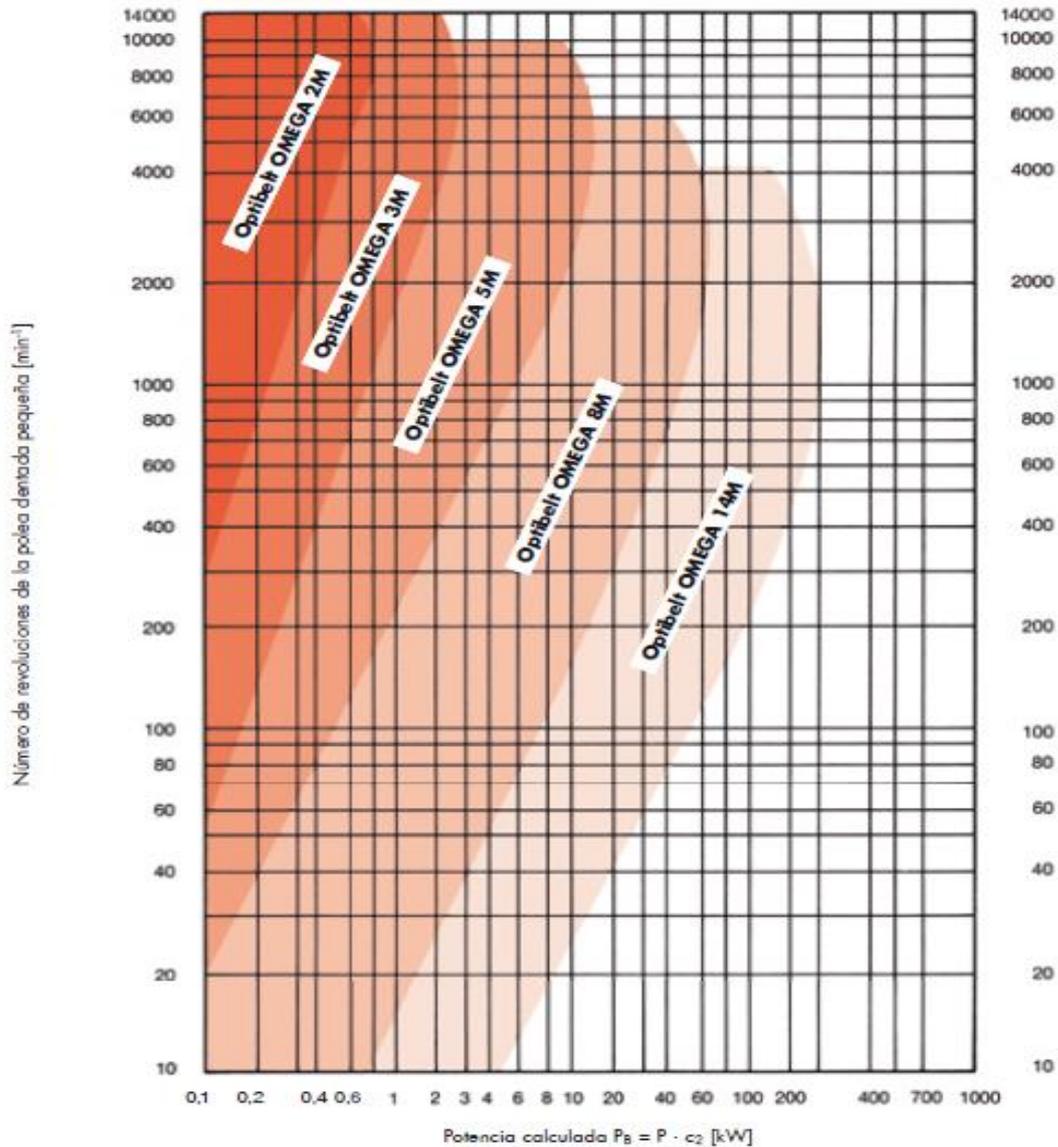


Figura 41: Tipo de correa a utilizar según Optibelt

Para determinar la relación de transmisión se divide la velocidad de entrada del motor seleccionado (AL 132 S-4 de 1440 rpm) entre la que consume el árbol (1100 rpm). La relación de transmisión resultante es de 1,309.

Para un $Z_1=49$ ($D_{w1}=124,78$ mm) y $Z_2=64$ ($D_{w2}=162,97$ mm) se obtiene una relación de 1.306 que es muy aproximada. Con esta relación se obtiene una velocidad de salida de 1102,5 rpm.

Se recomienda una distancia entre ejes de:

$$a > 0.5 * (D_{w1} + D_{w2}) + 15$$

$$a < 2 * (D_{w1} + D_{w2})$$

Por tanto esta distancia debe estar comprendida entre 158,875 mm y 575,5 mm. La distancia entre centros elegida inicialmente es de 300 mm.

El desarrollo efectivo de la correa dentada (longitud de la correa) se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$L_{wth} \approx 2a + \frac{\pi}{2}(D_{w1} + D_{w2}) + \frac{(D_{w1} + D_{w2})^2}{4a}$$

Realizando el cálculo se obtiene una longitud de 1120,99 mm. Del catálogo se selecciona una correa de 1120 mm con 140 dientes que es la que más se aproxima.

Recalculando la distancia entre ejes, se obtiene:

$$K = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(D_{w1} + D_{w2}) = 167 \text{ mm}$$

$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(D_{w1} + D_{w2})^2}{8}} = 299,437 \text{ mm}$$

El recorrido de ajuste mínimo para tensar es:

$$x = 0.004 * a_{nom} = 1,2 \text{ mm}$$

Y el recorrido de ajuste mínimo para montar es de 22 mm.

Para calcular el número de dientes que engranan en la polea pequeña se utiliza la siguiente fórmula:

$$ze = \frac{zk}{6} \left(3 - \frac{dwg - dwk}{a} \right)$$

Con esto, el número de dientes que engranan en la polea de menor tamaño es 23. Ahora ya se pueden obtener el factor de longitud y de engrane del diente.

Perfil 8M		Número de dientes que engranan	Factor de engrane del diente c_1
Desarrollo efectivo [mm]	c_7		
≤ 600	0,8	≥ 6	1,0
$> 600 \leq 880$	0,9	5	0,8
$> 880 \leq 1200$	1,0	4	0,6
$> 1200 \leq 1760$	1,1	3	0,4
> 1760	1,2	2	0,2

Figura 42: Factores de longitud y de engrane el diente

El factor de longitud es 1 y el factor de engrane del diente es 1.

Por último, se comprueba que la potencia de diseño sea inferior a la potencia útil de la correa.

$$P_u = P_N \cdot c_1 \cdot c_7$$

La potencia nominal para una correa tipo 8M, de 20 mm de ancho, con 49 dientes en la polea pequeña es de 7,79 kW. Aplicando el factor para un ancho de 30 mm la potencia útil es de 12,31 kW. Esta correa es apta debido a que la potencia nominal es superior a la de diseño.

Por tanto, para el sistema de transmisión que hay entre el motor y el conjunto rascador, si se utilizan correas dentadas, hace falta una correa dentada Optibelt Omega 8M de longitud 1120 mm y ancho 30 mm.

CONJUNTO CILÍNDRICO POR CORREAS DENTADAS

El motor que se ha escogido anteriormente tiene una potencia de 5,5 kW y tiene una velocidad de giro de 1440 rpm. Para obtener la potencia de diseño es necesario calcular el factor de carga. El factor de carga básico es de 1,6. El factor de multiplicación no se tiene en cuenta al ser una reducción. Y el factor de fatiga tampoco afecta en este caso. De este modo el factor de carga total es 1,6.

$$Potencia_{PD} = 5,5 \cdot 1,6 = 8,8 \text{ kW}$$

Siguiendo el catálogo de Optibelt se recomienda para una potencia de diseño de 8,8 kW y una velocidad de giro de 1440 rpm de la polea pequeña el uso de una correa tipo OMEGA 8M como en el caso anterior.

Para determinar la relación de transmisión se divide la velocidad de entrada del motor seleccionado (AL 132 S-4 de 1440 rpm) entre la que consume el árbol (1200 rpm). La relación de transmisión resultante es de 1,2.

Para un $Z_1=55$ ($D_{w1}=140,06$ mm) y $Z_2=66$ ($D_{w2}=168,07$ mm) se obtiene una relación de 1,2. Como la relación no cambia la velocidad de salida sigue siendo 1200 rpm.

La distancia entre ejes debe estar comprendida entre 169,065 mm y 616,26 mm. La distancia entre centros elegida inicialmente es de 300 mm.

El desarrollo efectivo de la correa dentada obtenido es de 1163,13 mm. Del catálogo se selecciona una correa de 1160 mm con 145 dientes.

Recalculando la distancia entre ejes, se obtiene:

$$K = \frac{L_w}{4} - \frac{\pi}{8}(D_{w1} + D_{w2}) = 169 \text{ mm}$$
$$a_{nom} = K + \sqrt{K^2 - \frac{(D_{w1} + D_{w2})^2}{8}} = 298,196 \text{ mm}$$

El recorrido de ajuste mínimo para tensar es:

$$x = 0.004 * a_{nom} = 1,19 \text{ mm}$$

Y el recorrido de ajuste mínimo para montar es de 22 mm.

Calculando el número de dientes que engranan en la polea pequeña resultan 26 dientes. Ahora ya se pueden obtener el factor de longitud y de engrane del diente. El factor de longitud es 1 y el factor de engrane del diente es 1.

Por último, se comprueba que la potencia de diseño sea inferior a la potencia útil de la correa. La potencia nominal para una correa tipo 8M, de 20 mm de ancho, con 55 dientes en la polea pequeña es de 8,66 kW. Aplicando el factor

para un ancho de correa de 30 mm la potencia nominal es de 13,69 kW. Y como los dos factores son igual a 1 la potencia útil tiene el mismo valor. Esta correa es apta debido a que la potencia nominal es superior a la de diseño.

Por tanto, para el sistema de transmisión que hay entre el motor y el conjunto cilíndrico, si se utilizan correas dentadas, hace falta una correa dentada Optibelt Omega 8M de longitud 1160 mm y ancho 30 mm.

ELECCIÓN DEL TIPO DE SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Una vez realizados los cálculos de los sistemas de transmisión se puede seleccionar qué tipo de sistema será más conveniente para el diseño de la máquina.

En ambos casos el motor seleccionado es un AL132S-4 de 5,5 kW que gira a 1440 rpm, por tanto, serán necesarios 6 motores del mismo tipo, 3 de ellos girarán en sentido horario y los otros 3 en sentido antihorario. El acoplamiento de las poleas a los ejes de los motores se hará mediante casquillos cónicos y prisioneros con un diámetro interior de 38 mm y el acoplamiento a los árboles se hará también con casquillos cónicos, pero con un diámetro interior de 55 mm.

Para elegir el uso de correas trapeciales o dentadas en el sistema de transmisión hay que tener en cuenta diversos factores como el coste, el mantenimiento, el dimensionamiento y el ambiente de trabajo.

Haciendo un presupuesto comparado, el uso de una transmisión por correas trapeciales supone un ahorro económico de unos 440 € en total, pero a ese coste sería necesario restarle el coste de mecanizado para rebajar el diámetro de los 6 árboles de 65 mm a 48 mm y rehacer los cálculos anteriores y comprobar nuevamente si los árboles son capaces de soportar todos los esfuerzos. Por tanto, este factor no supone determinante para seleccionar ninguno de los dos tipos de transmisión.

En ambos casos el mantenimiento requerido es mínimo, pero algo superior en las correas trapeciales porque es más fácil de producirse una

desalineación. En los dos tipos de correa es necesario comprobar el tensado para que no disminuya el rendimiento. En el caso de las trapeciales además hay que observar los posibles calentamientos debido a que el movimiento se transmite por fricción.

En cuanto al dimensionamiento, el uso de correas dentadas permite realizar el diseño con un espacio más reducido respecto a las correas trapeciales como se puede ver en los cálculos. Además, el empleo de este tipo de correa hace un sistema más compacto, ya que el movimiento se transmite con una sola correa. Por otra parte, para utilizar un sistema de transmisión por correas trapeciales haría falta emplear poleas de 400 mm de diámetro o superiores para que el casquillo cónico pueda entrar en el eje sin mecanizarlo.

Para este tipo de ambiente de trabajo se considera mejor el uso de correas dentadas debido al porcentaje de humedad que puede haber en el espacio de trabajo y así evitar los posibles resbalamientos que se pueden producir en las correas trapeciales.

Por todos estos motivos se ha elegido el uso de correas dentadas para transmitir el movimiento de los motores a los árboles.

9.1.3 VERIFICACIÓN DE LOS ÁRBOLES

Inicialmente, se habían estimado las dimensiones del árbol a partir del tamaño de los rodillos para obtener las potencias de trabajo y así seleccionar los motores y el sistema de transmisión adecuados. En este apartado se comprobará que el árbol puede soportar todos los esfuerzos a los que está sometido.

Para verificarlo se ha dado uso al programa KissSoft con el que se puede seleccionar los rodamientos adecuados comprobando su vida útil y así comprobar si el árbol dimensionado es apto para trabajar bajo la carga exigida. Aunque el árbol sea idéntico para los dos tipos de rodillos es necesario realizar dos cálculos distintos debido a que las velocidades de giro

son distintas y el sistema de transmisión también lo es. Por tanto, las fuerzas transmitidas son distintas.

En primer lugar, se dimensiona el árbol con sus distintos escalones y se añaden a lo largo de él todos los tipos de mecanizado que se le aplicará como pueden ser los chaveteros, los roscados, los chaflanes y los redondeos.

A continuación, se añaden las cargas que intervienen como son las que ejercen las poleas, los rodillos y el producto a procesar. Aunque la carga media de granos a soportar es de unos 2 kg por segundo, en el cálculo se ha resuelto para que soporte una carga de 10 kg y así garantizar que el árbol puede soportar un peso superior al que se trabaja.

Una vez insertadas las fuerzas, se procede a seleccionar unos rodamientos que puedan cumplir con los requisitos establecidos.

Y, por último, se añaden las secciones que pueden ser más desfavorables para comprobar las tensiones y deformaciones a las que están sometidas.

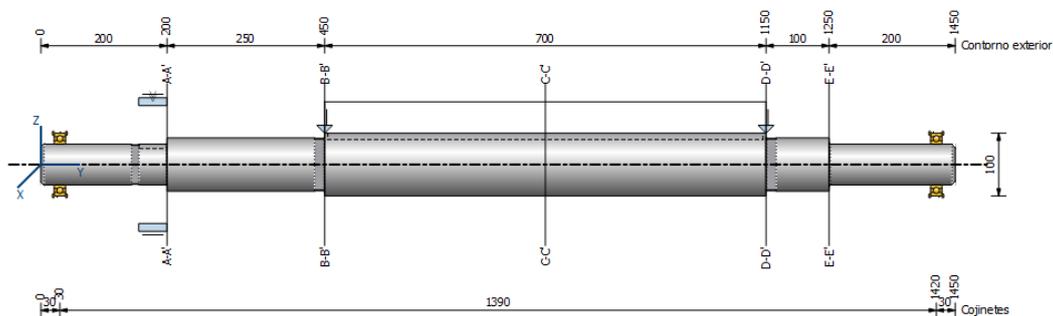


Figura 43: Verificación del árbol en KissSoft

Con todo esto, se va variando el tipo y modelo de rodamientos hasta encontrar unos en que los cálculos se encuentren dentro de los valores necesarios. En el cálculo se exige una vida útil mínima de los rodamientos de unas 20000 horas, que el coeficiente de seguridad estático sea superior a 5, que el coeficiente de seguridad a fatiga sea superior a 3 y que la flexión máxima sea inferior a la deformación permisible para una distancia entre rodamientos de 1350 mm. También se comprueba que la deflexión angular máxima sea inferior a la permitida.

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Los rodamientos seleccionados son unos SKF6013 de bolas de una hilera que se sustituyen por su equivalente en acero inoxidable con soporte de pie (SYWR65) según el fabricante.

En la siguiente tabla se pueden ver los resultados para los dos cálculos comparados:

ARBOL RODILLO RASCADOR			ARBOL RODILLO CILINDRICO		
	Cálculos	Requisitos		Cálculos	Requisitos
<u>Flexion max (mm)</u>	0,184	0,27	<u>Flexion max (mm)</u>	0,183	0,27
Vida Rodamiento 1 (h)	85391	6240	Vida Rodamiento 1 (h)	89065	6240
Vida Rodamiento 2 (h)	105347	6240	Vida Rodamiento 2 (h)	96979	6240
Seguridad fatiga	7,25	3	Seguridad fatiga	7,37	3
<u>Seguridad estatica</u>	25,89	5	<u>Seguridad estatica</u>	26,33	5

Tabla 7: Comparación cálculos de verificación de los rodillos

9.2 CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE REGULACIÓN

Conocidos ya todos los componentes que forman parte del subsistema de repelado se puede calcular las dimensiones del husillo para mover toda la carga.

CARGA TOTAL A MOVER

En primer lugar, será necesario obtener la masa total que se necesita mover para poder regular el rodillo cilíndrico. En la siguiente tabla se ha ido enumerando la masa de todos los componentes a mover de forma que se obtiene el peso total a desplazar por el husillo.

	Unidades	kg/u	Masa (kg)
Bandeja sop. Trans.	1	81,81	81,81
Bandeja sop. Rod.	1	39,71	39,71
Rodamiento Y	2	1,8	3,6
Arbol	1	69,61	69,61
Rodillo cilindrico	1	230,91	230,91
Motor 132S	1	61	61
Barra regulacion	1	8,54	8,54
Polea 55 dientes	1	3,6	3,6
Polea 66 dientes	1	4,3	4,3
Casquillo 2012	1	0,75	0,75
Casquillo 2517	1	1,06	1,06
Elementos restantes	1	15	15
		Masa a mover	519,89
			5100,1209 N

Tabla 8: Masa total a mover

PAR NECESARIO PARA PODER MOVER EL RODILLO

A continuación, se va a calcular el par torsional necesario para girar el husillo. Para mover la carga se ha optado por utilizar un husillo trapecial con rosca ACME porque se utiliza para desplazar grandes cargas por su su rendimiento y eficiencia. En primer lugar, se elegirá un diámetro de husillo fabricado bajo la norma ISO 2903. El husillo seleccionado es de 16 mm de diámetro y 4 mm de paso.

Sabido el ángulo de avance, el paso, el diámetro primitivo, el coeficiente de rozamiento y la carga ya calculada se obtiene un par torsional necesario de 6975,33 N·mm a partir de la siguiente fórmula:

$$T = \frac{F \cdot dm}{2} \cdot \frac{p + \pi \cdot \mu \cdot dm \cdot \sec\theta}{\pi \cdot dm - \mu \cdot p \cdot \sec\theta}$$

ESTADO TENSIONAL DE LA ROSCA Y EL NÚCLEO DEL HUSILLO

Para saber si el husillo es apto para mover toda la masa se calcularán las tensiones que soportan la rosca y el núcleo y se comprobará que sean inferiores al límite elástico del material.

La tensión normal que hay en la base de la rosca es igual al valor del momento flector entre el valor del módulo resistente de la sección. Calculando el momento de inercia del perfil de la rosca y dividiéndolo entre

la mitad de la anchura de la base de la hélice de la rosca se puede obtener el módulo resistente de la sección. El valor del momento flector es el producto de la carga a mover (5100N) por la mitad de la altura de la rosca (1 mm). Por tanto, el nivel de tensiones en la base de la rosca es:

$$\sigma = \frac{Mf}{W} = \frac{F \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{b}{2}}{\frac{1}{12} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot rm \cdot b^3} = \frac{5100,12}{46,13} = 110,56 \text{ N/mm}^2$$

La carga también va a producir una tensión de cortadura en la sección del perfil de la rosca. Esto es igual a la carga entre el área transversal de la hélice de la rosca que resulta ser 46,38 N/mm².

Ya sabidas las tensiones normales debidas a la flexión y tangenciales se puede obtener la tensión de Von Mises a partir de la siguiente expresión:

$$\sigma_{co} = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{1/2}$$

Por lo que la tensión combinada es 9338,37 N/mm². Comparando esta tensión con el límite elástico del material se obtiene un coeficiente de seguridad de 20,67. Con un coeficiente de seguridad superior a 3 se considera que el diseño es aceptable.

Ahora se procede a calcular el estado de tensiones en el núcleo del husillo. La tensión de torsión a la que está sometida el husillo es igual al par torsional calculado anteriormente entre el módulo resistente del núcleo. Esta tensión se puede calcular a partir de la siguiente fórmula:

$$\sigma_t = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot di^3} = \frac{16 \cdot 6975,33}{\pi \cdot 10,8^3} = 28,2 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, la carga a mover genera un esfuerzo de compresión en el núcleo del tornillo.

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot di^2 / 4} = \frac{5100,12}{\pi \cdot 10,8^2 / 4} = 55,67 \text{ N/mm}^2$$

La tensión normal de compresión y la tensión tangencial de torsión forman una tensión combinada que será:

$$\sigma_{co} = \frac{3}{8} \cdot \sigma + \frac{5}{8} \cdot \sqrt{(\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)} = 3946,27 \text{ N/mm}^2$$

Como con la tensión en la rosca, se compara la tensión combinada con el límite elástico del material y se obtiene el coeficiente de seguridad. Este coeficiente es igual a 48,9 por lo que el diseño es aceptable.

De esta forma el husillo seleccionado es válido para desplazar la carga prevista.

9.3 CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN

9.3.1 CÁLCULO DEL MOMENTO ESTÁTICO DE LOS MOTOVIBRADORES

El sistema de vibración está formado por 3 motovibradores sobre las rampas que redirigen los granos hacia la zona de repelado de la máquina y por 1 ubicado en la rampa de salida de los granos ya procesados. Para hacer vibrar estas chapas, por el tipo de trabajo, se empleará el método de vibración rotacional en el que la fuerza vibrante va en todas las direcciones. En este método solo hace falta un motovibrador por rampa.

Siguiendo la guía de Itralvas, mismo fabricante utilizado para los motovibradores que van acoplados en el alimentador electromecánico, se puede conocer que el número de vibraciones por minuto son 3000. Dado que el ángulo de inclinación y la geometría de las rampas encargadas de llevar los granos a la zona de repelado son distintos al de la rampa de salida del producto, será necesario hacer dos cálculos distintos porque seguramente no se utilice el mismo tipo de motovibrador.

Diseño de una repeladora industrial de almendras

En primer lugar, se va a hacer el cálculo para las 3 rampas superiores. El primer paso es calcular la velocidad teórica del producto como se puede ver en la siguiente figura:

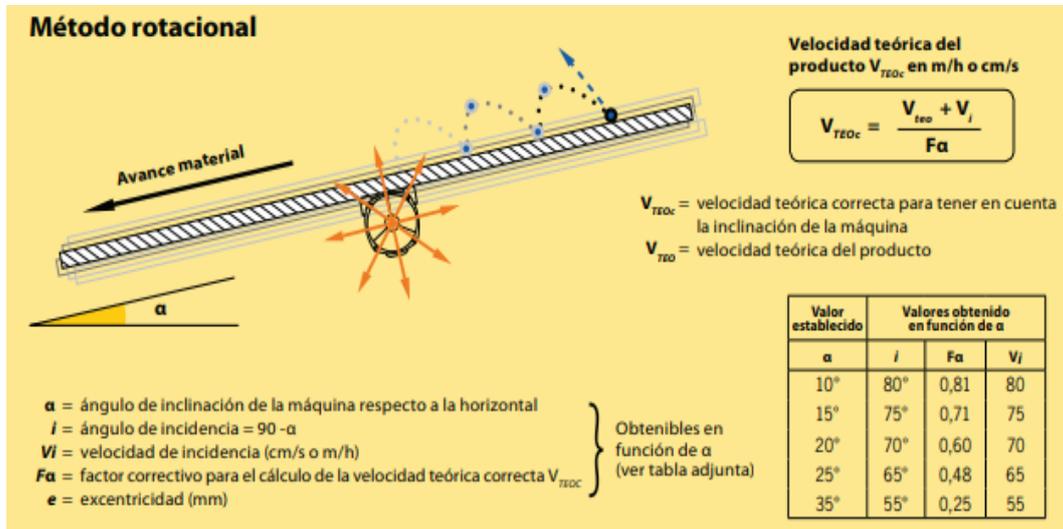


Figura 44: Cálculo de la velocidad teórica del producto

En este caso el ángulo de inclinación es de $22,2^\circ$ por tanto el ángulo de incidencia es de $67,8^\circ$. Para este valor el factor correctivo es 0,60 y la velocidad de incidencia es de 70 m/h. La velocidad teórica del producto es de unos 25 m/h. Con esto, la velocidad teórica correcta del producto es de unos 160 m/h. A partir del siguiente diagrama se puede obtener el valor de la excentricidad y la amplitud pico-pico.

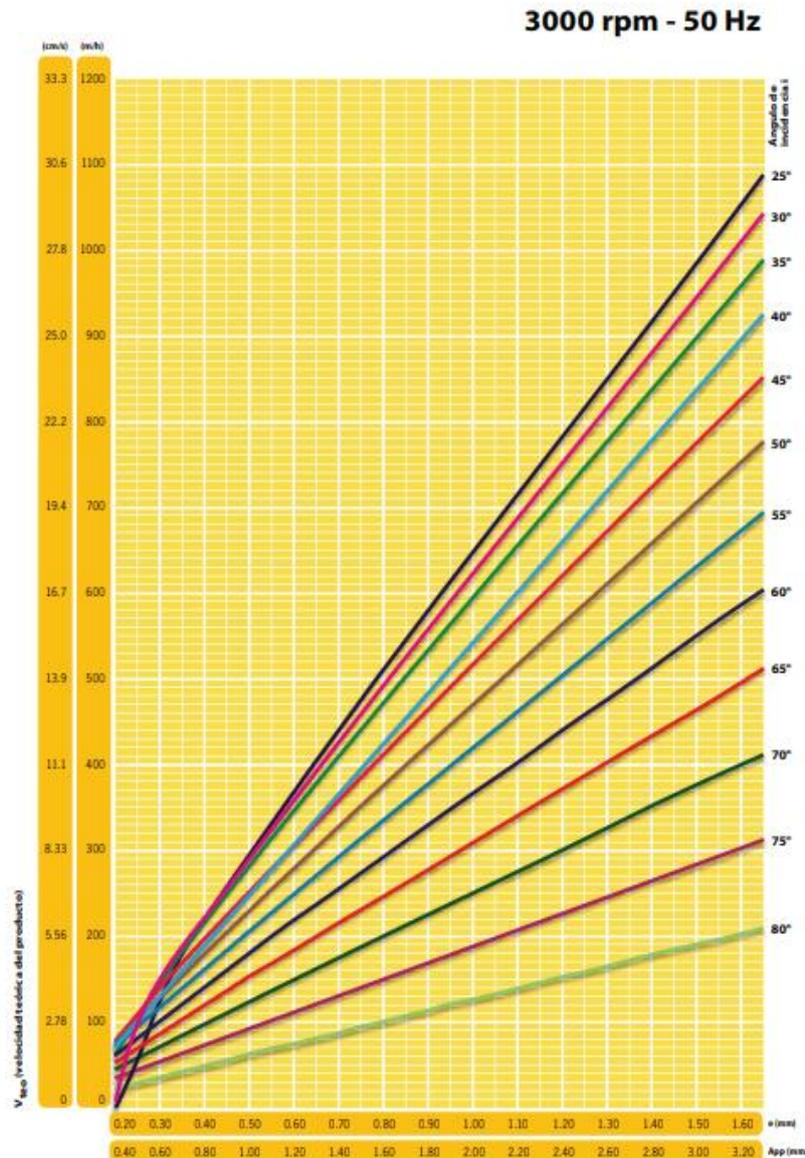


Figura 45: Diagrama para la obtención de la excentricidad

La excentricidad es de 0,65 mm y la amplitud de 1,3 mm. Conociendo la excentricidad se puede determinar el valor del momento estático total del motovibrador. El peso total de la máquina vibrante es la suma del peso de la estructura vibrante y de los vibradores. Este peso es de 53,08 kg. Por tanto, el momento estático necesario para los tres motovibradores de las rampas superiores es de 34,5 kg·mm.

En segundo lugar, se va a hacer el cálculo para la rampa de salida del producto repelado. En este caso el ángulo de inclinación es de 15°, por tanto, el ángulo de incidencia es de 75°. Para este valor el factor correctivo es 0,71

y la velocidad de incidencia es de 75 m/h. La velocidad teórica del producto es de unos 25 m/h. Con esto, la velocidad teórica correcta del producto es de unos 140 m/h. A partir del diagrama se puede obtener que el valor de la excentricidad es de 0,75 mm y la amplitud de 1,5 mm. El peso total de la máquina vibrante es de 351,76 kg. Por tanto, el momento estático necesario total para la rampa de salida es de 263,82 kg·mm.

9.3.2 ELECCIÓN DE LOS MOTOVIBRADORES

Con los principales parámetros de los motovibradores ya calculados, se pueden seleccionar del catálogo los modelos necesarios. Para el caso de los motovibradores superiores el momento estático mínimo necesario es de 0,0345 kg·cm y para el caso de los motovibradores de la rampa de salida el valor del momento es de 0,264 kg·cm. Los motovibradores seleccionados son tres vibradores del tipo MVE 200/3 y un vibrador del tipo MVE 1300/3.

9.3.3 VERIFICACIÓN DE LA VALIDEZ DE LOS MOTOVIBRADORES

Una vez seleccionados los motovibradores es necesario comprobar la validez de éstos. Para ello se procede a calcular el valor de la aceleración a lo largo de la línea de fuerza y comprobar que se encuentre en el rango indicado para el tipo de proceso previsto.

Para el primer caso el valor real de la fuerza centrífuga es de 187 kg mientras que el peso total de la máquina vibrante es de 53,08 kg. Para el tipo de aplicación prevista el valor de la aceleración debe estar comprendido entre 2 y 4 veces la gravedad. Y este valor resulta 3,52 veces la gravedad por tanto este modelo de vibrador es válido.

Para el segundo caso el valor real total de la fuerza centrífuga es de 1355 kg mientras que el peso total de la máquina vibrante es de 351,76 kg. El valor de la aceleración resultante es de 3,85 veces la gravedad por tanto se encuentra en el rango válido para el tipo de aplicación.

9.4 CÁLCULOS DEL SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN

A continuación, se van a realizar los cálculos necesarios para seleccionar el tamaño adecuado de ventiladores. Para ello, con la ayuda del fabricante de ventiladores Llorvesa, se hace uso de la guía de selección de ventiladores que ofrece. El tipo de ventilador a utilizar es centrífugo y de pala radial debido a que está diseñado para el manejo de materia en suspensión y es de reparación simple ante posibles averías.

Una vez escogido el tipo de ventilador es necesario seleccionar el tamaño adecuado para poder empujar las pieles de las almendras a lo largo de todo el cuerpo de la máquina.

En primer lugar, es necesario conocer el caudal de aire del ventilador. La máquina tiene 3 pares de rodillos y por cada par el volumen que hay que llenar es de $0,9243 \text{ m}^3$. Para no utilizar un tamaño de ventilador demasiado grande, se utilizarán dos ventiladores para mover las pieles de cada par de rodillos. El caudal que se necesitará por cada unidad de ventilador es de $3327,48 \text{ m}^3/\text{h}$.

Otro término necesario para seleccionar el tamaño correcto de ventilador es la presión estática. Con esto se identifica el empuje necesario para vencer la resistencia del sistema al flujo del aire. Según la recomendación del fabricante la presión estática necesaria será de unos 30 mmca debido a que en el flujo de aire contiene partículas (pieles de las almendras) y humedad. Una presión estática demasiado elevada podría desplazar también los granos hacia el extractor. En la práctica esta presión suele corregirse añadiendo un 10% debido a que el ambiente no es el ideal. Finalmente, la presión estática será de 33 mmca.

Por último, se va a calcular la velocidad de salida necesaria para impulsar las pieles hasta la posición del extractor. Para ello se hace uso de las ecuaciones de la cinemática:

$$x = x_0 + v_0 \cdot t$$

Diseño de una repeladora industrial de almendras

$$y = y_0 + v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2$$

Se ha calculado la velocidad de impulsión necesaria para que las pieles lleguen hasta la posición del extractor (1580 mm) habiendo caído sobre el eje Y solo 100 mm. Esta velocidad es igual a 2,7 m/s y el ventilador elegido deberá tener un valor superior a éste. Para la selección del tamaño adecuado se tendrá en cuenta o el caudal o la velocidad en función de cual sea el valor más restrictivo.

Obtenidos estos datos, se procede a calcular la velocidad de giro y la potencia con la que podrá funcionar. Para ello se hace uso de las tablas multi-ratio. Estas tablas se han desarrollado a partir de las curvas de actuación.

CAUDAL M ³ /H	VELOC. salida M/S	PRES. estática m/mca	6 m ³ /h ca		13 m ³ /h ca		19 m ³ /h ca		25 m ³ /h ca		38 m ³ /h ca		51 m ³ /h ca		63 m ³ /h ca		76 m ³ /h ca		89 m ³ /h ca		102 m ³ /h ca		
			RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	RPM
1122	2,53	0,39	519	0,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1346	3,04	0,56	562	0,1	704	0,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1571	3,54	0,77	610	0,1	732	0,1	855	0,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1795	4,05	1,00	662	0,1	772	0,1	878	0,2	987	0,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2020	4,55	1,27	716	0,1	819	0,2	911	0,2	1007	0,3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2244	5,06	1,57	774	0,1	868	0,2	954	0,3	1038	0,3	1211	0,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2468	5,57	1,90	834	0,2	920	0,2	1002	0,3	1077	0,4	1232	0,5	1390	0,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2693	6,07	2,26	895	0,2	973	0,3	1051	0,3	1123	0,4	1263	0,6	1407	0,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2917	6,58	2,65	958	0,2	1028	0,3	1101	0,4	1171	0,5	1299	0,6	1431	0,8	1565	1,0	-	-	-	-	-	-	-
3142	7,08	3,07	1021	0,3	1086	0,4	1154	0,4	1220	0,5	1343	0,7	1463	0,9	1586	1,1	1711	1,3	-	-	-	-	-
3366	7,59	3,52	1085	0,3	1146	0,4	1208	0,5	1271	0,6	1390	0,8	1499	0,9	1613	1,2	1730	1,4	1846	1,6	-	-	-
3590	8,10	4,01	1150	0,4	1206	0,5	1264	0,6	1324	0,7	1438	0,9	1543	1,0	1648	1,2	1755	1,5	1864	1,7	1973	2,0	2076
3815	8,60	4,53	1215	0,5	1268	0,6	1322	0,7	1378	0,7	1488	0,9	1590	1,1	1686	1,3	1787	1,6	1888	1,8	1991	2,1	2091
4039	9,11	5,08	1280	0,6	1330	0,6	1381	0,7	1432	0,8	1538	1,0	1638	1,3	1730	1,5	1822	1,7	1917	1,9	2013	2,2	2113
4264	9,62	5,65	1345	0,6	1393	0,7	1441	0,8	1490	0,9	1590	1,1	1687	1,4	1777	1,6	1864	1,8	1952	2,1	2042	2,3	2142
4488	10,12	6,27	1411	0,7	1457	0,8	1501	0,9	1548	1,0	1643	1,3	1736	1,5	1825	1,7	1908	2,0	1990	2,2	2076	2,5	2176
4713	10,63	6,92	1478	0,8	1524	0,9	1568	1,0	1616	1,1	1711	1,4	1803	1,6	1888	1,8	1968	2,1	2048	2,3	2133	2,6	2233
4937	11,13	7,58	1543	1,0	1585	1,1	1626	1,2	1667	1,3	1751	1,5	1839	1,8	1925	2,0	2003	2,3	2080	2,6	2155	2,8	2255
5161	11,63	8,27	1610	1,1	1653	1,2	1715	1,3	1753	1,5	1850	1,6	1946	2,1	2025	2,4	2102	2,7	2176	2,9	2246	3,2	2346
5386	12,15	9,02	1676	1,2	1715	1,3	1753	1,5	1790	1,6	1867	1,8	1946	2,1	2025	2,4	2102	2,7	2176	2,9	2246	3,4	2346
5610	12,66	9,79	1743	1,3	1776	1,4	1814	1,6	1851	1,7	1926	2,0	2005	2,3	2083	2,6	2160	2,9	2234	3,1	2304	3,4	2404
5835	13,16	10,59	1810	1,5	1846	1,7	1880	1,8	1915	1,9	1986	2,2	2056	2,5	2131	2,7	2203	3,1	2274	3,4	2346	3,7	2446
6060	13,67	11,41	1878	1,6	1917	1,8	1954	2,0	1994	2,1	2063	2,4	2133	2,7	2208	3,0	2279	3,4	2350	3,7	2421	4,0	2521
6284	14,17	12,28	1943	1,9	1977	2,0	2010	2,2	2042	2,3	2106	2,6	2173	2,9	2239	3,2	2309	3,5	2375	3,8	2441	4,2	2541
6509	14,68	13,19	2009	2,1	2041	2,2	2078	2,4	2114	2,5	2178	2,8	2244	3,1	2311	3,4	2381	3,8	2447	4,1	2507	4,4	2607
6732	15,18	14,10	2077	2,3	2109	2,4	2140	2,6	2170	2,7	2230	3,0	2291	3,3	2353	3,7	2416	4,0	2481	4,3	2542	4,7	2662

Tabla 9: Tabla multi-ratio

Se observa la tabla para un caudal de 3327,5 m³/h (valor más restrictivo que el de la velocidad de salida) y una presión estática de 33 mmca. Interpolando se obtiene una velocidad de giro mínima de 1335,89 rpm y una potencia mínima de 0,515 kW para hacerlo funcionar como se desea.

Con todos los parámetros calculados se procede a seleccionar el ventilador adecuado en el catálogo teniendo en cuenta la velocidad de giro, la potencia instalada y el caudal máximo.

Diseño de una repeladora industrial de almendras

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia instalada (kW)	Caudal máximo m ³ /h	Nivel presión sonora dB (A)	Peso aprox. (Kg)	According ErP
		230V	400V					
CB-820-4T	1350	1,66	0,96	0,25	1875	64	12	2015
CB-820-4M	1370	2,00		0,25	1875	64	12	2015
CB-1428-4T IE3	1420	2,82	1,62	0,75	2800	69	19	2015
CB-1428-4M	1410	5,05		0,75	2800	69	18	*
CB-1428-6T	900	1,51	0,87	0,25	2000	65	16	2015
CB-1428-6M	900	2,07		0,25	2000	65	16	*
CB-1733-4T-1.5 IE3	1455	4,07	2,34	1,10	3200	74	29	2015
CB-1733-4T-2 IE3	1440	5,41	3,11	1,50	4000	75	33	2015
CB-1733-6T IE3	940	3,36	1,93	0,75	3400	68	26	2015
CB-1733-6M	900	4,97		0,75	3400	68	23	*
CB-2240-6T IE3	950	9,08	5,22	2,20	7000	74	72	2015

* Equipos fuera de la Directiva 2009/125/EC

Tabla 10: Características técnicas ventiladores

El modelo seleccionado para los 6 ventiladores a insertar en la máquina es el CB-1733-4T-2 IE3.

10. DISEÑO FINAL

En este apartado se va a proceder a describir y enumerar todos los componentes que forman parte del diseño final de la repeladora industrial de almendras.

10.1 CUERPO DE LA MÁQUINA

- Parte superior estructura: (Figura 46)

Este elemento se encarga de soportar la tolva y el alimentador. Contiene dos tacos sobre los que se insertan los ganchos y tensores para sujetar el alimentador en la parte inferior de la tolva.

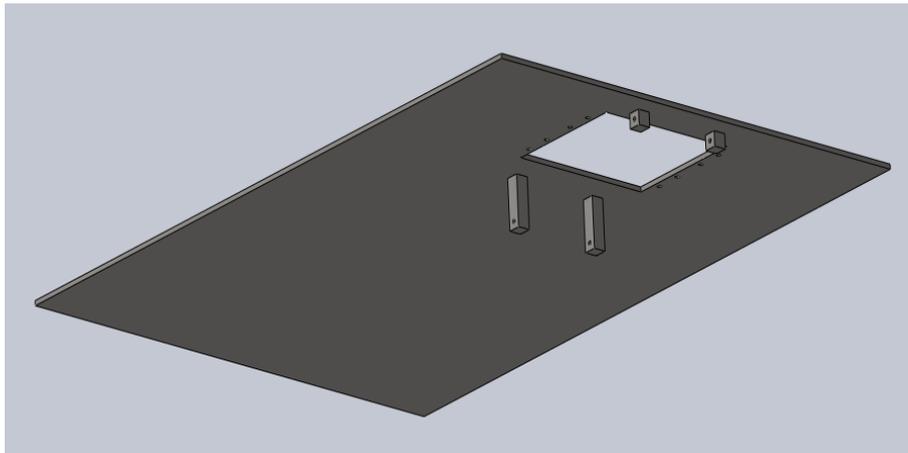


Figura 46: Parte superior estructura

- Pared lateral transmisión: (Figura 47)

Es una de las paredes que forman el cuerpo superior de la estructura. Sobre esta pieza se montarán todos los componentes relacionados con el subsistema de repelado y la mayoría del subsistema de regulación. Las bandejas de apoyo contienen nervios para así evitar que se deformen debido al peso que soportan.

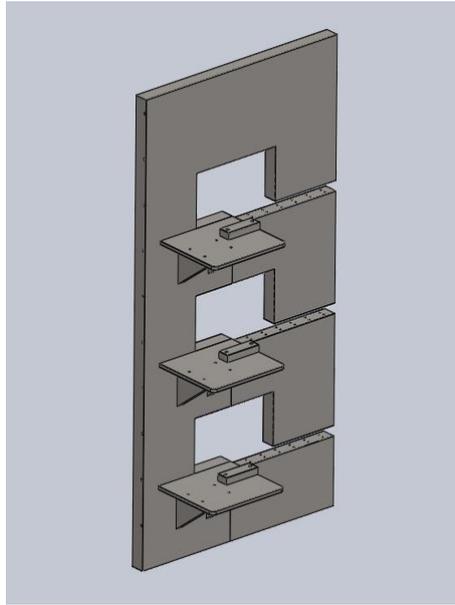


Figura 47: Pared lateral transmisión

- Pared lateral posterior: (Figura 48)

Es la otra pared del cuerpo superior de la estructura. Se insertará sobre ella uno de los rodamientos que soporta los árboles en cada par de rodillos.

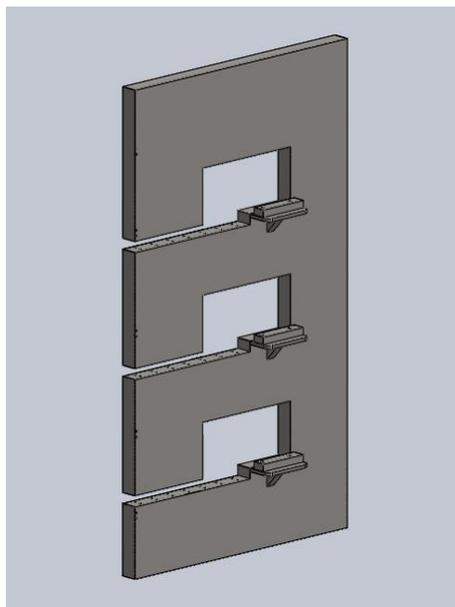


Figura 48: Pared lateral posterior

- Pared frontal: (Figura 49)

Esta pared es abatible, de modo que se podrá abrir y cerrar con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de todos los componentes que hay en el interior de la máquina. Esto se consigue gracias a las bisagras que hay atornilladas y a los cierres de manilla.

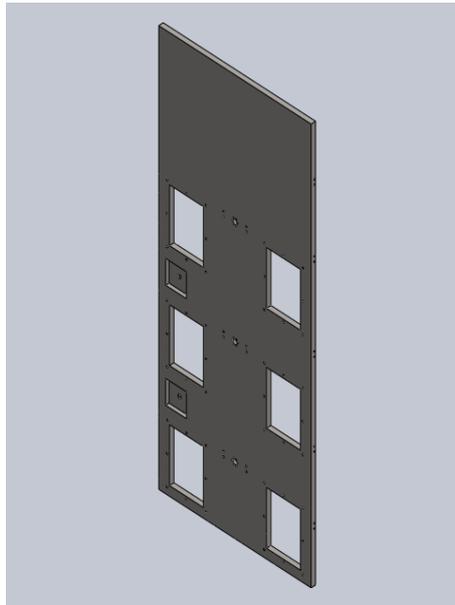


Figura 49: Pared frontal

- Bancada inferior: (Figura 50)

Esta parte de la máquina tiene el objetivo de soportar todo el peso del cuerpo superior de la máquina y de todos los subsistemas, además contiene la rampa de salida por la que cae el producto repelado. Para su geometría se ha tenido en cuenta la altura a la que deben caer los granos, ya sea sobre contenedores o tamices vibrantes.

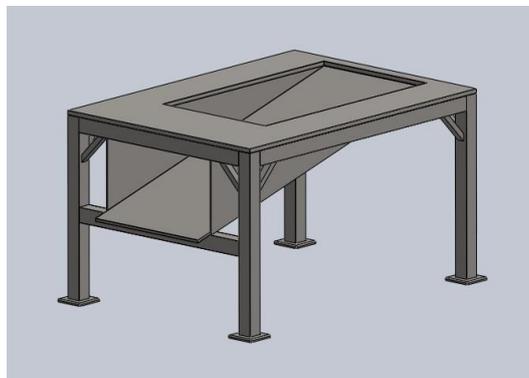


Figura 50: Bancada inferior

- Extractor: (Figura 51)

El extractor servirá para extraer todas las pieles que se van desprendiendo de las almendras. Para evitar que se peguen tendrá acoplado un motovibrador por cada una de las rampas que contiene. Para almacenar las pieles se puede introducir un cajón y sacarlo fácilmente cuando se requiera. Para ello, se ha acoplado un asa sobre una pletina abatible.

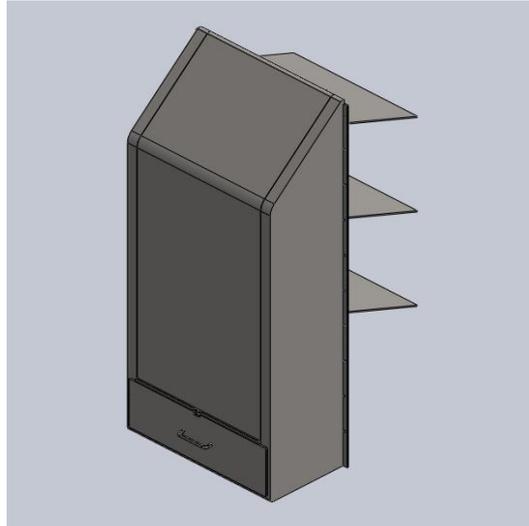


Figura 51: Extractor

- Estructura montada: (Figura 52)

Montando las partes anteriormente descritas mediante tornillería, se puede obtener el cuerpo de la máquina sobre la que se insertarán todos los subsistemas.

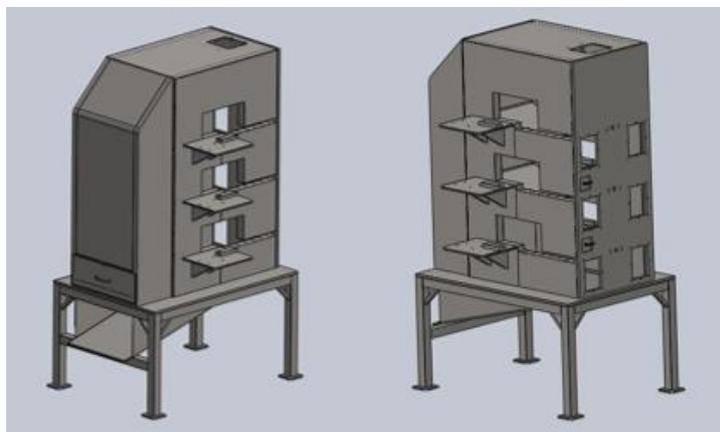


Figura 52: Cuerpo de la máquina

10.2 SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN

- Parte superior tolva: (Figura 53)

Es el componente por el que se van depositando todas las almendras procedentes del proceso de escaldado para introducirlas en la máquina.

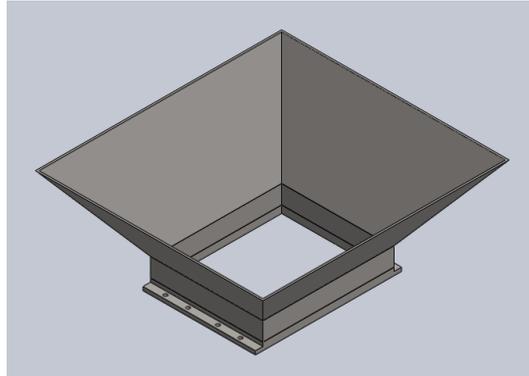


Figura 53: Parte superior tolva

- Parte inferior tolva: (Figura 54)

Está ubicada en el interior de estructura y atornillada con la superior a la estructura para no desprenderse.

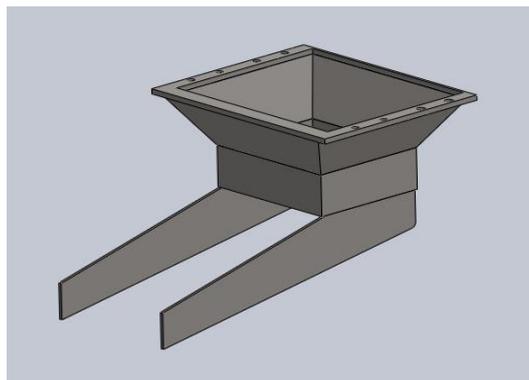


Figura 54: Parte inferior tolva

- Alimentador: (Figura 55)

Diseño de una repeladora industrial de almendras

El alimentador es electromecánico y el modelo elegido se adapta a un nivel de producción de 3000 kg/h. Contiene motovibradores con los que se puede controlar la velocidad de entrada del producto. Se apoya sobre la parte inferior de la tolva y está sujeto por tensores.

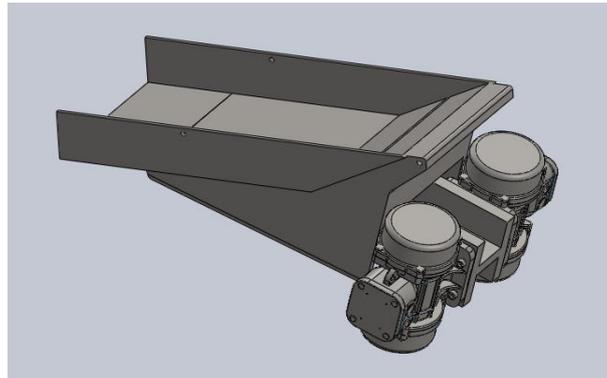


Figura 55: Alimentador electromecánico

En la siguiente figura se puede observar cómo quedaría el montaje del subsistema de alimentación sobre la estructura de la máquina.

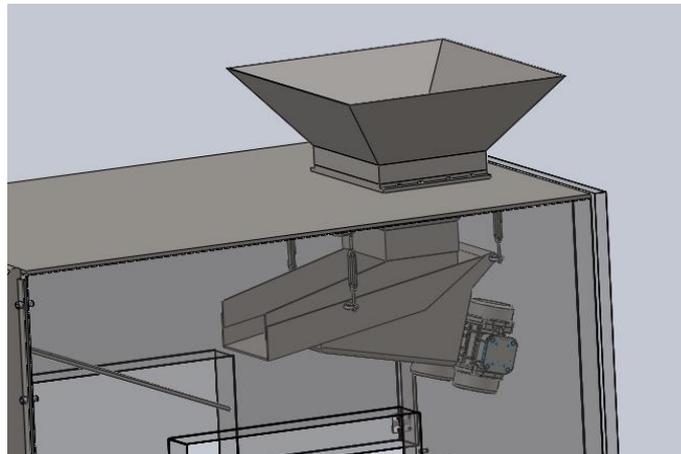


Figura 56: Montaje subsistema de alimentación

10.3 SUBSISTEMA DE REGULACIÓN

- Bandeja de transmisión: (Figura 57)

Es la encargada de soportar el motor, el sistema de transmisión y uno de los rodamientos sobre los que se apoya el árbol. La posición de esta bandeja se podrá regular. Contiene nervios para evitar que se deforme por el peso que soporta.

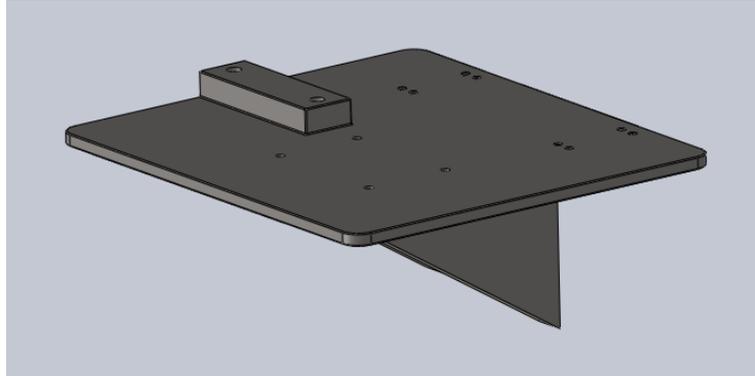


Figura 57: Bandeja de transmisión

- Bandeja opuesta: (Figura 58)

Esta bandeja se mueve paralelamente con la bandeja de transmisión. Soporta el otro rodamiento sobre el que se apoya el árbol. Estas dos bandejas están unidas a carros que se deslizan linealmente.

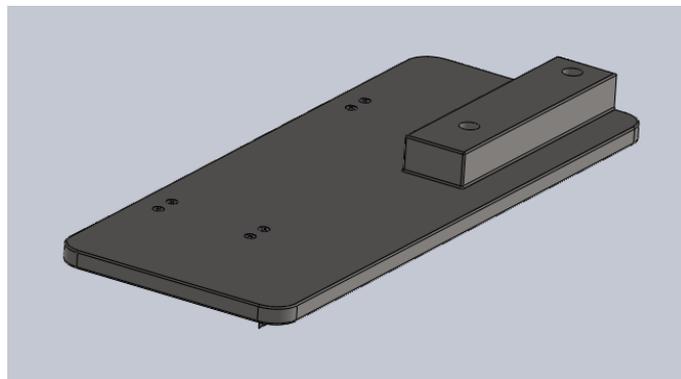


Figura 58: Bandeja opuesta

- Railes y cojinetes: (Figura 59)

La estructura lleva atornillada unos railes a través de los cuales se podrán deslizar unos carros con cojinetes que permitirán regular la posición de los rodillos. Las bandejas descritas anteriormente están insertadas sobre estos carros.

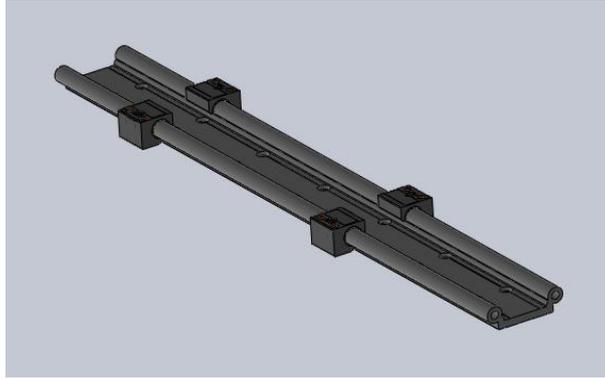


Figura 59: Rail y cojinetes

- Barra de regulación: (Figura 60)

La barra de regulación recibe el movimiento que proporciona el husillo y lo transmite a las bandejas paralelamente.

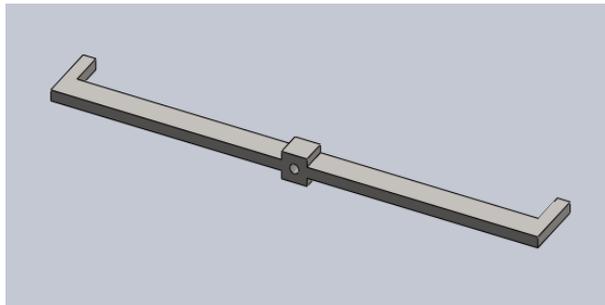


Figura 60: Barra de regulación

- Husillo trapecial: (Figura 61)

El husillo tiene una rosca trapecial ACME según la norma ISO 2903 con al que se transmitirá el movimiento. Los diámetros sin rosca son sobre los que se insertan el rodamiento, el contador y el volante.

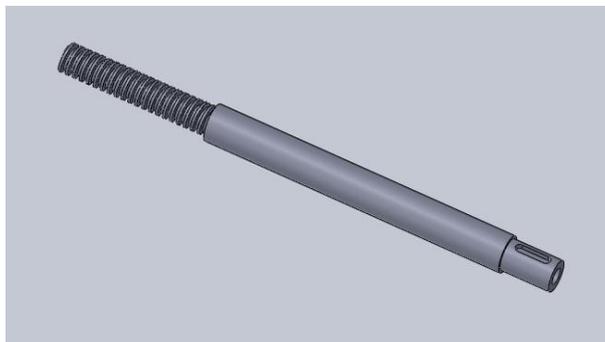


Figura 61: Husillo trapecial

- Tuerca de bolas: (Figura 62)

Para permitir que el giro del husillo se realice de forma más fácil se emplea una tuerca de bolas y así poder regular la posición de los rodillos con mayor precisión.

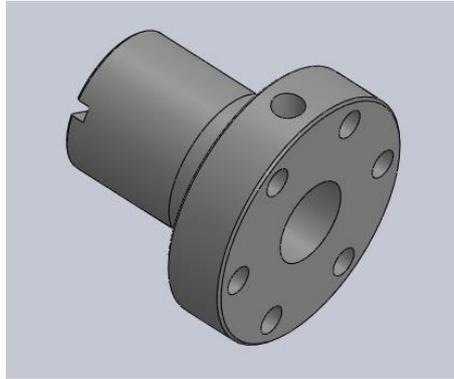


Figura 62: Tuerca de bolas

- Apoyo rodamiento y contador: (Figura 63)

Esta pieza sirve para fijar en ella el soporte UCFL del rodamiento y el contador.

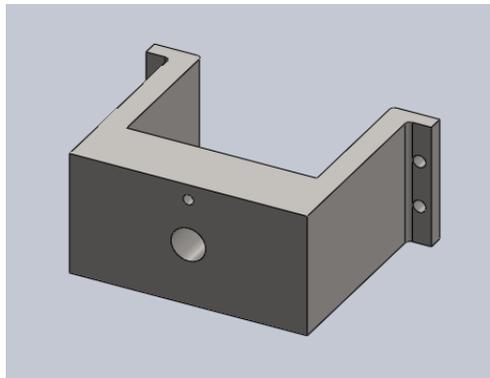


Figura 63: Apoyo rodamiento

- Rodamiento con soporte UCFL: (Figura 64)

Este rodamiento permite al husillo tener un apoyo y realizar correctamente el movimiento del conjunto.

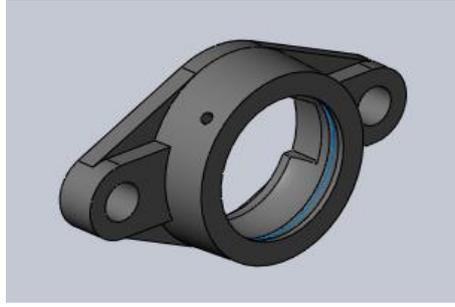


Figura 64: Rodamiento con soporte UCFL

- Contador digital: (Figura 65)

Es un indicador de posición digital. Con este elemento se puede conocer la posición exacta a la que se encuentra el husillo y así controlar la separación entre rodillos.

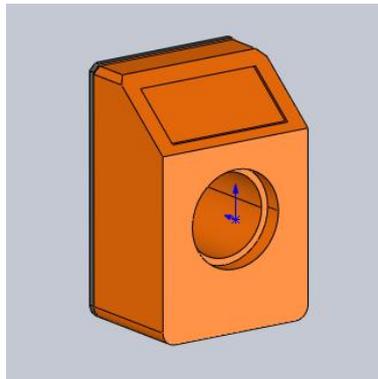


Figura 65: Contador digital

- Volante: (Figura 66)

El volante permite al operario la regulación de los rodillos haciéndolo girar en un sentido o en otro. Va fijado radialmente por una chaveta y axialmente por un tornillo con arandela por un lado y por el otro con el hombro del husillo.

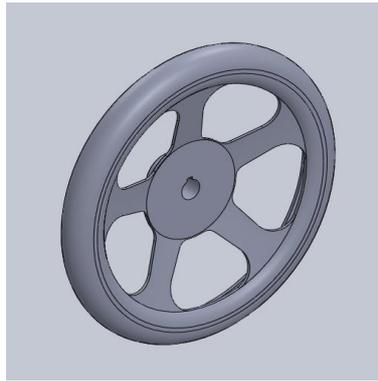


Figura 66: Volante

A continuación, se puede ver en las siguientes figuras el subsistema de regulación montado y acoplado a la estructura de la máquina.

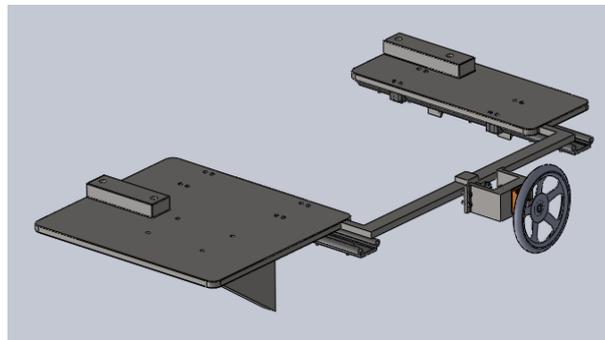


Figura 67: Subsistema de regulación completo

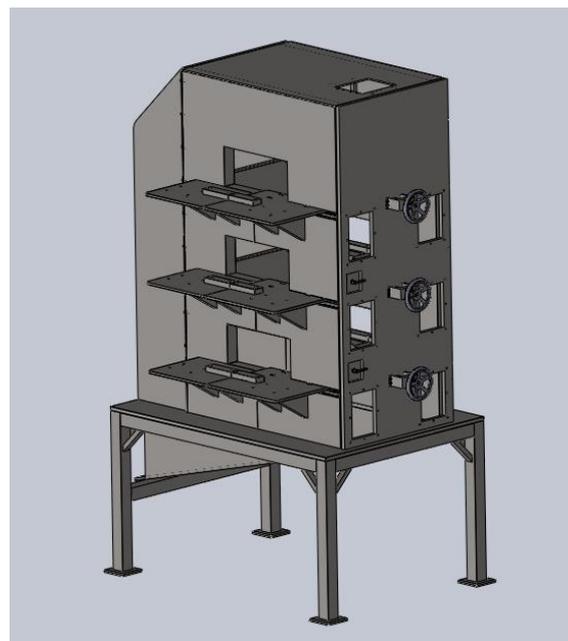


Figura 68: Montaje subsistema de regulación

10.4 SUBSISTEMA DE REPELADO

- Árbol: (Figura 69)

El árbol recibe el movimiento del motor a través del sistema de transmisión y lo transfiere a los rodillos.



Figura 69: Árbol

- Rodillo cilíndrico: (Figura 70)

Tiene un diámetro exterior de 250 mm y una longitud de 700 mm. Gira a unas 1200 rpm y se puede regular su posición mediante el subsistema de regulación.

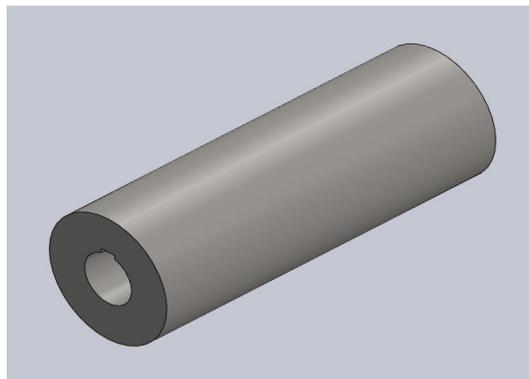


Figura 70: Rodillo cilíndrico

- Rodillo rascador: (Figura 71)

El rodillo rascador tiene las mismas dimensiones que el cilíndrico, pero con unos pequeños escalones de 2 mm de altura para intentar mejorar el proceso de repelado.

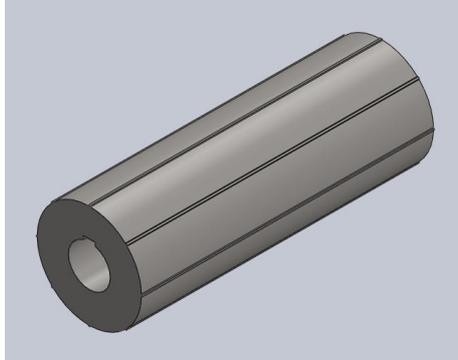


Figura 71: Rodillo rascador

- Poleas HTD: (Figura 72)

El sistema de transmisión utilizado es de correas dentadas. Las poleas utilizadas son de 49 y 55 dientes para el eje motor, y de 64 y 66 dientes para los árboles.

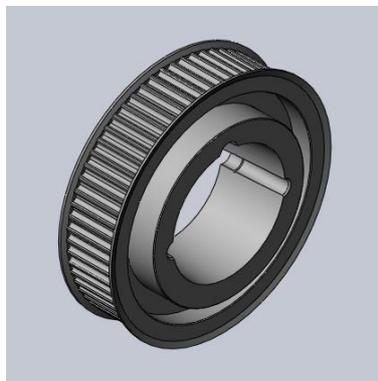


Figura 72: Polea HTD

- Casquillos cónicos: (Figura 73)

Para facilitar el montaje y desmontaje de las poleas se emplean casquillos cónicos. Estos casquillos se fijan a la polea mediante prisioneros.

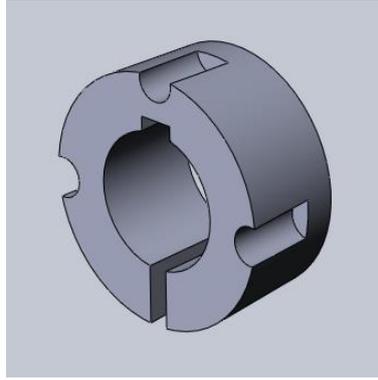


Figura 73: Casquillo cónico

- Correas dentadas 8M: (Figura 74)

Las correas permiten transmitir el movimiento de una polea a otra. Los dos tipos seleccionados son de 30 mm de ancho y longitudes de 1120 mm y 1160 mm.

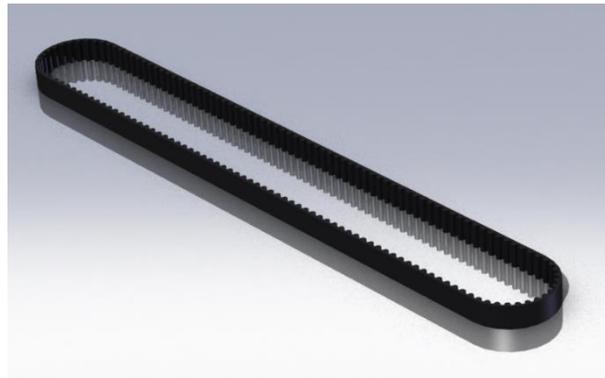


Figura 74: Correa dentada 8M

- Rodamientos y soportes de pie: (Figura 75)

Los rodamientos seleccionados son con soporte en Y del fabricante SKF. El modelo utilizado (SYWR) emplea como materiales aceros inoxidable. Además, contiene una tapa de fácil desmontaje.

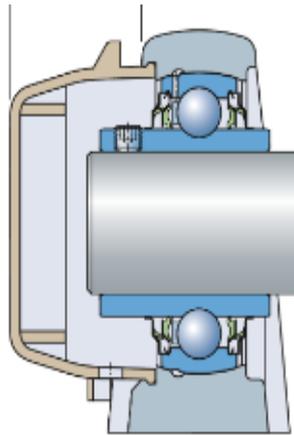


Figura 75: Rodamiento SYWR con tapa

- Motor eléctrico 132S: (Figura 76)

Los motores empleados para realizar el repelado son trifásicos de 5,5 kW. Se insertan junto con los rodamientos sobre las bandejas de la estructura de la máquina.



Figura 76: Motor trifásico 132S

En las siguientes figuras se puede observar el subsistema de repelado montado y acoplado a la estructura de la máquina.

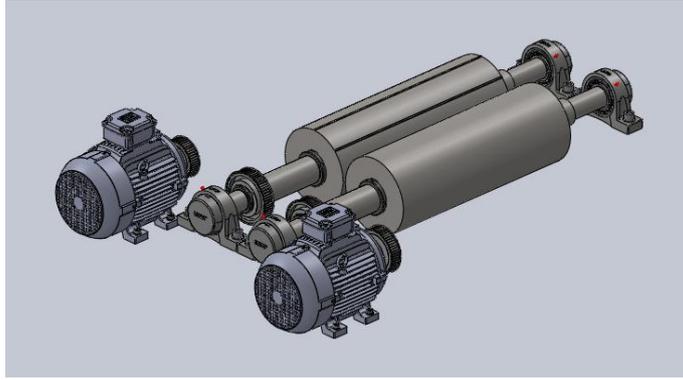


Figura 77: Subsistema de repelado completo

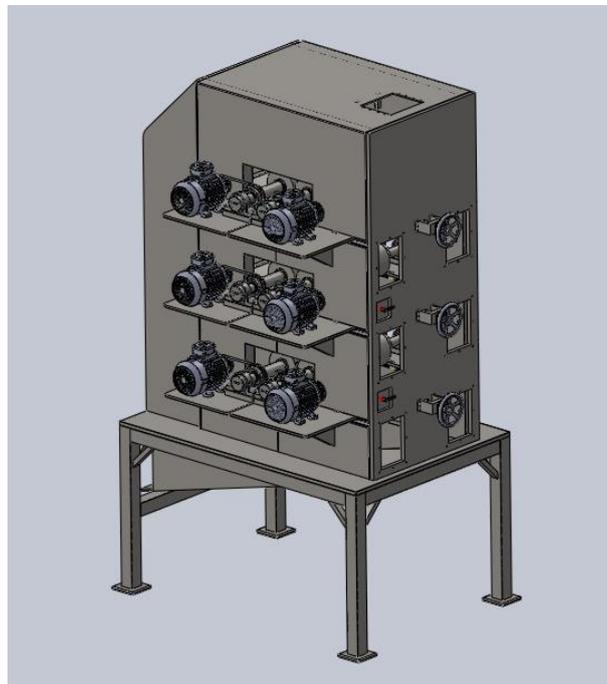


Figura 78: Montaje del subsistema de repelado

10.5 SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN

- Ventiladores: (Figura 79)

El subsistema de ventilación únicamente está formado por los seis ventiladores que empujan las pieles hacia el extractor. Los ventiladores son centrífugos de simple aspiración y el modelo elegido es CB-1733-4T-2 IE3.

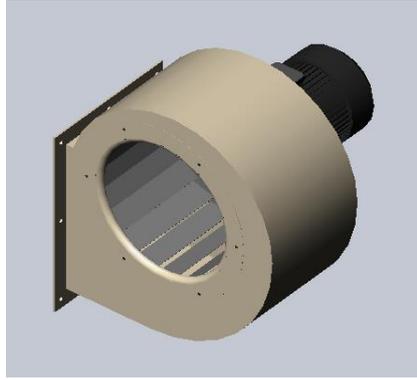


Figura 79: Ventilador centrífugo

En la siguiente figura se puede observar el montaje de los ventiladores en la máquina.

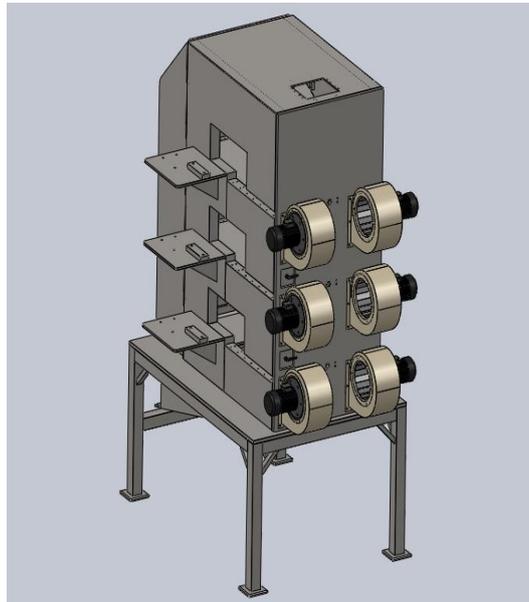


Figura 80: Montaje del subsistema de ventilación

10.6 SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN

- Motovibradores: (Figura 81)

El subsistema de vibración está formado por dos tipos de motovibradores eléctricos. Uno para la rampa de salida y tres de un tamaño más reducido en las rampas de la estructura superior.

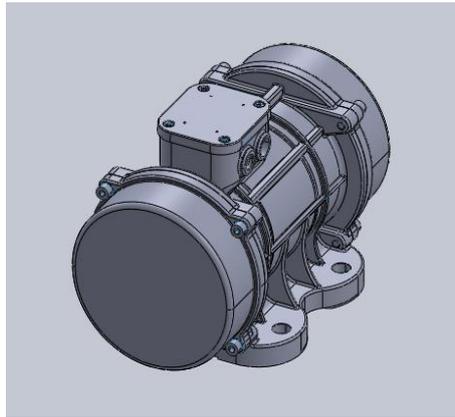


Figura 81: Motovibrador eléctrico

El montaje de los vibradores en la estructura queda de la siguiente forma:

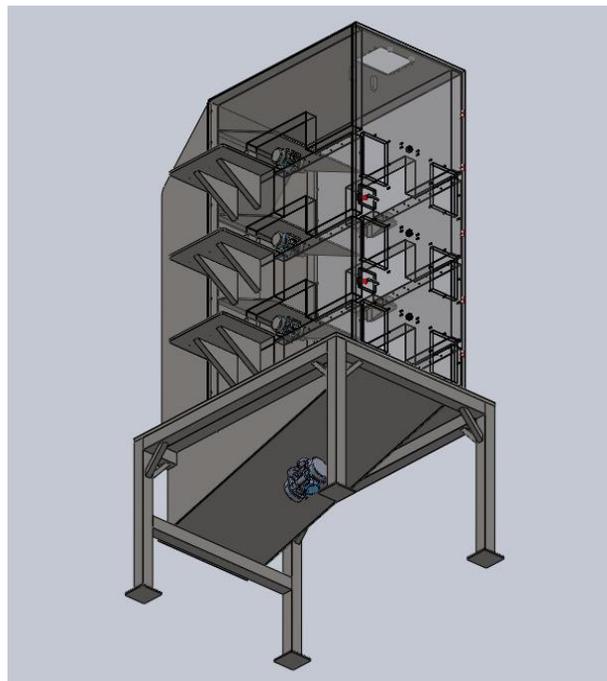


Figura 82: Montaje del subsistema de vibración

De este modo, ya están completamente definidos los diseños de la estructura y de los cinco subsistemas que conforman la máquina. El montaje de todos los subsistemas en la estructura quedaría se la siguiente forma:

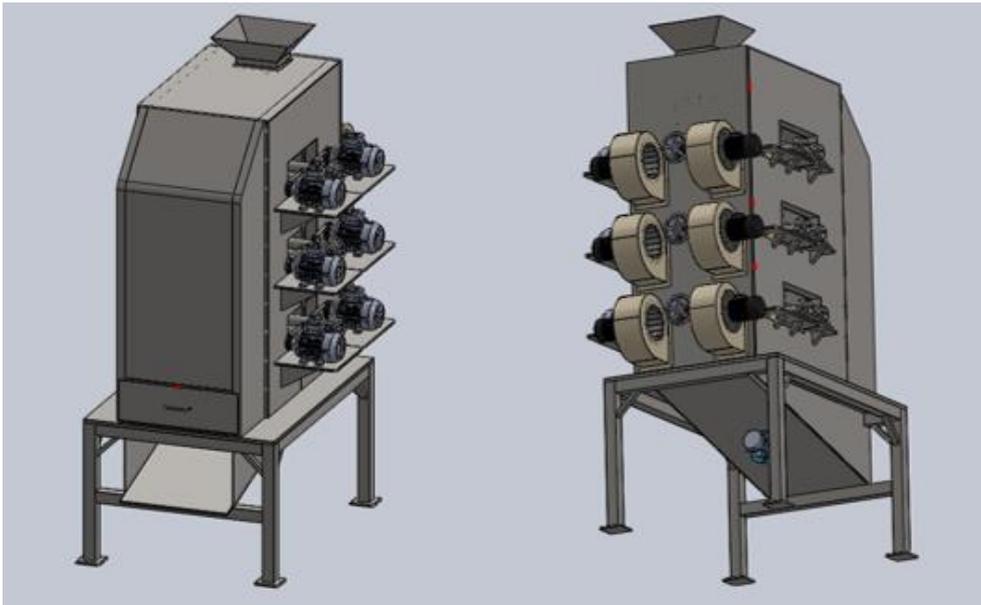


Figura 83: Vistas en perspectiva isométrica de la máquina

10.7 ELEMENTOS DE SEGURIDAD

Con todos los componentes montados para el correcto funcionamiento de la máquina, se procede a detallar los elementos de seguridad necesarios para evitar cualquier peligro que pueda ocasionar la máquina a los operarios. Estos elementos son cajas con las que poder tapar los subsistemas de repelado de acuerdo con la normativa de seguridad de máquinas.

	Paralelas	RENDAJAS Cuadradas	Circulares
Tamaño de la abertura (mm)			
DISTANCIA DE SEGURIDAD d_s (mm)			
PUNTA DEL DEDO (1ª falange) $4 < a \leq 8$			
	≥ 10	≥ 5	≥ 5

Figura 84: Distancia de seguridad para rendijas en función de la forma y tamaño

- Caja de protección del sistema de transmisión: (Figura 85)

Este componente protege el espacio que ocupan los sistemas de transmisión con el exterior.

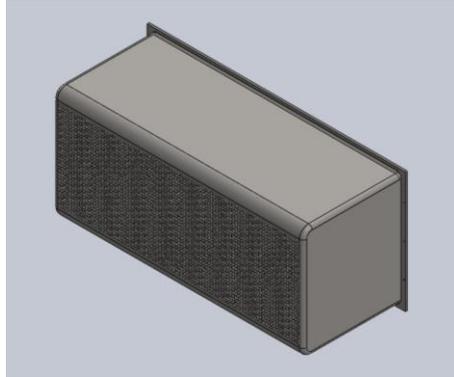


Figura 85: Caja de protección del sistema de transmisión

El montaje de estas cajas de protección en la máquina queda de la siguiente manera:



Figura 86: Montaje de las cajas de protección de los sistemas de transmisión

- Caja de protección de los rodamientos: (Figura 87)

Para proteger los rodamientos y las aberturas que hay en el subsistema de repelado se insertan otro tipo de cajas para poder evitar que cualquier elemento externo pueda entrar y quedar atrapado en el interior de la máquina.

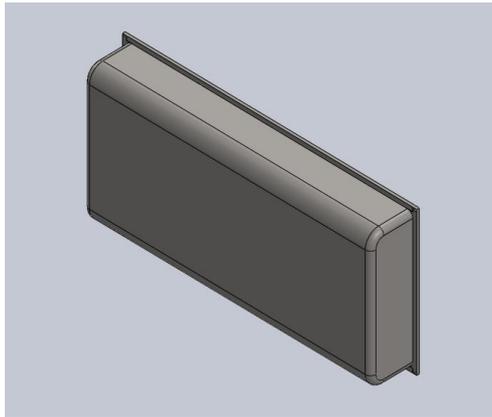


Figura 87: Caja de protección de los rodamientos

Con el montaje de estas cajas realizado el diseño de la máquina final se muestra de la siguiente forma:

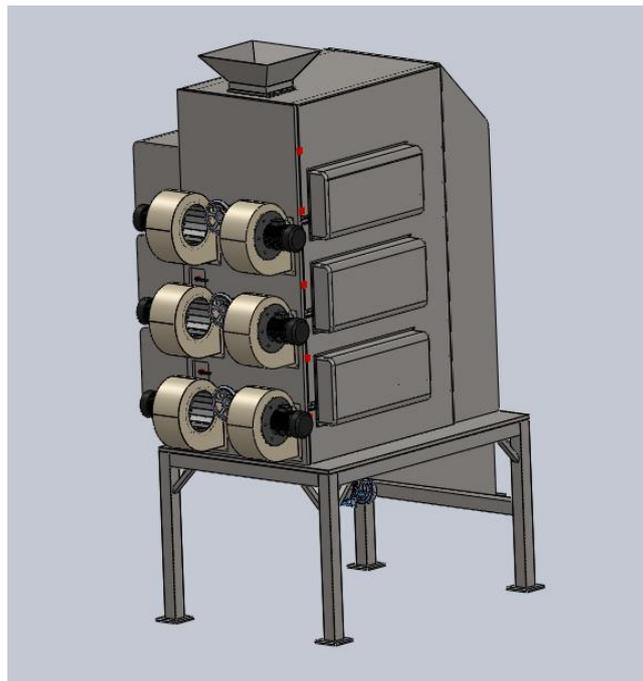


Figura 88: Montaje de las cajas de protección de los rodamientos

11. ESTUDIO ECONÓMICO

A continuación, se detallan los costes de los elementos de fabricación, de compra y de montaje. Sumando todos los costes se obtiene el coste total de la máquina diseñada.

11.1 PRESUPUESTO DE ELEMENTOS FABRICABLES

En las siguientes tablas se puede observar los costes de fabricación de todos los elementos a fabricar separados por subsistemas. El coste total de fabricación es de 30854,15 €.

CONJUNTO	PIEZA	CANTIDAD	MANO DE OBRA	COSTE UNITARIO (€)	COSTE TOTAL (€)	
Sub. de alimentación	Apoyo parte inferior	1	Material	4,6224	4,6224	
			Corte	3,6	3,6	
			Mecanizado	3	3	
	Saliente 20º	1	Material	8,7312	8,7312	
			Corte	3,6	3,6	
			Embutición	7,5	7,5	
	Saliente recto	1	Material	5,7887	5,7887	
			Corte	2,4	2,4	
	Pletina lateral	2	Material	3,9697	7,9394	
			Corte	3,6	7,2	
	Cordones de soldadura				30	30
	Apoyo tolva	1	Material	4,0874	4,0874	
			Corte	4,8	4,8	
			Mecanizado	3	3	
	Saliente 350x300x50	1	Material	5,40992	5,40992	
			Corte	2,4	2,4	
	Tolva	1	Material	32,0144	32,0144	
Corte			4,8	4,8		
Embutición			9	9		
Cordones de soldadura				10	10	
					159,89342	

Tabla 11: Costes de fabricación del subsistema de alimentación

CONJUNTO	PIEZA	CANTIDAD	MANO DE OBRA	COSTE UNITARIO (€)	COSTE TOTAL (€)
Sub. de repelado	Árbol	6	Material	145,69548	874,17288
			Mecanizado	45	270
	Rodillo cilíndrico	3	Material	548,5299867	1645,58996
			Mecanizado	22,5	67,5
	Rodillo rascador	3	Material	549,52284	1648,56852
			Mecanizado	27	81
					4586,83136

Tabla 12: Costes de fabricación del subsistema de repelado

Diseño de una repeladora industrial de almendras

CONJUNTO	PIEZA	CANTIDAD	MANO DE OBRA	COSTE UNITARIO (€)	COSTE TOTAL (€)	
Sub. de regulación	Pletina regulación transmisión	3	Material	160,821	482,463	
			Corte	2,4	7,2	
			Mecanizado	2,25	6,75	
	Taco regulación transmisión	3	Material	14,31874	42,95622	
			Corte	1,2	3,6	
			Mecanizado	1,5	4,5	
	Soldadura bandeja transmisión				12	12
	Pletina regulación opuesta	3	Material	70,1706	210,5118	
			Corte	1,8	5,4	
			Mecanizado	1,5	4,5	
	Taco regulación opuesta	3	Material	14,7767	44,3301	
			Corte	1,2	3,6	
			Mecanizado	0,75	2,25	
	Soldadura bandeja opuesta				12	12
	Barra de regulación	3	Material	18,45108	55,35324	
			Corte	4,8	14,4	
			Mecanizado	1,5	4,5	
	Apoyo husillo	3	Material	11,7486	35,2458	
			Corte	3,6	10,8	
			Mecanizado	3	9	
			Plegado	4,5	13,5	
Husillo TR 16X4	3	Material	1,20696	3,62088		
		Mecanizado	22,5	67,5		
Nervio 399x219x50	6	Material	36,16172	216,97032		
		Corte	1,2	7,2		
Nervio 99x99x50	3	Material	3,2956	9,8868		
		Corte	1,2	3,6		
					1293,63816	

Tabla 13: Costes de fabricación del subsistema de regulación

CONJUNTO	PIEZA	CANTIDAD	MANO DE OBRA	COSTE UNITARIO (€)	COSTE TOTAL (€)
Elementos de protección	Caja sistema de transmisión	3	Material	477,41046	1432,23138
			Corte	48	144
			Mecanizado	3	9
			Embutición	10,5	31,5
	Caja rodamientos	3	Material	165,66596	496,99788
			Corte	3,6	10,8
			Mecanizado	2,25	6,75
			Embutición	6	18
					2149,27926

Tabla 14: Costes de fabricación de los elementos de protección

Diseño de una repeladora industrial de almendras

CONJUNTO	SUBCONJUNTO	PIEZA	CANTIDAD	MANO DE OBRA	COSTE UNITARIO (€)	COSTE TOTAL (€)	
Cuerpo de la máquina	Bancada inferior	Barra 1400x100x100	3	Material	236,60268	709,80804	
				Corte	1,2	3,6	
		Pata 1200x100x100	4	Material	202,658	810,632	
				Corte	1,2	4,8	
		Barra 2020x100x100	2	Material	341,3728	682,7456	
				Corte	1,2	2,4	
		Pletina superior bancada	1	Material	1078,56	1078,56	
				Corte	4,8	4,8	
		Pletina 200x20x20	4	Material	16,45333333	65,81333333	
				Corte	1,2	4,8	
	Mecanizado			2,25	9		
	Pletina rampa de salida	1	Material	681,162	681,162		
			Corte	3	3		
			Mecanizado	2,25	2,25		
	Nervio bancada	8	Material	7,383	59,064		
			Corte	1,8	14,4		
	Pletina triangular	2	Material	107	214		
			Corte	2,4	4,8		
	Cordones de soldadura					70	70
	Extractor	Base extractor	1	Material	188,6838	188,6838	
				Corte	1,8	1,8	
				Plegado	3	3	
		Pletina plegada	1	Material	740,761	740,761	
				Corte	3	3	
				Plegado	3	3	
				Mecanizado	1,5	1,5	
		Lateral extractor	2	Material	1499,9688	2999,9376	
				Oxicorte	20	40	
				Mecanizado	7,5	15	
		Pletina tornillos	2	Material	12,7544	25,5088	
				Corte	1,2	2,4	
				Mecanizado	7,5	15	
		Pletina rampa	3	Material	98,868	296,604	
				Corte	2,4	7,2	
				Plegado	2,25	6,75	
				Mecanizado	1,5	4,5	
		Pletina abatible	1	Material	59,0854	59,0854	
	Corte			2,4	2,4		
	Mecanizado			1,5	1,5		
	Cordones de soldadura					46	46
	Pared frontal	Chapa pared frontal	1	Material	1249,76	1249,76	
				Corte	9,6	9,6	
				Mecanizado	37,5	37,5	
	Pared lateral trans.	Chapa 2580x1580x100	1	Material	5657,38532	5657,38532	
				Oxicorte	25	25	
				Mecanizado	12	12	
		Pletina 600x520x20	3	Material	105,2024	315,6072	
				Corte	2,4	7,2	
				Mecanizado	1,5	4,5	
		Taco 260x85x40	3	Material	14,5092	43,5276	
				Corte	1,2	3,6	
	Mecanizado			1,5	4,5		
	Nervio 400x220x50	6	Material	37,1932	223,1592		
			Corte	1,2	7,2		
	Cordones de soldadura					40	40
	Pared lateral posterior	Chapa posterior 2580x1580x100	1	Material	5657,732	5657,732	
				Oxicorte	25	25	
				Mecanizado	12	12	
		Pletina 300x150x20	3	Material	15,0656	45,1968	
				Corte	1,8	5,4	
				Mecanizado	0,75	2,25	
		Taco 300x75x40	3	Material	14,7874	44,3622	
				Corte	1,2	3,6	
	Mecanizado			1,5	4,5		
	Nervio 100x100x50	3	Material	4,2265	12,6795		
			Corte	1,2	3,6		
	Cordones de soldadura					30	30
	Parte superior	Pletina superior 1580x1100x10	1	Material	277,0444	277,0444	
				Corte	4,8	4,8	
				Mecanizado	3	3	
		Taco 103x30x30	2	Material	1,5408	3,0816	
				Corte	1,2	2,4	
				Mecanizado	0,75	1,5	
		Taco 30x30x30	2	Material	0,428	0,856	
				Corte	0,6	1,2	
	Mecanizado			0,75	1,5		
	Cordones de soldadura					8	8
							22664,50739

Tabla 15: Costes de fabricación del cuerpo de la máquina

11.2 PRESUPUESTO DE ELEMENTOS DE COMPRA

A continuación, se muestra detalladamente el coste de todos los elementos de compra.

Componente	Unidades	Coste unitario (€)	Coste total (€)
Alimentador	1	1650	1650
Asa en U	1	9,4	9,4
Bisagra 40x40	1	3,52	3,52
Bisagra 50x50	5	3,75	18,75
Cierre con manilla	2	7,5	15
Contador digital	3	56,85	170,55
Correa 8M 30 1120	3	23,61	70,83
Correa 8M 30 1160	3	24,56	73,68
Motor eléctrico 1325	6	350,04	2100,24
Motovibrador MVE 200-3	3	162	486
Motovibrador MVE 1300-3	1	439	439
Polea HTD 49 8M-30-2012	3	42,24	126,72
Polea HTD 55 8M-30-2012	3	57,85	173,55
Polea HTD 64 8M-30-2517	3	74,18	222,54
Polea HTD 66 8M-30-2517	3	75,86	227,58
Casquillo cónico 2012-38	6	11,99	71,94
Casquillo cónico 2517-65	6	17,24	103,44
Raíl W20-80	6	83,36	500,16
Cojinete W20	24	18,09	434,16
Rodamiento soporte en Y con tapa	12	225,46	2705,52
Rodamiento soporte UCFL 204	3	4,5	13,5
Tuerca KGF N 1605	3	25	75
Ventilador-CB-1733-4T	6	723,3	4339,8
Volante GN227.2 250 K17	3	77,27	231,81
ISO 10642 M5X10	4	0,01755	0,0702
ISO 10642 M5X16	2	0,02853	0,05706
ISO 10642 M6X16	20	0,03013	0,6026
ISO 10642 M6X35	48	0,05346	2,56608
ISO 4762 M8X25	12	0,09742	1,16904
ISO 4762 M12X20	6	0,23179	1,39074
ISO 4762 M12X25	20	0,24272	4,8544
ISO 4762 M12X30	24	0,2673	6,4152
ISO 4762 M20X45	24	1,6027	38,4648
DIN 580 M8X1,25	8	2,17315	17,3852
ISO 7380 M6X25	30	0,0515	1,545
ISO 7380 M8X16	3	0,07494	0,22482
ISO 7380 M8X20	60	0,08422	5,0532
ISO 7380 M10X45	8	0,29093	2,32744
ISO 7380 M16X30	4	0,51272	2,05088
ISO 10511 M10X1,5	8	0,08627	0,69016
DIN 1480 M8	4	1,8	7,2
DIN 7984 M8X16	84	0,09883	8,30172
ISO 4026 M6X20	18	0,05429	0,97722
ISO 4026 M12X20	12	0,13944	1,67328
ISO 4026 M12X25	12	0,27654	3,31848
ISO R773 10X8X30	6	0,71	4,26
ISO R773 18X11X44,5	6	1,9	11,4
ISO R773 20X5X5	3	0,32	0,96
DIN 981 KM13 M65X2	6	6,187	37,122
DIN 981 KM17 M85X2	12	11,9647	143,5764
ISO 7093 D8	3	0,06357	0,19071
DIN 471 D38	12	1,51381	18,16572
ISO 2491 28X16X690	6	23,222	139,332
ISO 7089 A13	24	0,05202	1,24848
ISO 7089 A21	24	0,24384	5,85216
			14731,13499

Tabla 16: Costes de los elementos de compra

11.3 PRESUPUESTO DE MONTAJE

Con la máquina ya realizada por subsistemas, solo será necesario montar el cuerpo de la máquina y acoplar todos los subsistemas a él. Se ha estimado que el tiempo necesario para montar todo es de unas 35 horas participando en el montaje 3 operarios. Con esto, el presupuesto de montaje es el siguiente:

Nº operarios	Tiempo necesario (h)	Coste €/h oficial 1a	Coste de montaje total (€)
3	35	13,42	1409,1

Tabla 17: Coste de montaje

Realizando la suma de los tres presupuestos mostrados, se obtiene un coste de la máquina total de 46994,38€.

12. BIBLIOGRAFÍA

- <https://patentados.com>
<https://www.descalmendra.com>
<https://www.festo.com>
<http://www.gardette.es>
<http://www.shuton.com>
<https://www.thomsonlinear.com>
<http://www.aperam.com>
<https://soloingenieria.net>
<http://www.sgtransmisiones.com>
<https://rodavigo.net>
<http://www.italvibras.it>
<https://www.tracsa.com>
<https://www.elmotorelectrico.es>
<https://grabcad.com>
<https://ingemecanica.com>
<http://www.contigroup.it>
<https://www.monografias.com>
<https://www.igus.es>
<https://medias.schaeffler.com>
<https://www.elesa-ganter.es>
<http://www.rodalsa.net>
<https://login.wamgroup.com>
<https://www.skf.com>
<https://www.thomsonlinear.com>
<http://ocw.uc3m.es>
<http://basepreciosconstruccion.gobex.es>
<https://www.traceparts.com>
<https://www.ugatu.com>
Libro de ventiladores centrífugos industriales de Llorvesa.
Curso básico de selección de ventiladores de Llorvesa.

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY

TITULACIÓN: GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PLANOS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

TÍTULO:

DISEÑO DE UNA REPELADORA INDUSTRIAL DE ALMENDRAS

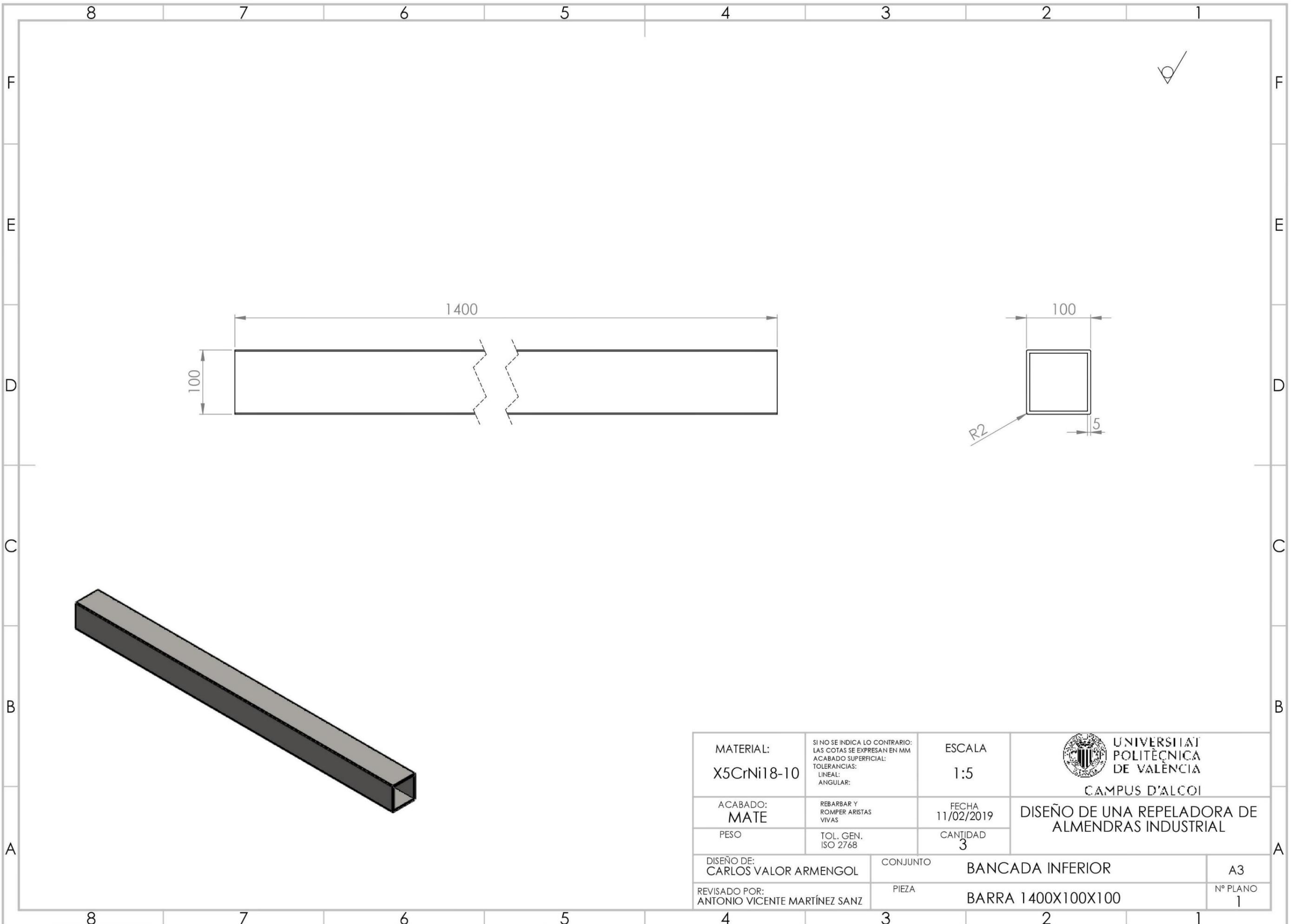
ALUMNO: CARLOS VALOR ARMENGOL

TUTOR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ

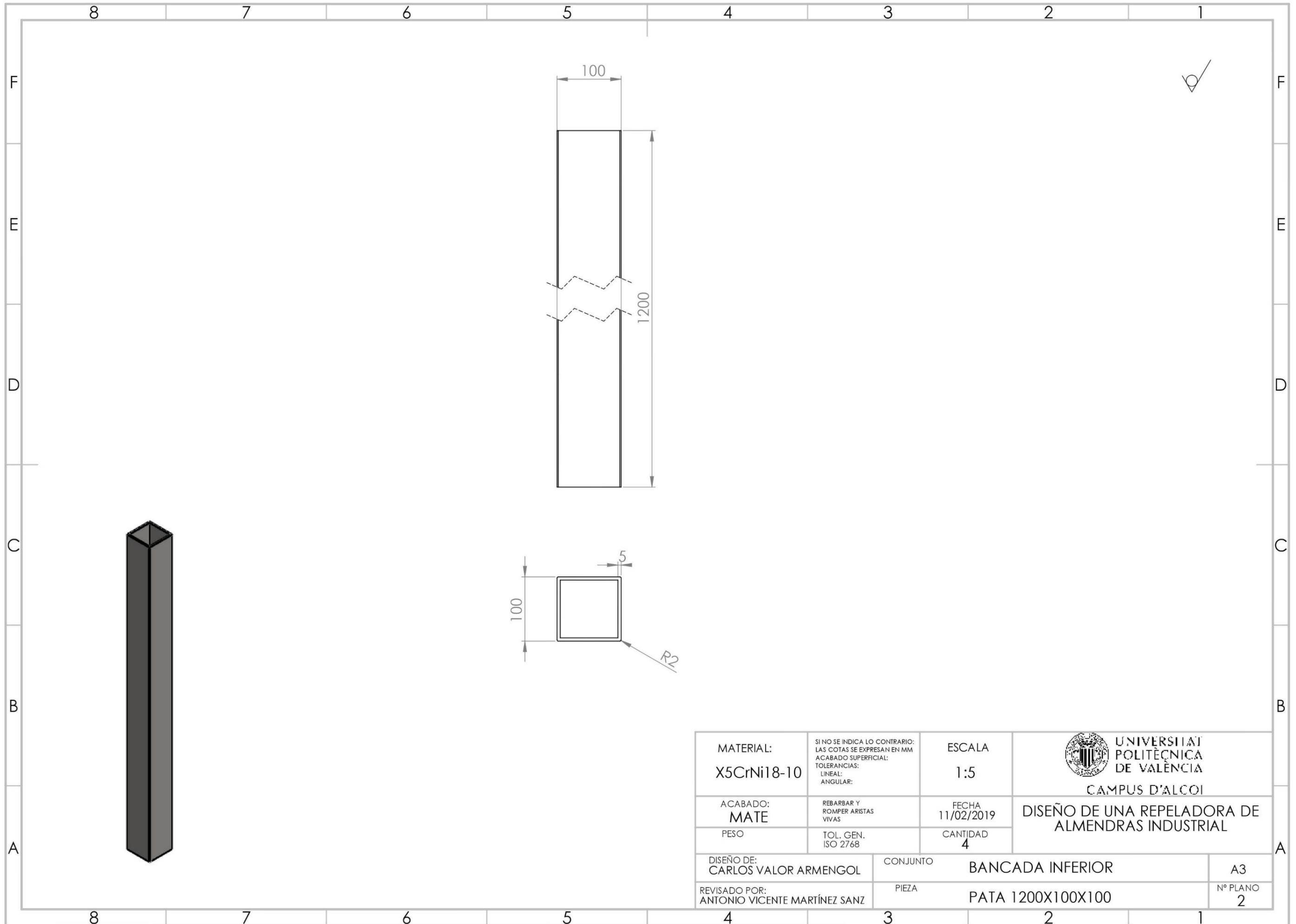
COTUTOR: SERGI MONTAVA JORDÀ

ÍNDICE DE PLANOS

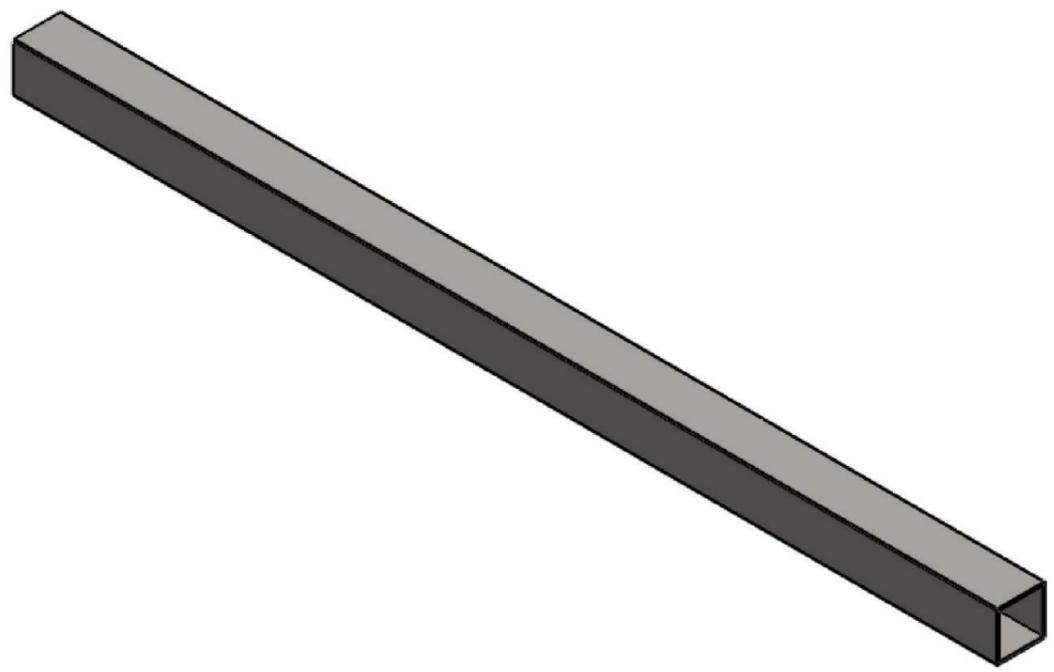
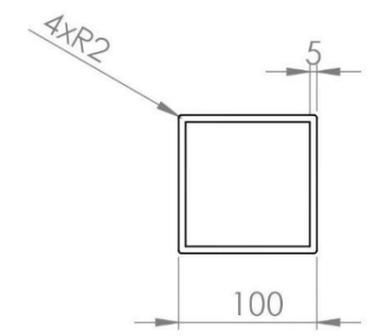
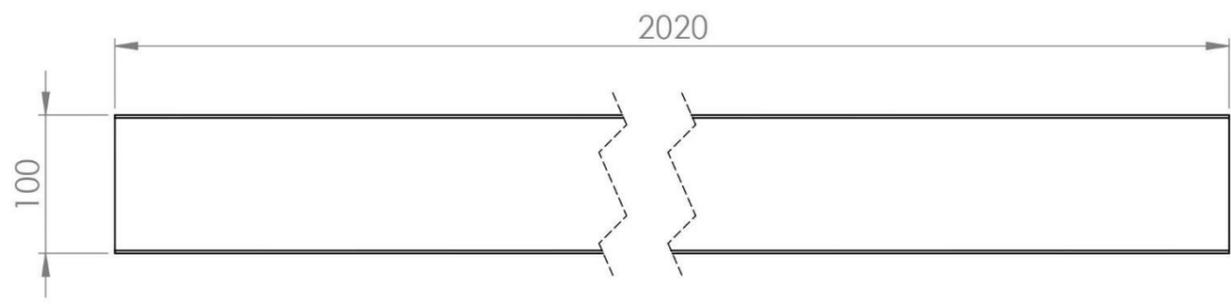
1. Planos de fabricación.....	1
1.1 Cuerpo de la máquina.....	1
1.1.1 Planos de la bancada inferior.....	1
1.1.2 Planos del extractor.....	10
1.1.3 Plano de la pared frontal.....	17
1.1.4 Planos de la pared lateral de transmisión.....	18
1.1.5 Planos de la pared lateral posterior.....	23
1.1.6 Planos de la chapa superior.....	28
1.2 Subsistema de alimentación.....	32
1.2.1 Planos de la parte inferior de la tolva.....	32
1.2.2 Planos de la parte superior de la tolva.....	37
1.3 Subsistema de regulación.....	41
1.4 Subsistema de repelado.....	52
1.5 Elementos de protección.....	55
2. Planos de montaje.....	57
2.1 Montaje del extractor.....	57
2.2 Montaje de la estructura.....	58
2.3 Montaje del subsistema de alimentación.....	59
2.4 Montaje del subsistema de regulación.....	60
2.5 Montaje del subsistema de repelado.....	61
2.6 Montaje del subsistema de ventilación.....	62
2.7 Montaje del subsistema de vibración.....	63
2.8 Montaje final.....	64



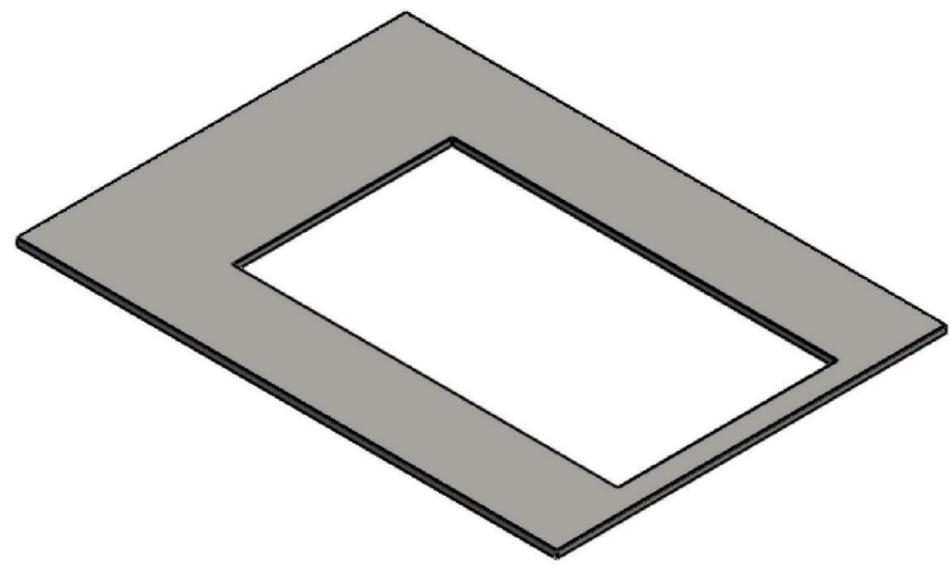
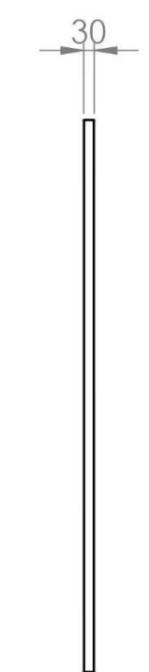
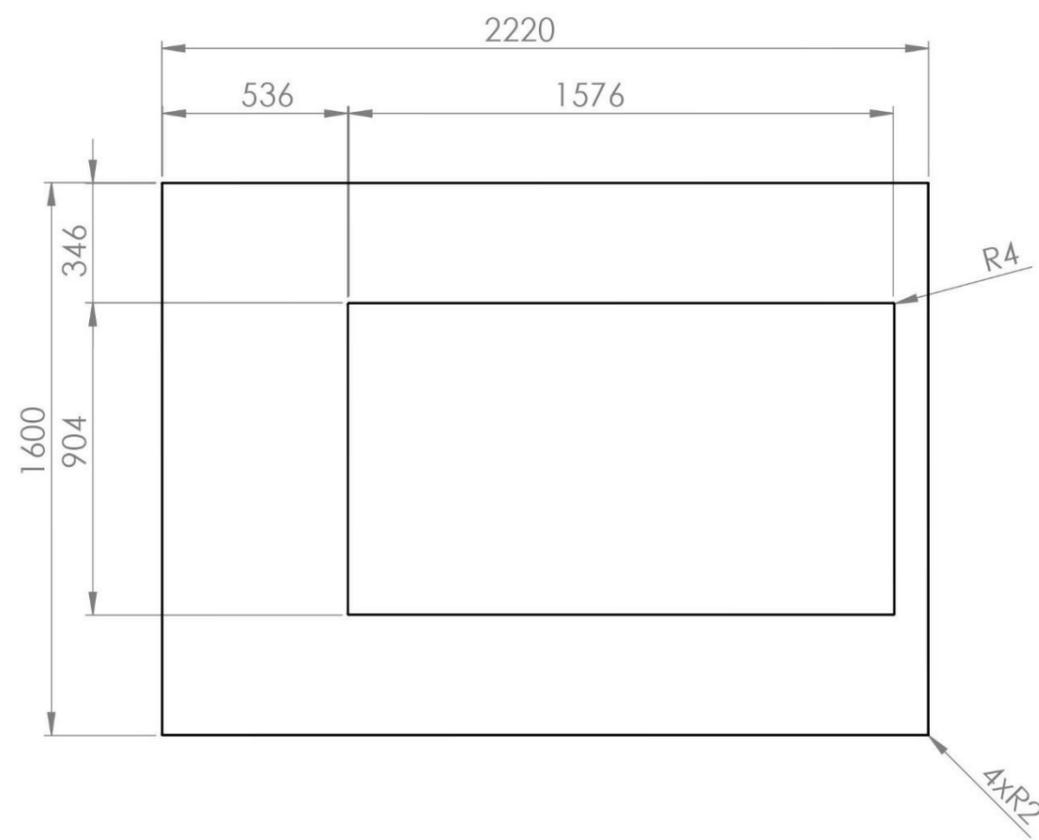
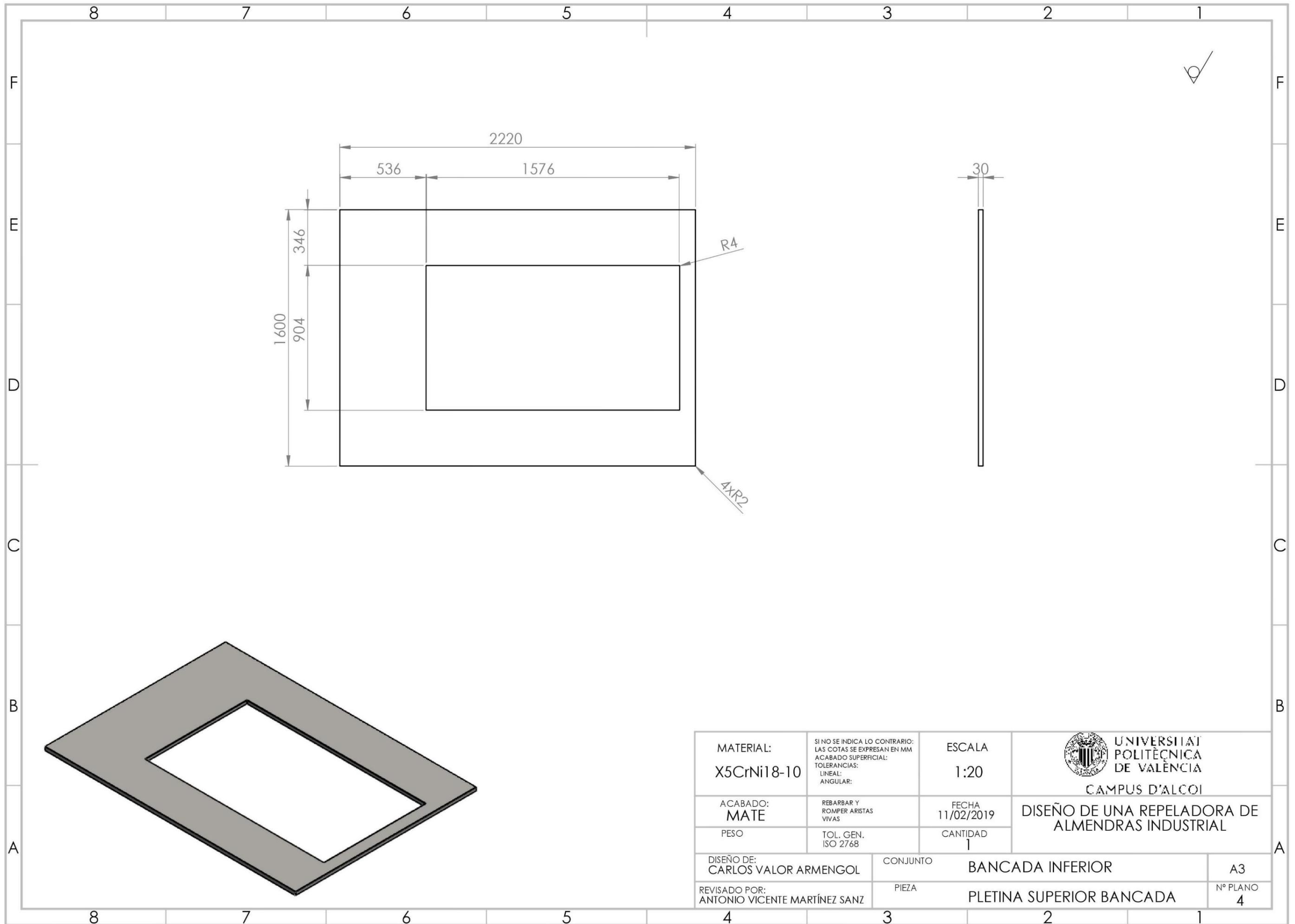
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI	
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019		DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3		
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR		A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	BARRA 1400X100X100		Nº PLANO 1



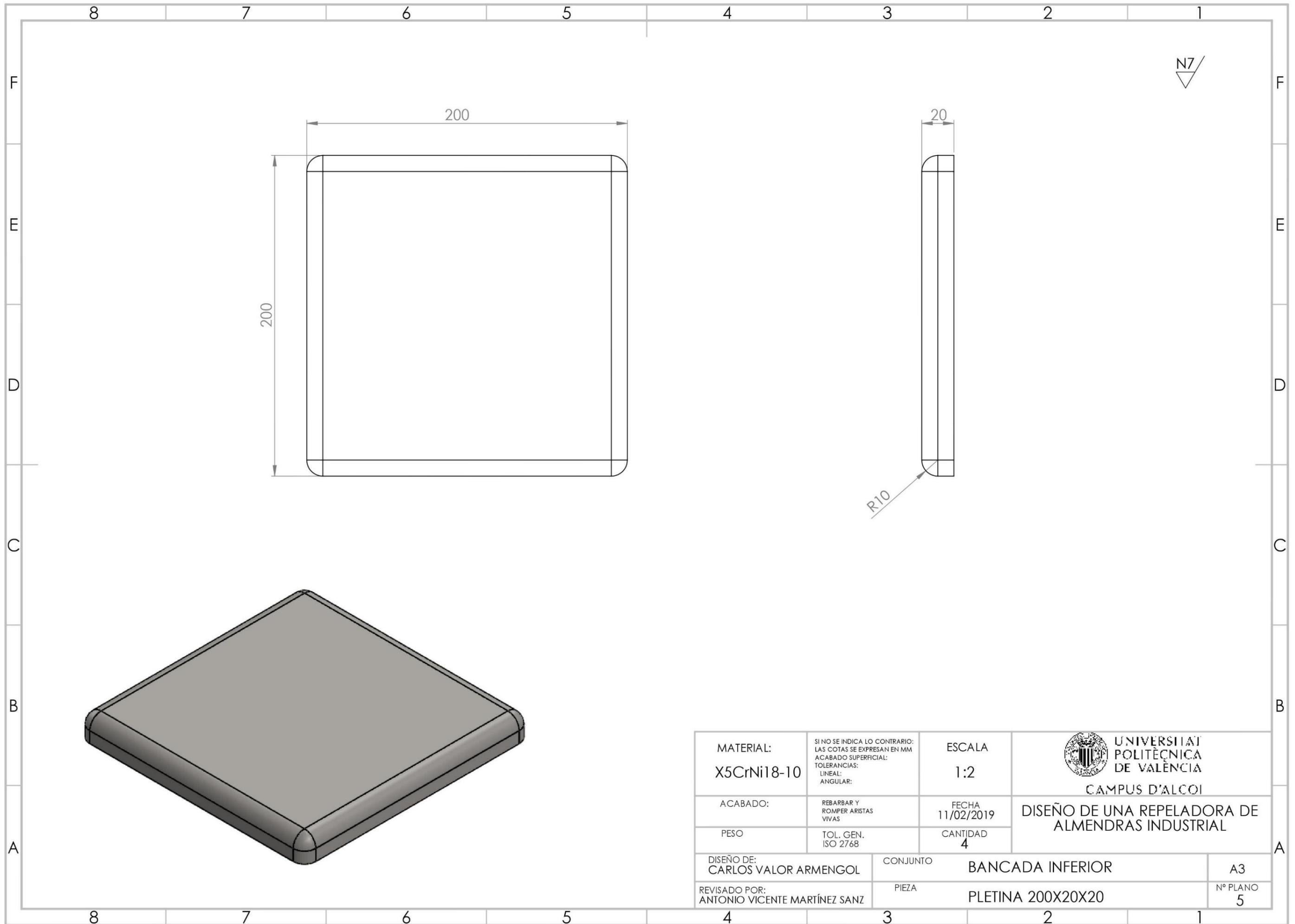
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 4	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PATA 1200X100X100	Nº PLANO 2



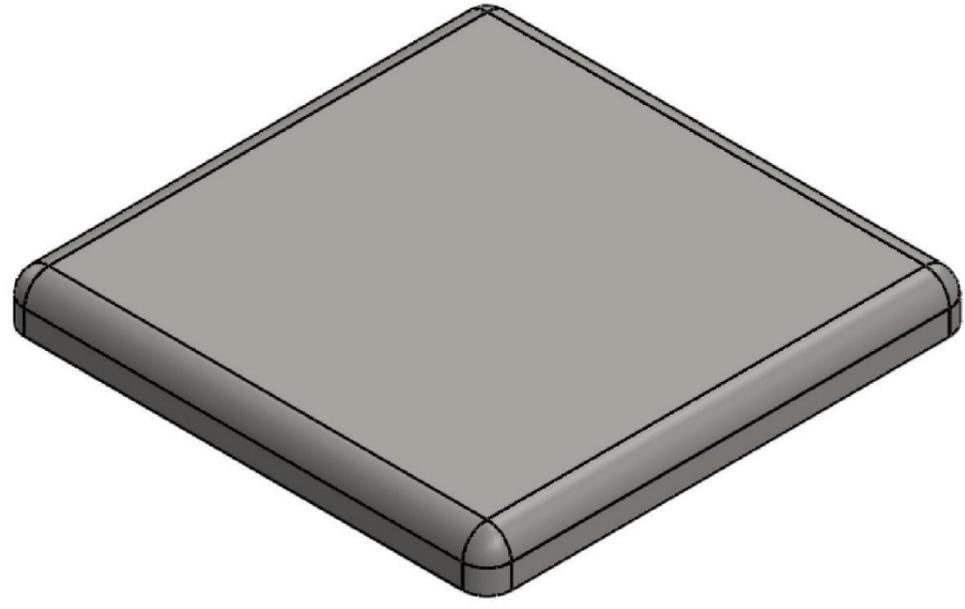
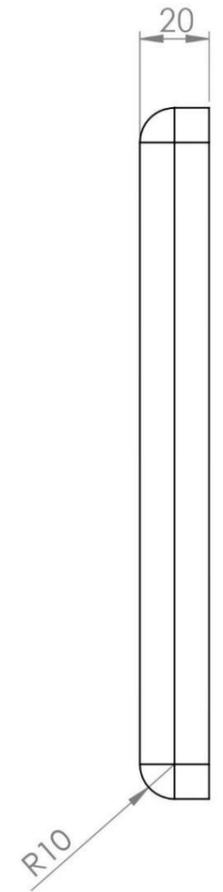
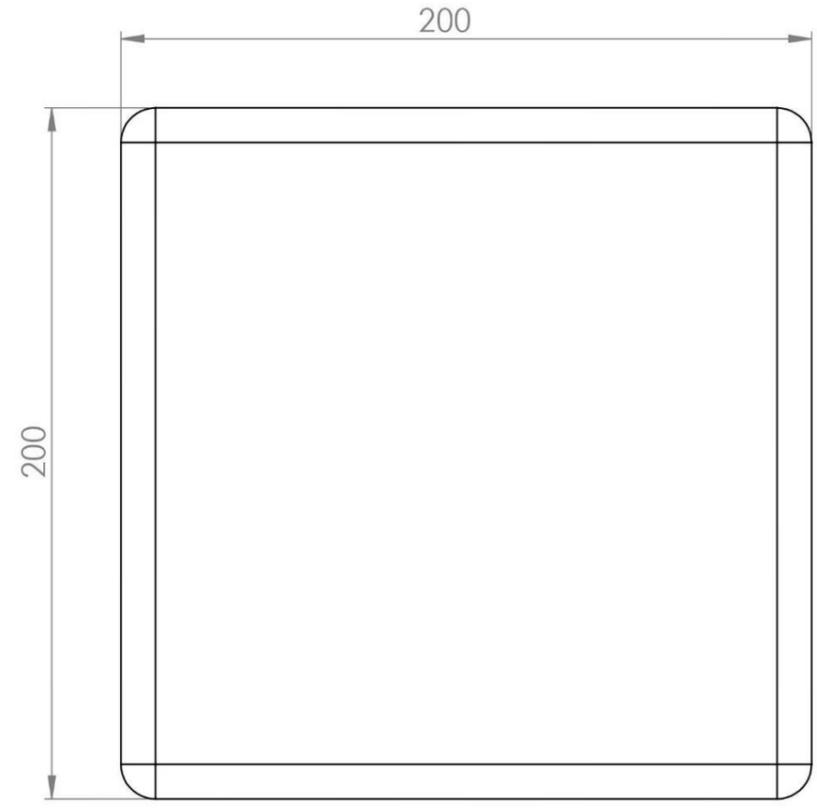
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	BARRA 2020X100X100	
			A3
			Nº PLANO 3



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA SUPERIOR BANCADA	Nº PLANO 4



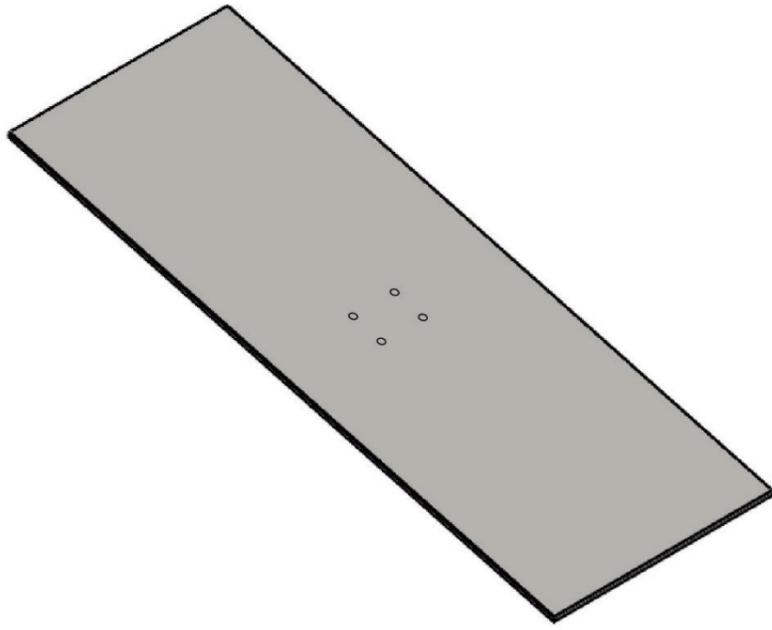
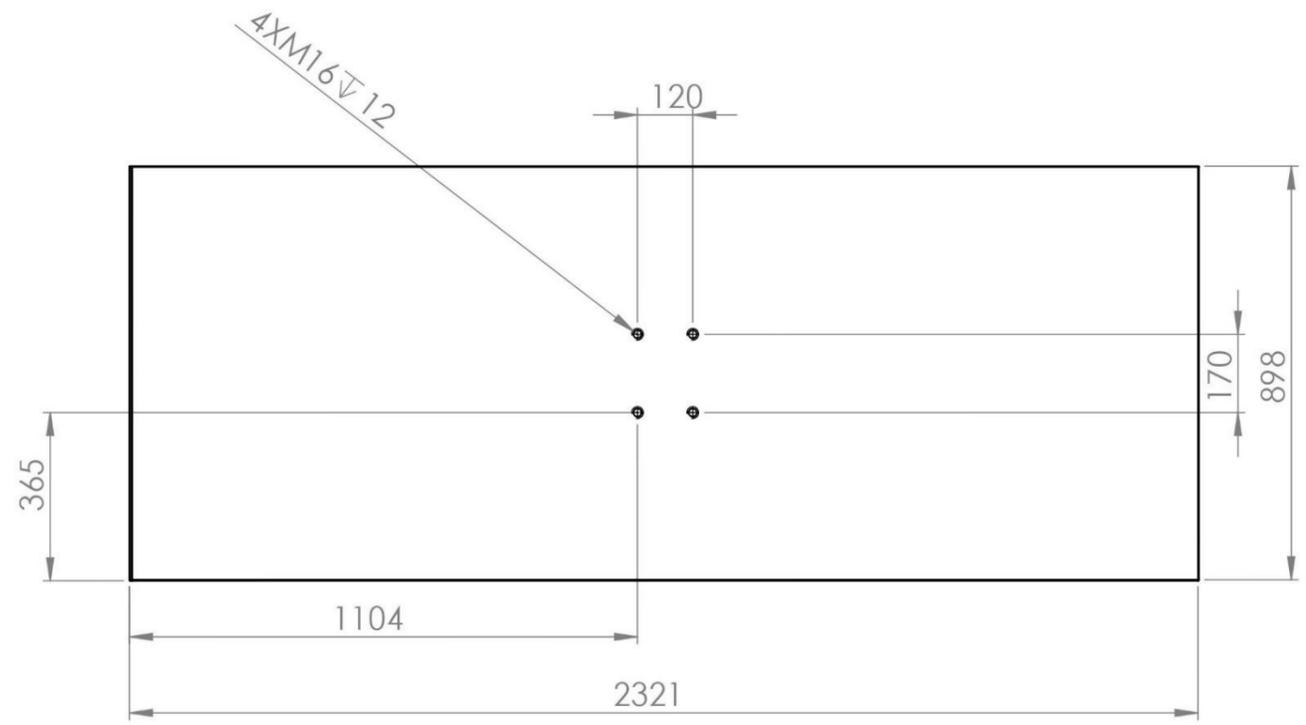
N7/



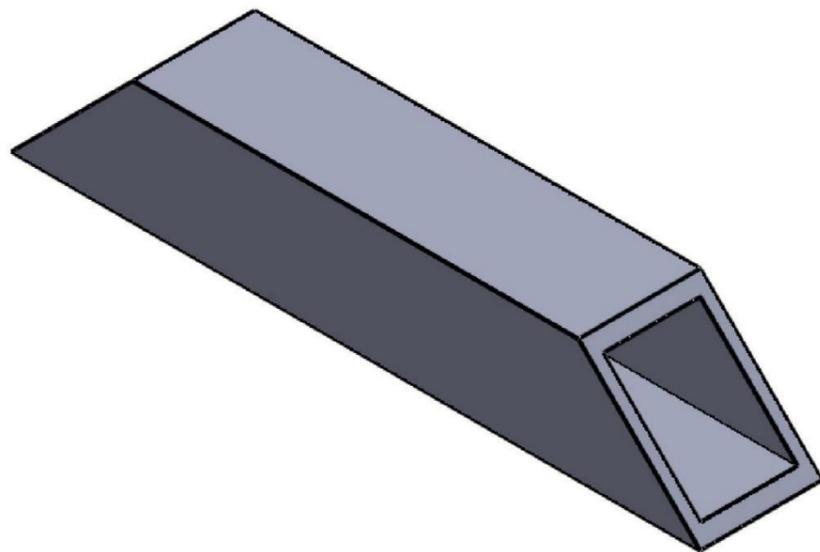
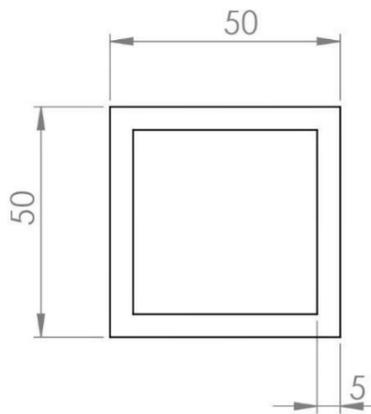
29.73

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 4	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA 200X20X20	
			A3
			Nº PLANO 5

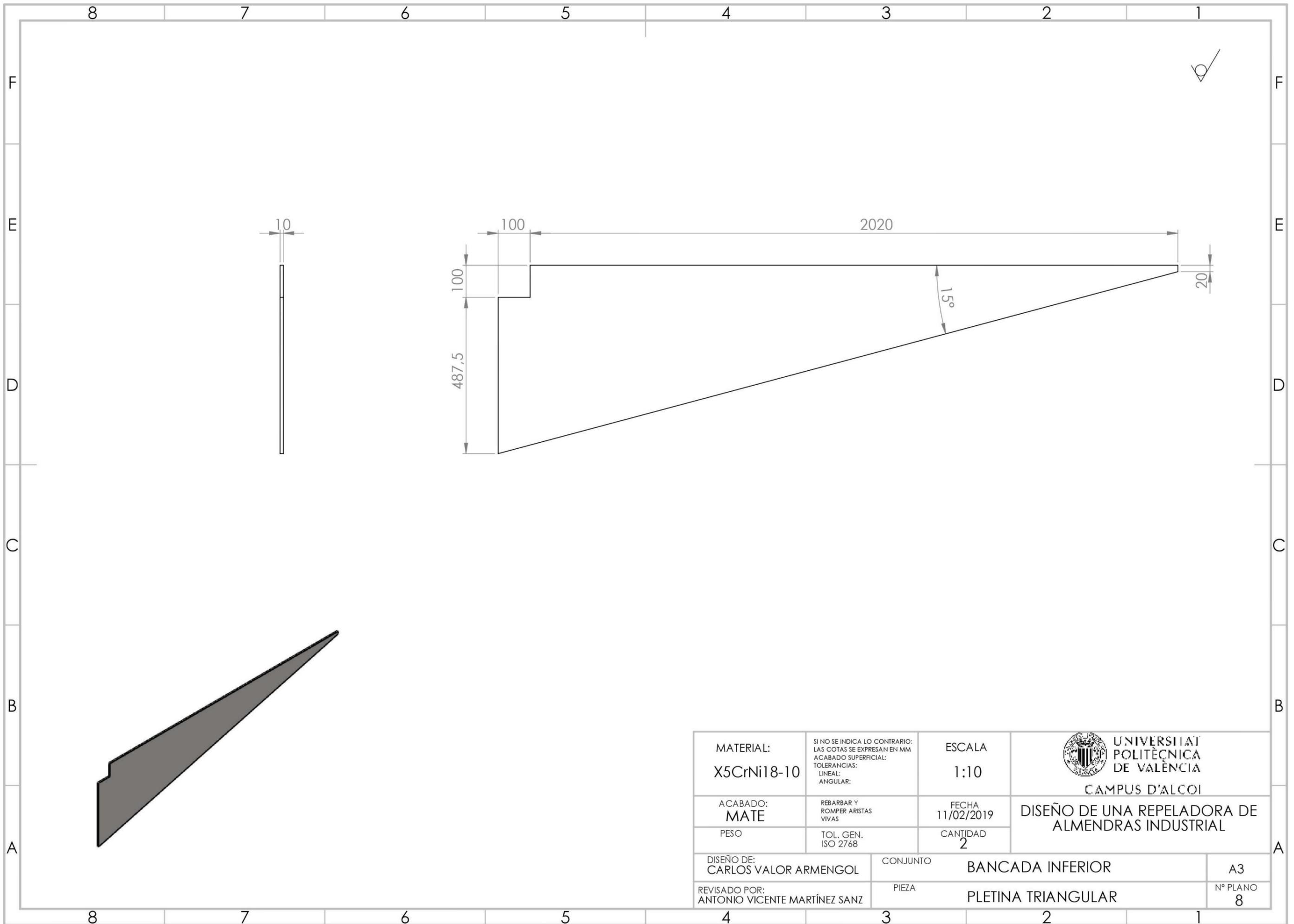
DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL



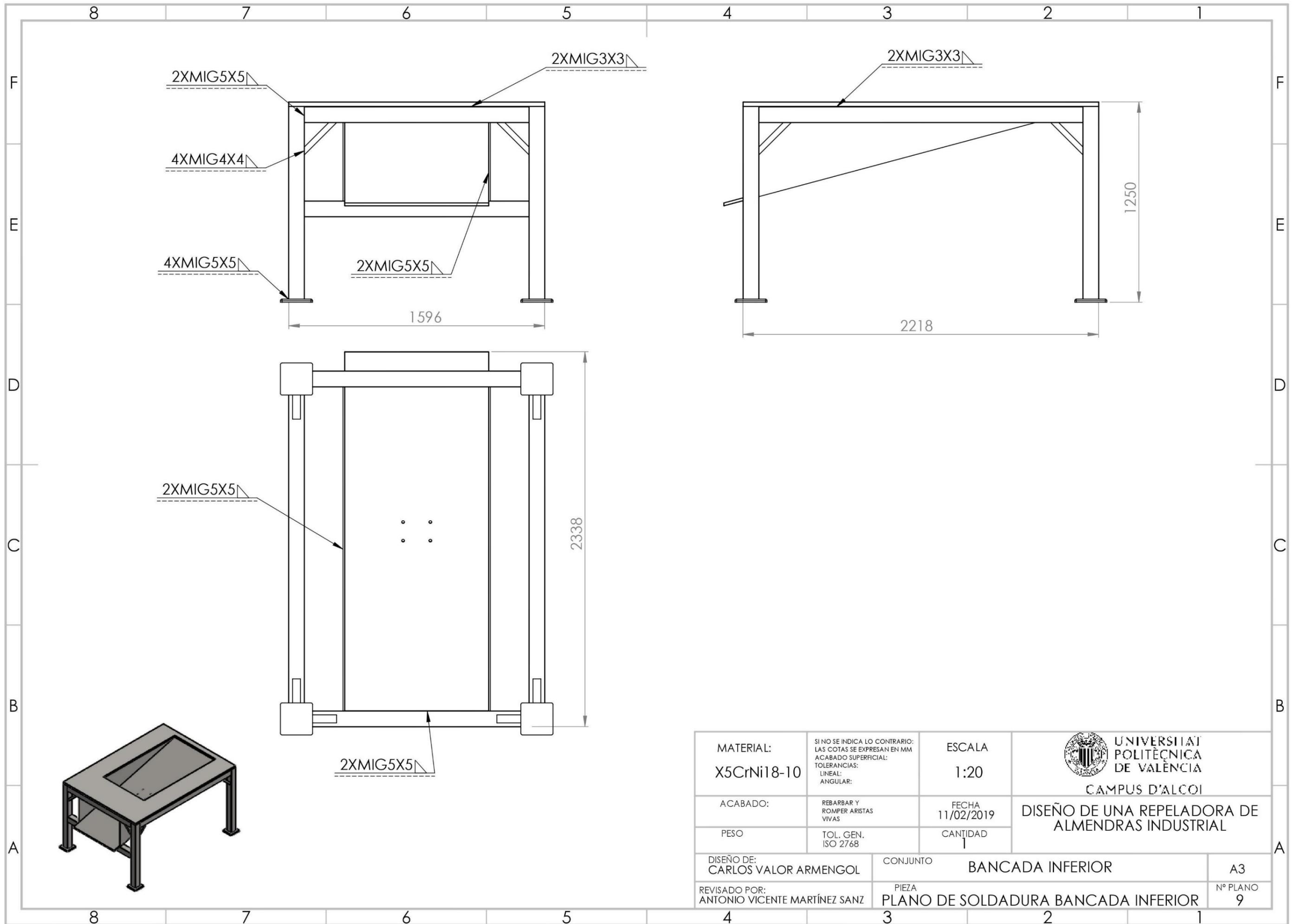
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA RAMPA DE SALIDA	Nº PLANO 6



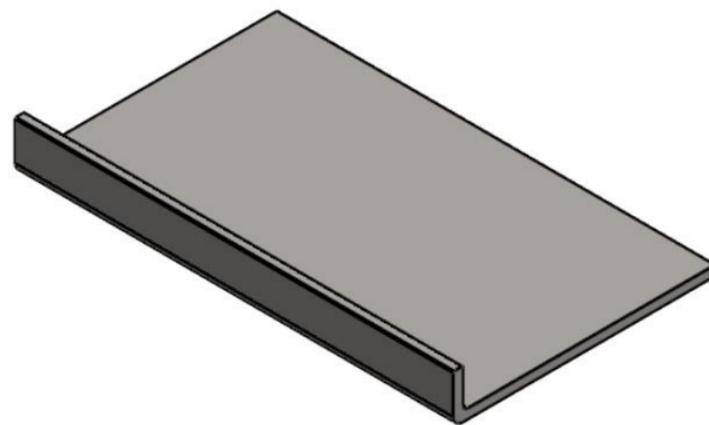
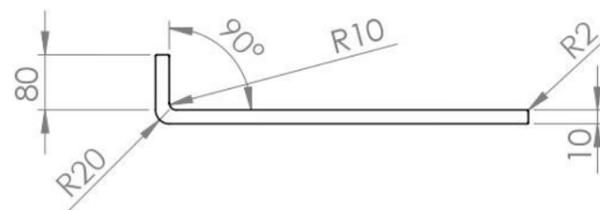
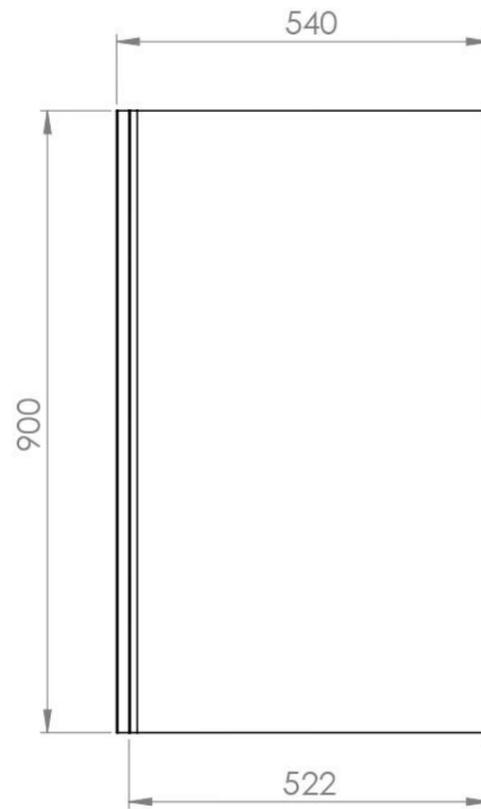
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 8	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	NERVIO BANCADA	
			A3
			Nº PLANO 7



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:10	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA TRIANGULAR	Nº PLANO 8

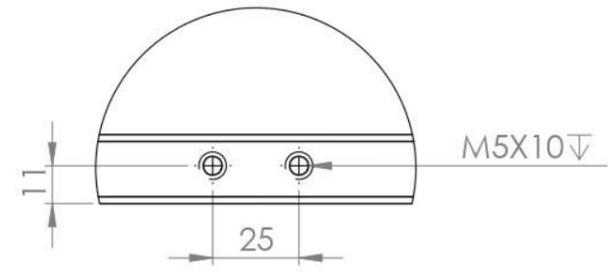
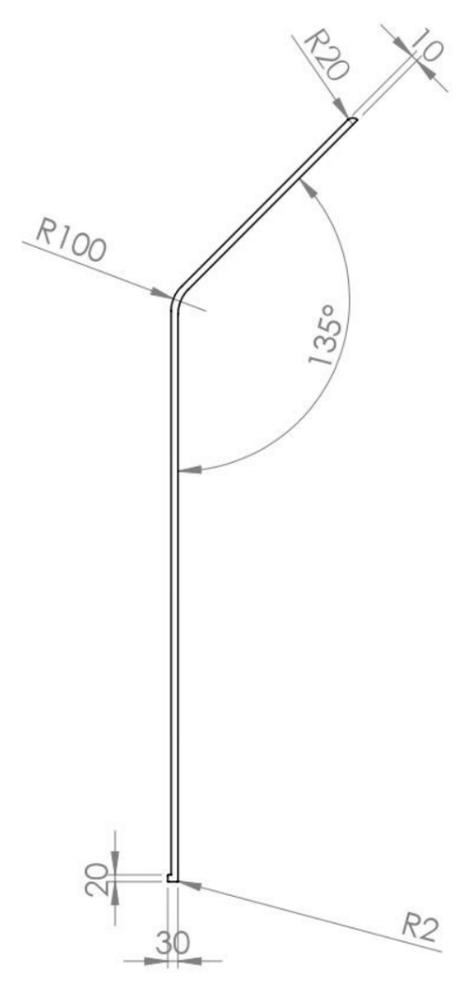
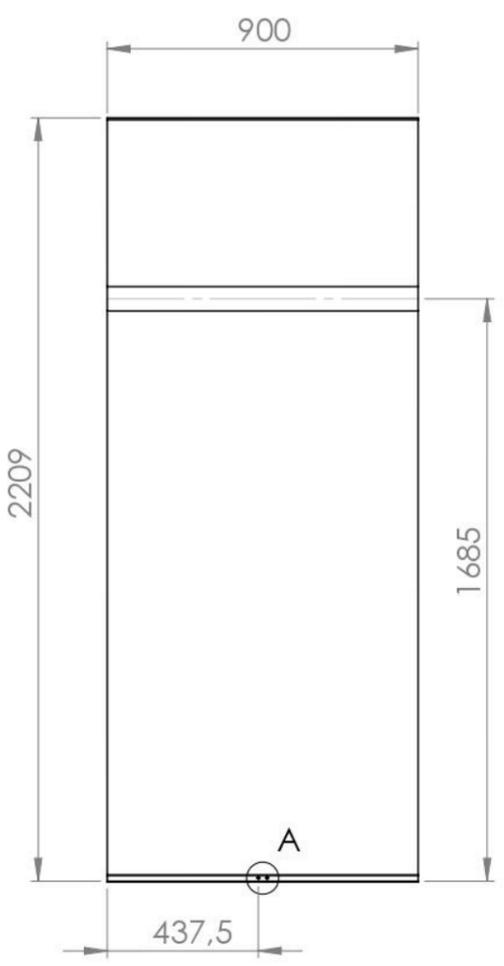


MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	TOL. GEN. ISO 2768	FECHA 11/02/2019	
PESO		CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	BANCADA INFERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLANO DE SOLDADURA BANCADA INFERIOR	
		A3	Nº PLANO 9

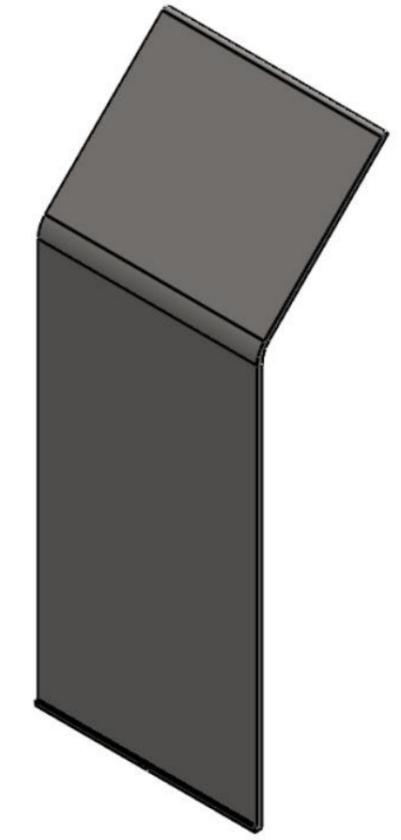


PLEGADO

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:10	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	BASE EXTRACTOR	Nº PLANO 10

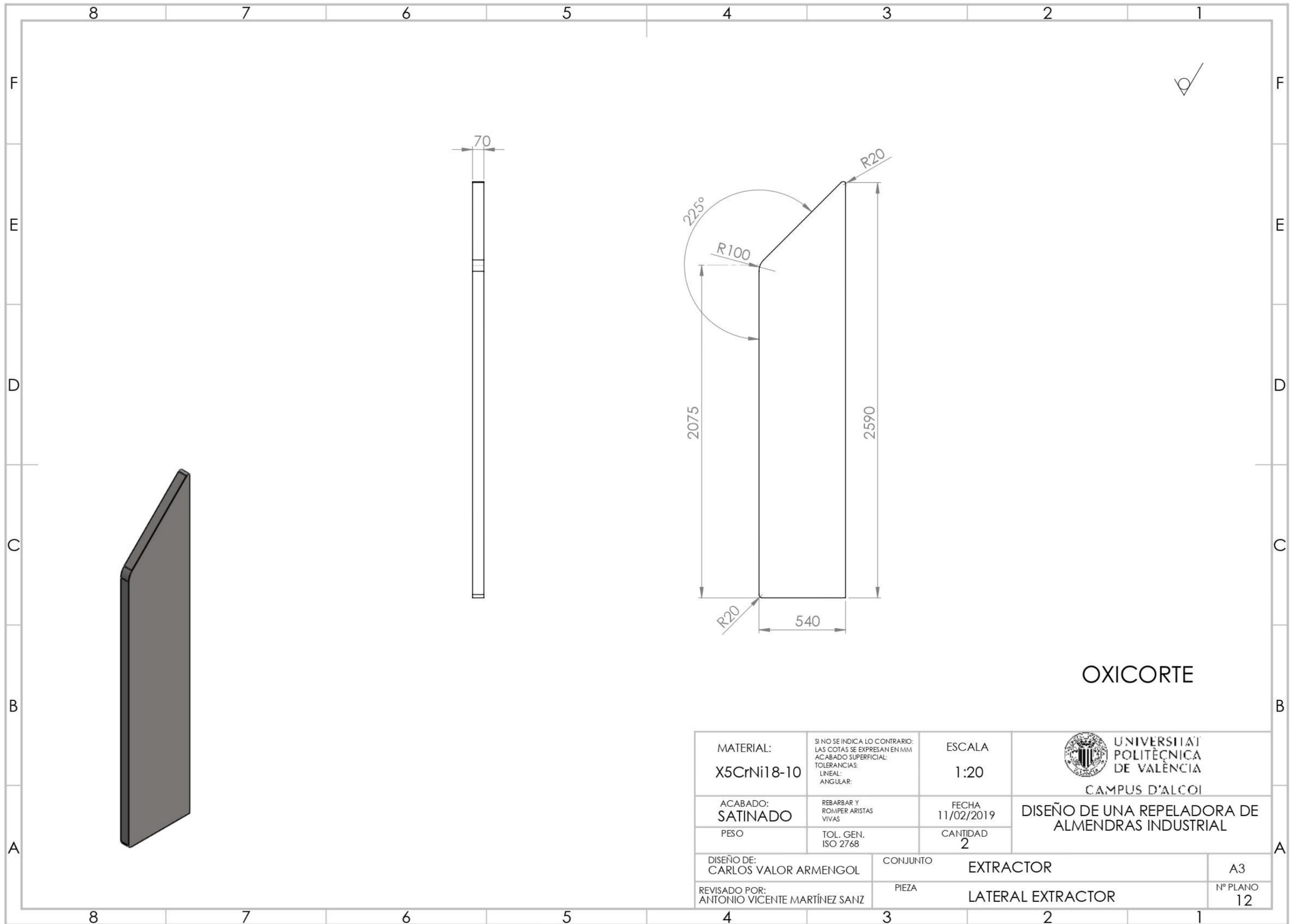


DETALLE A
ESCALA 1 : 2



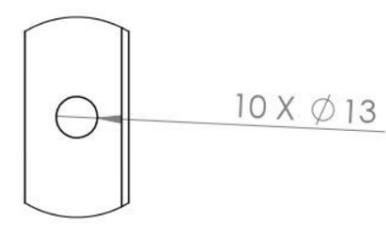
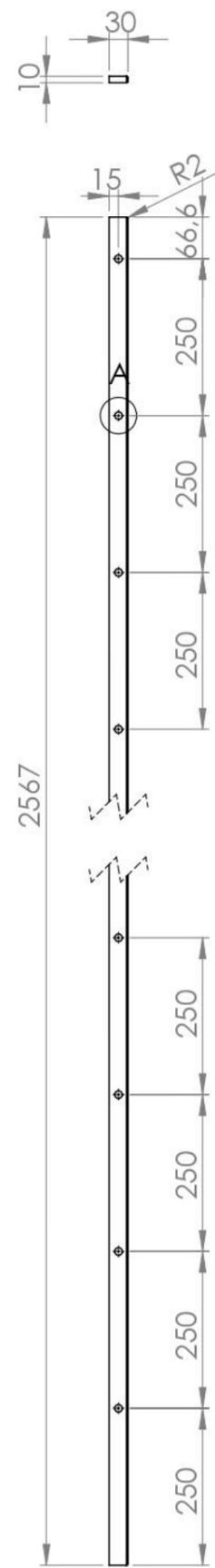
PLEGADO

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA PLEGADA	Nº PLANO 11



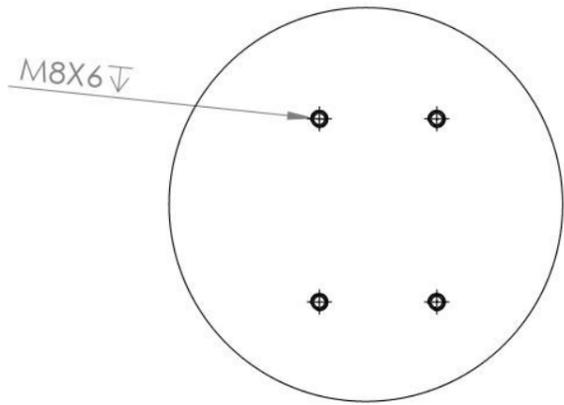
OXICORTE

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	LATERAL EXTRACTOR	Nº PLANO 12

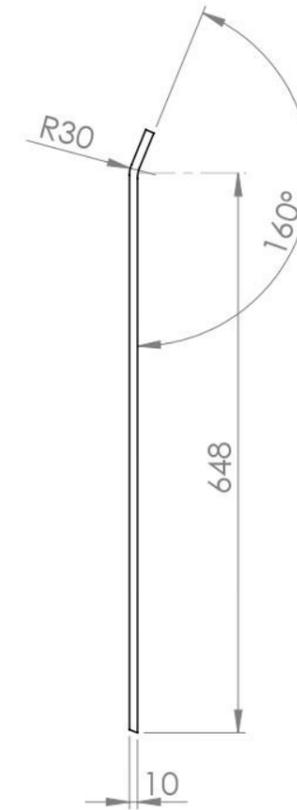
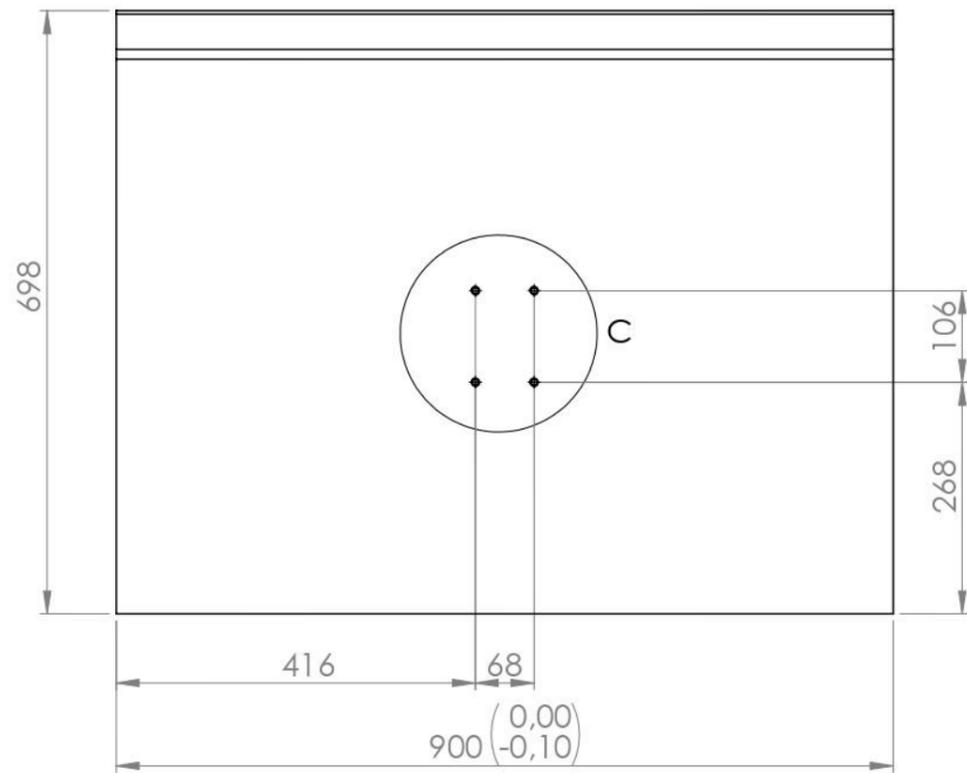


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

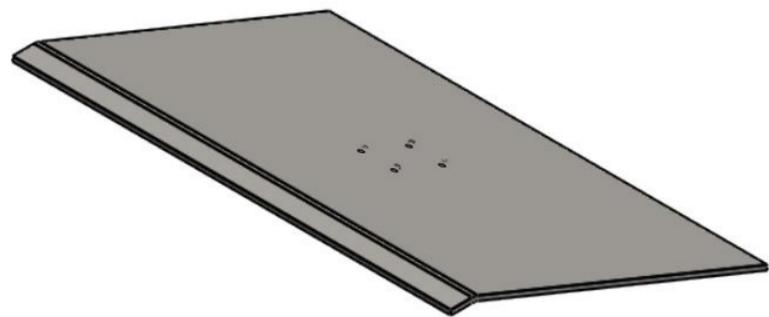
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:10	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA TORNILLOS	Nº PLANO 13



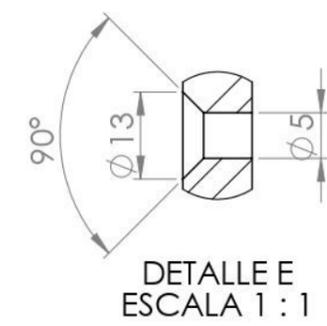
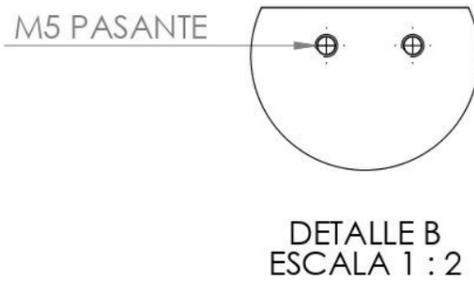
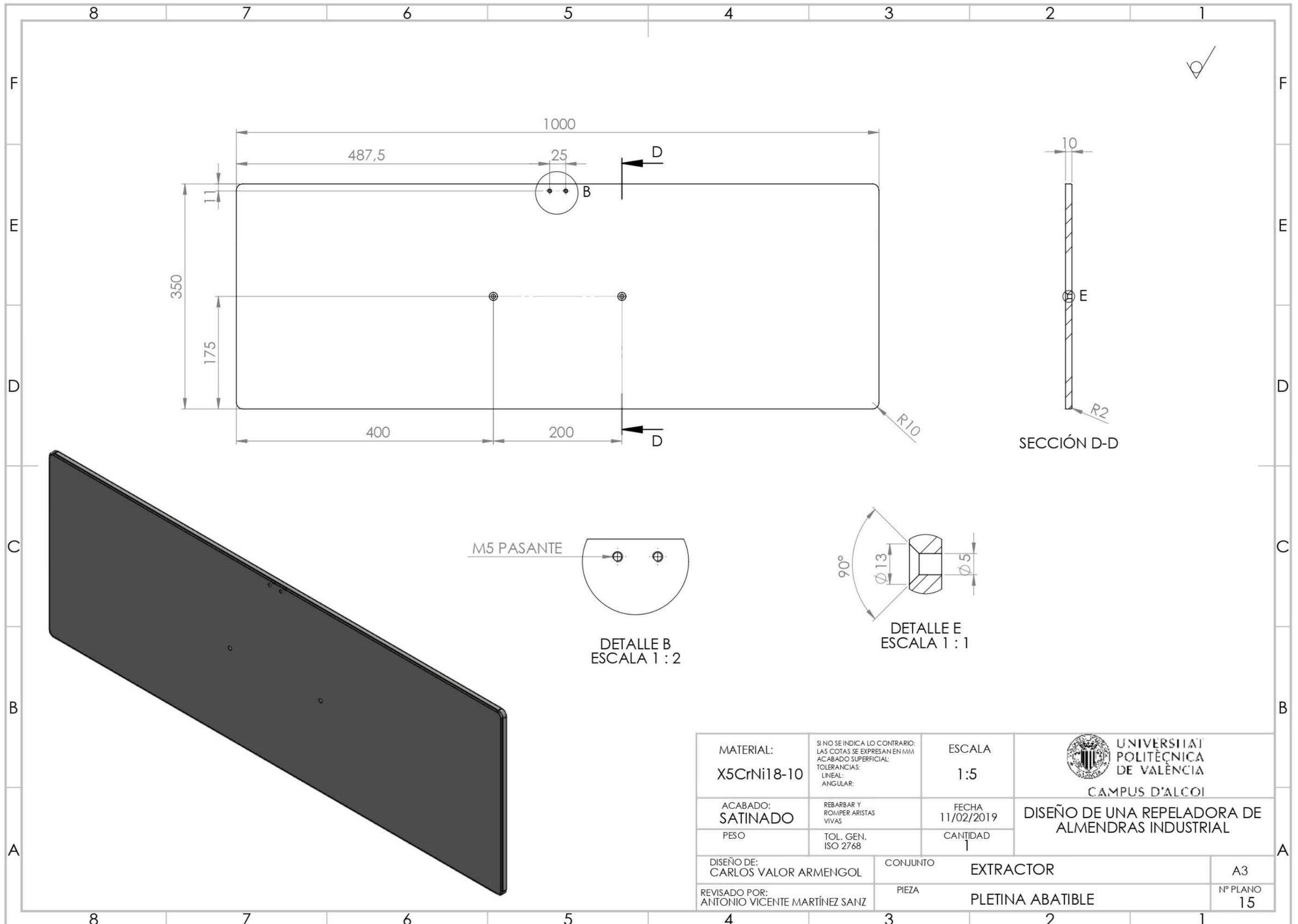
DETALLE C
ESCALA 1 : 4



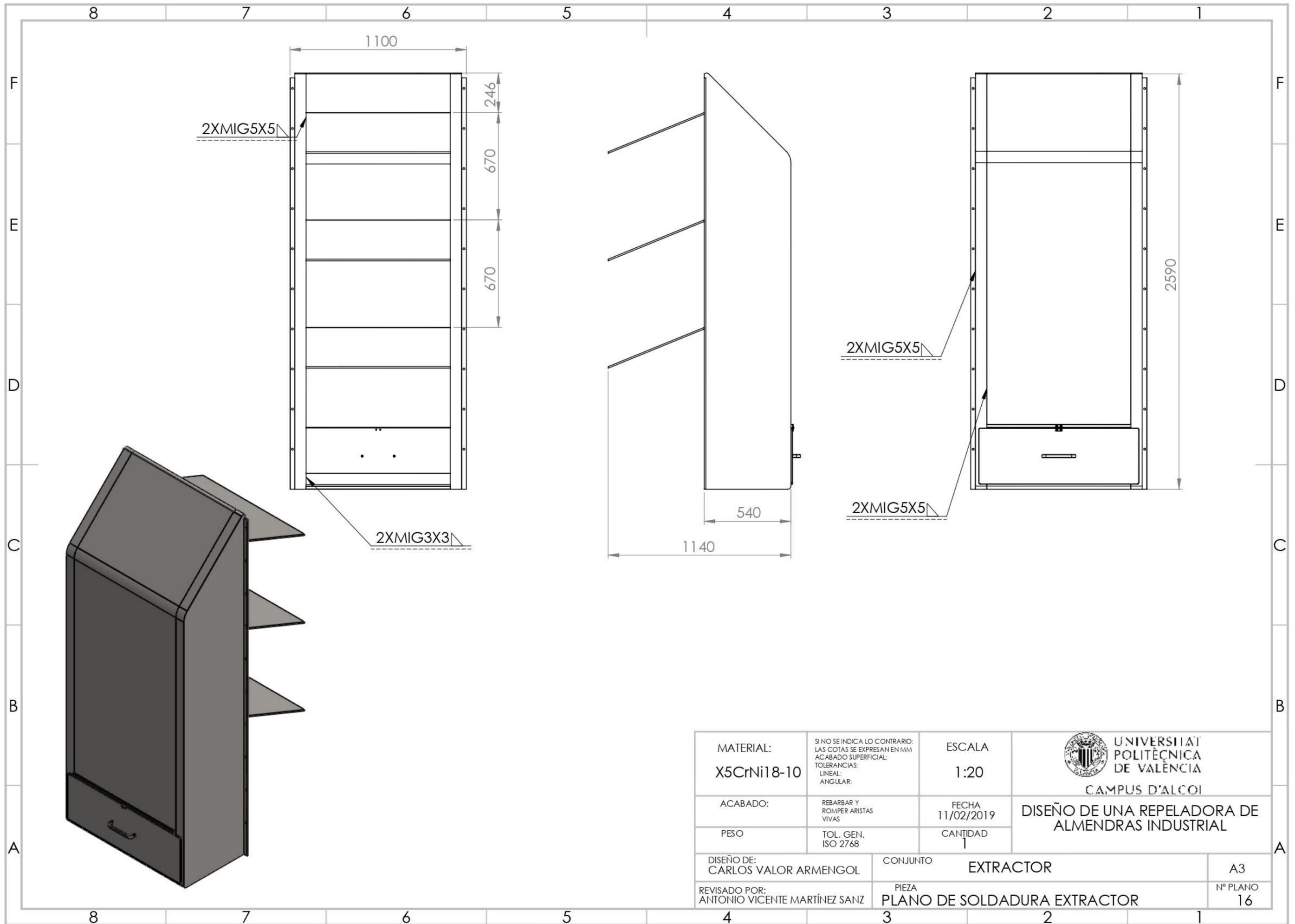
PLEGADO



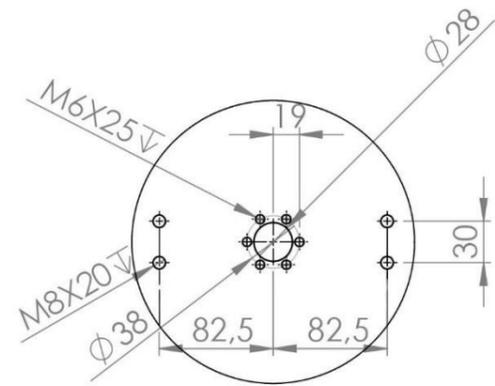
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA RAMPA	Nº PLANO 14



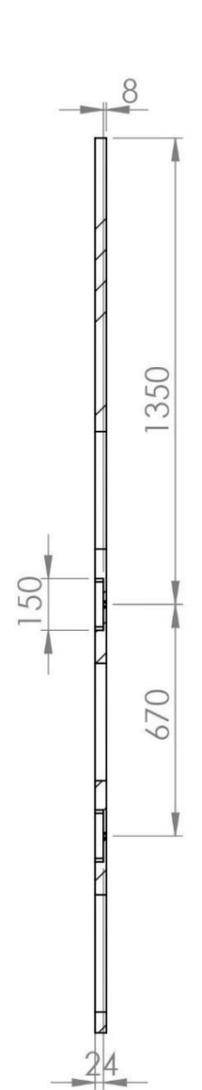
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA ABATIBLE	
			A3 Nº PLANO 15



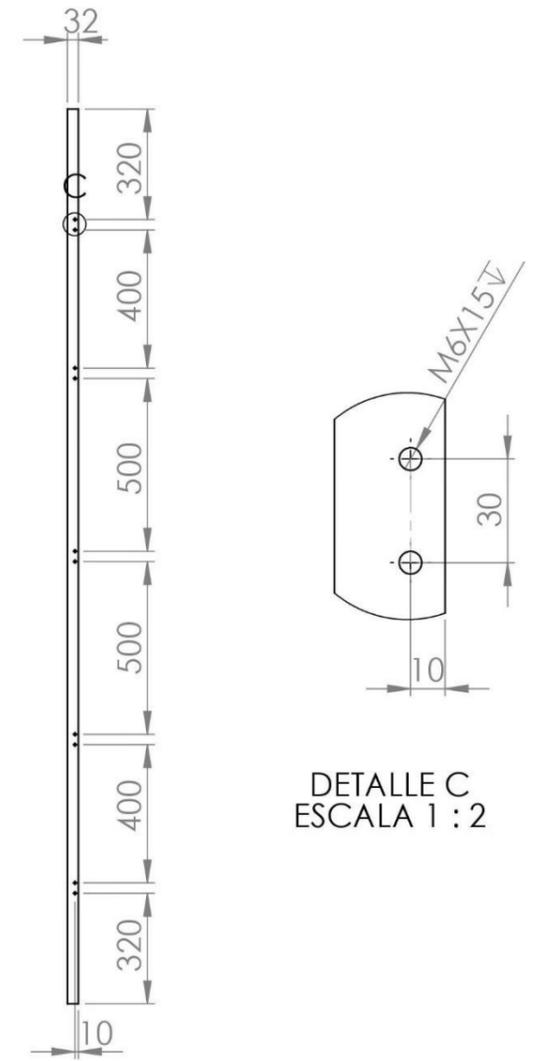
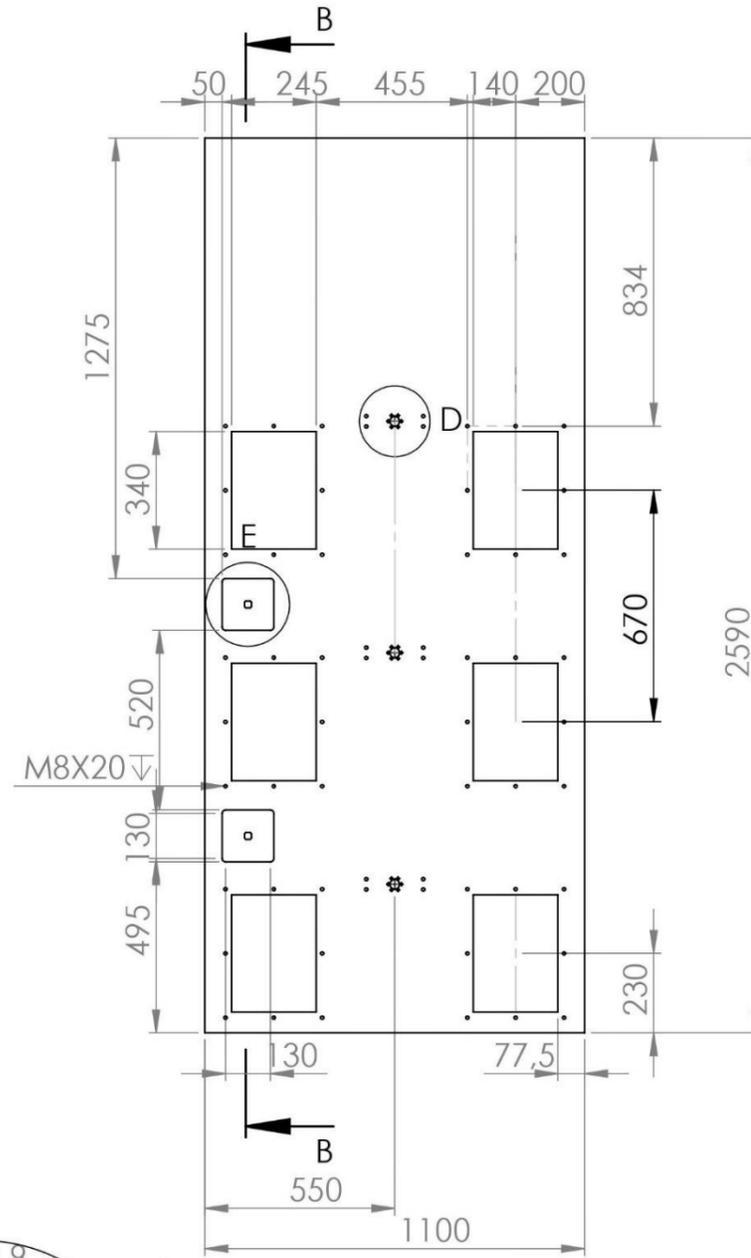
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	EXTRACTOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLANO DE SOLDADURA EXTRACTOR	
			A3
			Nº PLANO 16



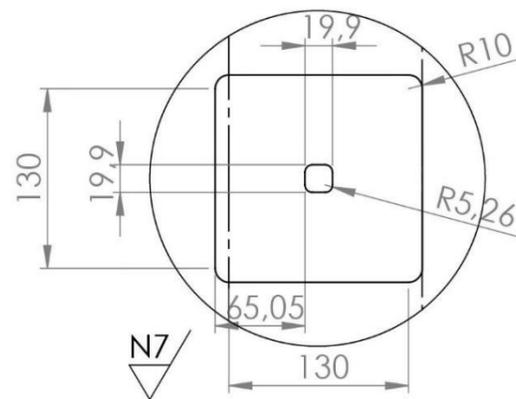
DETALLE D
ESCALA 1 : 5
X3



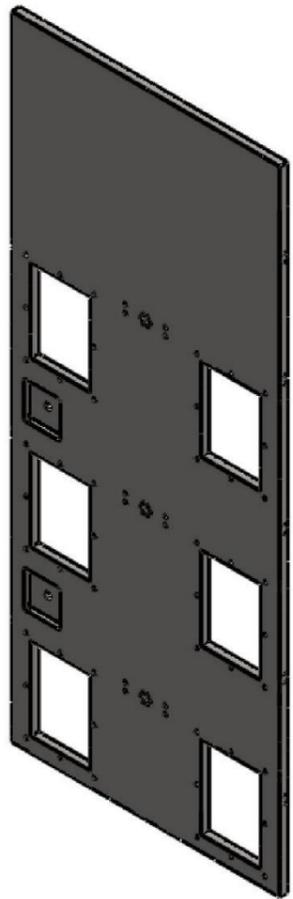
SECCIÓN B-B



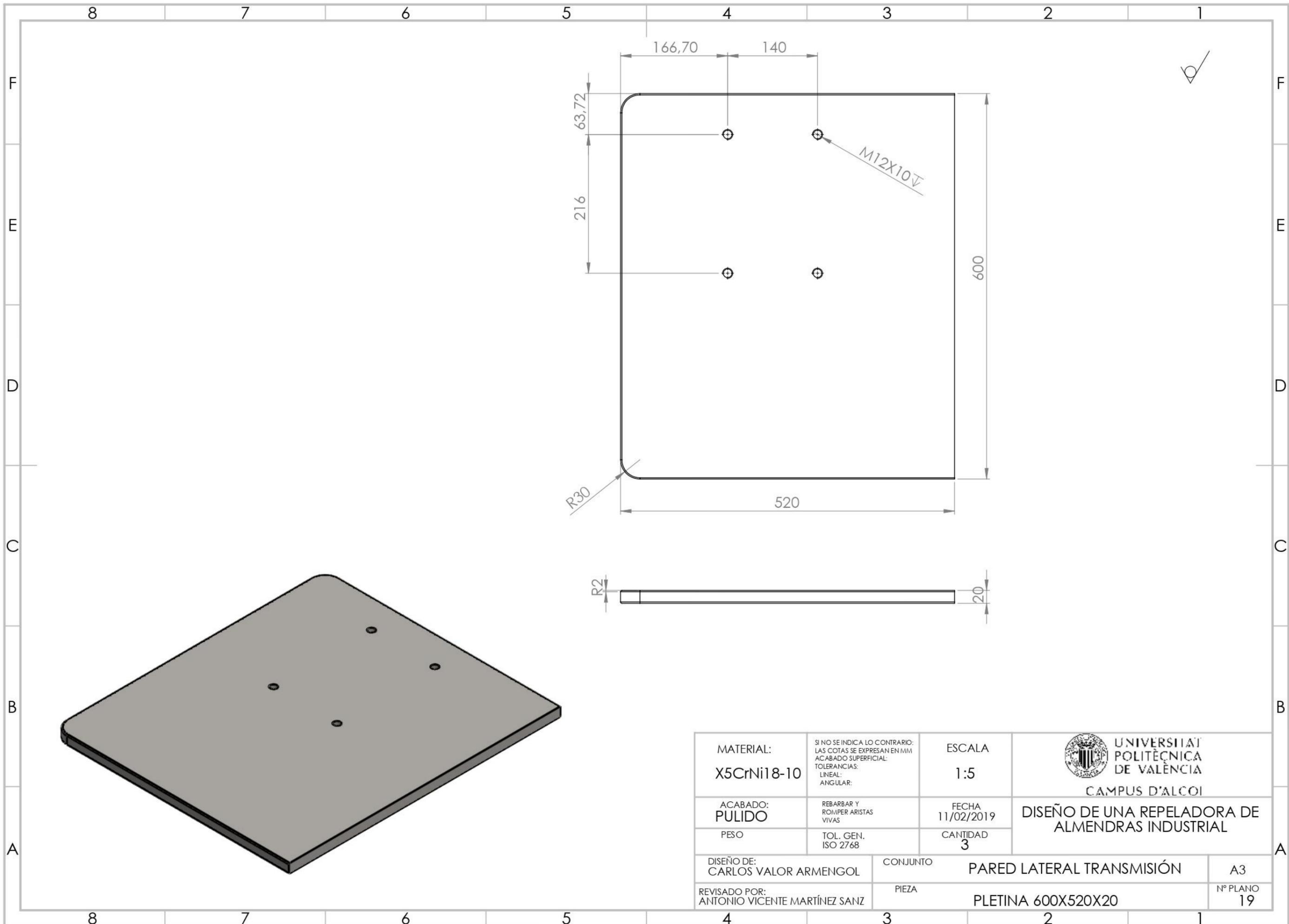
DETALLE C
ESCALA 1 : 2



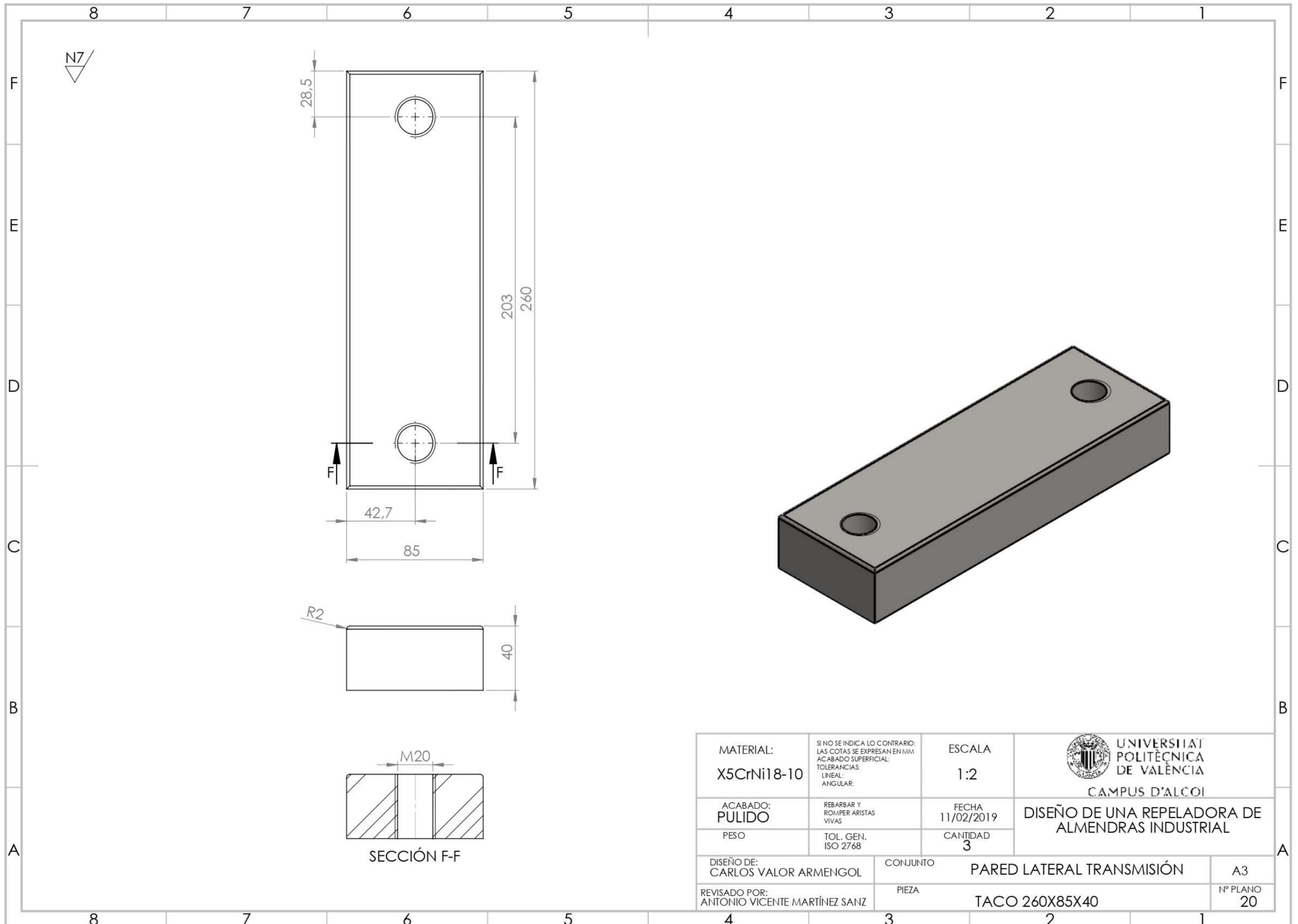
DETALLE E
ESCALA 1 : 5



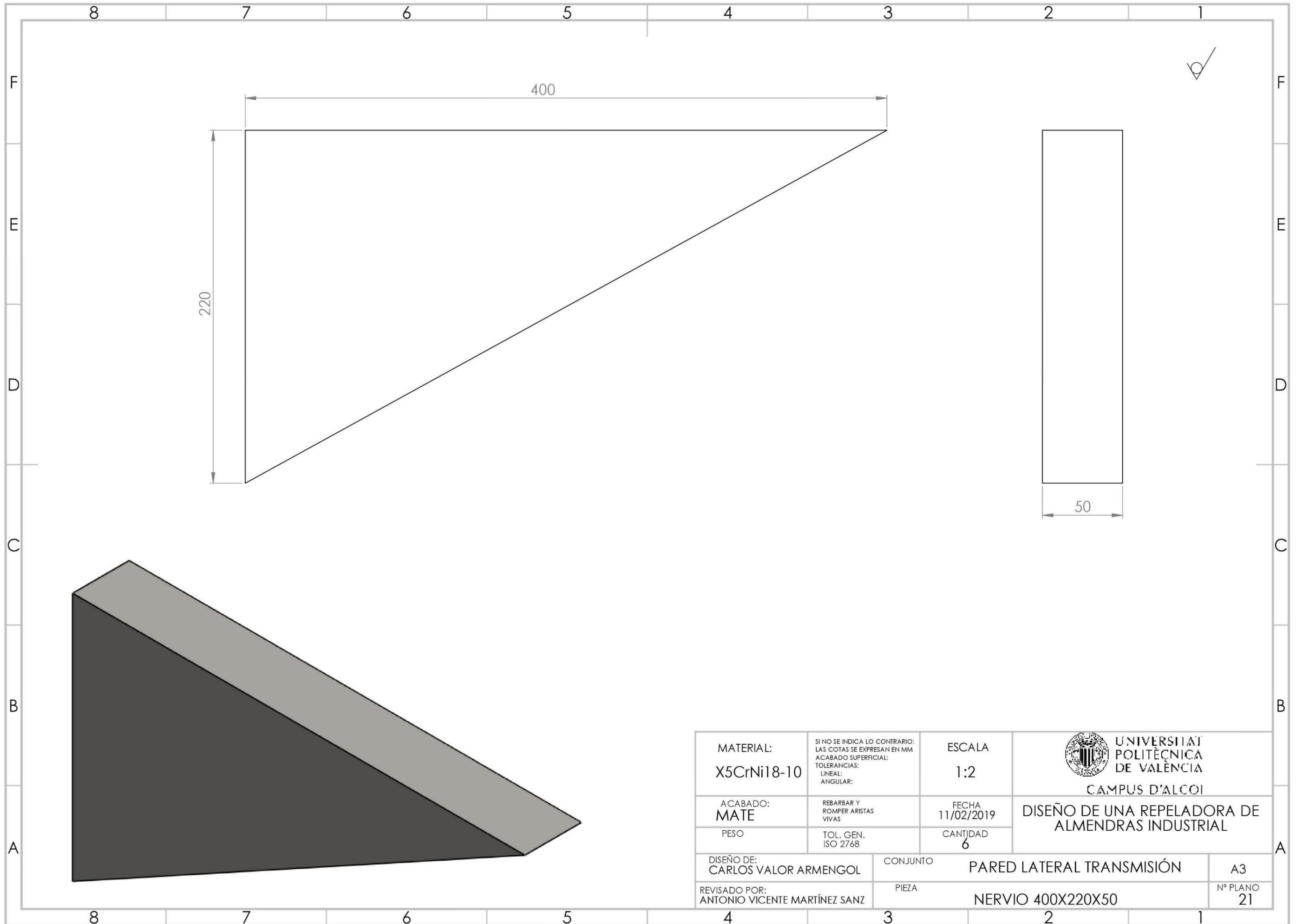
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	CUERPO DE LA MÁQUINA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PARED FRONTAL	
			A3
			Nº PLANO 17



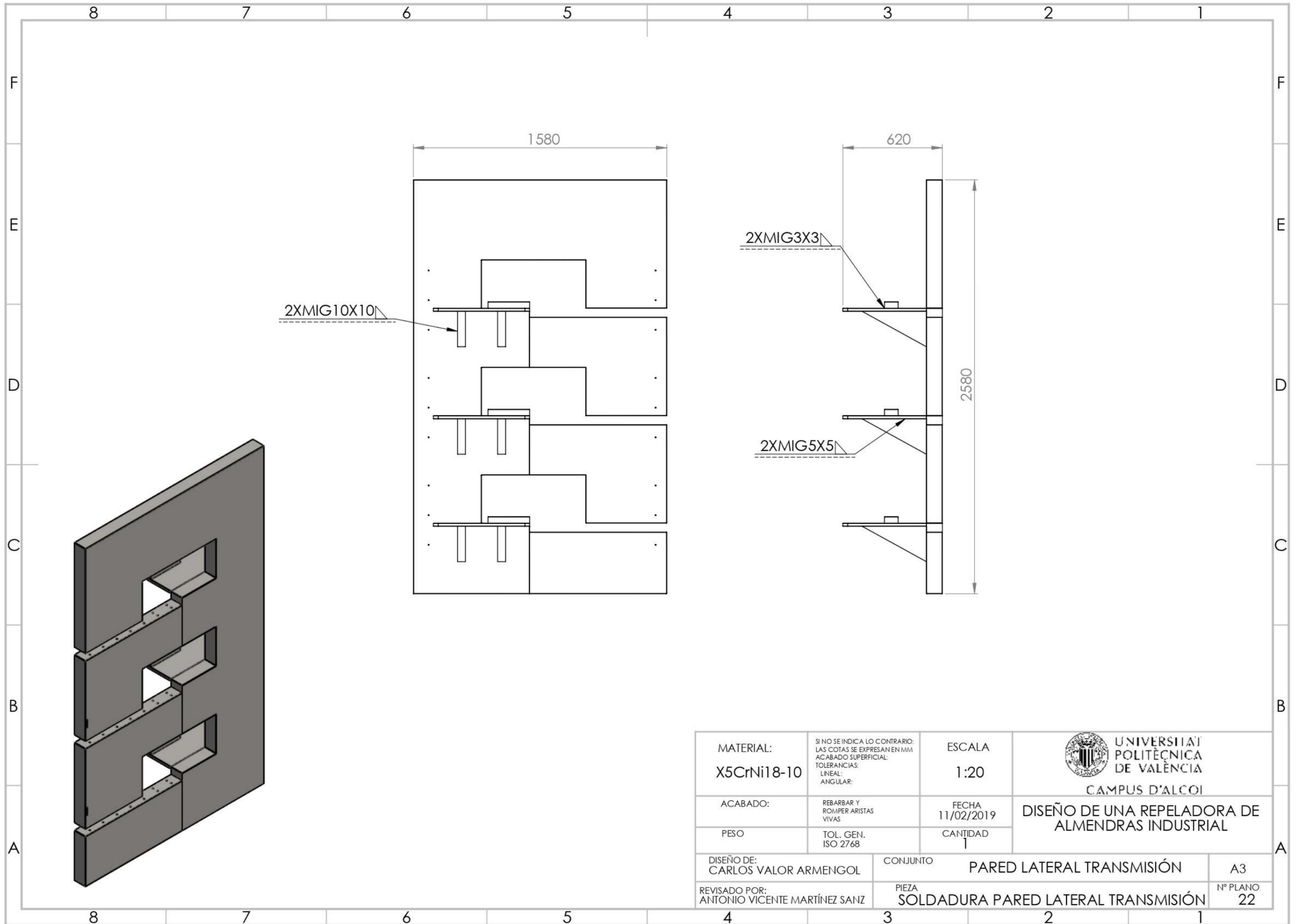
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL TRANSMISIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA 600X520X20	
			A3
			Nº PLANO 19



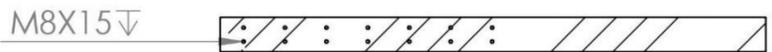
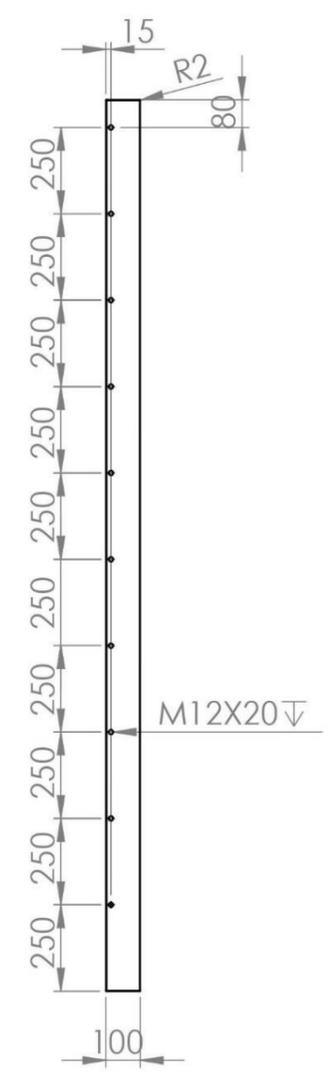
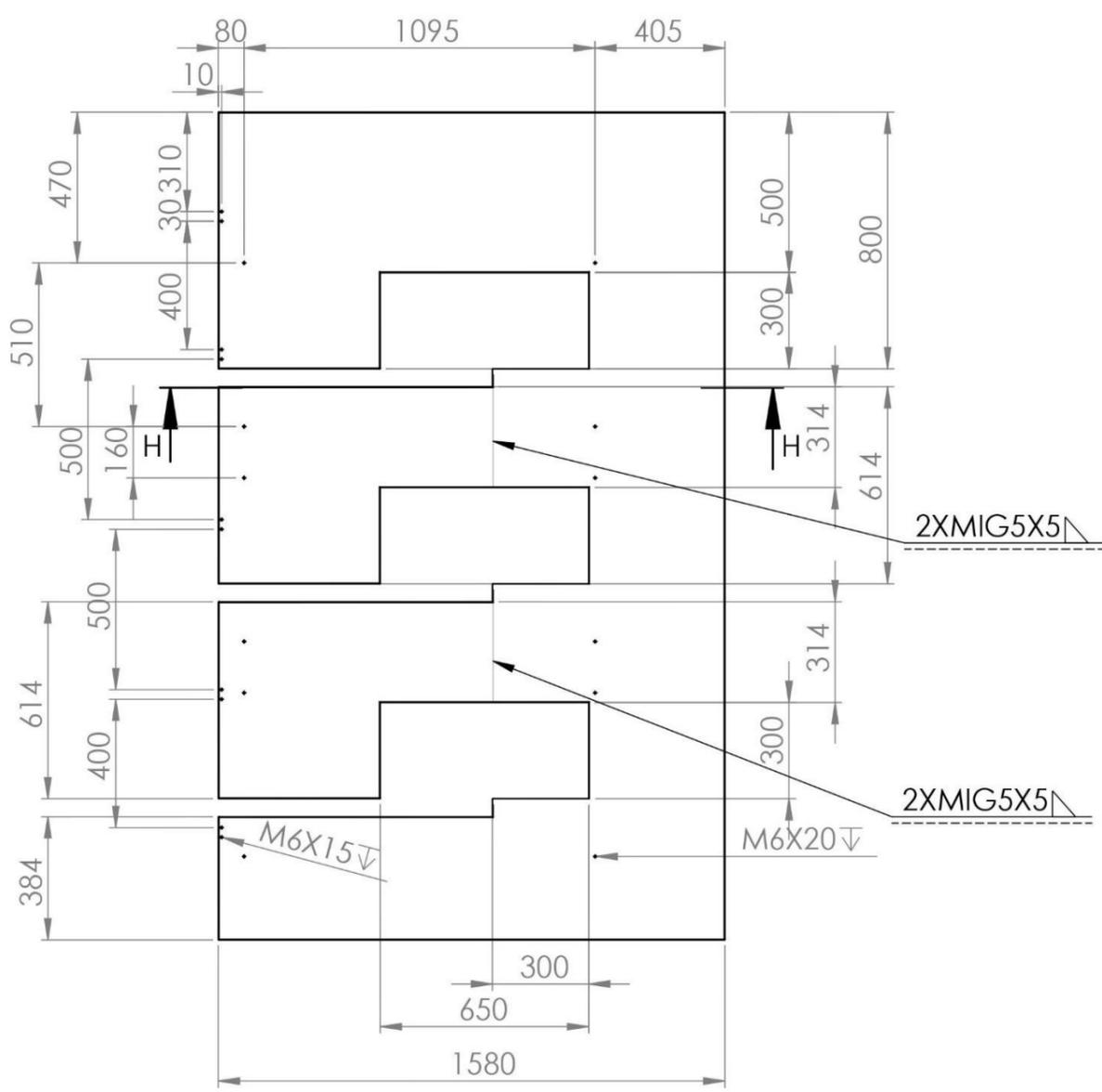
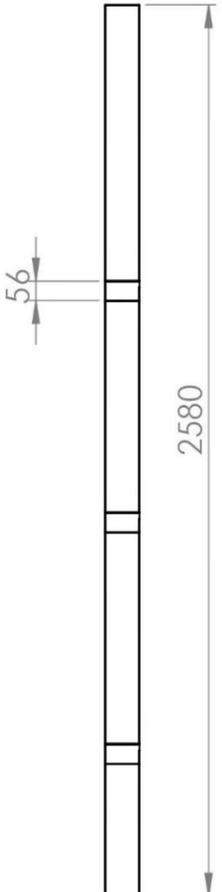
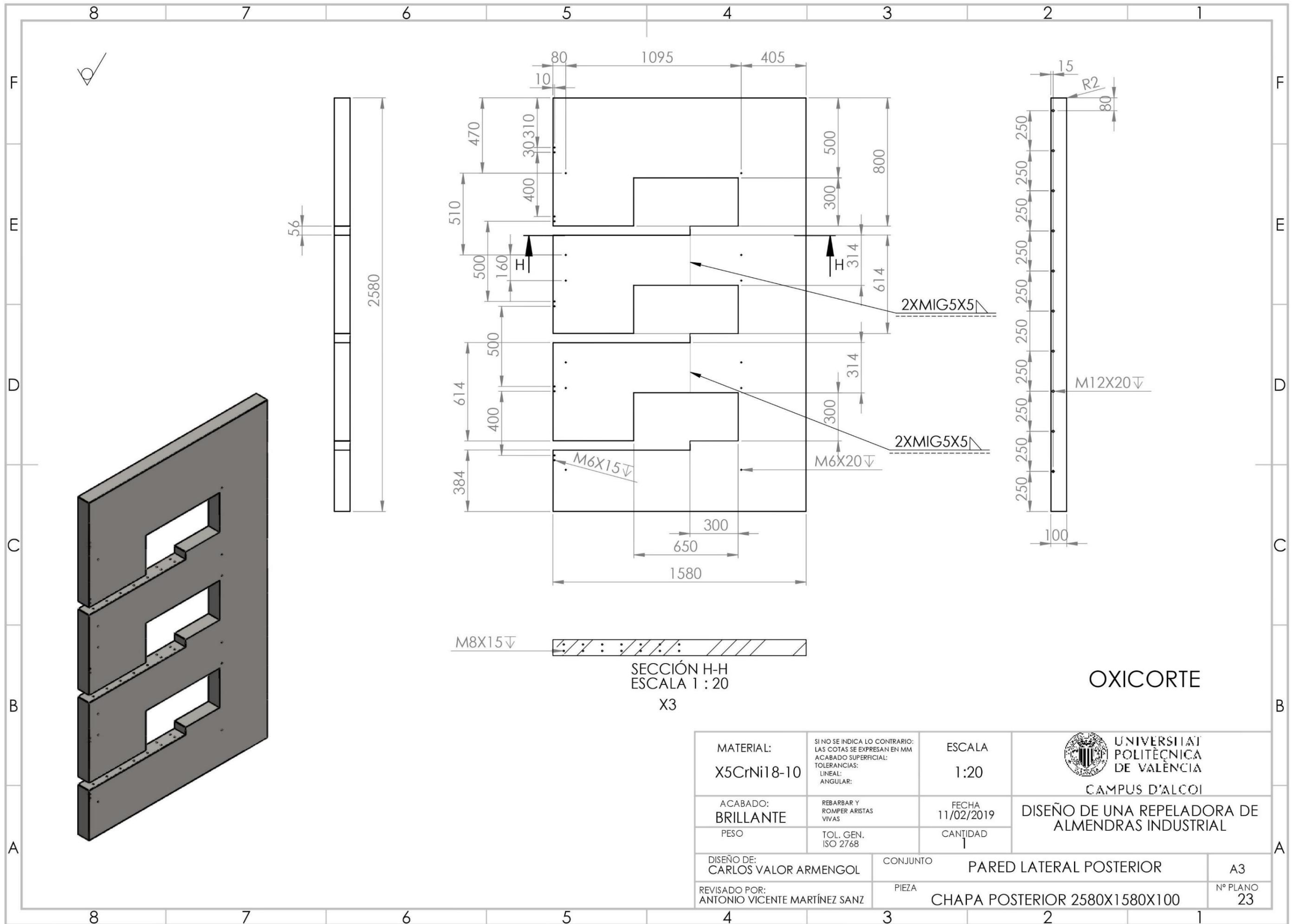
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL TRANSMISIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TACO 260X85X40	
			A3
			Nº PLANO 20



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 6	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL TRANSMISIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	NERVIO 400X220X50	
			A3
			Nº PLANO 21



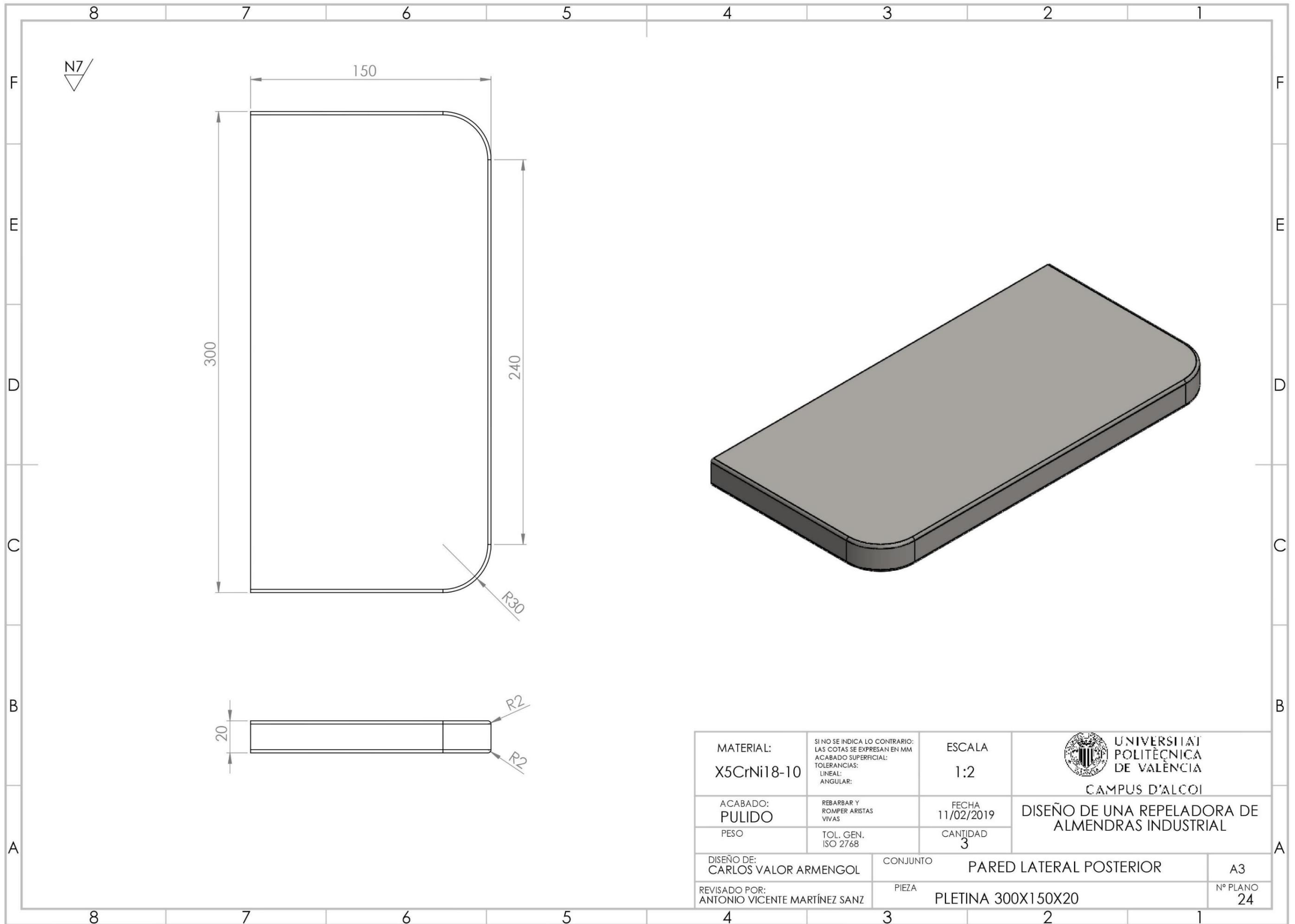
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL TRANSMISIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SOLDADURA PARED LATERAL TRANSMISIÓN	
			A3
			Nº PLANO 22



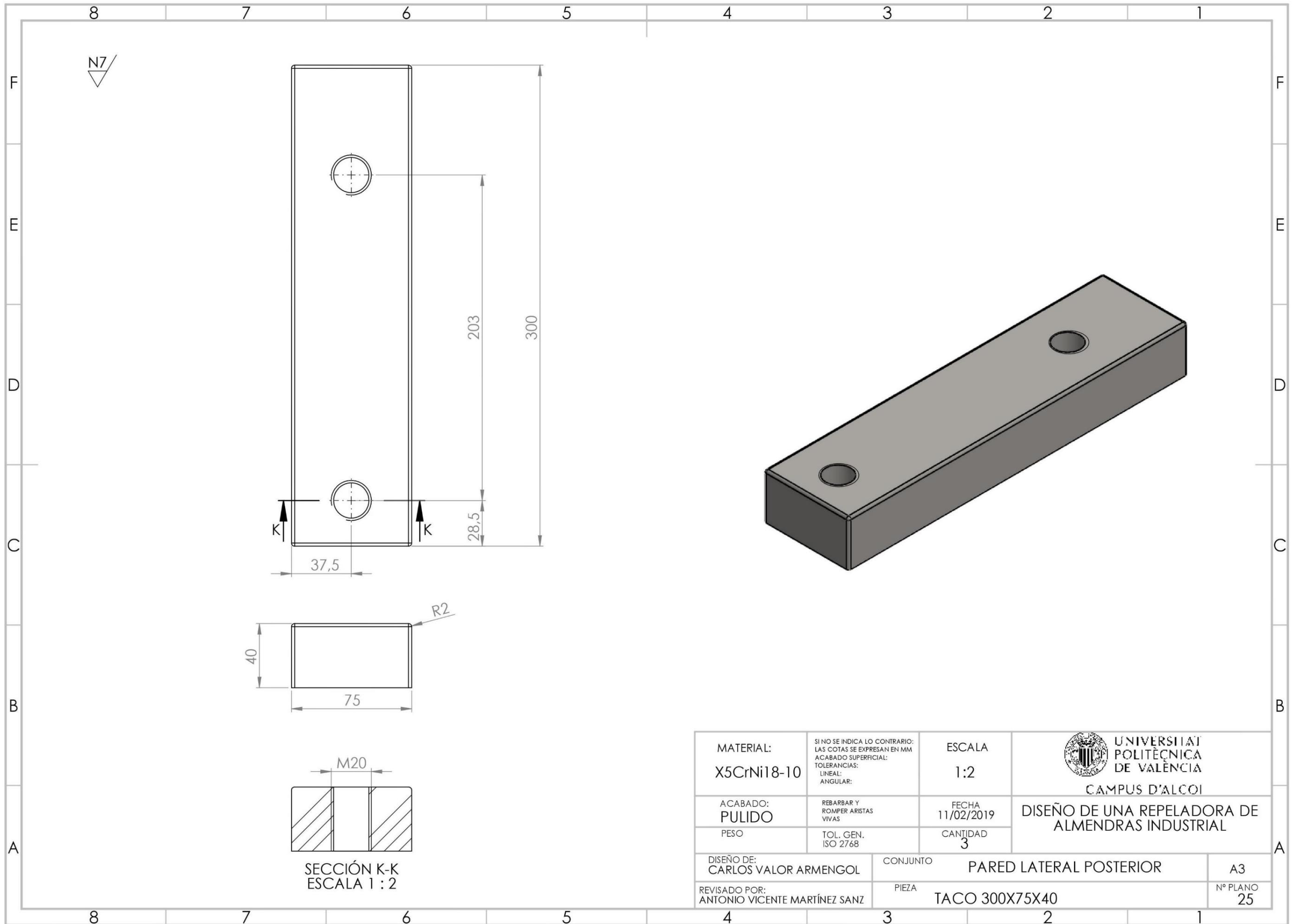
SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 20
X3

OXICORTE

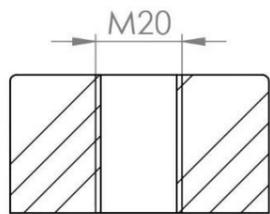
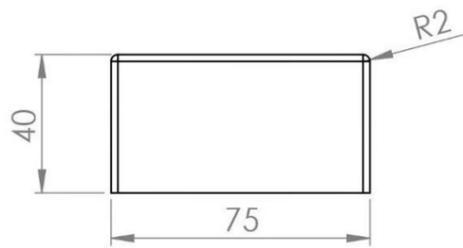
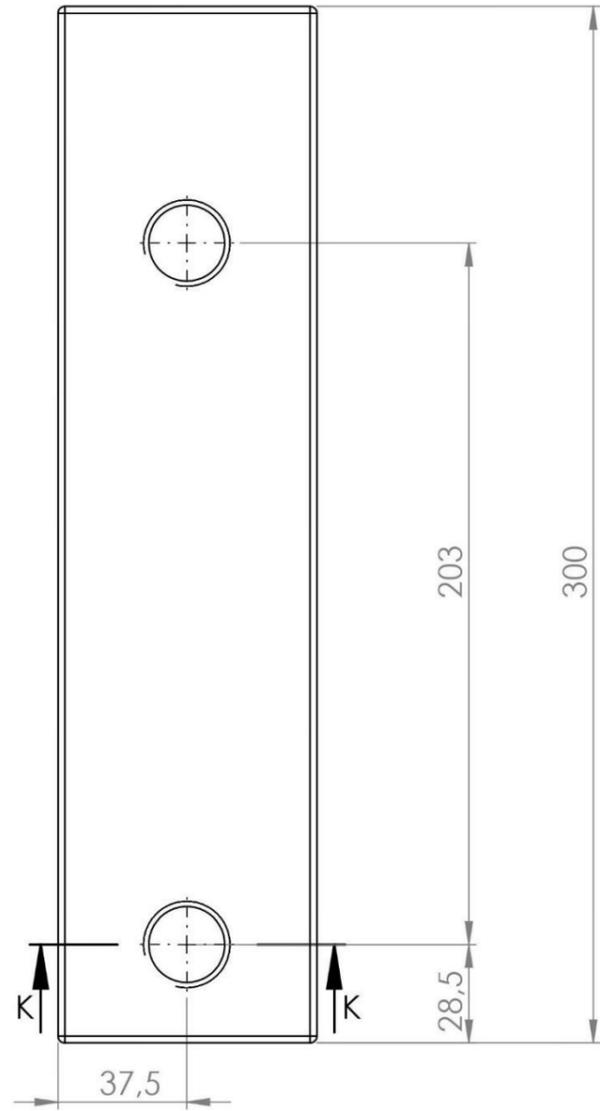
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: BRILLANTE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL POSTERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	CHAPA POSTERIOR 2580X1580X100	
			A3
			Nº PLANO 23



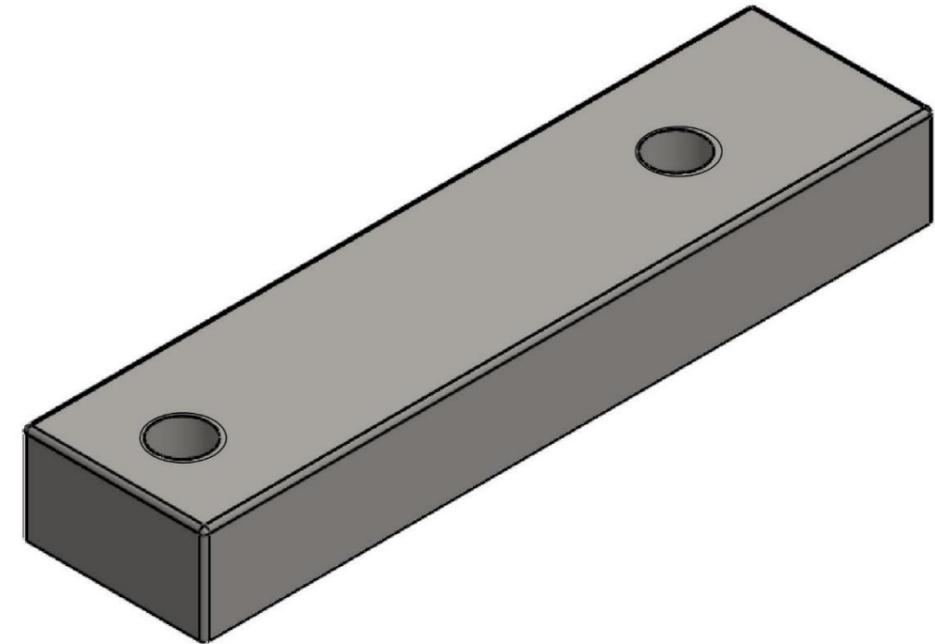
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL POSTERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA 300X150X20	Nº PLANO 24



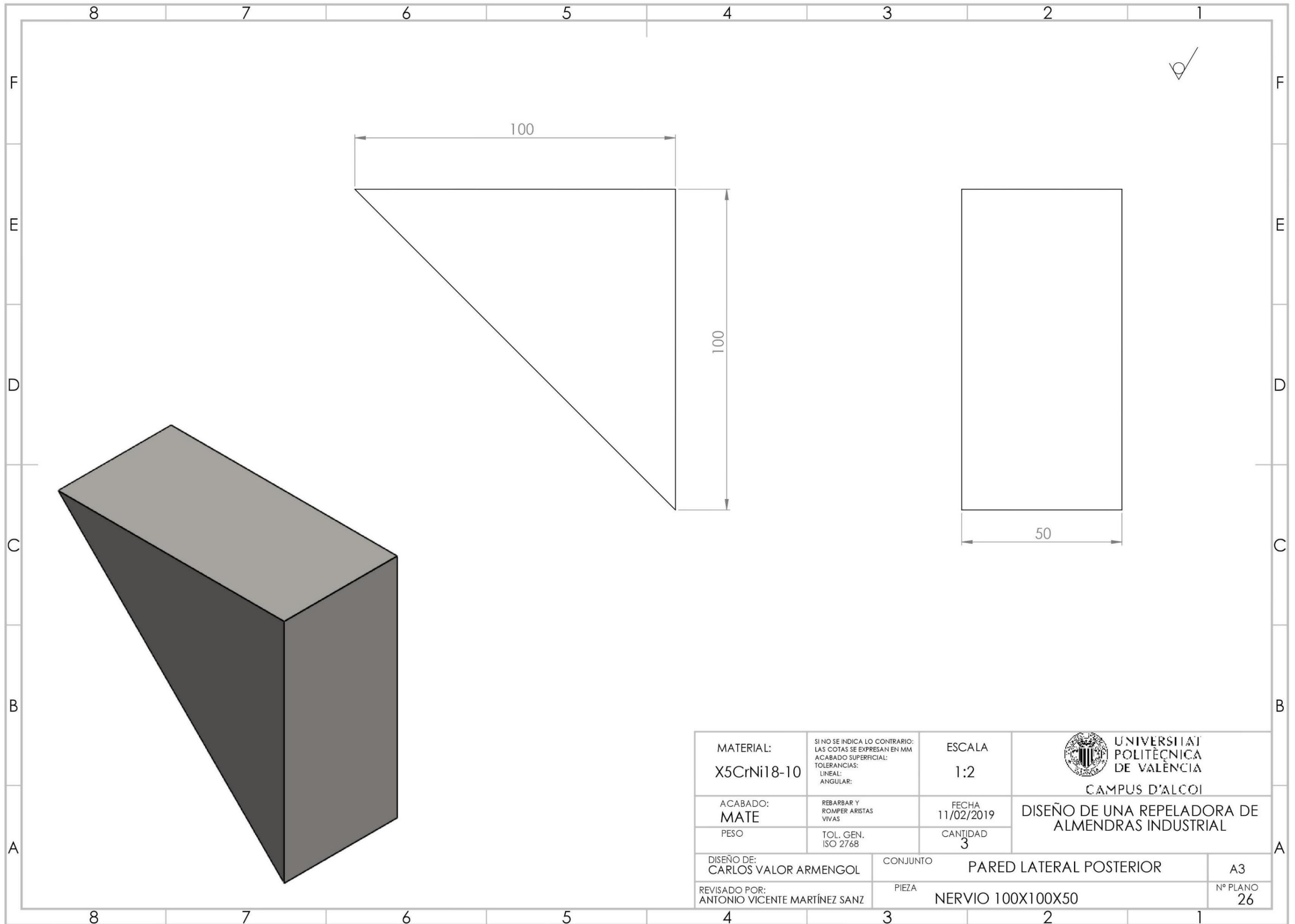
N7



SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2



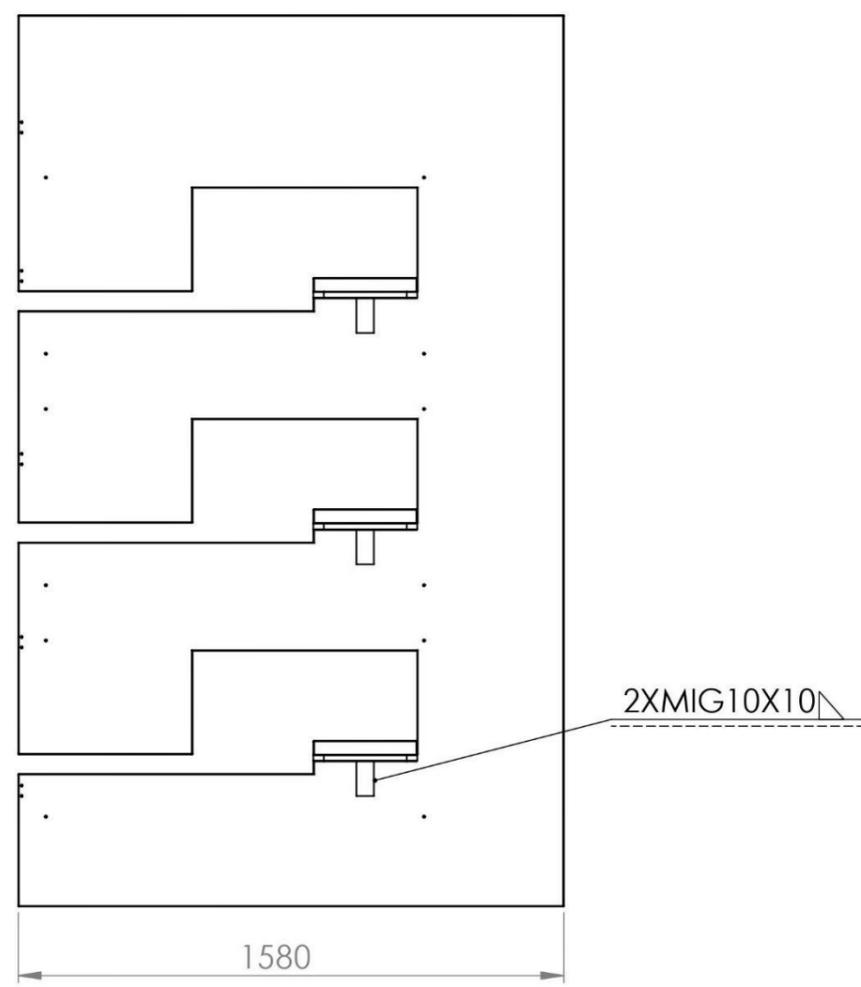
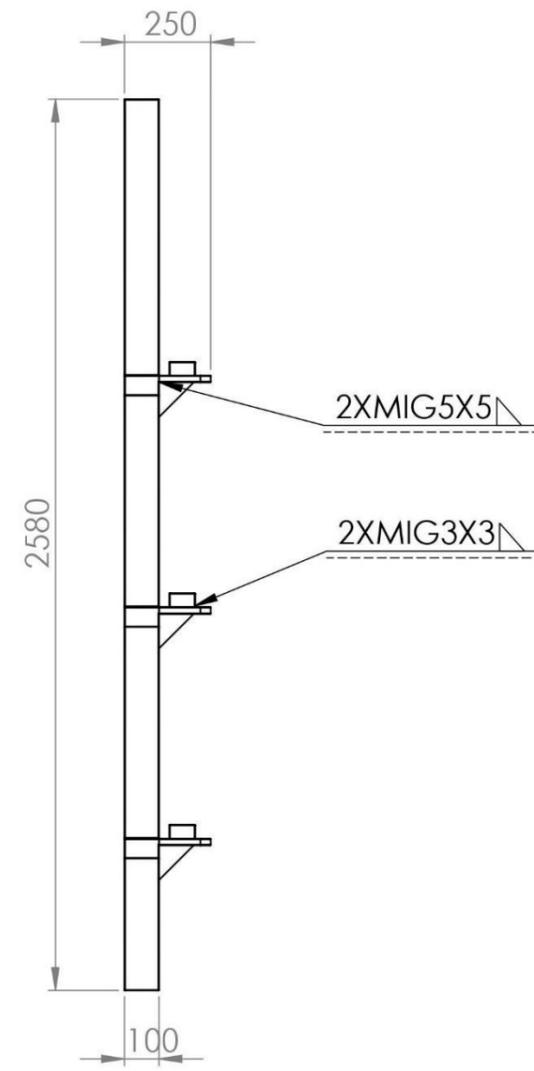
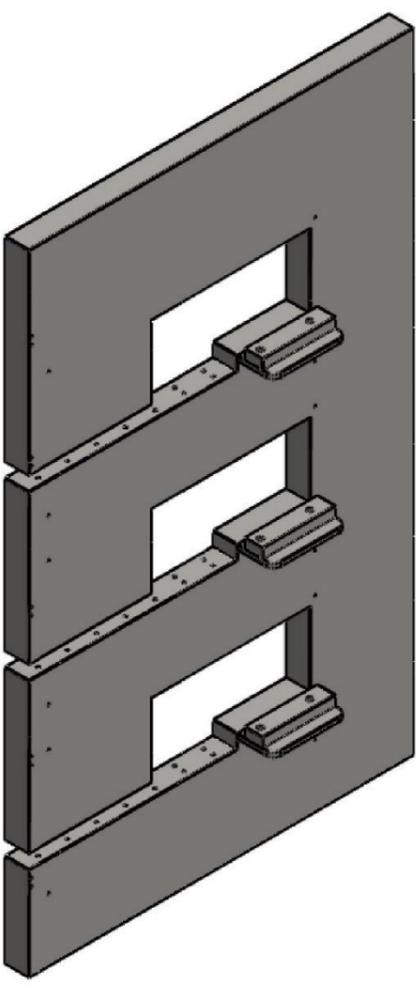
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL POSTERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TACO 300X75X40	
			A3
			Nº PLANO 25



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL POSTERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	NERVIO 100X100X50	
		A3	Nº PLANO 26

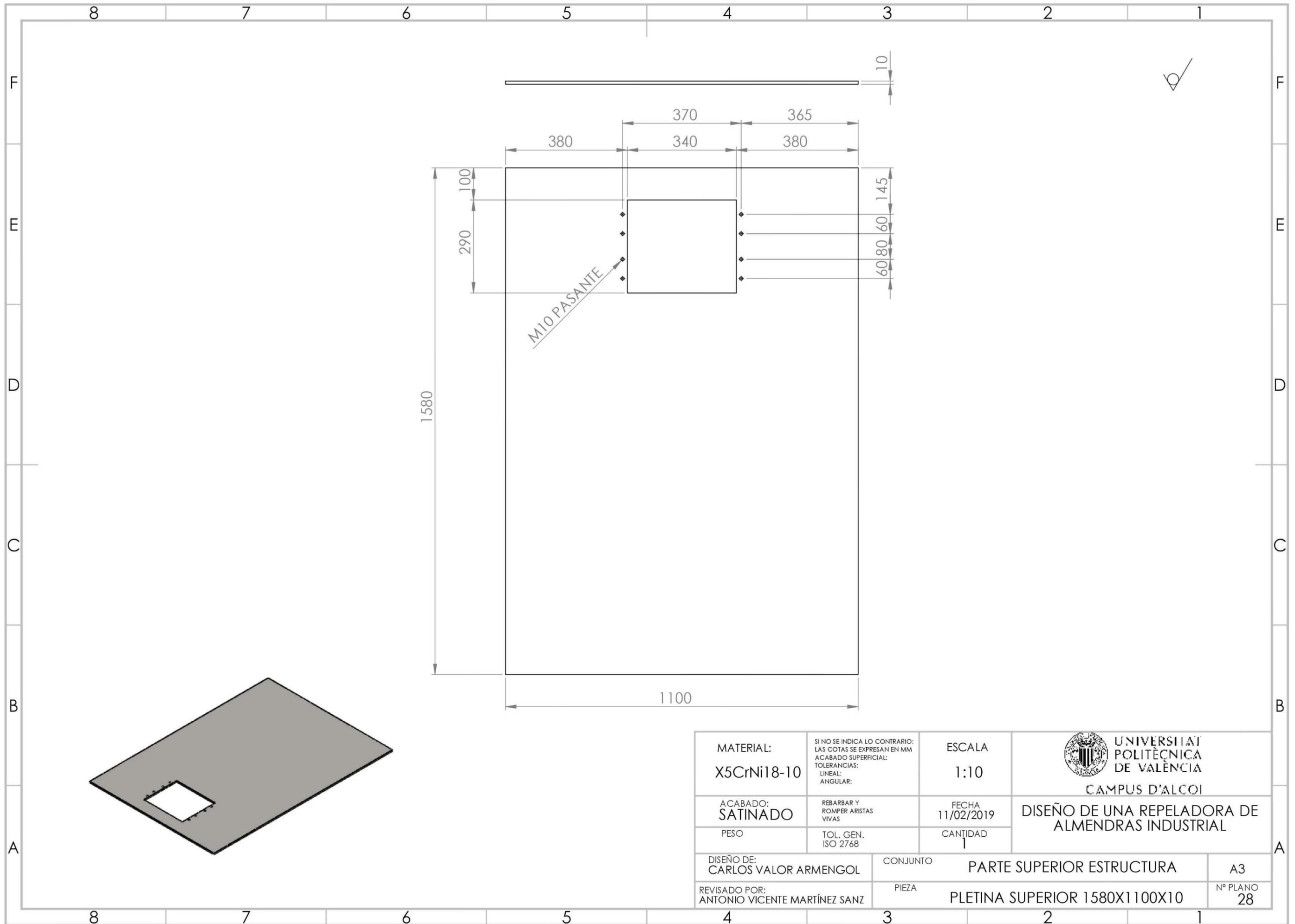
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARED LATERAL POSTERIOR	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SOLDADURA PARED LATERAL POSTERIOR	
		A3	Nº PLANO 27

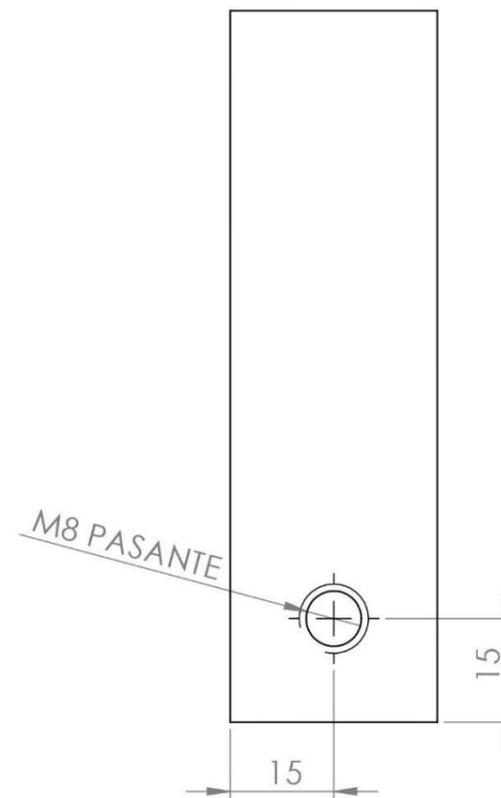
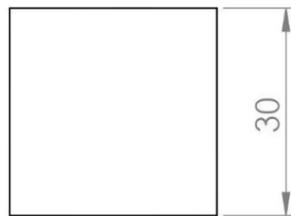
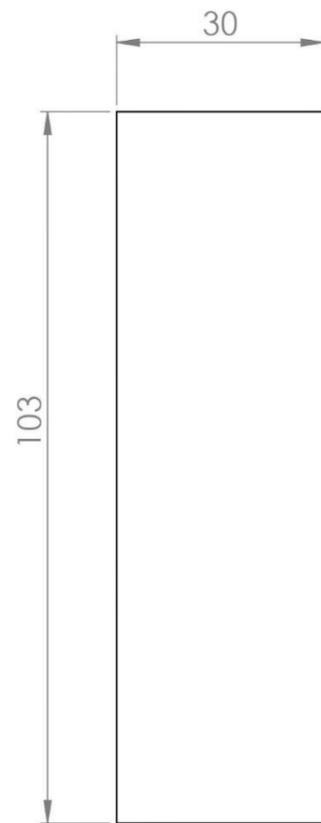
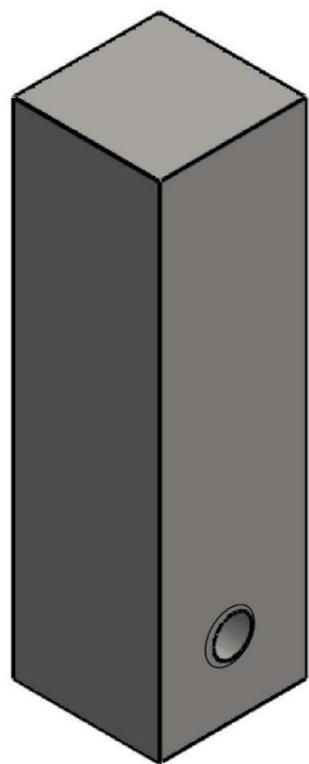
8 7 6 5 4 3 2 1



M10 PASANTE

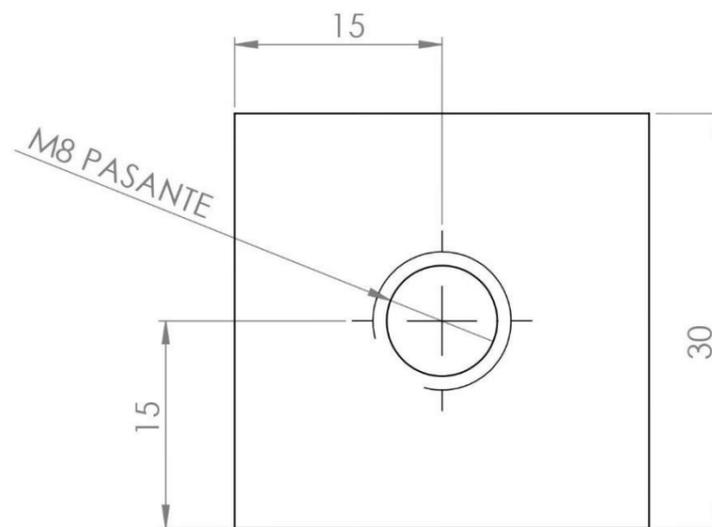
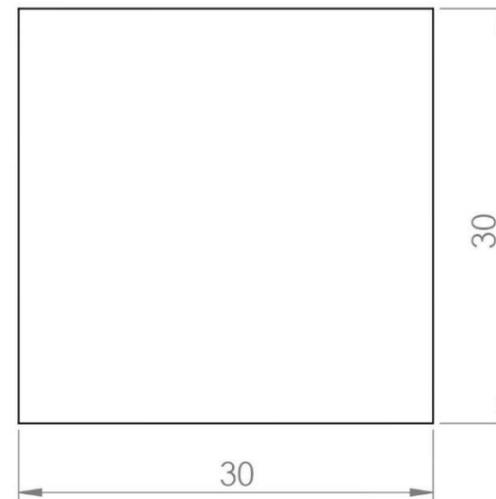
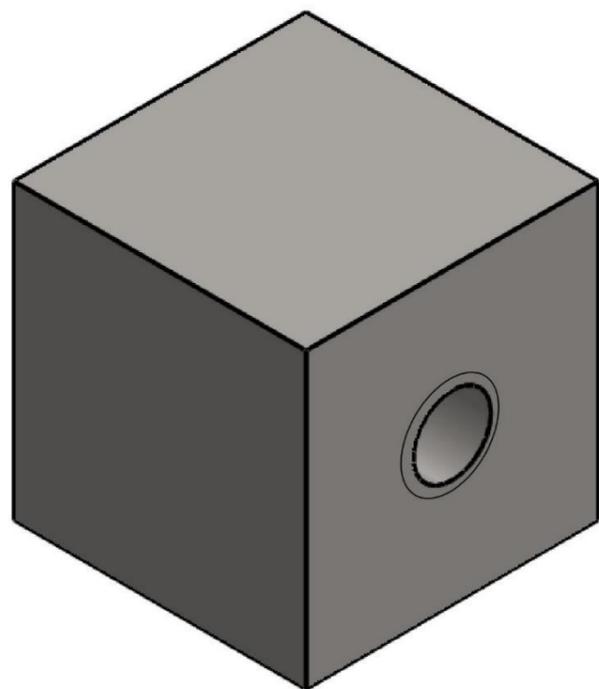


MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:10	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARTE SUPERIOR ESTRUCTURA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA SUPERIOR 1580X1100X10	
		A3	Nº PLANO 28



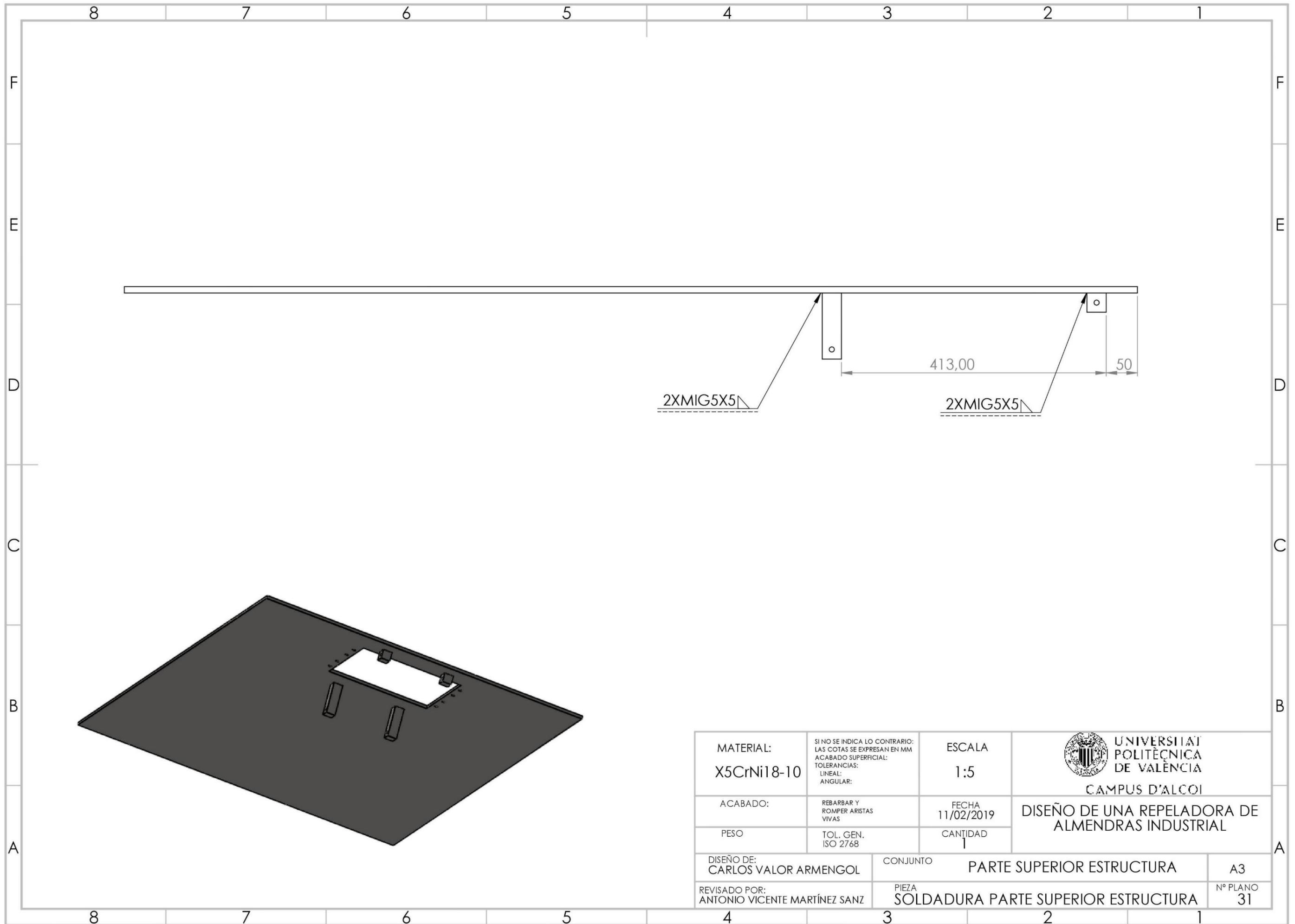
N7

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARTE SUPERIOR ESTRUCTURA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TACO 103X30X30	
			A3 Nº PLANO 29

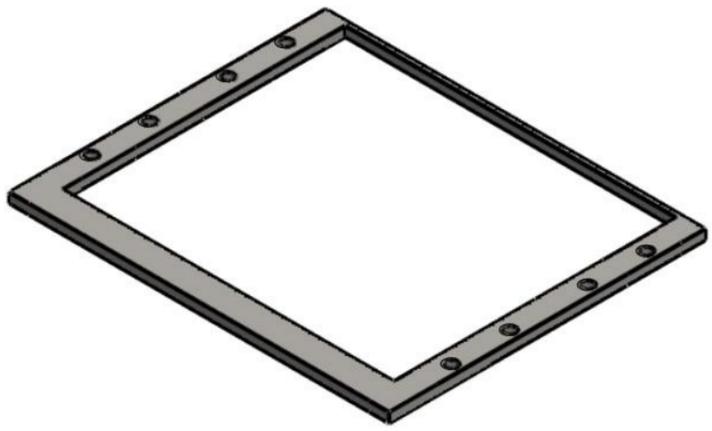
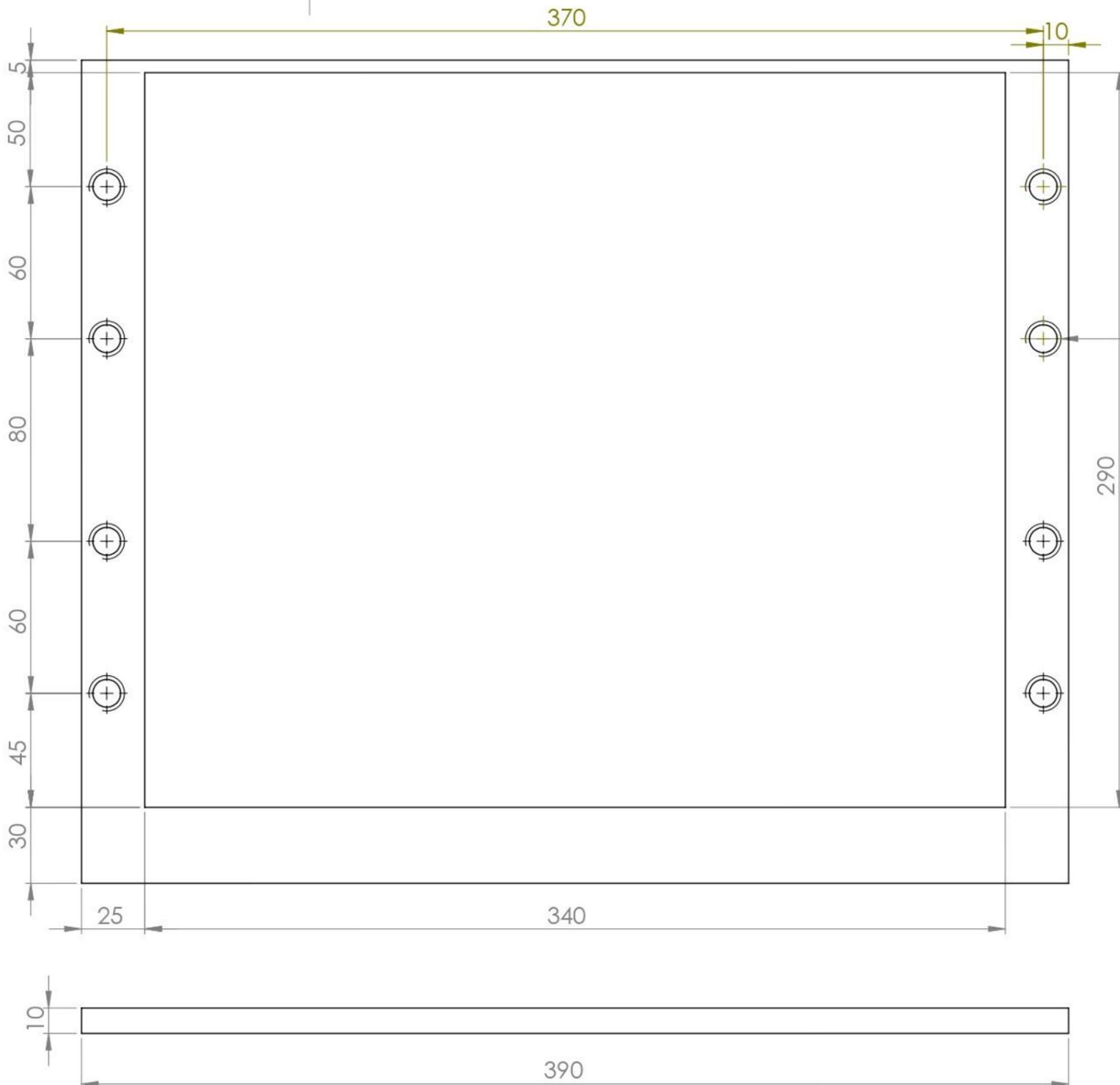
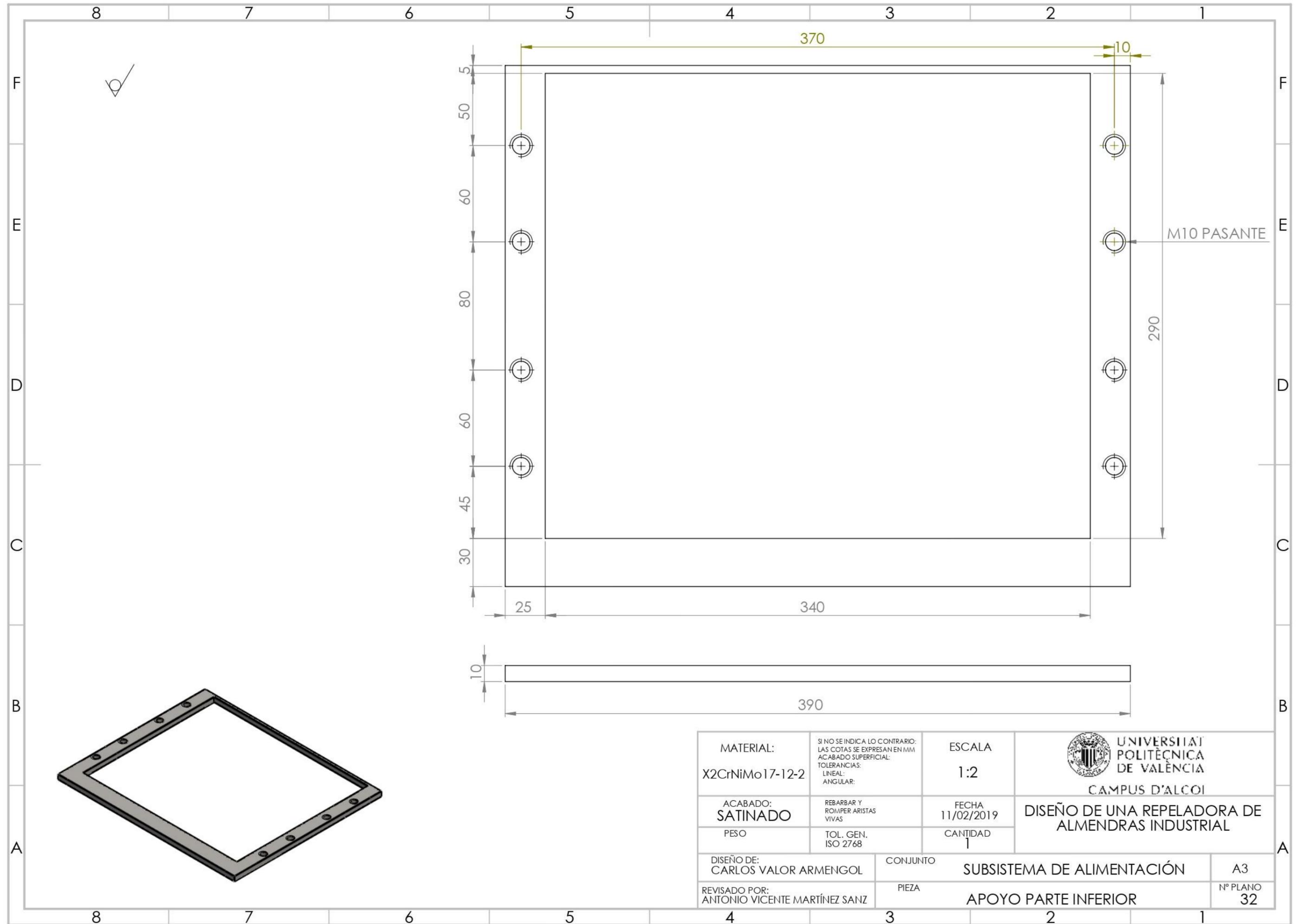


N7

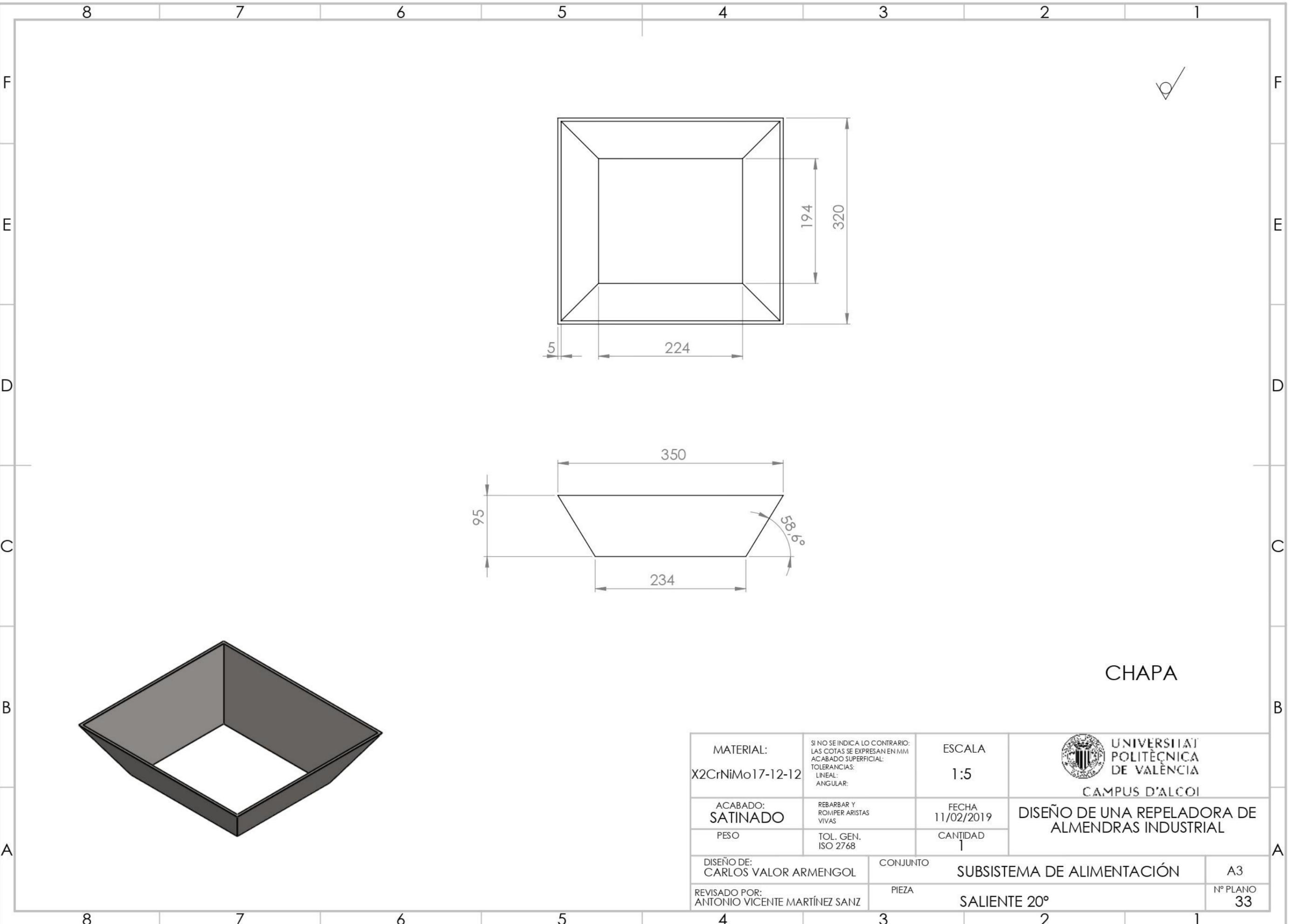
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 2:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARTE SUPERIOR ESTRUCTURA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TACO 30X30X30	
			A3
			Nº PLANO 30



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	PARTE SUPERIOR ESTRUCTURA	A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SOLDADURA PARTE SUPERIOR ESTRUCTURA	Nº PLANO 31

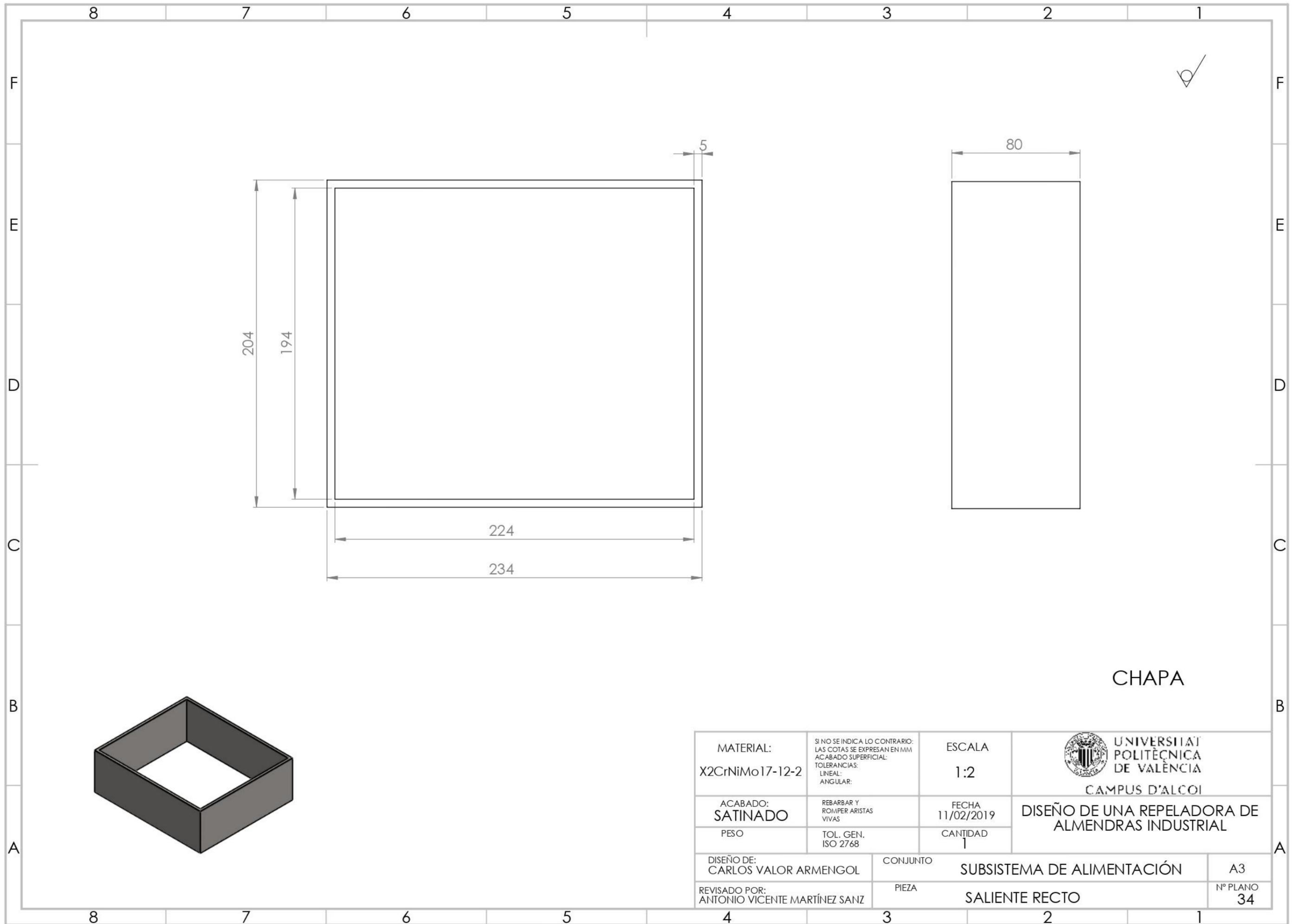


MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	APOYO PARTE INFERIOR	
			A3
			Nº PLANO 32



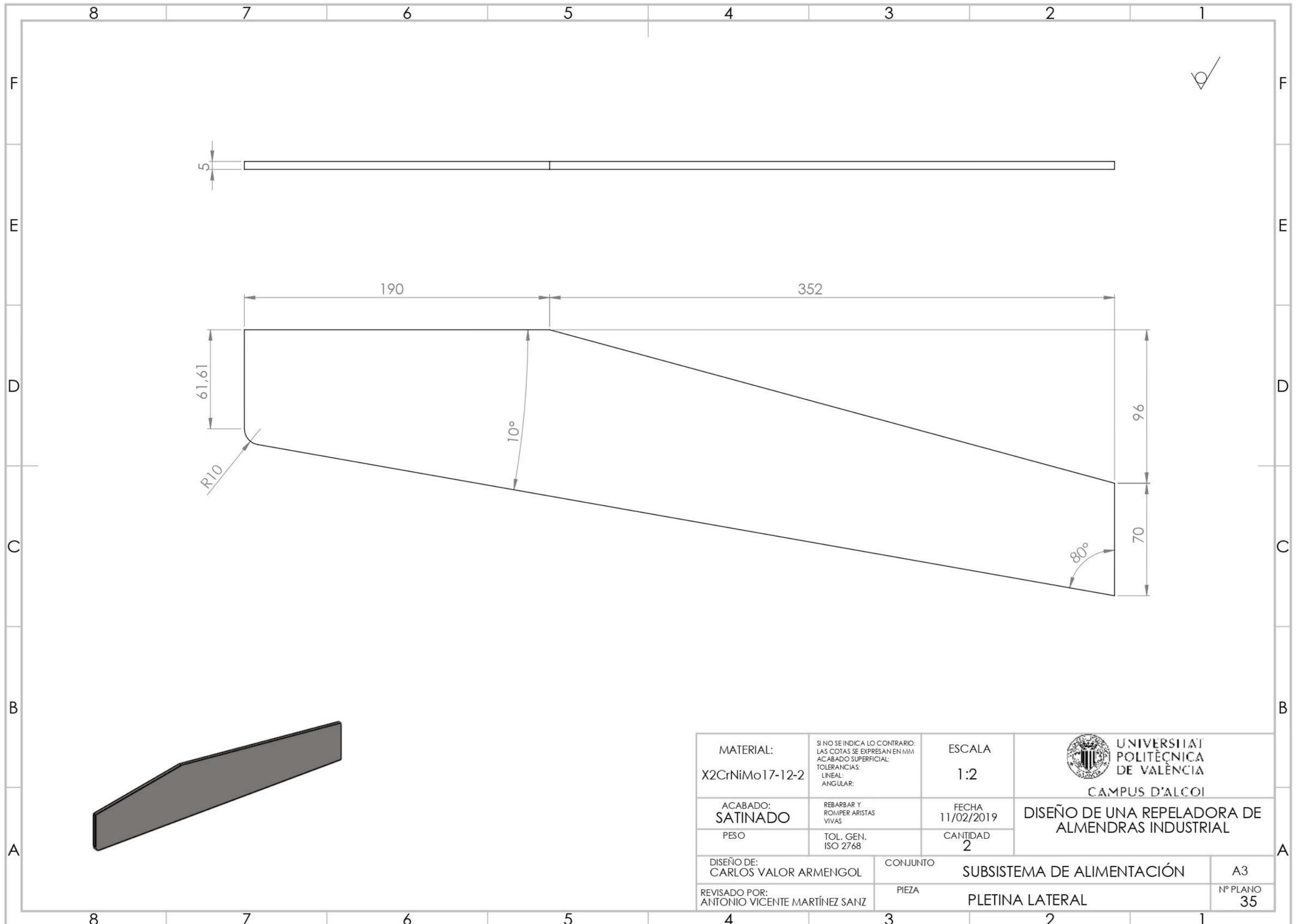
CHAPA

MATERIAL: X2CrNiMo17-12-12	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SALIENTE 20°	
			A3
			Nº PLANO 33

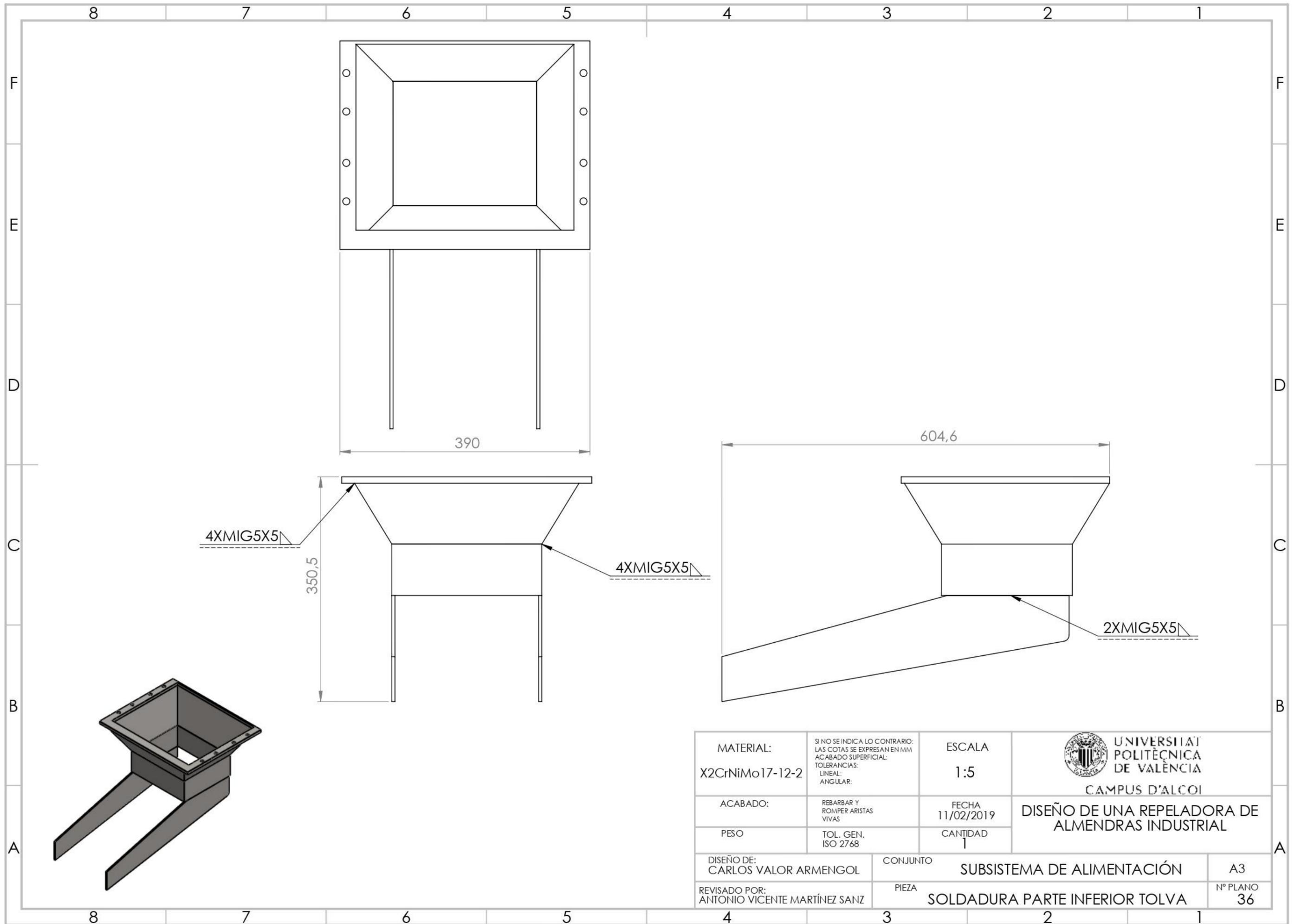


CHAPA

MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SALIENTE RECTO	Nº PLANO 34



MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 2	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA LATERAL	
			A3
			Nº PLANO 35



4XMIG5X5

350,5

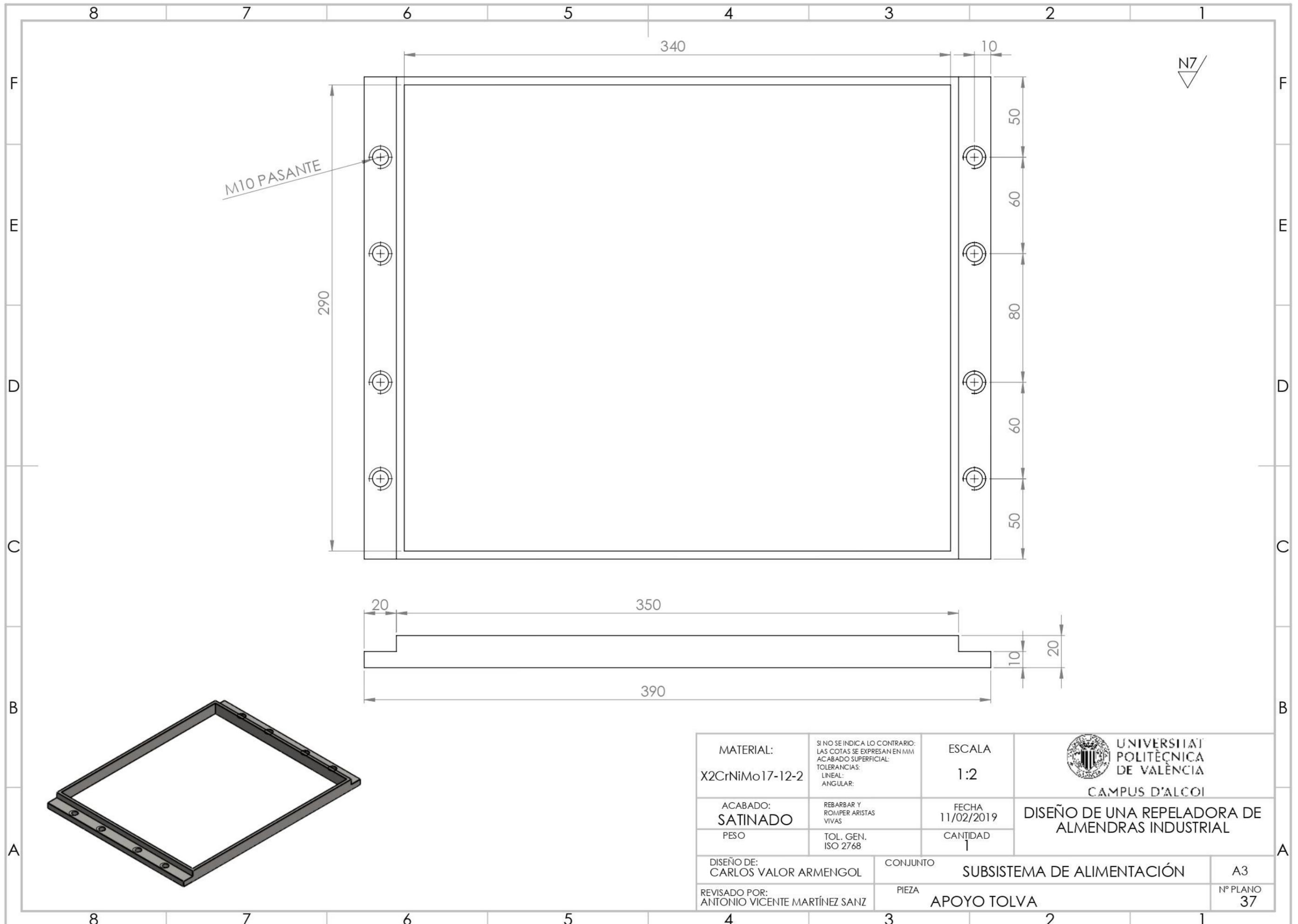
4XMIG5X5

390

604,6

2XMIG5X5

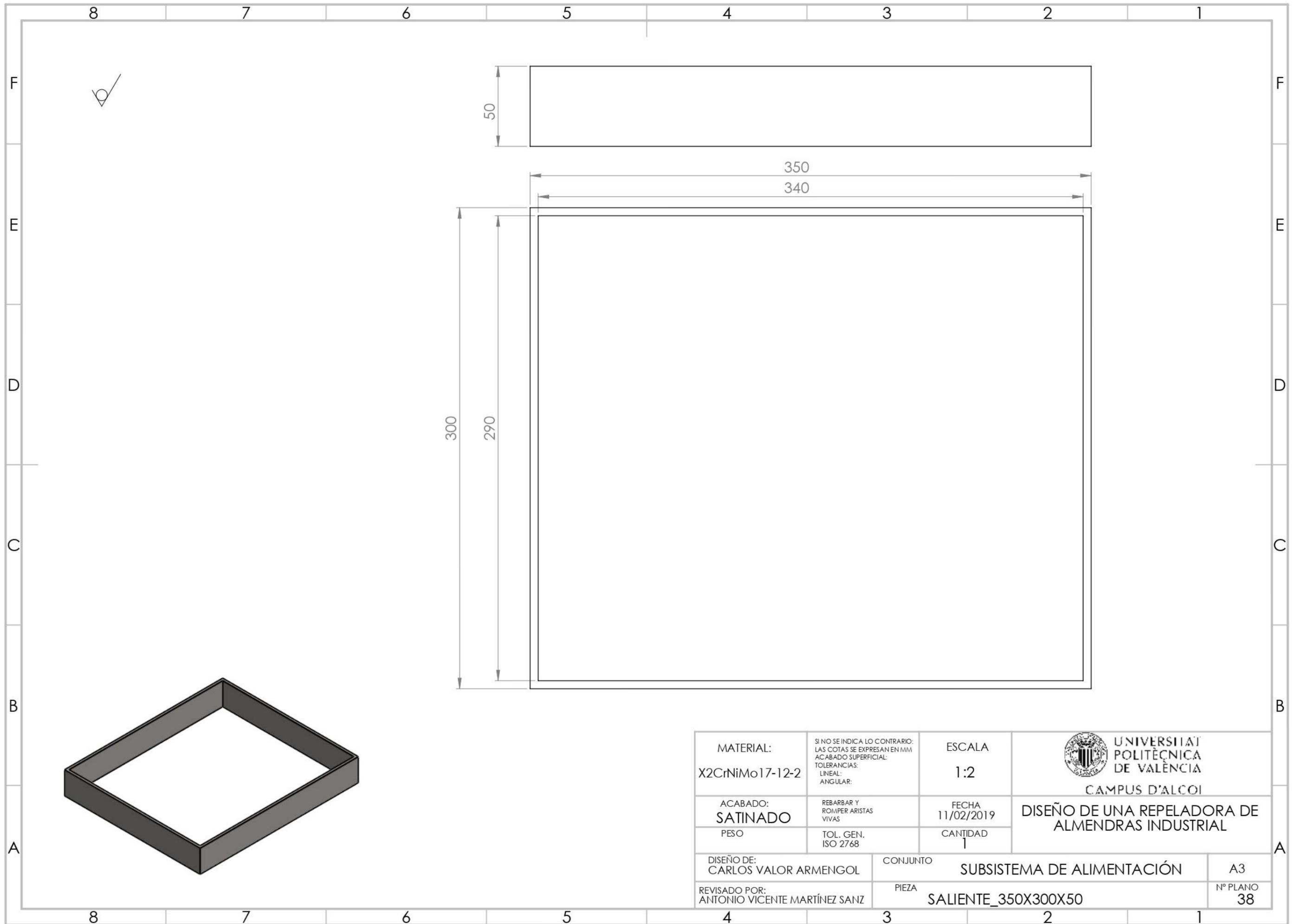
MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN		
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA SOLDADURA PARTE INFERIOR TOLVA		Nº PLANO 36



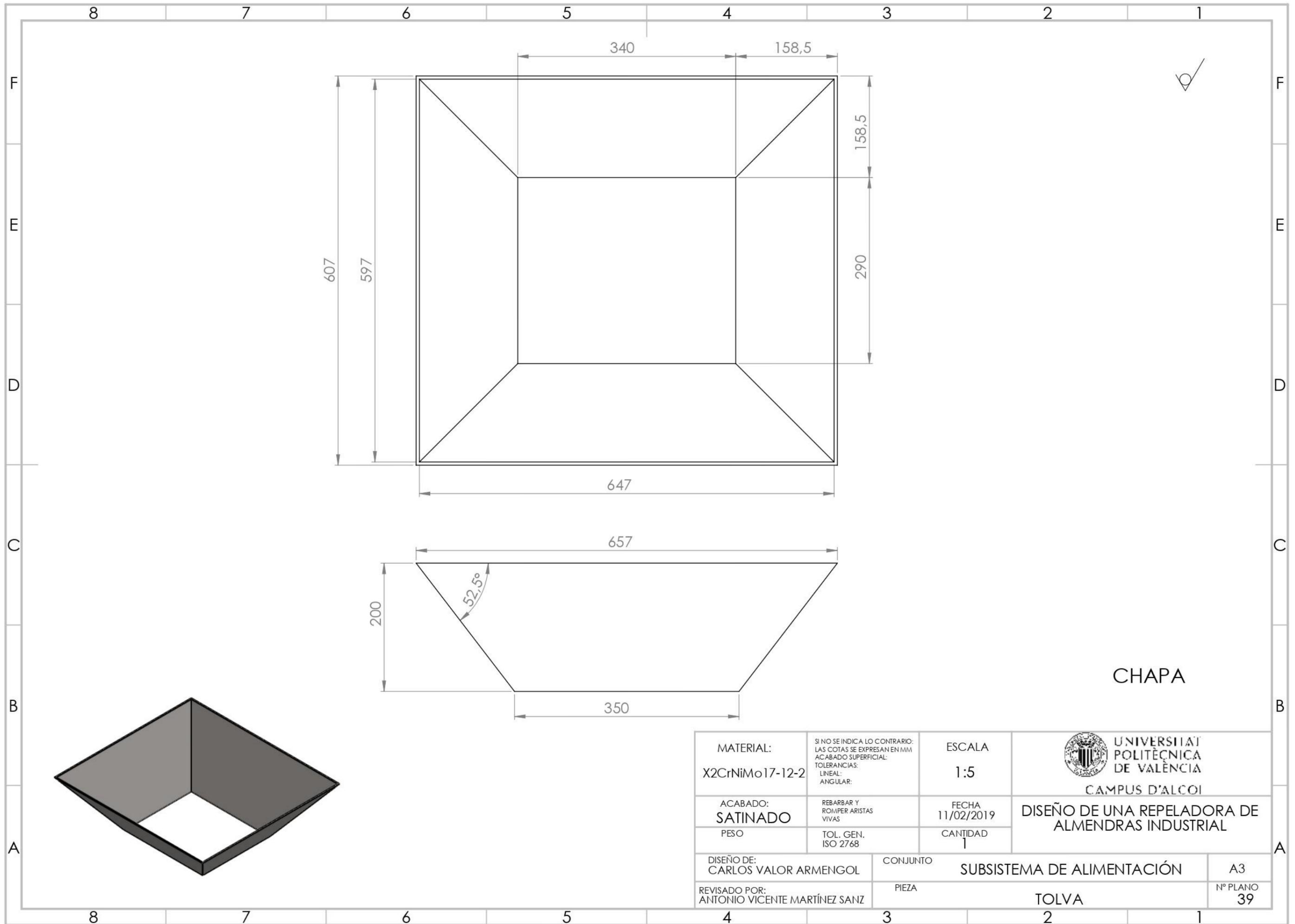
M10 PASANTE

N7

MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	APOYO TOLVA	
		A3	Nº PLANO 37

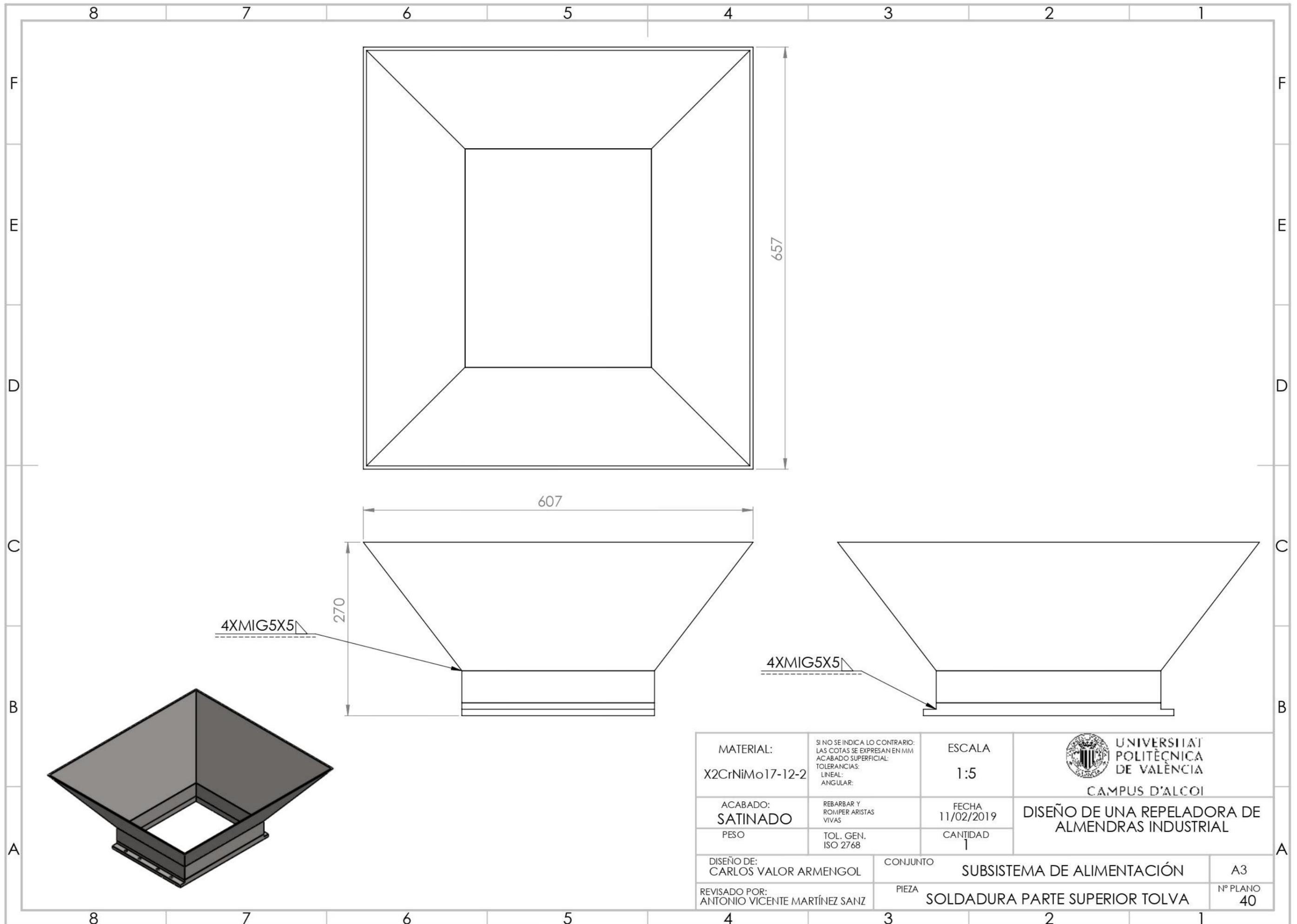


MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SALIENTE_350X300X50	
		A3	Nº PLANO 38



CHAPA

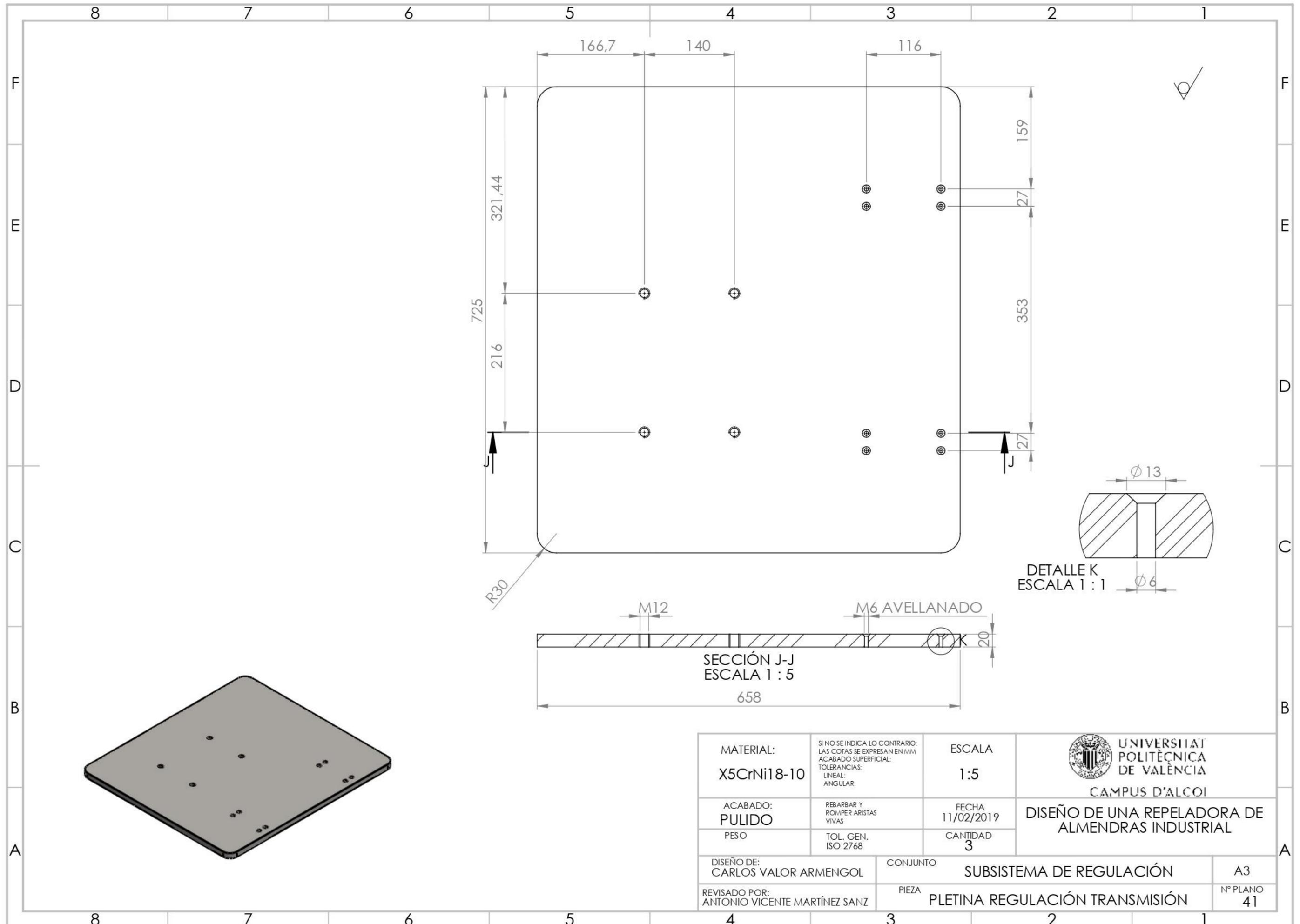
MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TOLVA	
			A3
			Nº PLANO 39



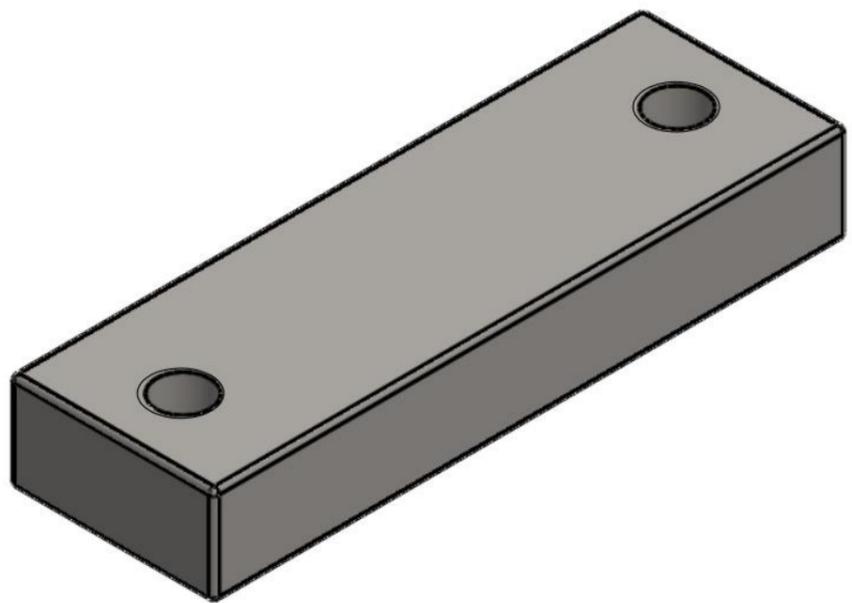
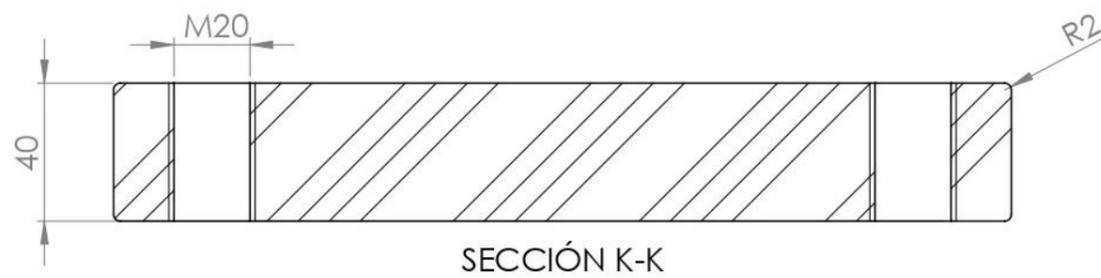
4XMIG5X5

4XMIG5X5

MATERIAL: X2CrNiMo17-12-2	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 1	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SOLDADURA PARTE SUPERIOR TOLVA	
		A3	Nº PLANO 40

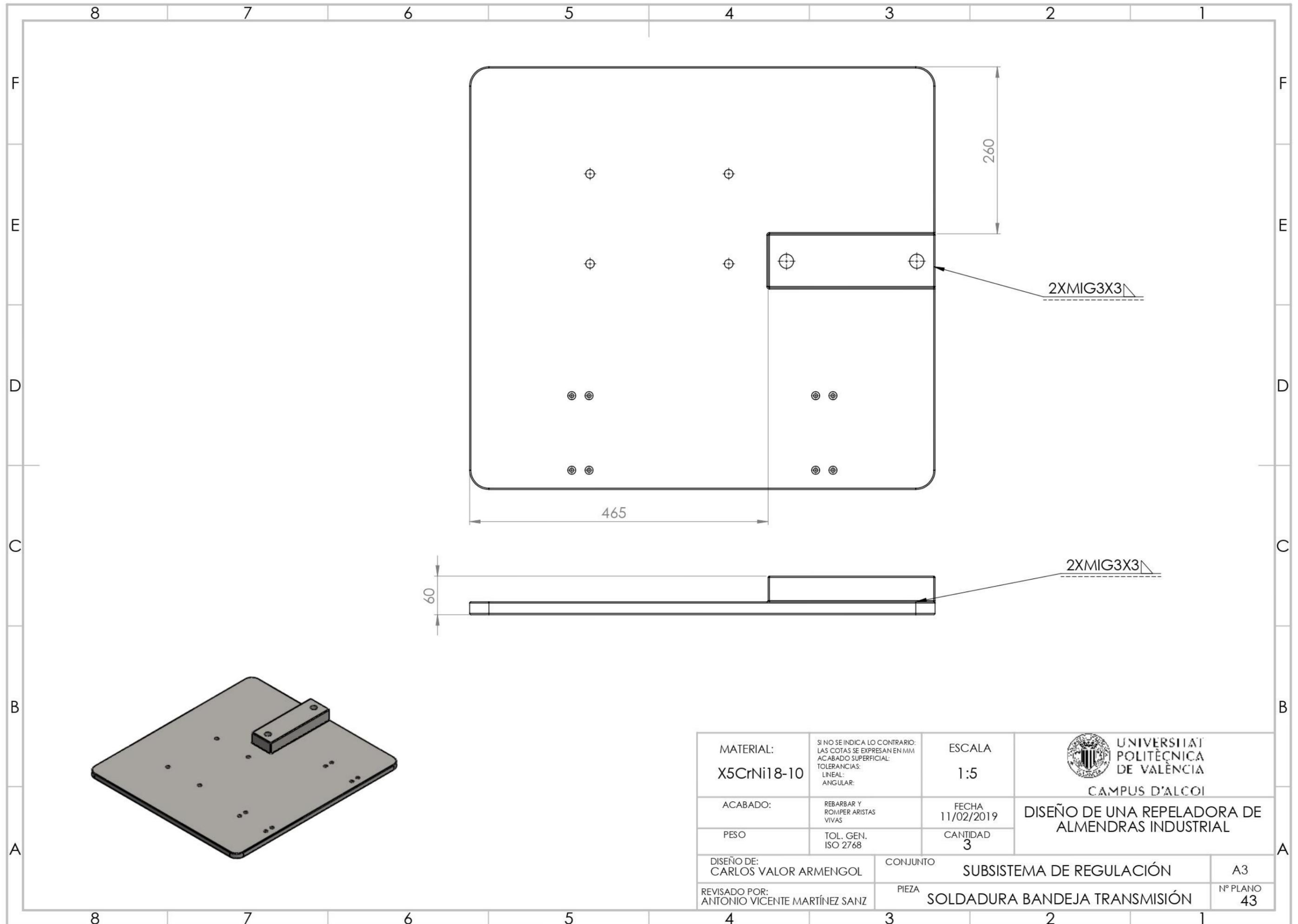


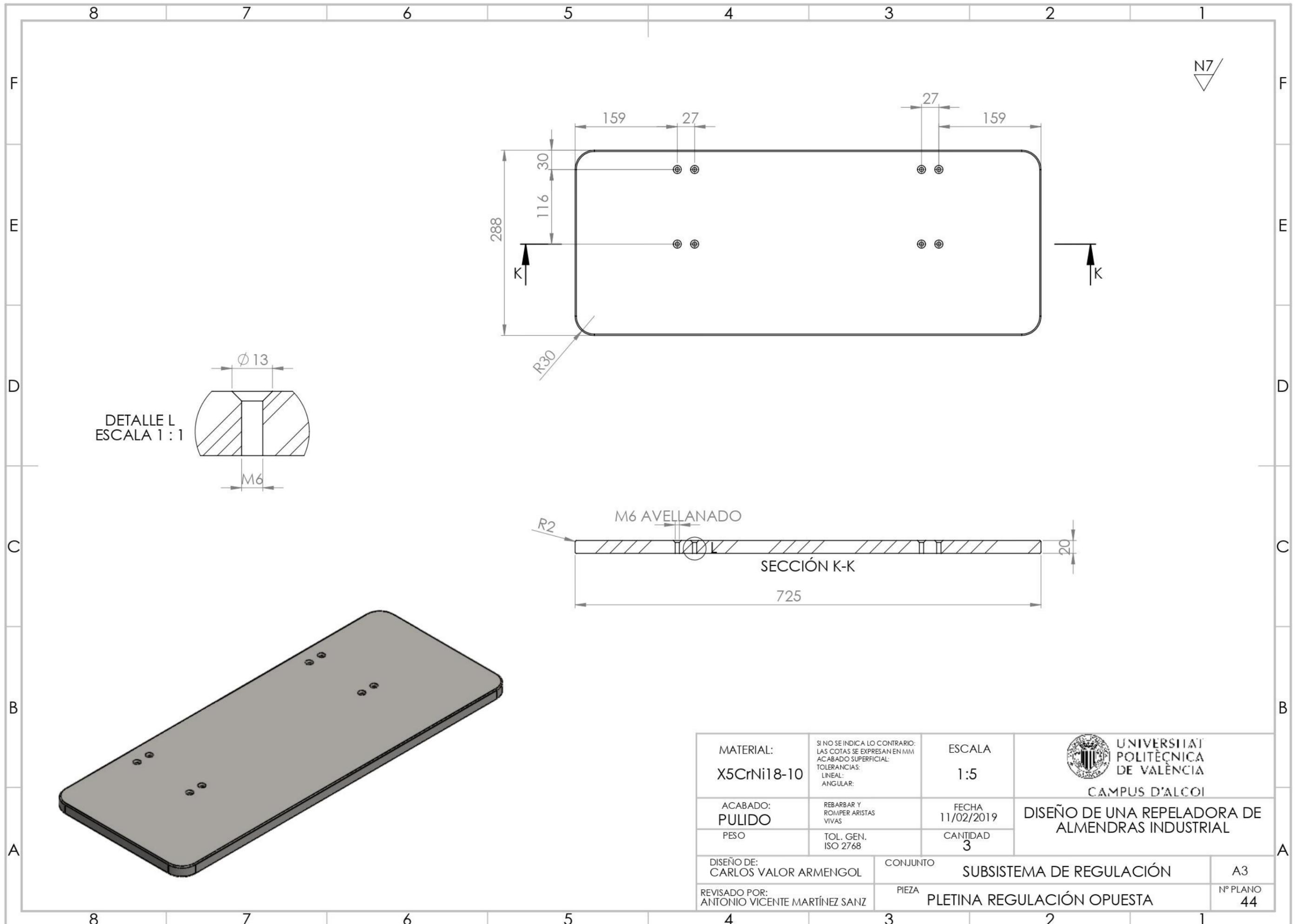
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA REGULACIÓN TRANSMISIÓN	
		A3	Nº PLANO 41



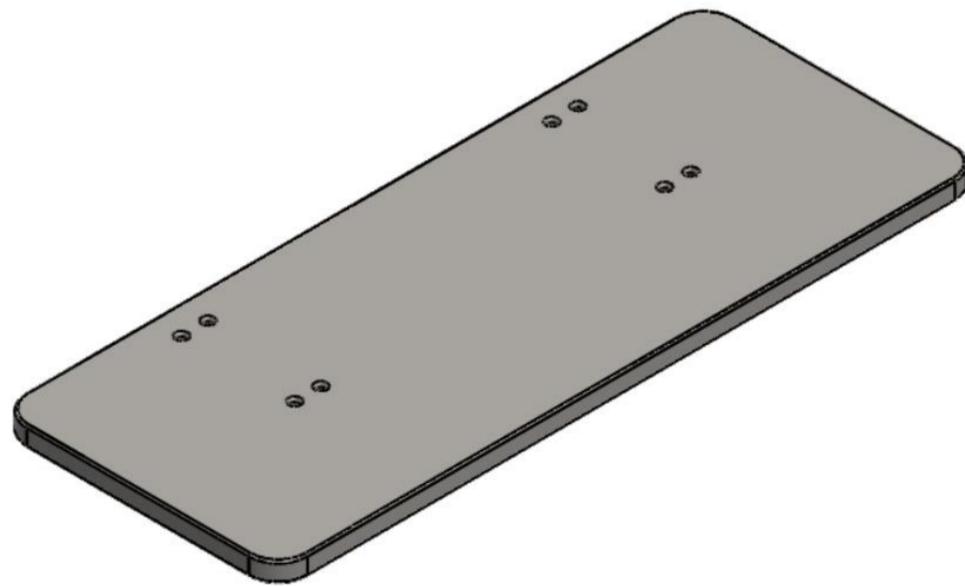
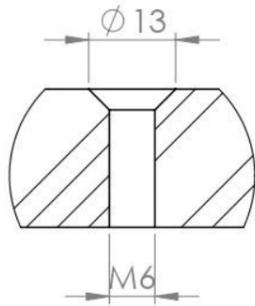
N7/

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	TACO REGULACIÓN TRANSMISIÓN	Nº PLANO 42

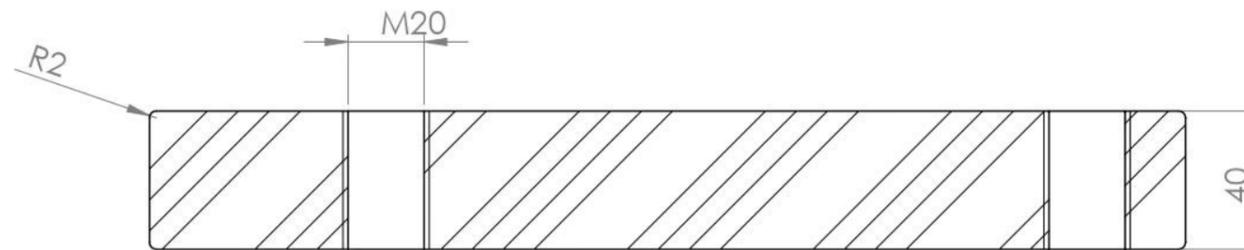




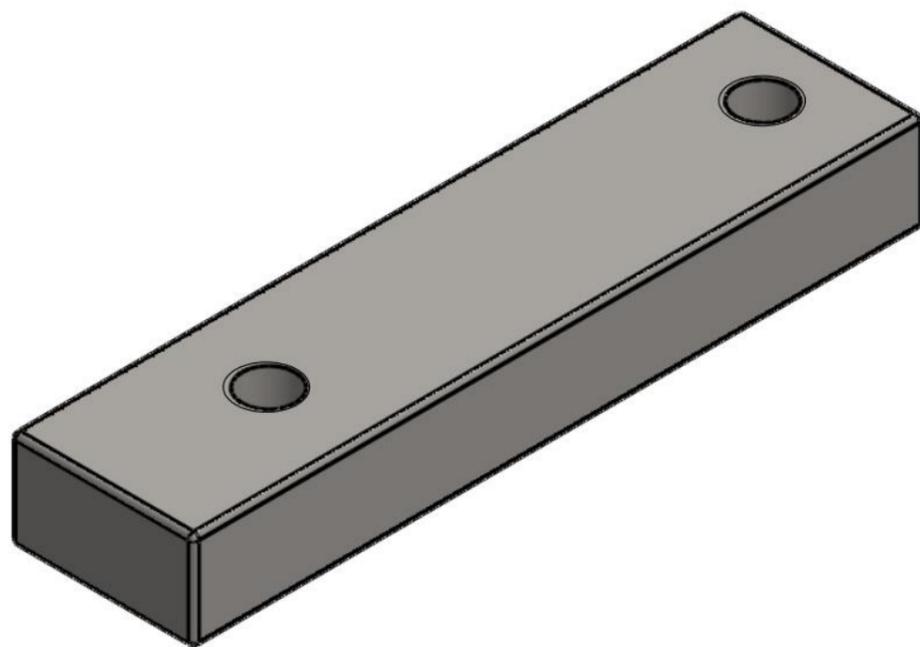
DETALLE L
ESCALA 1:1



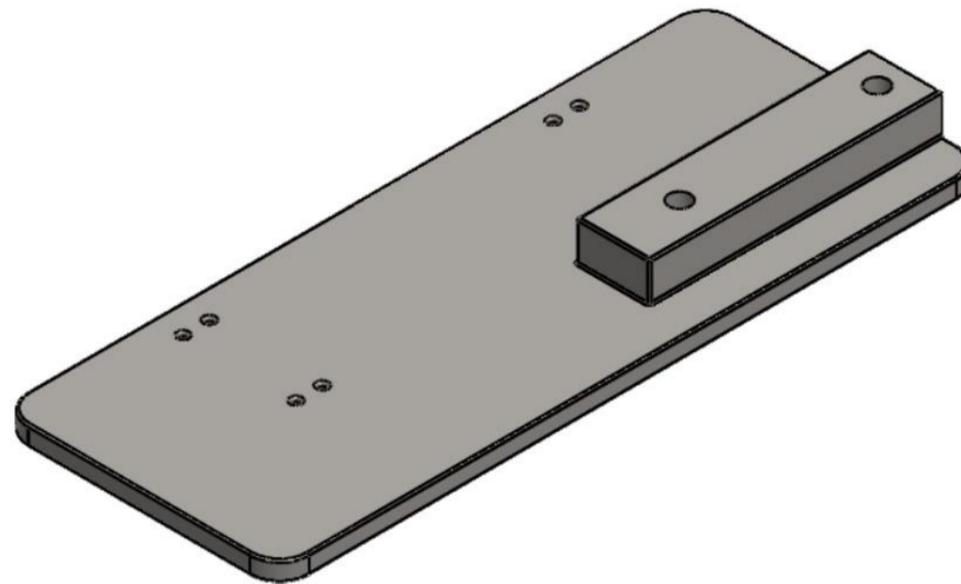
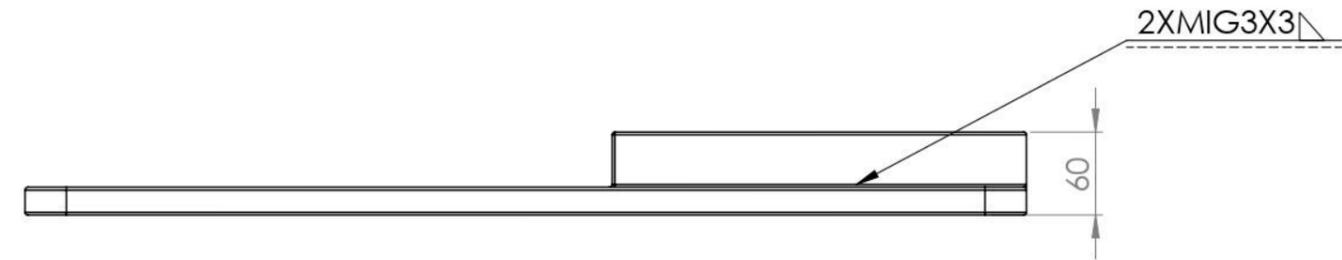
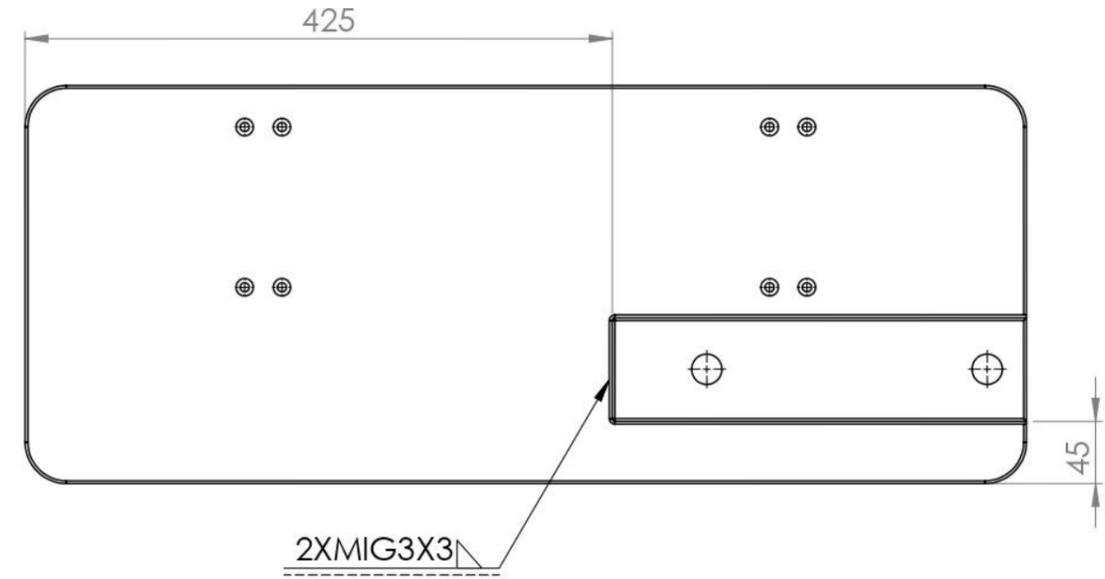
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	PLETINA REGULACIÓN OPUESTA	
			A3
			Nº PLANO 44



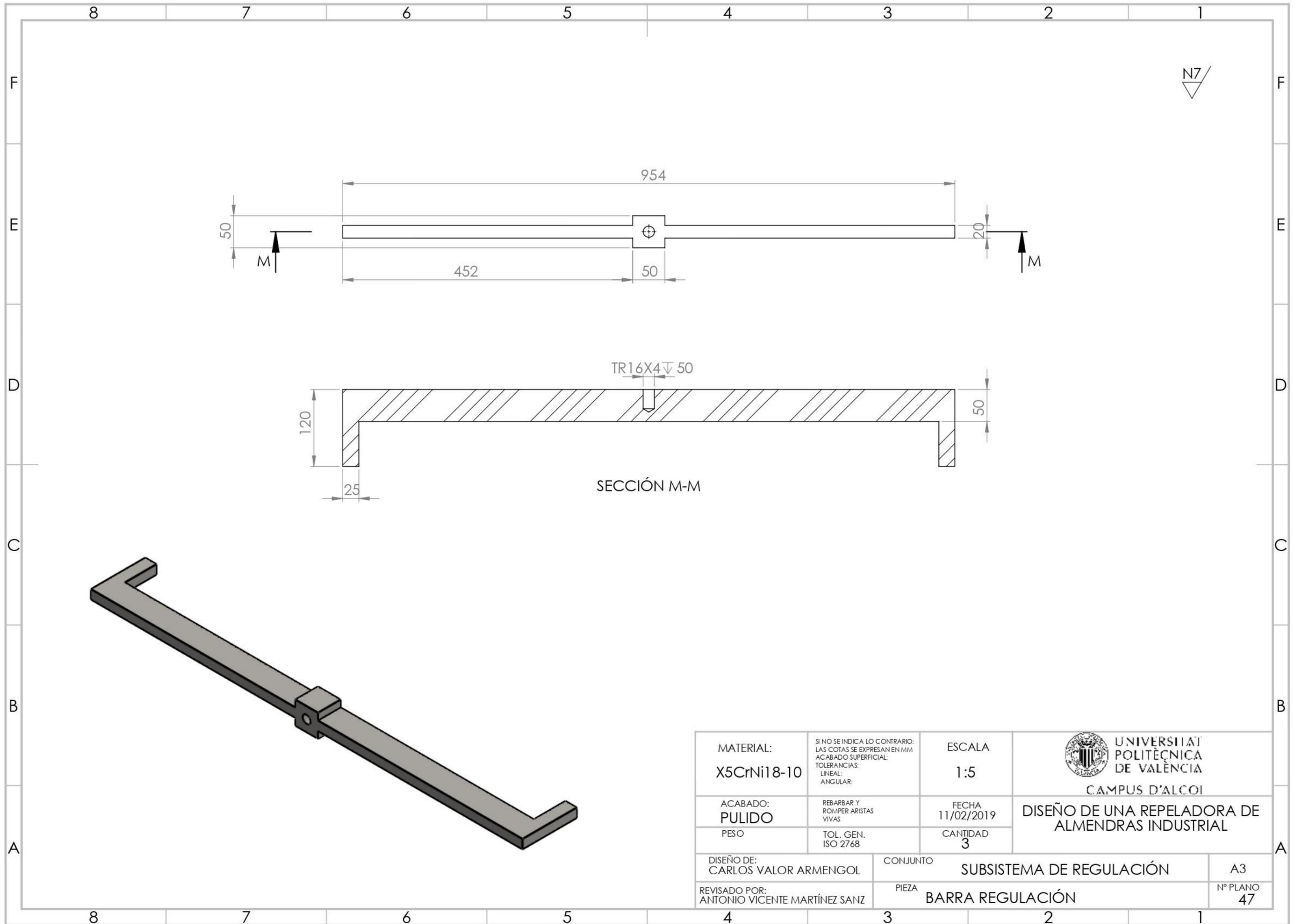
SECCIÓN L-L
ESCALA 1 : 2



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO SUBSISTEMA DE REGULACIÓN		A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA TACO REGULACIÓN OPUESTA		Nº PLANO 45

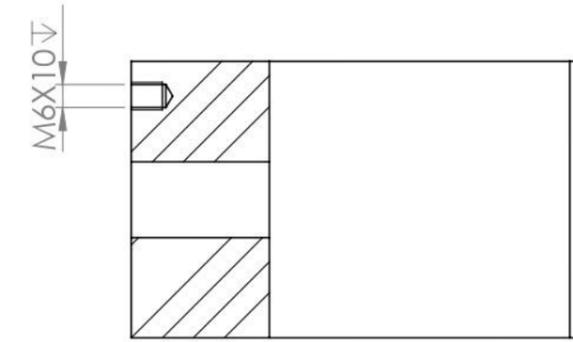
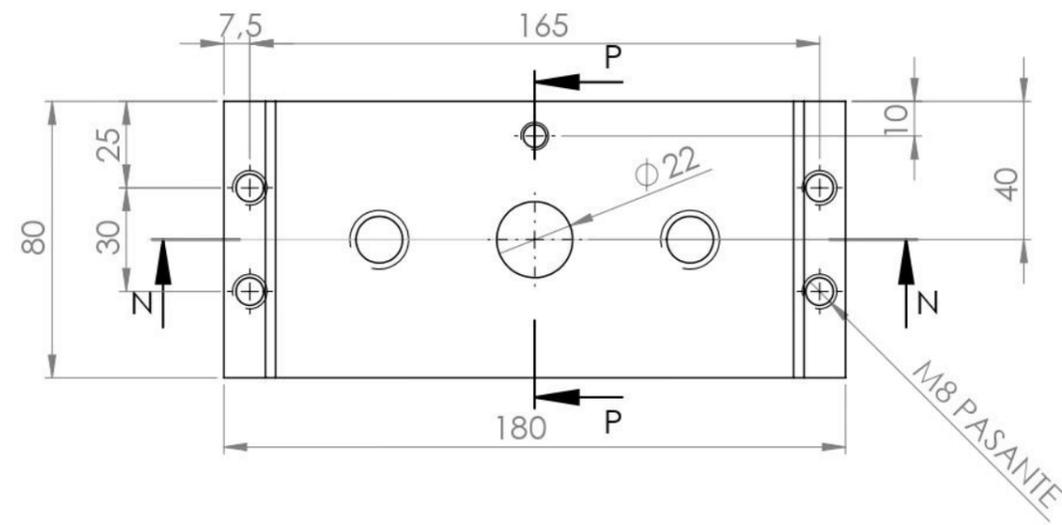


MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	SOLDADURA BANDEJA OPUESTA	
			A3
			Nº PLANO 46

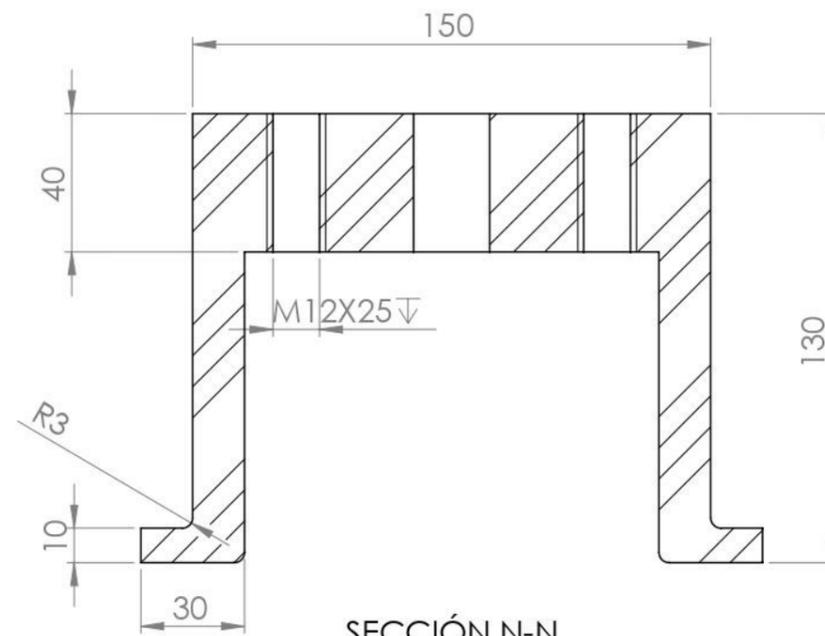


SECCIÓN M-M

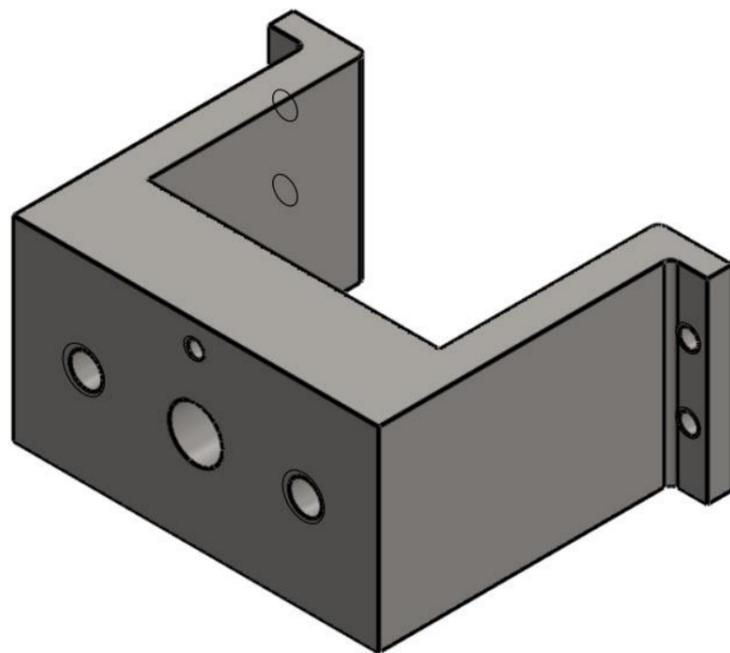
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO SUBSISTEMA DE REGULACIÓN		A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA BARRA REGULACIÓN		Nº PLANO 47



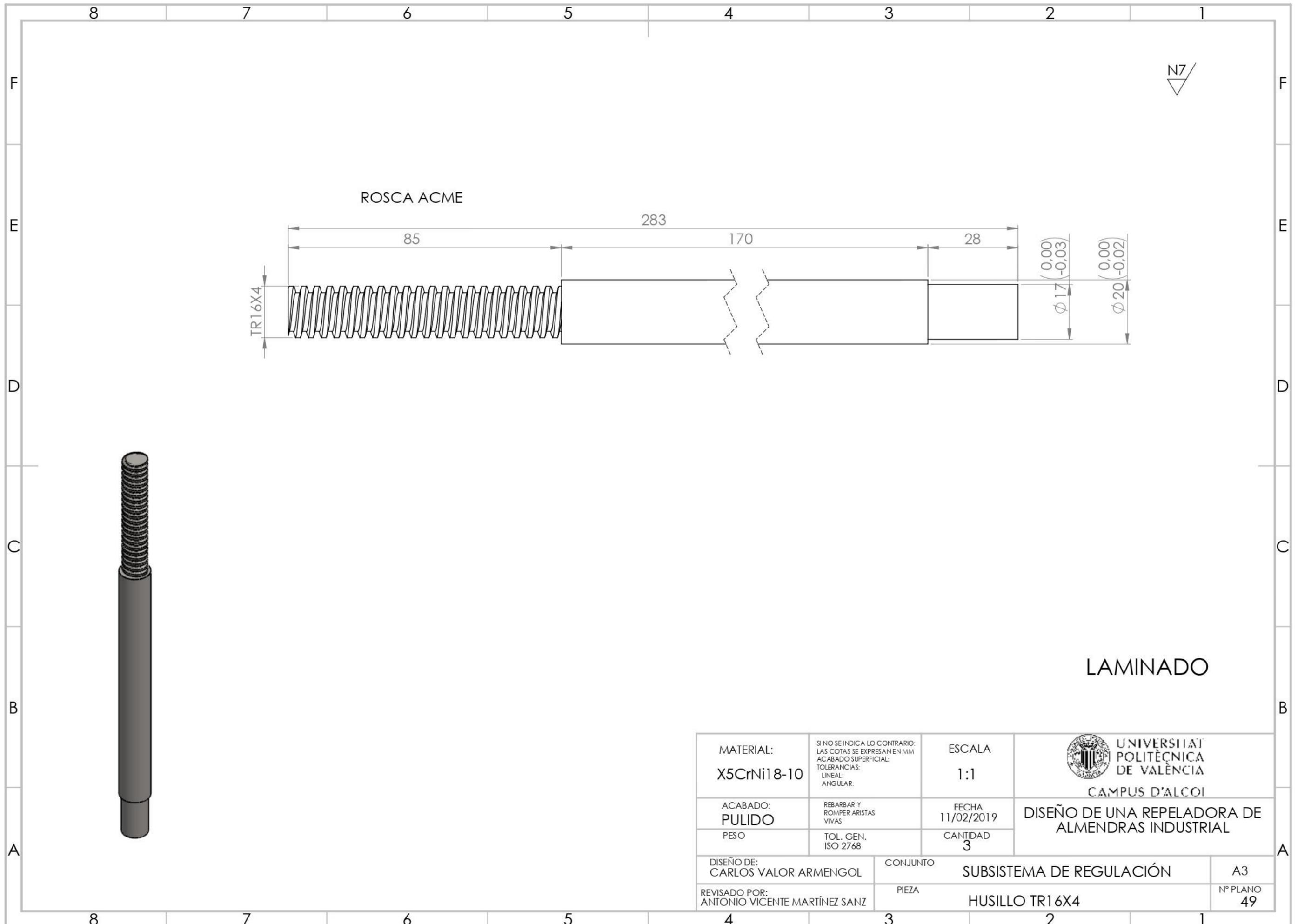
SECCIÓN P-P



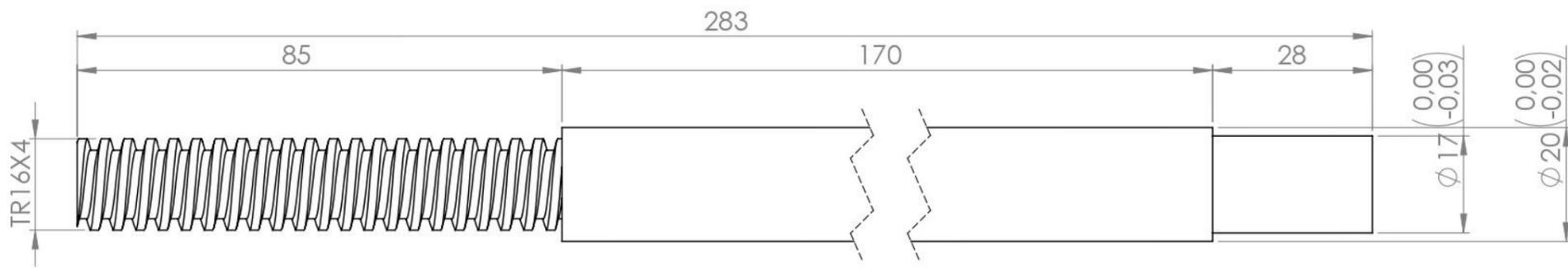
SECCIÓN N-N



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	APOYO HUSILLO	
			A3
			Nº PLANO 48

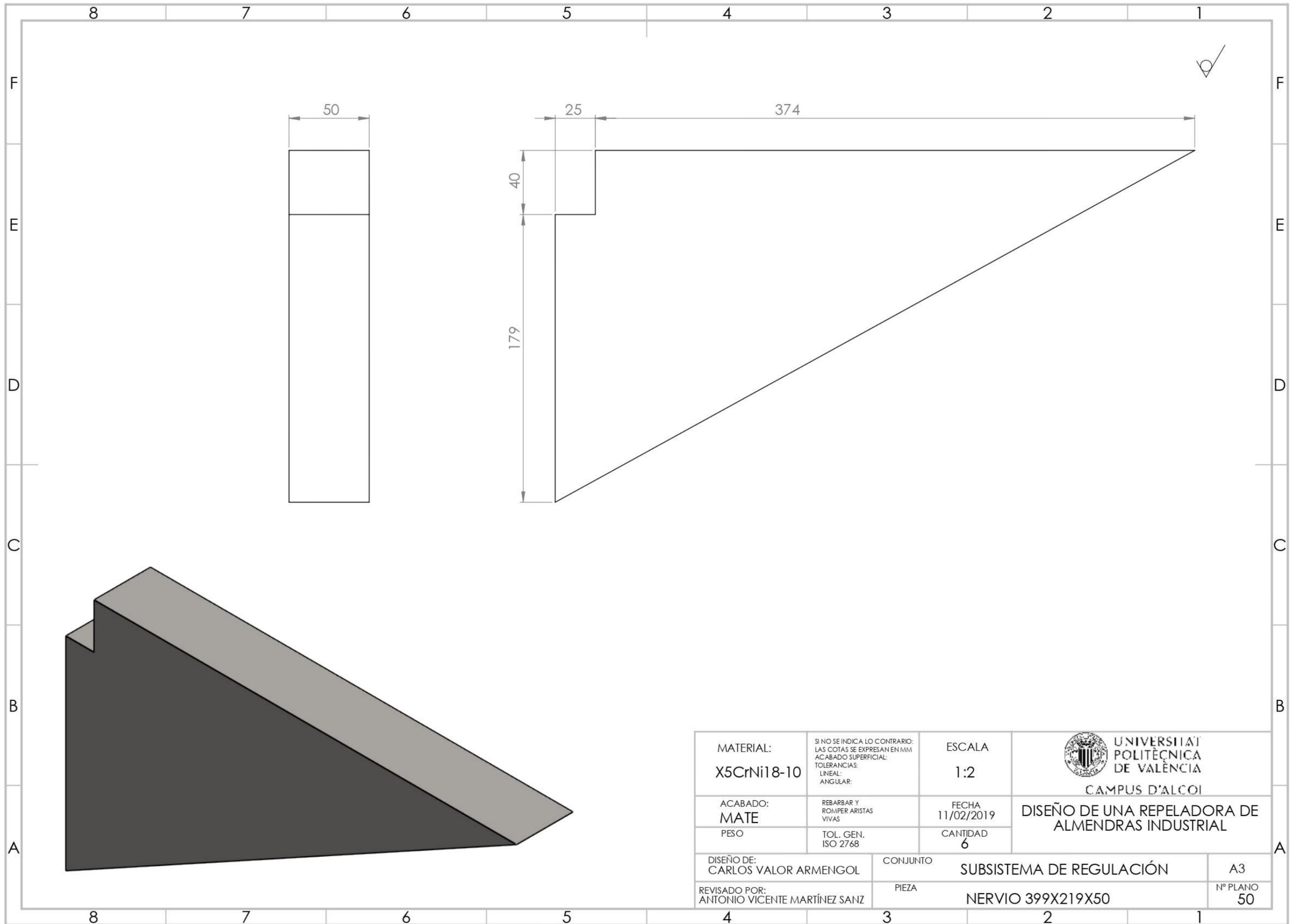


ROSCA ACME

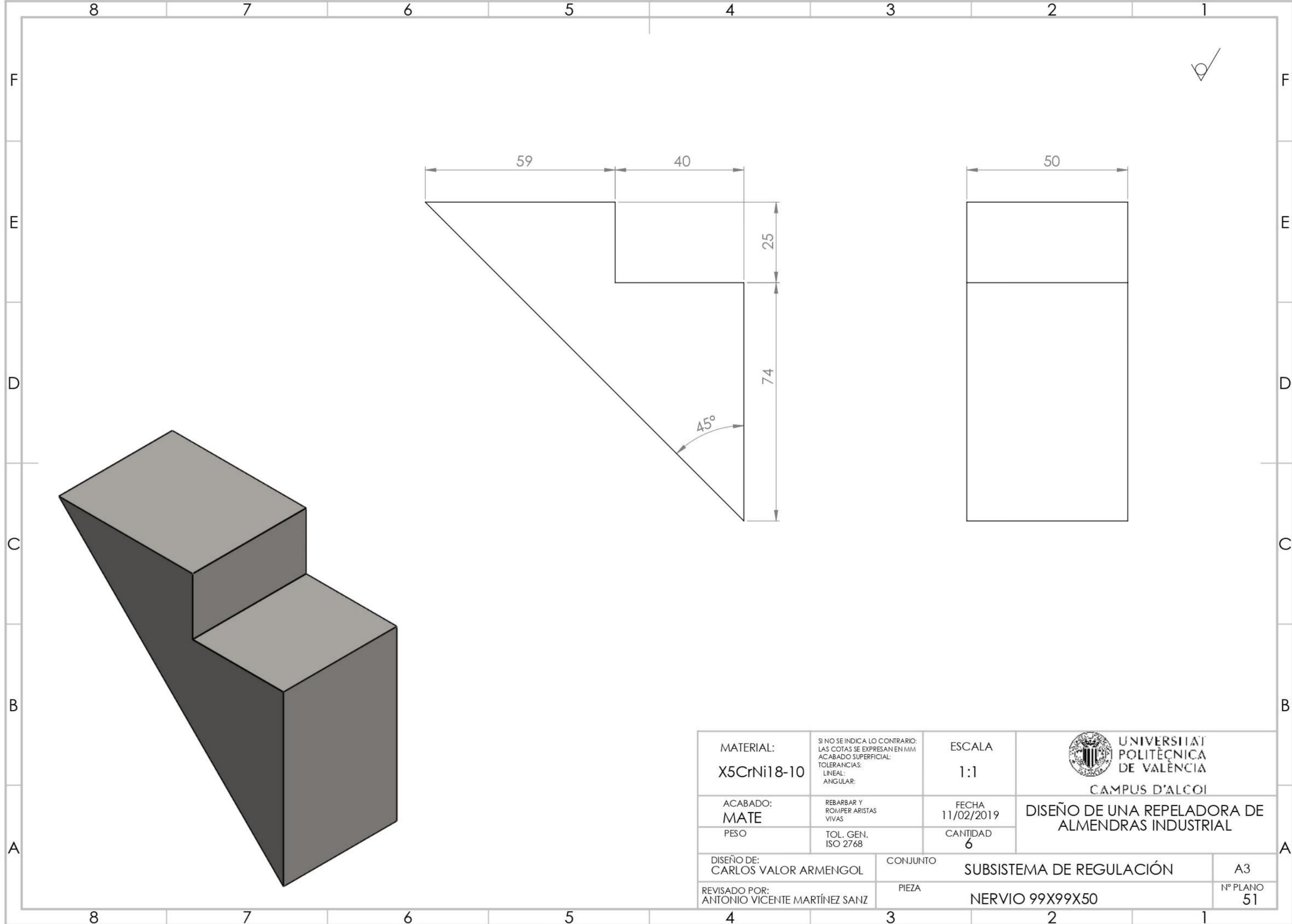


LAMINADO

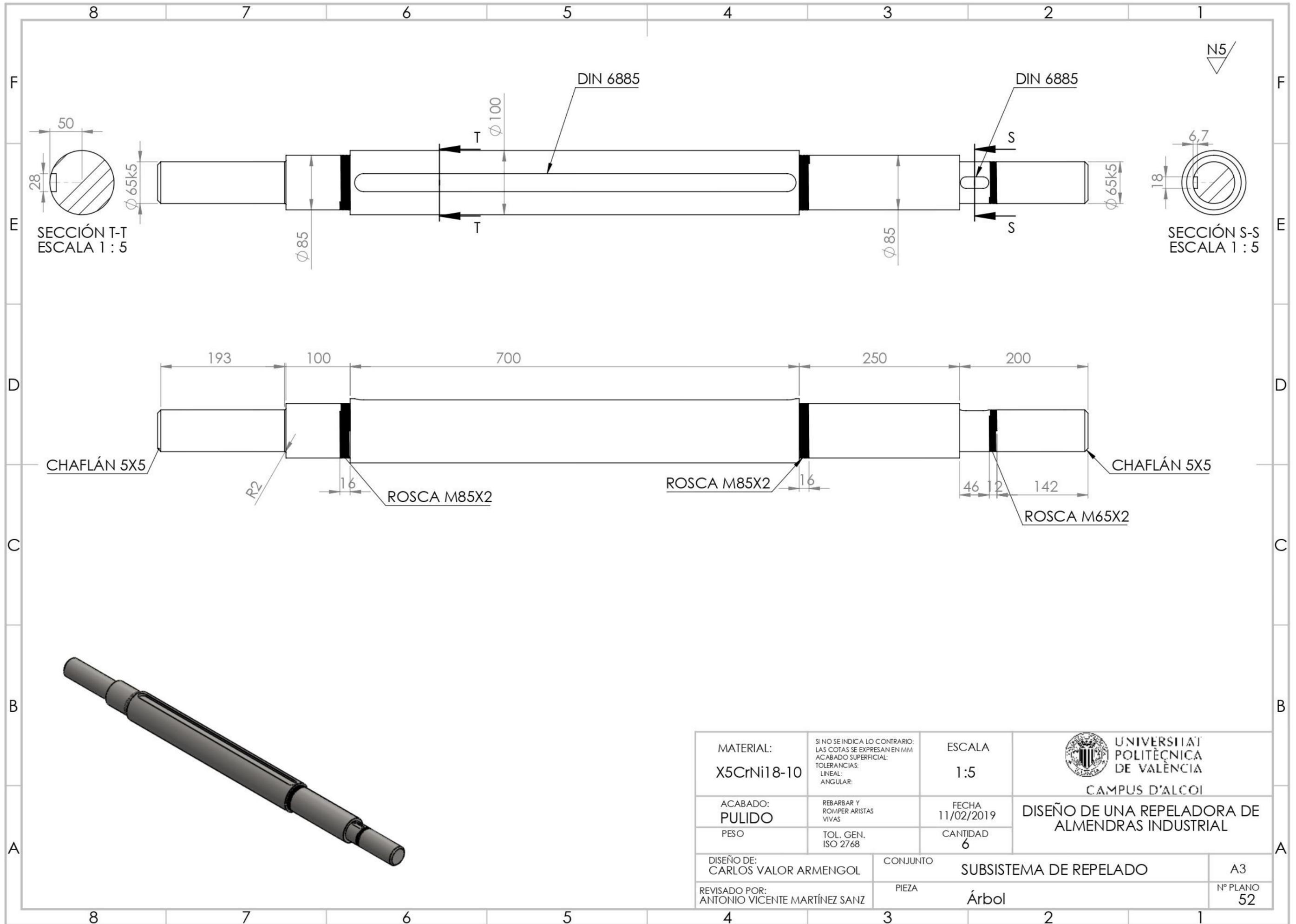
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	HUSILLO TR16X4	
			A3
			Nº PLANO 49



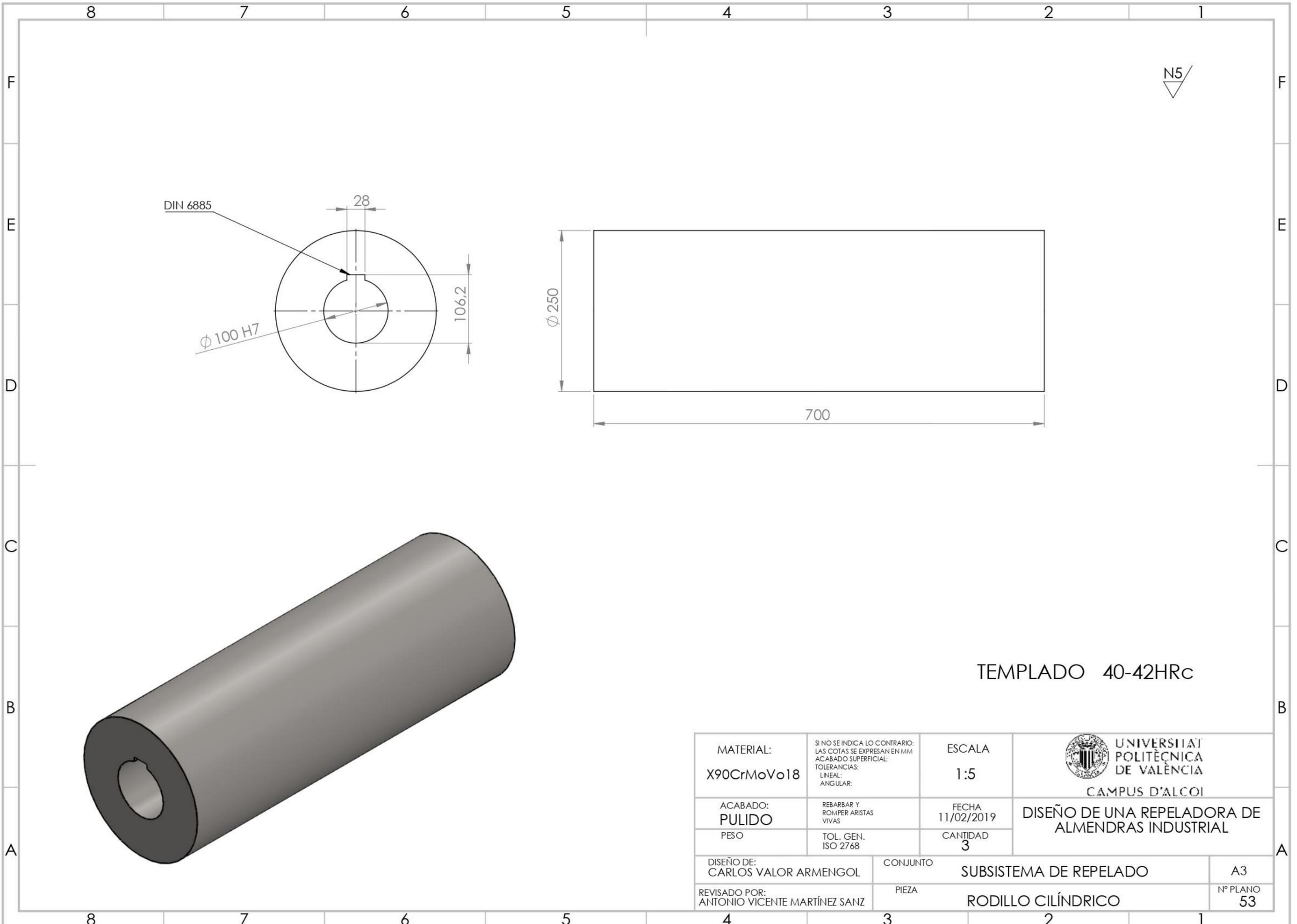
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 6	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	NERVIO 399X219X50	Nº PLANO 50



MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: MATE	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 6	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REGULACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	NERVIO 99X99X50	
			A3
			Nº PLANO 51



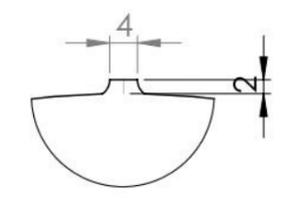
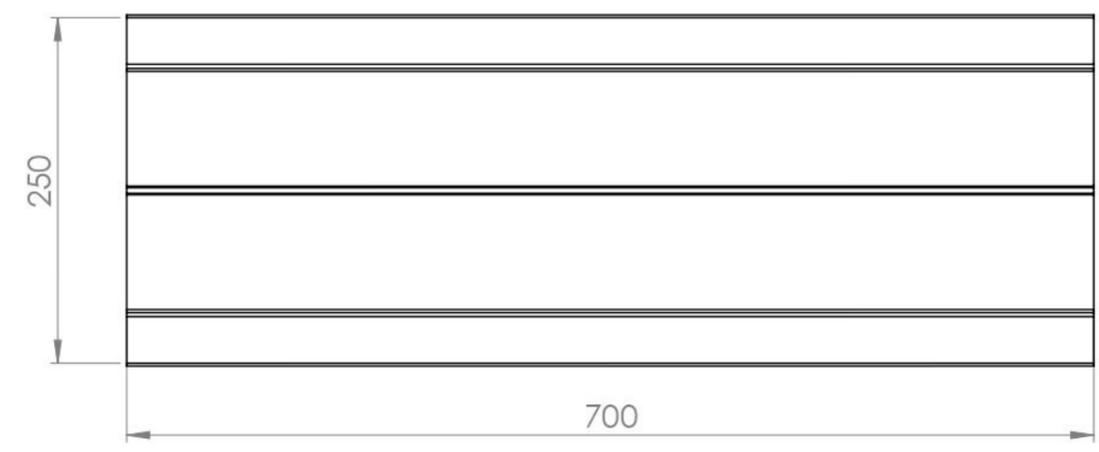
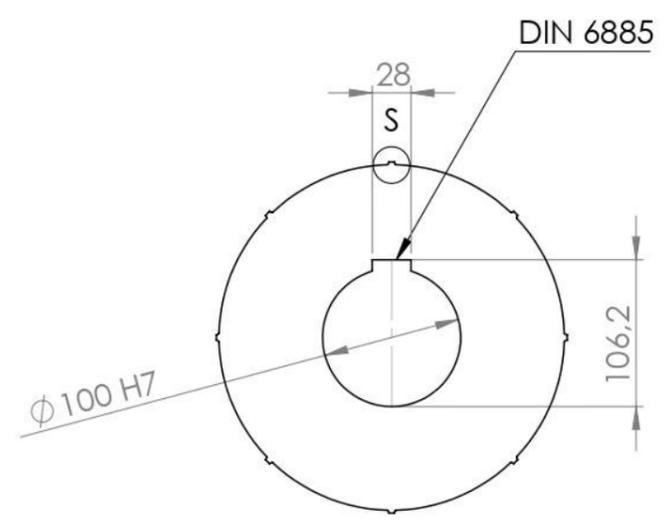
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 6	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REPELADO	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	Árbol	
			A3
			Nº PLANO 52



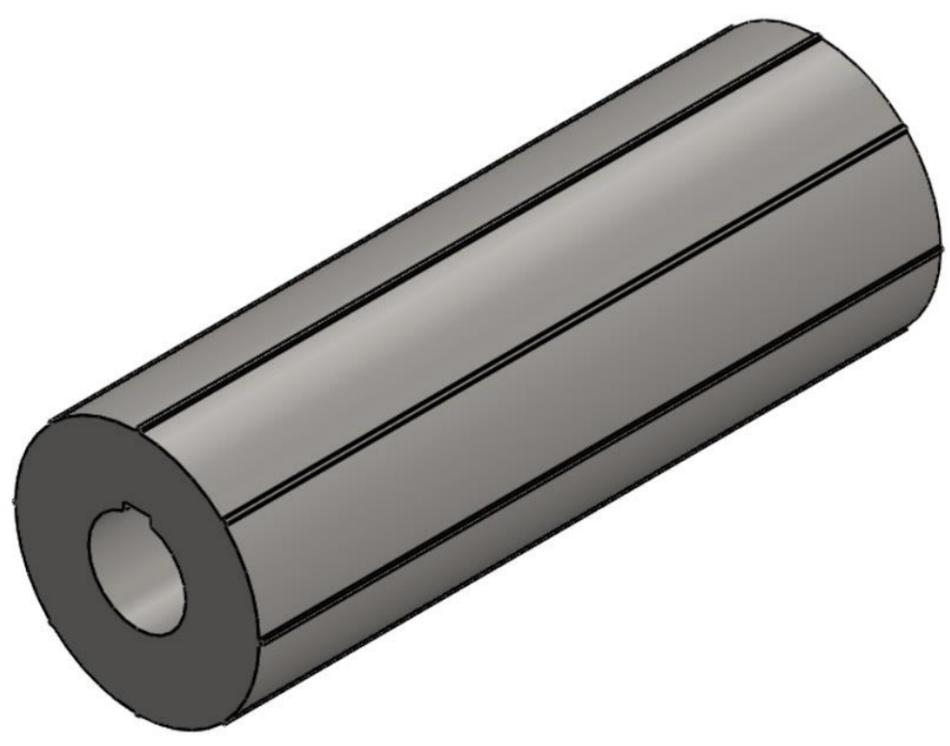
TEMPLADO 40-42HRC

MATERIAL: X90CrMoV18	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REPELADO	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	RODILLO CILÍNDRICO	
			A3
			Nº PLANO 53

N5



DETALLE S
ESCALA 1 : 1



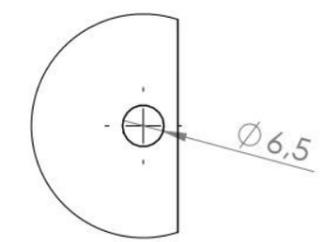
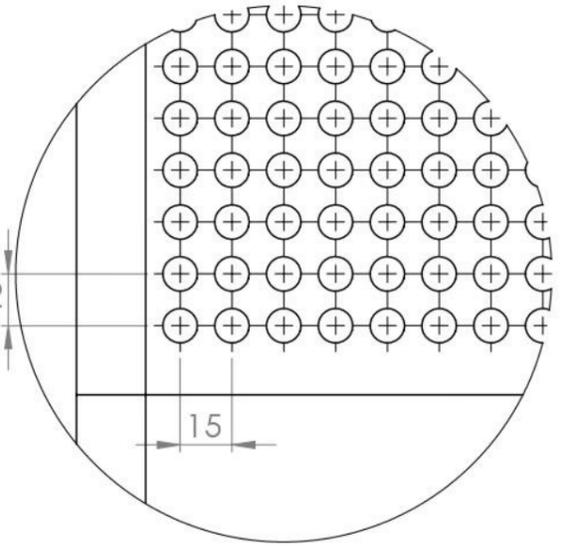
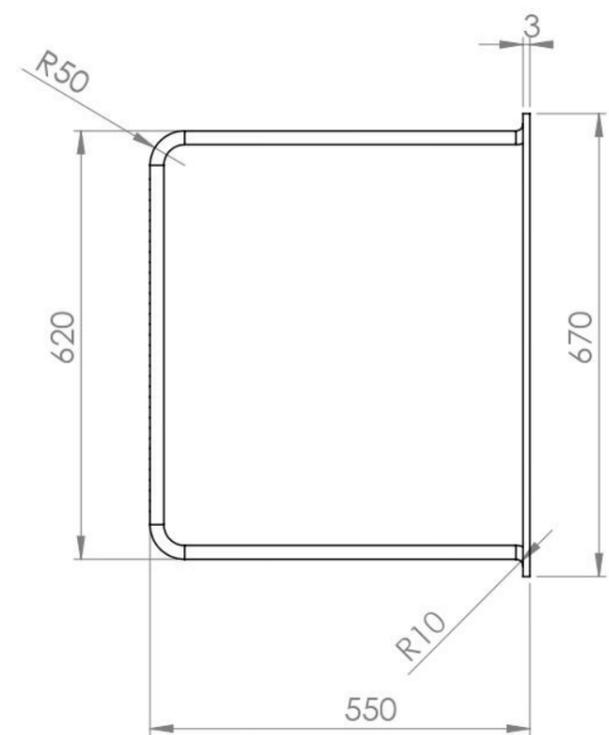
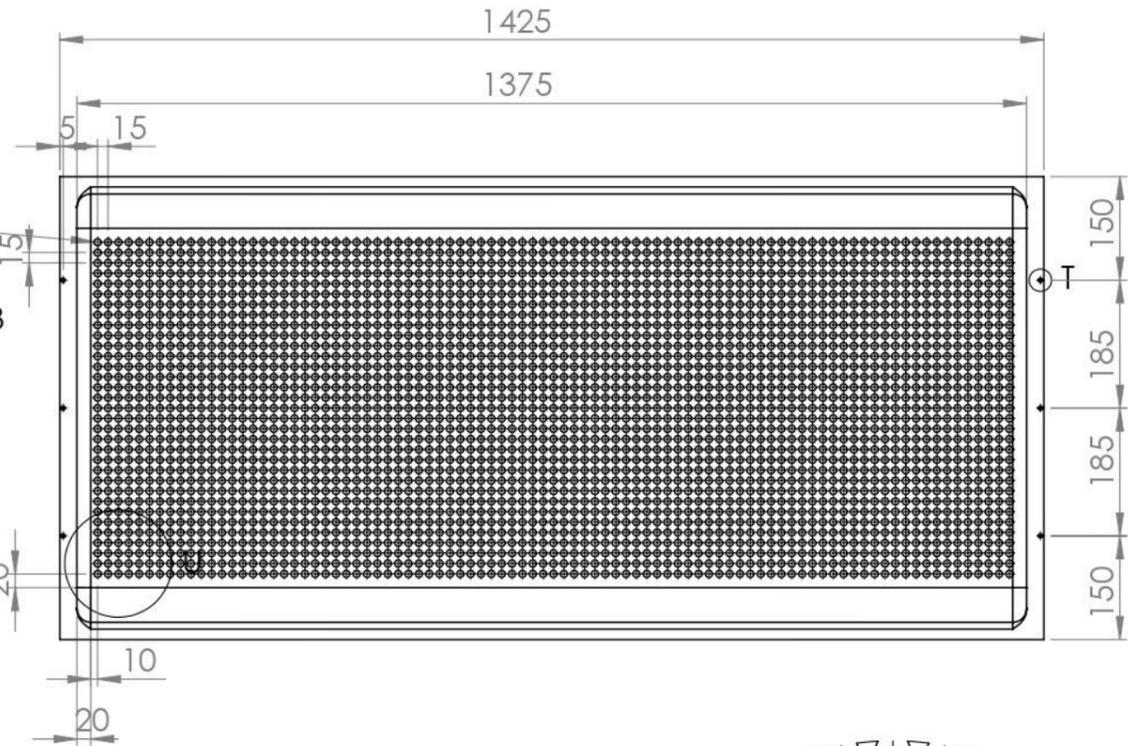
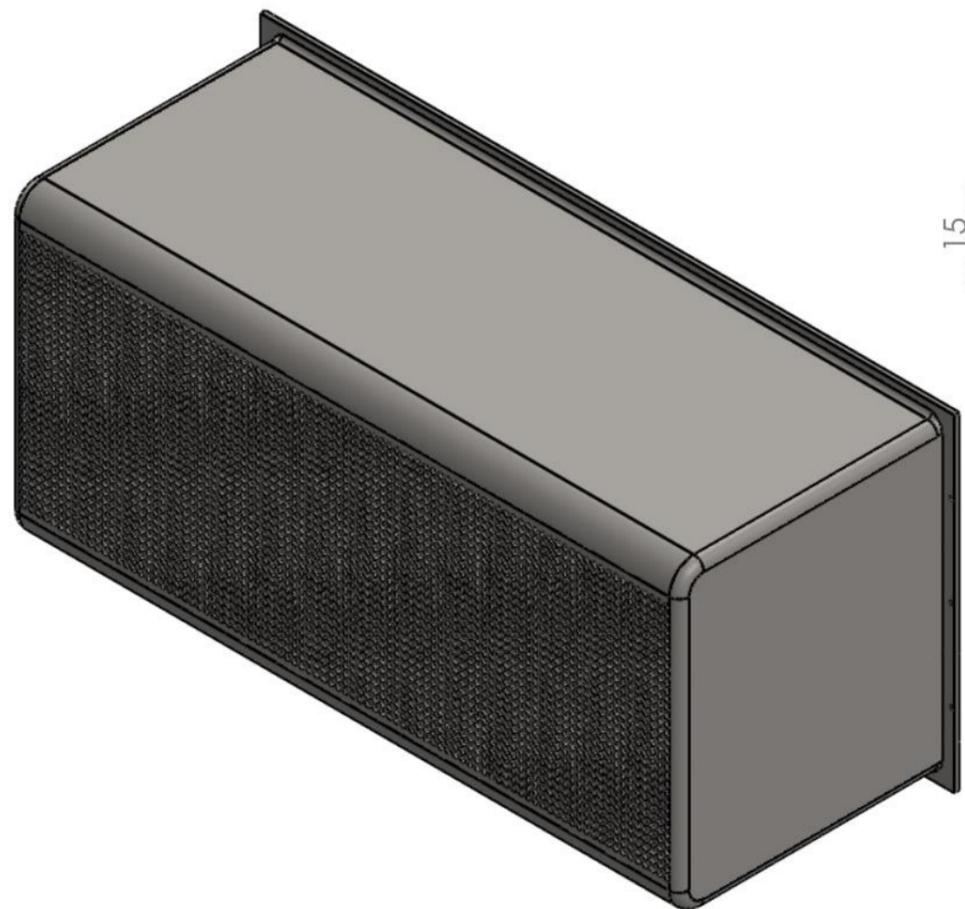
TEMPLADO 40-42 HRC

MATERIAL: X90CrMoV18	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: PULIDO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REPELADO	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	RODILLO RASCADOR	
		A3	Nº PLANO 54

29,73

Nº orificios 89x33

Ø 10 ∇ 30

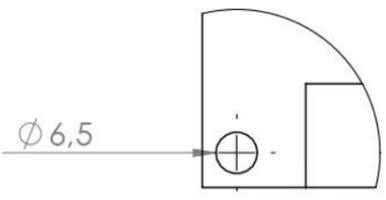
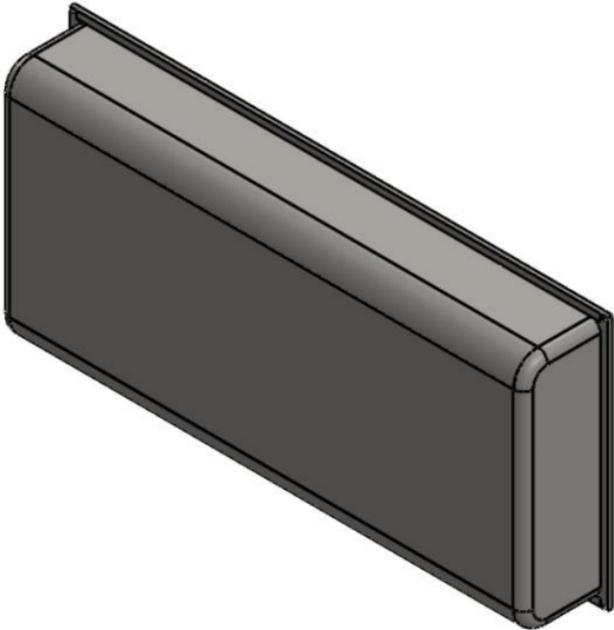
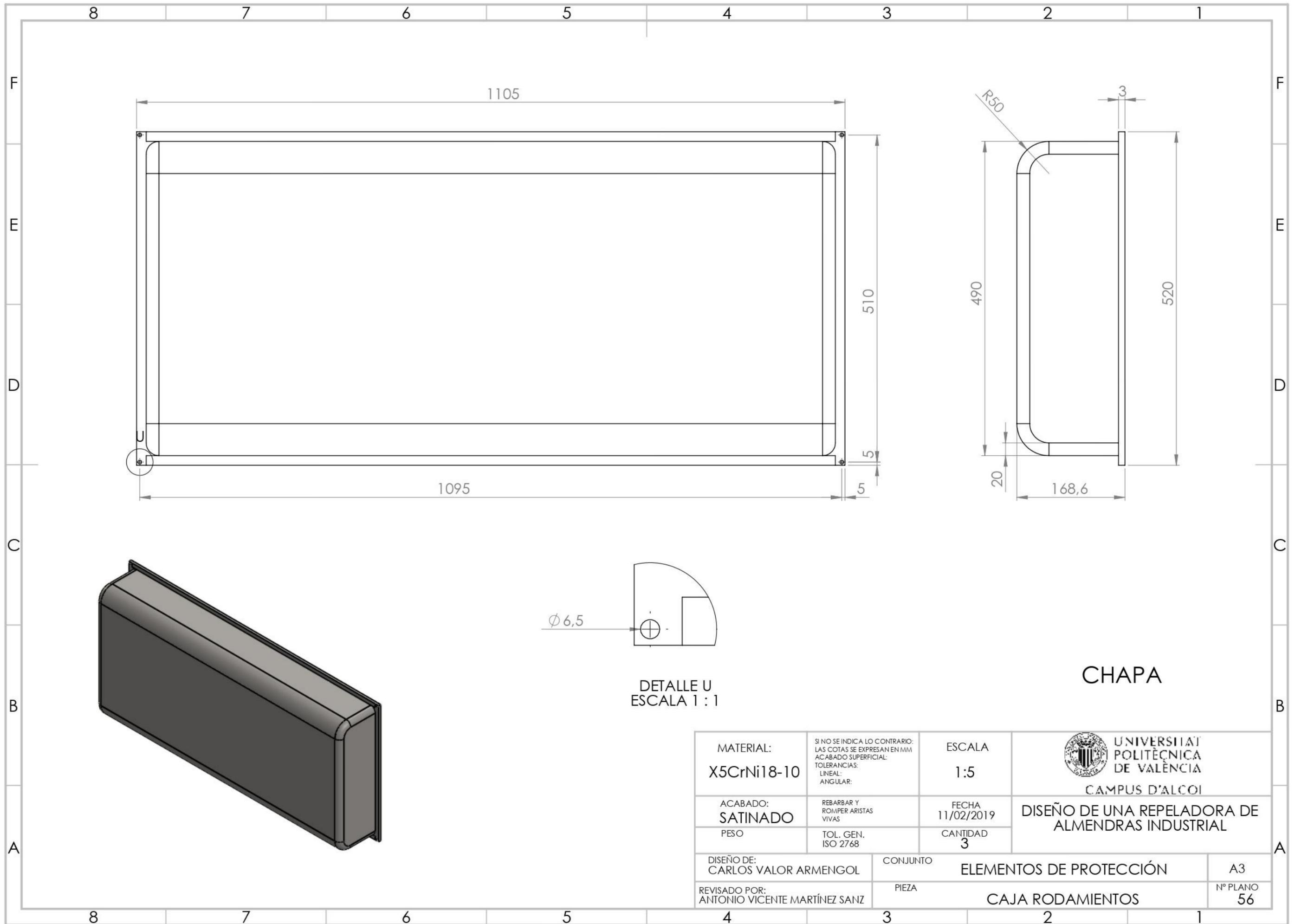


DETALLE T
ESCALA 1 : 1

DETALLE U
ESCALA 1 : 2

CHAPA

MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:10	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	ELEMENTOS DE PROTECCIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	CAJA SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
			A3
			Nº PLANO 55

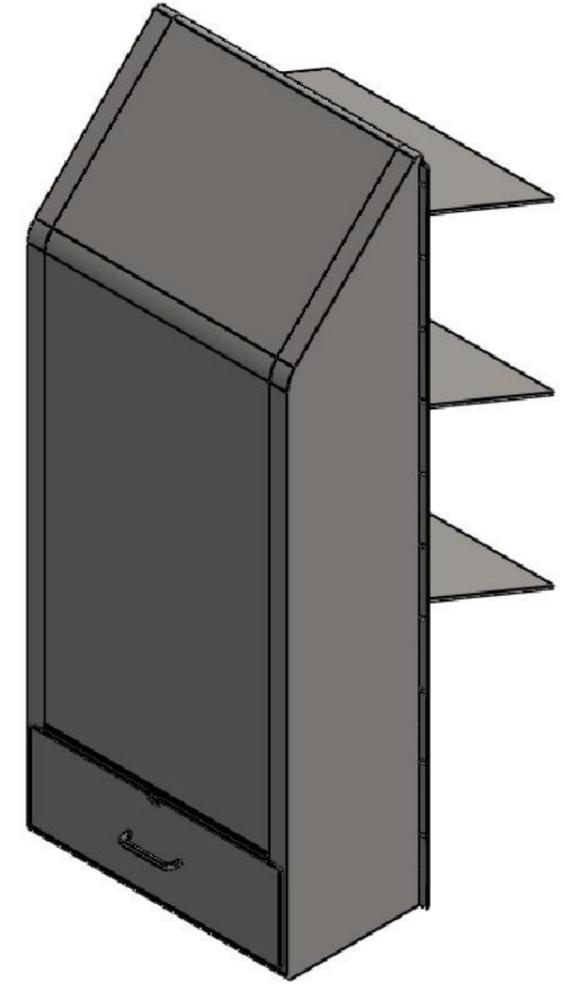
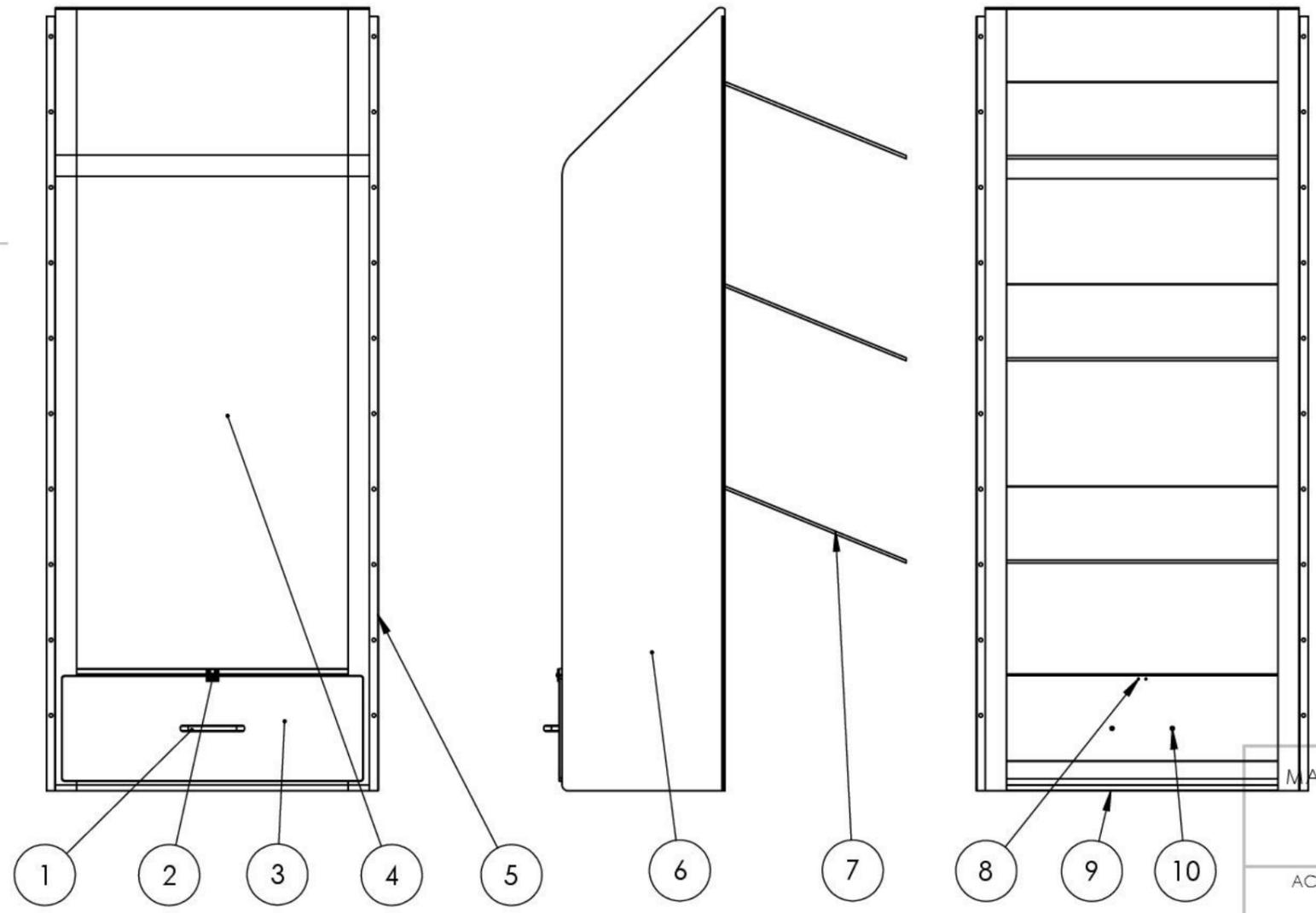


DETALLE U
ESCALA 1 : 1

CHAPA

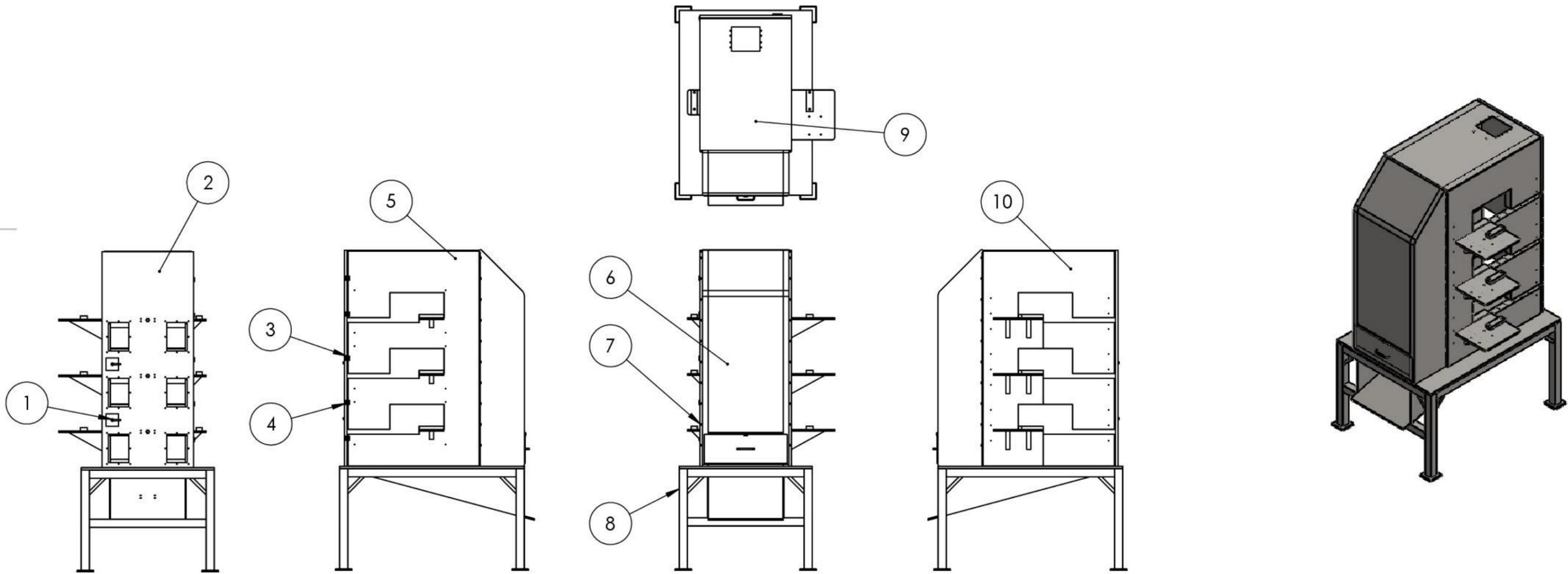
MATERIAL: X5CrNi18-10	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:5	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO: SATINADO	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD 3	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	ELEMENTOS DE PROTECCIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	CAJA RODAMIENTOS	
			A3
			Nº PLANO 56

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Material	Calidad
1	Asa_U_GN_565_5_20_200	Asa en U acero inoxidable	1	X5CrNi18-10	
2	Bisagra_GN_237_40_40	Bisagra acero inoxidable	1	X5CrNi18-10	
3	Pletina_abatible	Pletina salida pieles	1	X5CrNi18-10	
4	Pletina_plegada	Pletina plegada extractor	1	X5CrNi18-10	
5	Pletina_tornillos	Pletina atornillar a estructura	2	X5CrNi18-10	
6	Lateral_extractor	Chapa para los laterales	2	X5CrNi18-10	
7	Pletina_rampa	Rampa vibrante	3	X5CrNi18-10	
8	ISO10642-M5X10	Tornillo de cabeza avellanada M5X10	4	X5CrNi18-10	A2
9	Base_extractor	Pletina plegada de la base del extractor	1	X5CrNi18-10	
10	ISO10642-M5X16	Tornillo de cabeza avellanada M5X16	2	X5CrNi18-10	A2



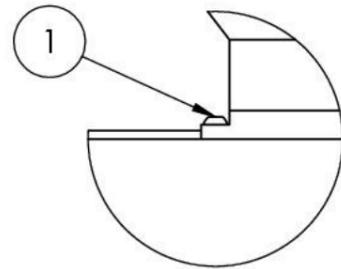
MATERIAL:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARSTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	CUERPO DE LA MÁQUINA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE EXTRACTOR	
			A3
			Nº PLANO 57

8	7	6	5	4	3	2	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN			CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	Cierre_con_manilla_GN_115_LG_28	Cierre con manilla acero inoxidable			2	X5CrNi18-10	
2	Chapa frontal	Corte y mecanizado pared frontal			1	X5CrNi18-10	
3	Bisagra_GN_237_50_50	Bisagra 50x50 acero inoxidable			5	X5CrNi18-10	
4	ISO10642-M6X16	Tornillo de cabeza avellanada M6X16			20	X5CrNi18-10	A2
5	Pared_lateral_posterior	Mecanizado y corte pared posterior			1	X5CrNi18-10	
6	Extractor	Extractor montado			1	X5CrNi18-10	
7	ISO4762-M12x25	Tornillo de cabeza cilíndrica con hexágono interior			20	X5CrNi18-10	A2
8	Bancada inferior	Bancada para soporte de la estructura			1	X5CrNi18-10	
9	Parte superior estructura	Chapa superior soldada			1	X5CrNi18-10	
10	Pared_lateral_transmision	Mecanizado y corte pared transmisión			1	X5CrNi18-10	

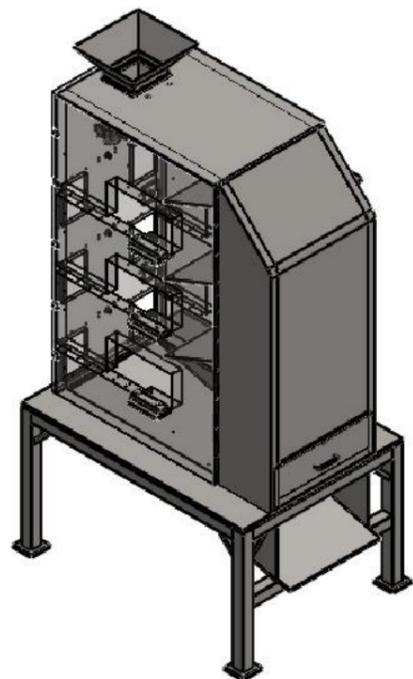
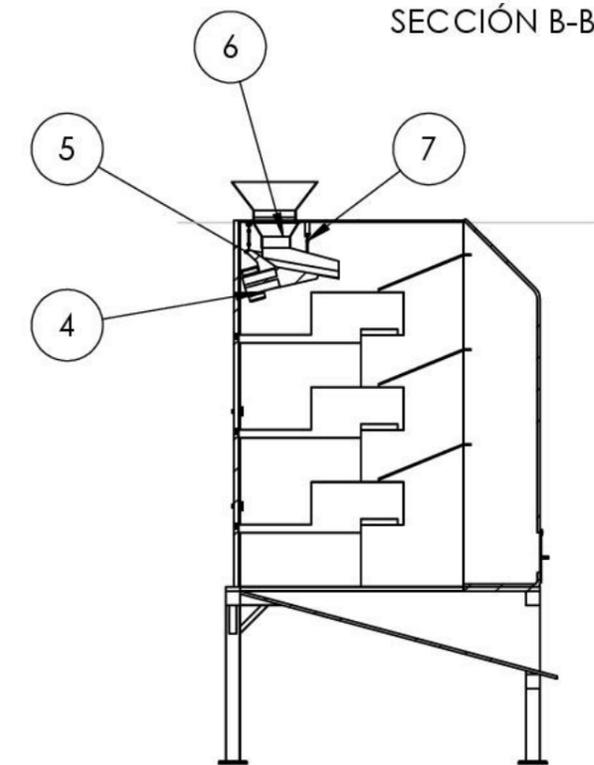
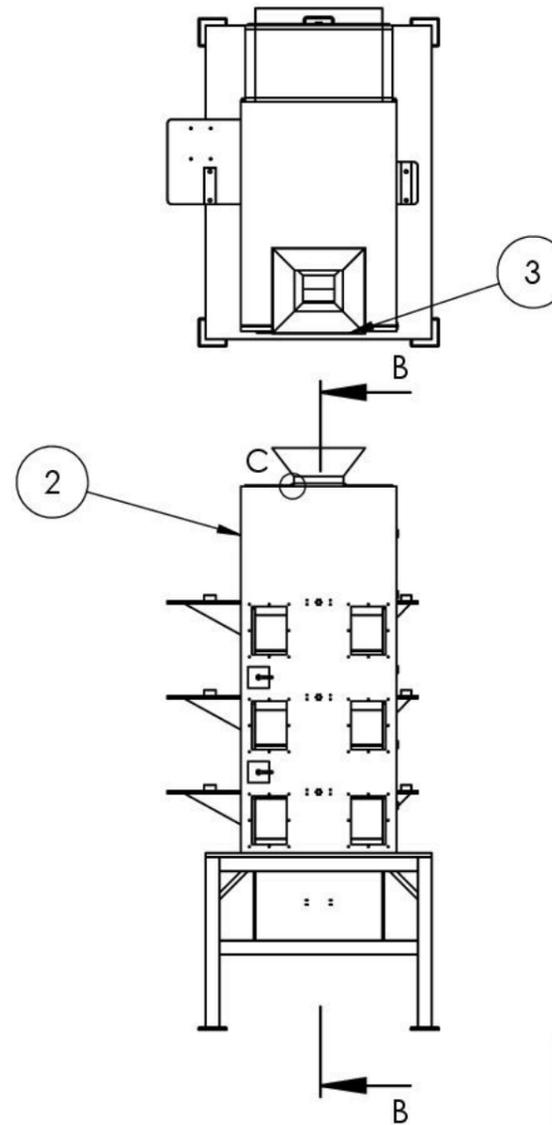


MATERIAL:	SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:50	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO:	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	CUERPO DE LA MÁQUINA	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE DE LA ESTRUCTURA	Nº PLANO 58

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	ISO7380-M10X45	Tornillo de cabeza abombada M10X45	8	X5CrNi18-10	A2
2	Estructura	Montaje estructura	1	X5CrNi18-10	
3	Parte superior tolva	Tolva entrada producto	1	X5CrNi18-10	
4	Alimentador_AGS_235-450	Alimentador electromecánico	1		
5	DIN580-M8X1.25	Gancho de suspensión M8	8	X5CrNi18-10	A2
6	Parte_inferior_tolva	Tolva interna vibrante	1	X5CrNi18-10	
7	DIN1480-M8	Cuerpo tensor M8	4	X5CrNi18-10	A2
8	ISO10511-M10x1.5	Tuerca autoblocante M10	8	X5CrNi18-10	A2

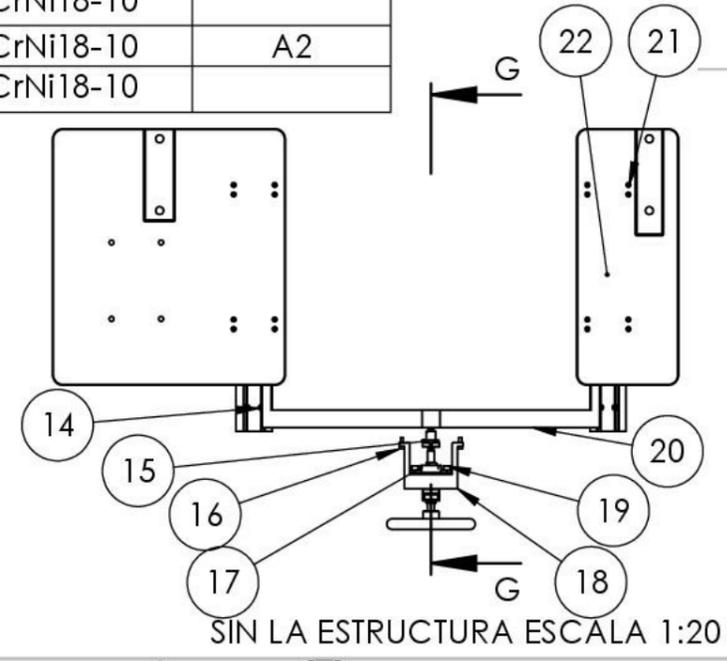
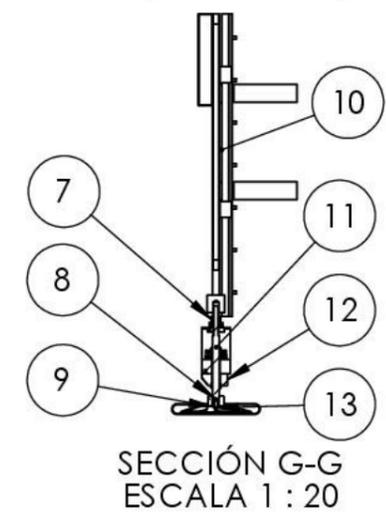
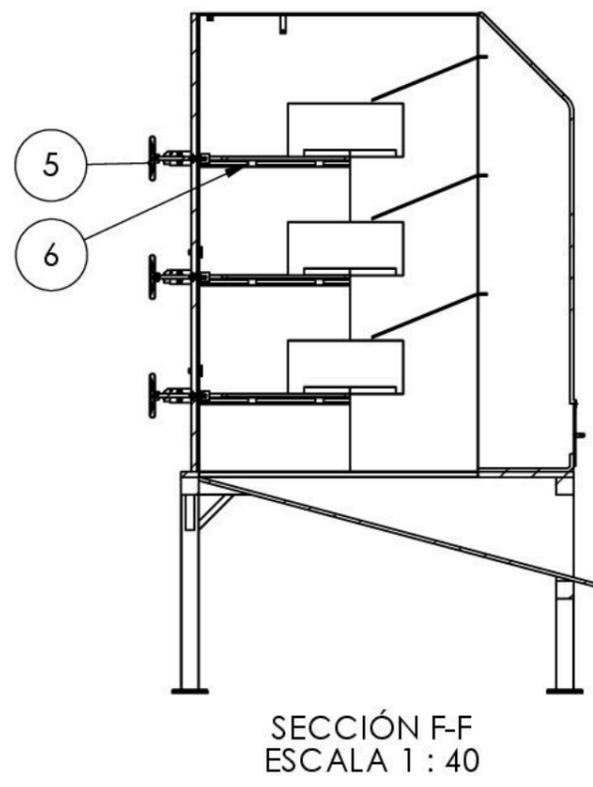
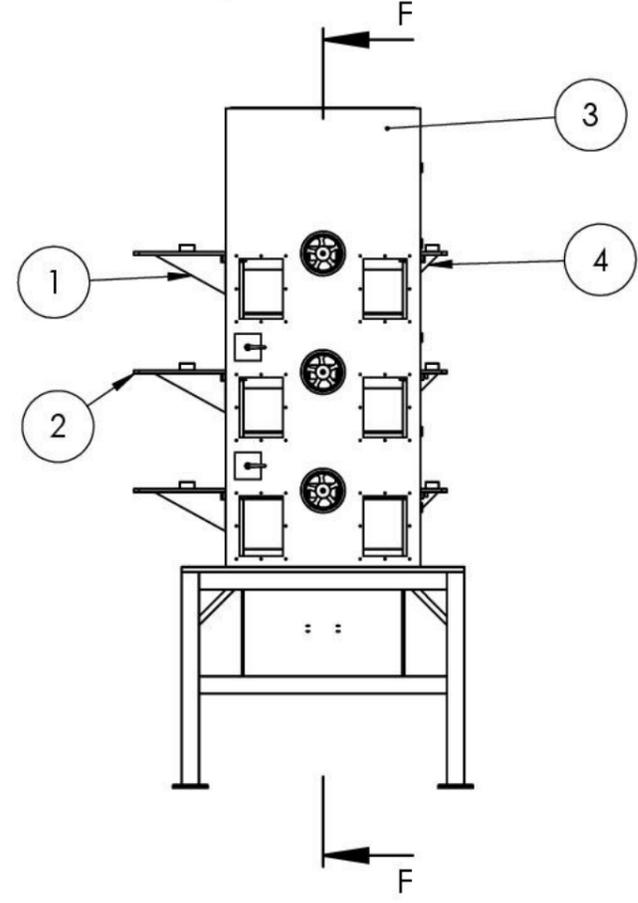


DETALLE C
ESCALA 1:5



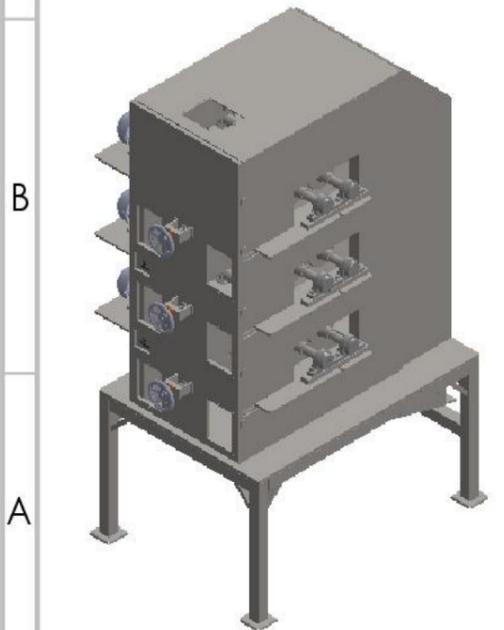
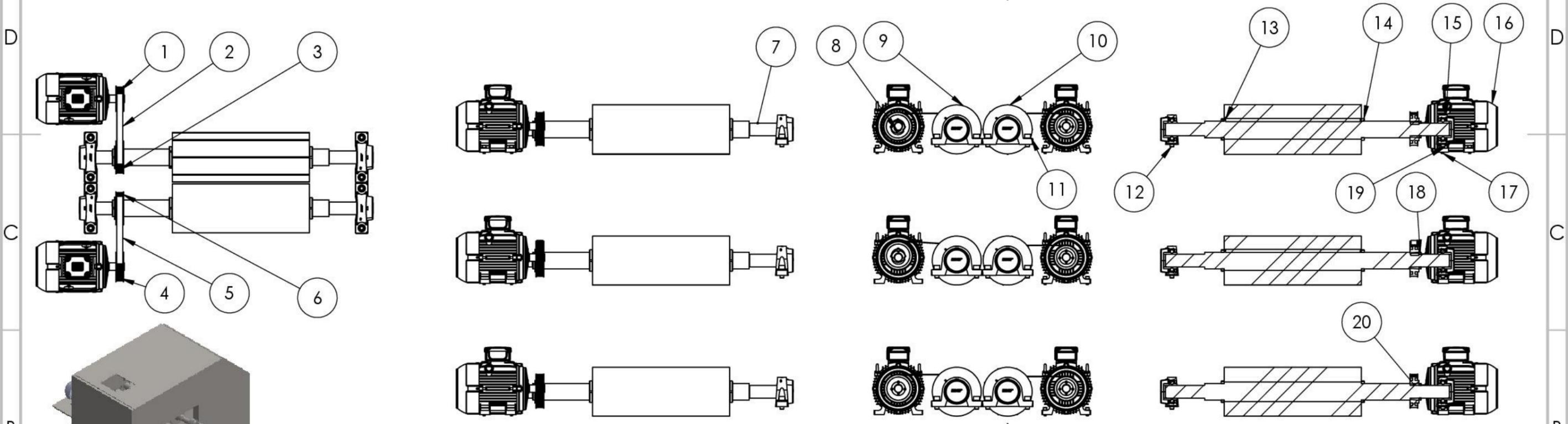
MATERIAL:	SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:50	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE ALIMENTACIÓN	
		A3	Nº PLANO 59

8	7	6	5	4	3	2	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD	
1	Nervio_399x219x50	Nervio bandeja de regulación transmisión		6	X5CrNi18-10		
2	Bandeja regulacion transmision	Bandeja lateral ransmisión		3	X5CrNi18-10		
3	Estructura	Montaje de la estructura		1			
4	Nervio_99x99x50	Nervio bandeja de regulación opuesta		6	X5CrNi18-10		
5	Volante-GN227.2-250-K17	Volante de acero inoxidable		3	X5CrNi18-10		
6	Cojinete W20	Carro con cojinete tamaño 20		24			
7	TuercaKGF-N-1605	Tuerca de bolas KGF		3			
8	ISOR773-20X5X5	Chaveta longitud 20 mm		3	X5CrNi18-10		
9	ISO7093-D8	Arandela de ala ancha 8 mm		3	X5CrNi18-10		
10	Rail W20-80	Raíl tamaño 20 longitud 855 mm		6	X5CrNi18-10		
11	Husillo_TR16X4	Husillo trapecial 16x4 rosca ACME		3	X5CrNi18-10		
12	Indicador de posicion D20	DD52R-E-SST-IP65-C2		3			
13	ISO7380-M8X16	Tornillo de cabeza abombada M8X16		3	X5CrNi18-10	A2	
14	DIN7984-M8X16	Tornillo de cabeza fina M8X16		84	X5CrNi18-10	A2	
15	ISO4026-M6X20	Tornillo prisionero M6X20		18	X5CrNi18-10		
16	ISO4762-M8x25	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal M8X25		12	X5CrNi18-10	A2	
17	UCFL-204-INAFAAG	Rodamiento con soporte UCFL		3	X5CrNi18-10		
18	Apoyo husillo	Corte y plegado apoyo husillo		3	X5CrNi18-10		
19	ISO4762-M12x20	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal M12X20		6	X5CrNi18-10	A2	
20	Barra regulacion	Barra unión de las dos bandejas		1	X5CrNi18-10		
21	ISO10642-M6X35	Tornillo con cabeza avellanada M6X35		48	X5CrNi18-10	A2	
22	Bandeja regulacion opuesta	Bandeja lateral opuesto		3	X5CrNi18-10		



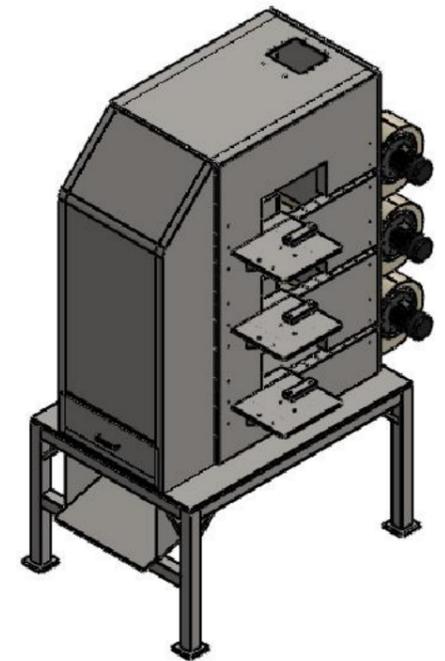
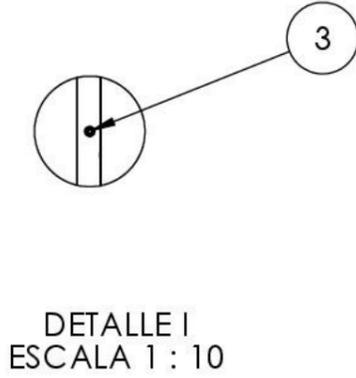
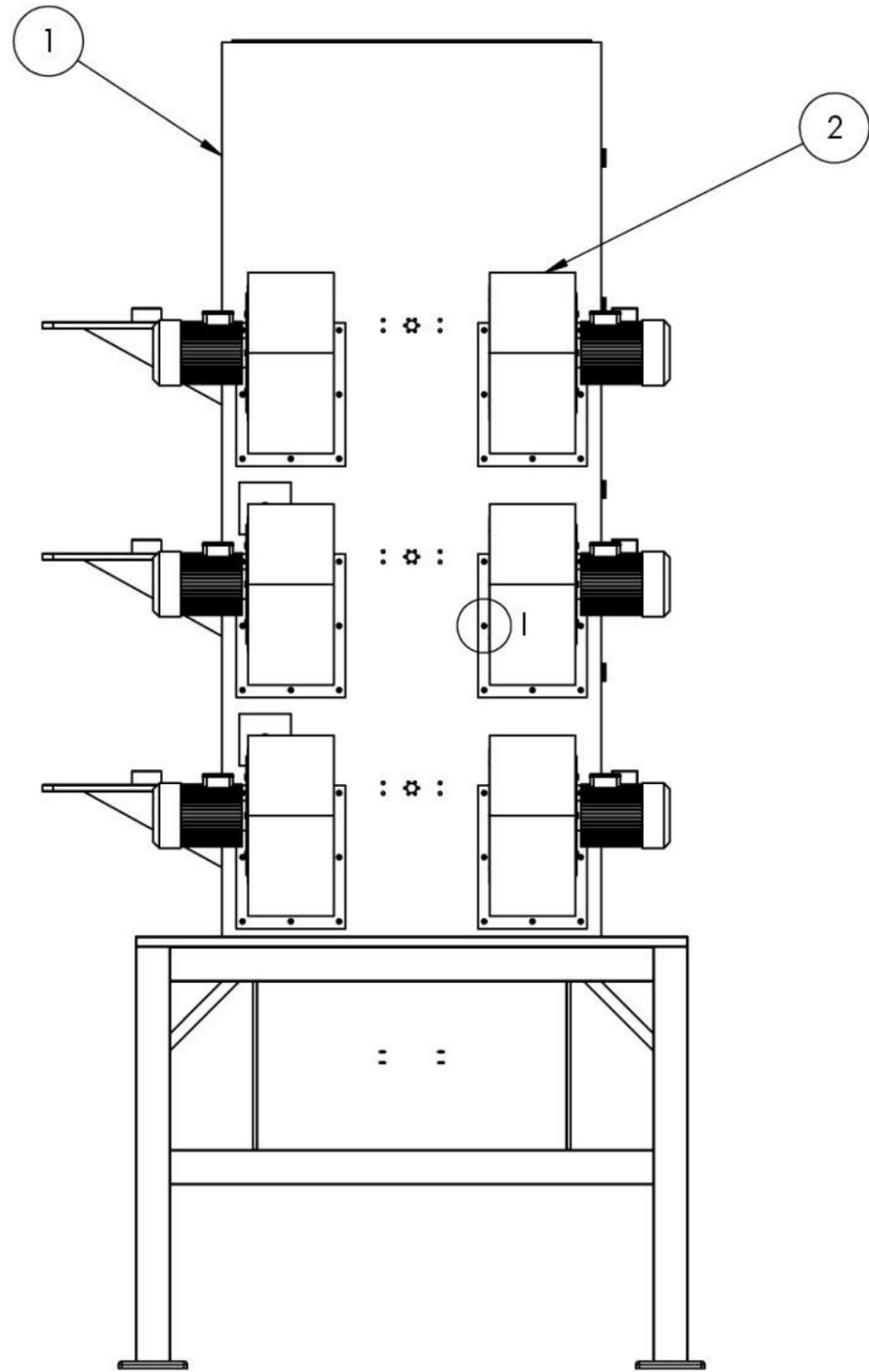
MATERIAL:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:40	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO SUBSISTEMA DE REGULACIÓN		A3
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE REGULACIÓN		Nº PLANO 60

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	HTD-49-8M-30-2012	Polea 8M 49 dientes	3		
2	Correa 8M 30X1120	Correa 8M 30mm 1120mm	3		
3	HTD-64-8M-30-2517	Polea 8M 64 dientes	3		
4	HTD-55-8M-30-2012	Polea 8M 55 dientes	3		
5	Correa 8M 30X1160		3		
6	HTD-66-8M-30-2517	Polea 8M 66 dientes	3	X5CrNi18-10	
7	Arbol	Arbol de transmisión	6		
8	DIN471-D38	Anillo Seeger	12	X5CrNi18-10	A2
9	Rodillo cilíndrico	Rodillo de repelado cilíndrico	3	X2CrNiMo17-12-2	
10	Rodillo rascador	Rodillo de repelado rascador	3		
11	ISO7089-A21	Arandela plana 21mm	24	X5CrNi18-10	A2
12	ISO4762-M20x45	Tornillo de cabeza cilíndrica M20X45	24	X5CrNi18-10	A2
13	ISO2491-28X16X690	Chaveta longitud 690 mm	6	X5CrNi18-10	
14	DIN981-KM17-M85X2	Tuerca KM M85X2	12	X5CrNi18-10	A2
15	SYWR-65-TAPA	Rodamiento con soporte y tapa	12		
16	Motor 132S	Motor trifásico tamaño 132	6		
17	ISO4762-M12x30	Tornillo de cabeza cilíndrica M12X30	16	X5CrNi18-10	A2
18	DIN981-KM13-M65X2	Tuerca KM M65X2	6	X5CrNi18-10	A2
19	ISO7089-A13	Arandela plana 13 mm	16	X5CrNi18-10	A2
20	Taper lock 2517-65	Casquillo cónico núcleo 2517	6		



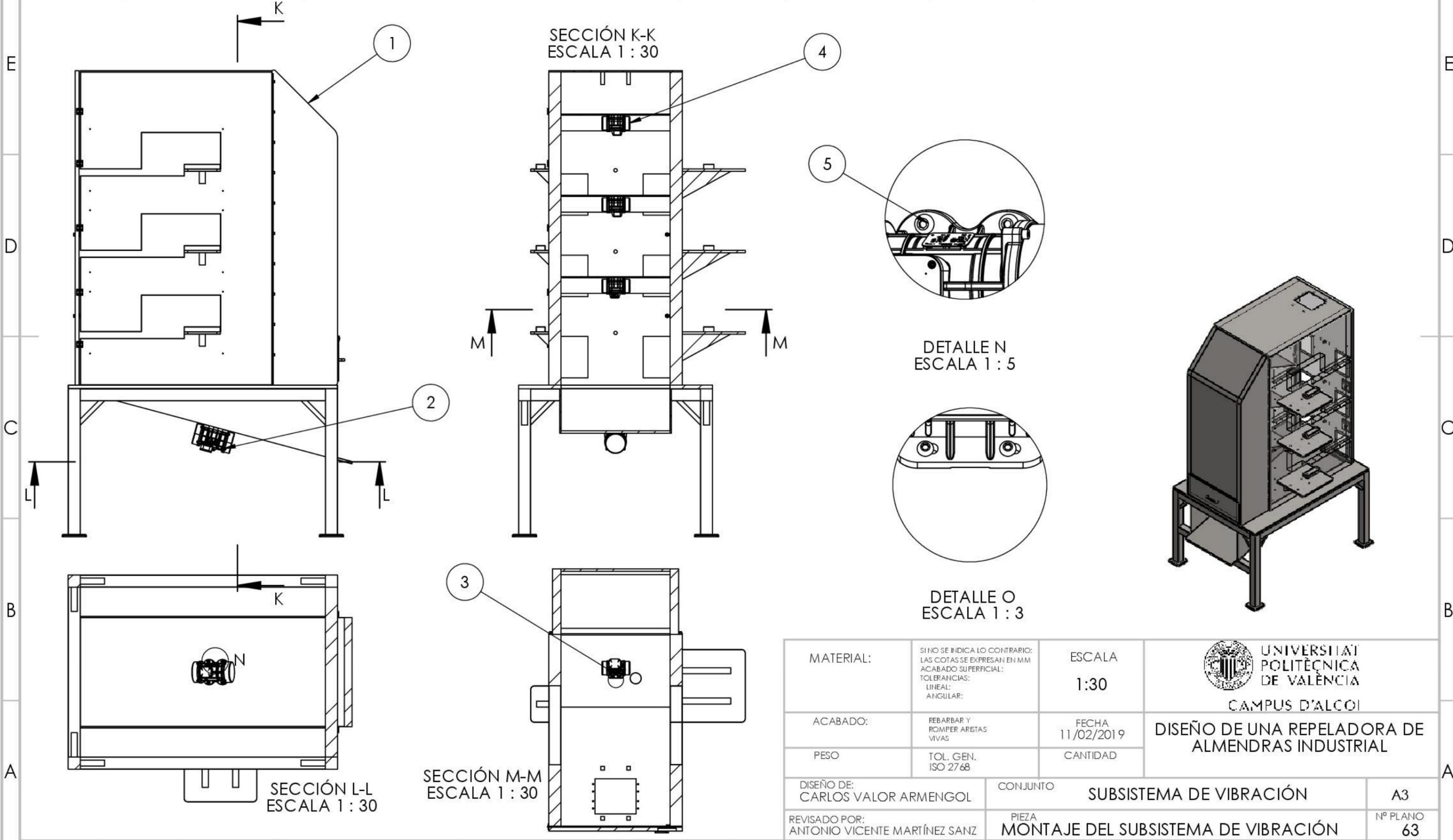
MATERIAL:	SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	SECCIÓN H-H ESCALA: 20
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE REPELADO	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE REPELADO	
			A3 Nº PLANO 61

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	Estructura	Montaje de la estructura	1	X5CrNi18-10	
2	Ventilador_cb-1733-4t-2	Ventilador centrífugo de simple aspiración	6		
3	ISO7380-M8X20	Tornillo de cabeza abombada M8X20	48	X5CrNi18-10	A2



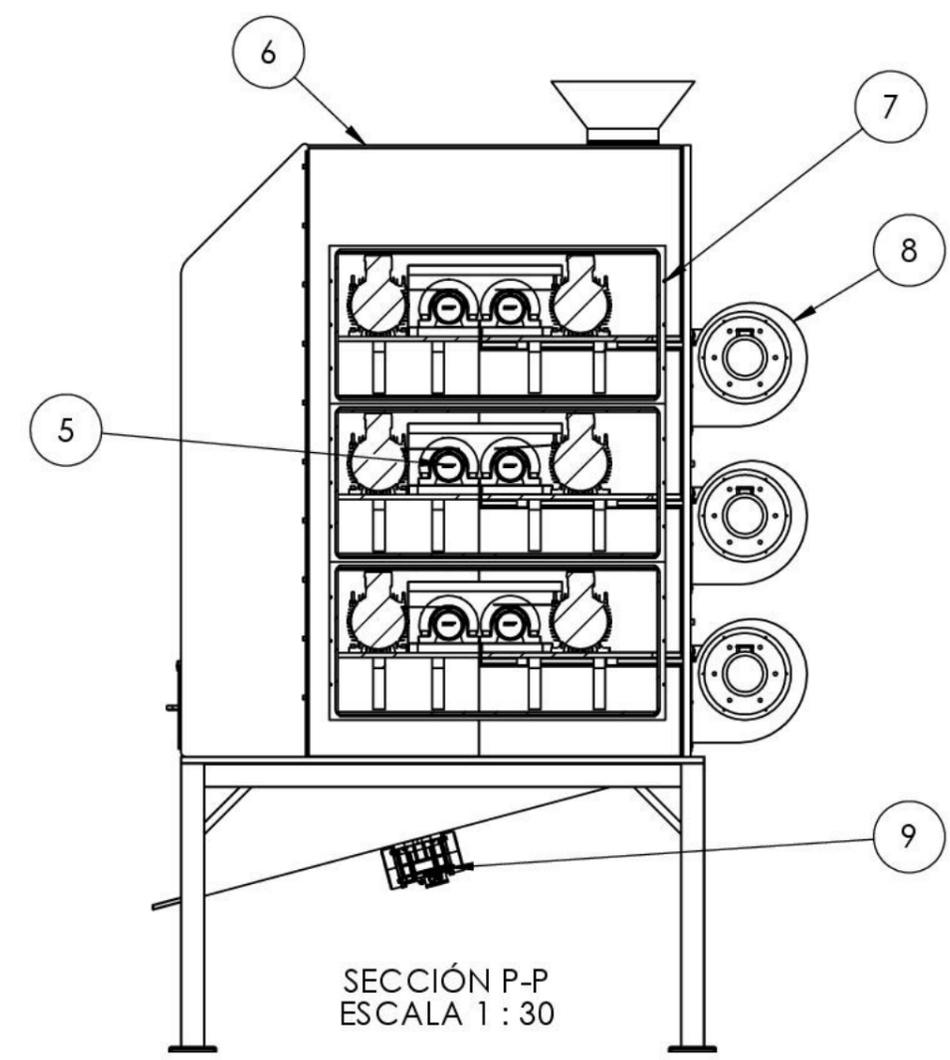
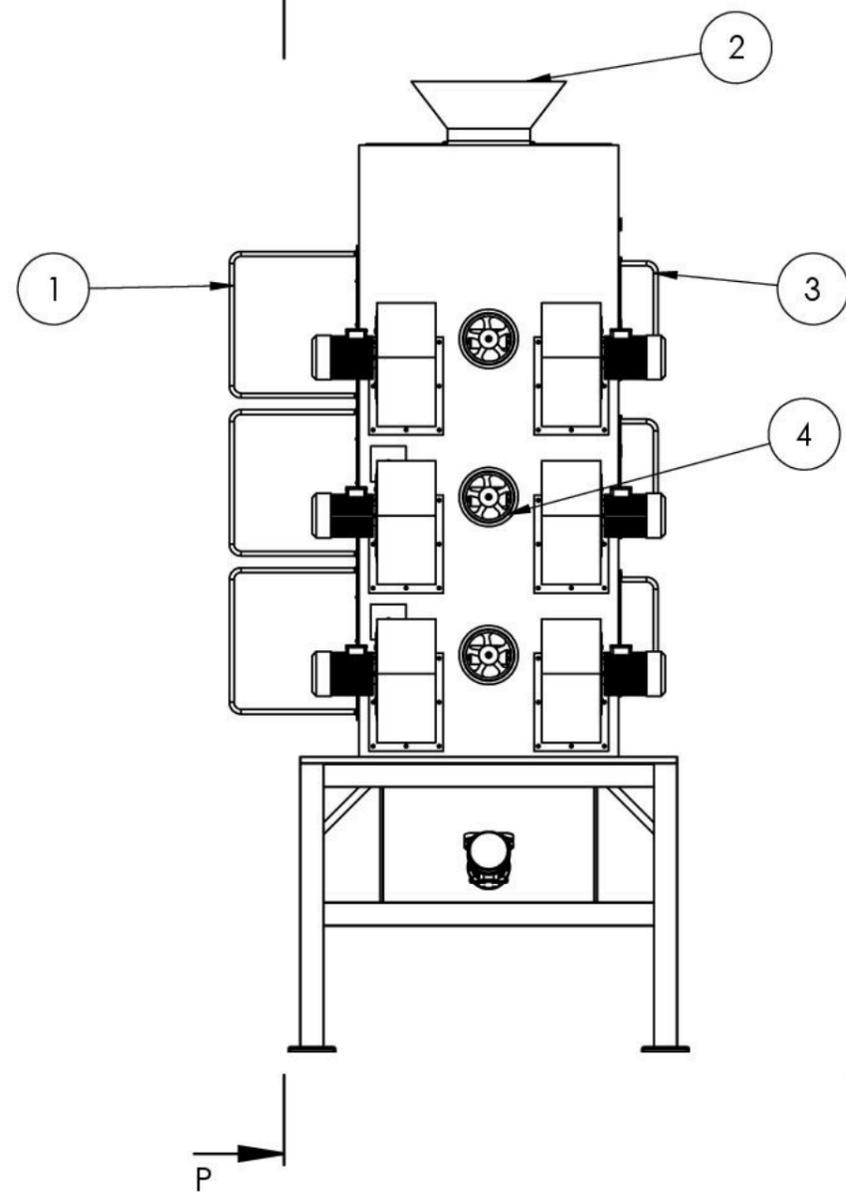
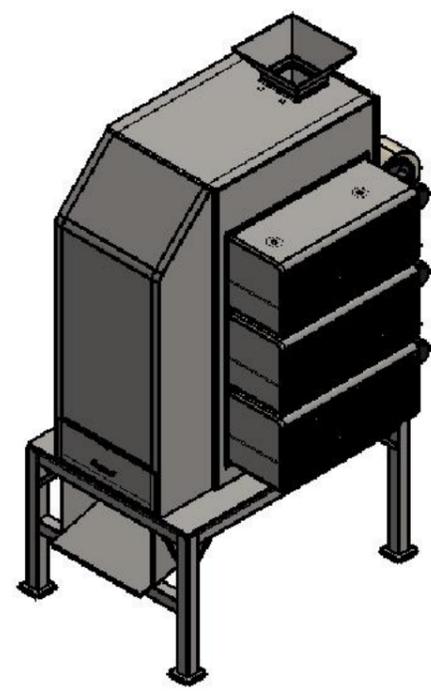
MATERIAL:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:20	 UNIVERSITAT POLITÀCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL		CONJUNTO SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ		PIEZA MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE VENTILACIÓN	
		A3	
		Nº PLANO 62	

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	Estructura	Montaje de la estructura	1		
2	MVE 1300-3	Motovibrador 1300	1		
3	ISO7380-M8X20	Tornillo de cabeza abombada M8X20	12	X5CrNi18-10	A2
4	MVE 200-3	Motovibrador 200	3		
5	ISO7380-M16X30	Tornillo de cabeza abombada M16X30	4	X5CrNi18-10	A2



MATERIAL:	SINO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:30	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	DISEÑO DE UNA REPELADORA DE ALMENDRAS INDUSTRIAL
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE DEL SUBSISTEMA DE VIBRACIÓN	
			A3
			Nº PLANO 63

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	CALIDAD
1	Caja sistema de transmisión	Caja protección sistema de transmisión	3	X5CrNi18-10	
2	Subsistema de alimentación	Montaje subsistema de alimentación	1		
3	Caja rodamientos	Caja de transmisión de rodamientos	3	X5CrNi18-10	
4	Subsistema de regulación	Montaje subsistema de regulación	1		
5	Subsistema de repelado	Montaje subsistema de repelado	1		
6	Estructura	Montaje estructura	1		
7	ISO7380-M6X25	Tornillo de abeza abombada M6X25	30	X5CrNi18-10	A2
8	Subsistema de ventilación	Montaje subsistema de ventilación	1		
9	Subsistema de vibración	Montaje subsistema de vibración	1		



MATERIAL:	SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ESCALA 1:30	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA CAMPUS D'ALCOI
ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	FECHA 11/02/2019	
PESO	TOL. GEN. ISO 2768	CANTIDAD	
DISEÑO DE: CARLOS VALOR ARMENGOL	CONJUNTO	MONTAJE FINAL	
REVISADO POR: ANTONIO VICENTE MARTÍNEZ SANZ	PIEZA	MONTAJE FINAL	
			A3
			Nº PLANO 64