

REPUBLICA DE CUBA.
MINISTERIO DE EDUCACION SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



Trabajo de Diploma en opción al título de Ingeniero Mecánico

Título: Diseño de una Maquina Ponedora de Adocretos

Autor: Edgar Flores Rodríguez

Tutores: Ms.C. Juan Gabriel Noa Águila

Ing. Jesús Ernesto del Junco García

Cienfuegos, 2020

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico.

Nombre y apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor.

Nombre y Apellidos.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Resumen

El presente informe presenta el diseño de una Máquina Ponedora de Adocretos para suplir la creciente demanda de dichos elementos en el país. Dicho diseño parte del análisis de Máquinas Ponedoras de Bloques existentes y, luego de estudiadas las mismas, se entiende que poseen diferentes conjuntos estructurales que fueron analizados de forma individual para ser más detallados. Los perfiles que conforman la estructura de la Máquina Ponedora de Adocretos fueron seleccionados con el objetivo de construir un equipo racional y, a la vez, liviano. Se realizó el diseño y cálculo del compactador, del molde, la tolva y el carro de alimentación desarrollando los aspectos relativos al análisis de las fuerzas, peso y presión que sobre ellos actúan y se establecieron los materiales necesarios para su fabricación. Para el sistema hidráulico se llevaron a cabo cálculos referentes a su funcionamiento que permitieron hacer una selección de los componentes que lo conforman. Finalmente, se efectuó un análisis de factibilidad económica basándose en el costo de cada uno de los elementos, el gasto en mano de obra y en energía, entre otros para así demostrar la viabilidad del proyecto.

Palabras claves

Máquina, Adocreto, Compactador, Estructura, Molde, Hidráulico.

Abstract.

This paper presents the design of a paving stone laying machine with the purpose of supplying the growing demand for these elements in the country. The design begins with an analysis of existing block laying machines, which allows understanding that they have different structural assemblies which were analyzed individually and more in detail. The profiles that make up the paving stone laying machine structure were selected with the aim of building a rational and, at the same time, lighter equipment. The design and calculation of the compactor, the mold, the hopper and the feeding car were also carried out, making emphasis on those aspects related to the analysis of force, weight and pressure that act on them. Also, the necessary materials for its production were established. Some calculations of the hydraulic system operation were carried out, which allowed making a selection of its components. Finally, an economic feasibility analysis was carried out based on the cost of each element, and the cost of man power and energy, among others, in order to demonstrate the feasibility of the project.

Keywords

Machine, paving stone, compactor, structure, mold, hydraulic.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	I
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO.....	3
1.1 Parámetros Importantes en la Fabricación de los Bloques de Hormigón.....	3
1.2 Descripción del ciclo productivo en la fabricación de bloques de hormigón.	4
1.3 Maquinas bloqueras.....	8
1.3.1 Máquinas Manuales.....	8
1.3.2 Máquinas Automáticas / Semi-Automáticas.....	9
1.4 Elementos que conforman la maquina bloquera.....	12
1.4.1 Tolva	13
1.4.2 Estructuras de acero.....	13
1.4.3 Moldes.....	14
1.4.4 Sistema de Vibración.....	18
1.4.5 Bombas para sistemas hidráulicos.	19
1.4.6 Hidromotor para sistema de tracción.	20
1.4.7 Cilindros hidráulicos.....	21
1.5 Aceros usados en equipos de tipo industrial.	22
1.5.1 Aceros de construcción y bajos en carbono.....	22
1.5.2 Aceros de medio contenido de carbono.....	23
CAPÍTULO 2: CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES DE LA MÁQUINA PONE- DORA DE ADOCRETO.	24
2.1 Selección de perfiles para la estructura.....	24
2.1.1 Estructura.....	25
2.2 Comprobación de máxima fuerza posible aplicada por el cilindro de compactación.	26
2.3 Cálculo de resistencia de los laterales de la estructura.....	27
2.4 Comprobación de resistencia a la tensión nominal máxima de los perfiles del lateral.....	34
2.5 Comprobación de uniones entre laterales y las vigas de unión.....	38
2.6 Comprobación a la flexión de la viga soporte del cilindro.....	43
2.7 Comprobación de soldaduras de la viga soporte del cilindro.....	44
2.8 Compactador y molde.....	46
2.8.1 Comprobación de estabilidad.....	47
2.8.2 Cálculos de resistencia a la flexión.....	49
2.8.3 Cálculos de comprobación del molde.....	53

2.9 Selección del vibrador mecánico.....	56
2.10 Tolva.	57
2.10.1 Selección del Talud de la tolva.	57
2.10.2. Comprobación de resistencia de las planchas.	58
2.10.3 Comprobación del cateto de soldadura para unión de las planchas.	60
2.10.4 Comprobación del cateto de soldadura para unión ala y planchas.	60
2.10.5. Comprobación del balancín.....	61
CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE MECANISMOS Y ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MAQUINA Ponedora de Adocretos.	64
3.1. Mecanismo de alimentación.	64
3.1.1. Análisis cinemático.	64
3.1.2. Análisis dinámico.....	66
3.1.3. Selección de diámetro del pasador bielas cilindro.....	68
3.1.4. Selección de diámetro de barras guías horizontales.	68
3.2. Mecanismo de desmoldeo.	69
3.2.1. Análisis cinemático.....	69
3.2.2. Análisis dinámico.....	70
3.2.3. Selección de diámetro de barras guías verticales.	70
3.2.4. Selección de diámetro del pasador bielas-cilindro.	71
3.3. Mecanismo de compactación.	71
3.4. Sistema de dirección.	72
3.5. Diseño de cilindros hidráulicos.....	75
3.5.1. Cilindro hidráulico para el sistema de alimentación.	75
3.5.2. Cilindro hidráulico para el sistema de desmoldeo.	76
3.5.3. Cilindro hidráulico para el sistema de compactación.	77
3.5.4. Cilindro hidráulico para la dirección.....	77
3.6. Sistema hidráulico.	78
3.6.1. Selección de la bomba.....	78
3.6.2. Selección del motor eléctrico para sistema hidráulico.	80
3.6.3. Comprobación de diámetros de tubería necesarios.	80
3.6.4. Comprobación de carga de la bomba con pérdidas por tuberías y accesorios.	82
3.6.5. Selección del distribuidor.....	84
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS DE COMPROBACIONES Y VIABILIDAD DEL PROYECTO.	85

4.1. Comprobaciones mediante softwares.	85
4.1.1. Análisis de la estructura de la máquina.	85
4.1.2. Análisis del compactador.	88
4.1.3. Análisis del molde.....	91
4.1.4. Análisis de la tolva.....	93
4.1.5. Análisis de cilindros hidráulicos.	96
4.2. Análisis de factibilidad económica.	100
4.2.1. Costo de materias primas para la Maquina Ponedora de Adocretos.	101
4.2.2. Otros gastos para el proceso de fabricación.	102
CONCLUSIONES	105
RECOMENDACIONES.	106
BIBLIOGRAFÍA.....	107
ANEXOS	109

INTRODUCCIÓN

La mayor parte de la red de carreteras y vías urbanas del mundo ha sido construida empleando pavimentos flexibles para aprovechar los cementos asfálticos que se generan como subproductos en el proceso de refinamiento del petróleo y en mucha menor medida usando los pavimentos rígidos, hechos con hormigón hidráulico. Generalmente la aplicación de la primera de estas tecnología de pavimentación mencionadas requiere del empleo de cuantiosos y costosos recursos (plantas de asfalto, equipos de transportación, pavimentadoras asfálticas), el empleo de materiales de alto consumo energético y altamente contaminantes como el petróleo, para su elaboración la contratación de empresas especializadas que rechazan la realización de estos trabajos cuando son pequeños los que en su generalidad generan impactos ambientales negativos y de consideración que deben ser eliminados o al menos atenuados o minimizados.

Ante tal situación es necesario la búsqueda y empleo de tecnologías alternativas que puedan ser clasificadas como amistosas con el medio ambiente, sustentables o menos impactantes, para poder pavimentar las calles de las nuevas urbanizaciones, reparar y ampliar la red vial existente en las ciudades, construir parqueos o estacionamientos en hoteles, puertos, fábricas, construir plazas en ciudades y otras vías de comunicación terrestres, sobre todo en aquellos país de menor desarrollo tecnológicos y con escasos recursos financieros.

Es aquí entonces donde comienza un proceso de cambio hacia la construcción de viales de pavimentos rígidos que, en un principio se trataría del uso de bloques de hormigón o adocretos (generalmente contruidos de Cemento Portland) no dañarían tanto de forma directa al medio ambiente.

Cuba, país en vías de desarrollo, se ha dado la tarea de estar en concordancia con las condiciones tecnológicas y medioambientales que se presentan en el siglo XXI a la humanidad. Entre otras muchas tareas, la sustitución del uso del asfalto en la construcción de viales por métodos más viables como lo es la implementación del adocreto, toma parte activa en su proceso. La falta de la infraestructura para llevar a cabo este proceso hace necesaria la implementación de nueva maquinaria, de preferencia de fabricación nacional.

Problema científico.

La Empresa Oleohidráulica Cienfuegos no cuenta con el diseño adecuado de una Máquina Ponedora de Adocretos que permita su construcción.

Hipótesis.

Es posible diseñar una Máquina Ponedora de Adocretos para su posterior fabricación en la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos.

Objetivo general.

Diseñar una Máquina Ponedora de Adocretos para su fabricación en La Empresa Oleohidráulica Cienfuegos.

Objetivos específicos.

- Realizar un análisis sobre la explotación, diseño y funcionamiento de Máquinas Ponedora de Bloques existentes.
- Diseñar la estructura y elementos del sistema de moldeo y de alimentación de la máquina, seleccionando perfiles y materiales usados en Cuba.
- Diseñar el sistema hidráulico de la máquina para accionar sus mecanismos, seleccionando algunos elementos que lo conforman y diseñando otros.
- Analizar y comprobar los resultados obtenidos para dar una valoración de factibilidad económica del diseño de la Máquina Ponedora de Adocretos.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO

Si bien, en el presente escrito, se tiene por finalidad describir todo lo involucrado al desarrollo de la Máquina de Adocreos, resulta necesario revisar además algunos de los parámetros que intervienen en la fabricación de estos productos, permitiendo incluir y satisfacer a cada uno de ellos en el desarrollo de su diseño. Como cualquier tipo de producto que existe en el mercado, las exigencias por parte de los consumidores hacen que la fabricación del mismo este orientada principalmente al cumplimiento, la satisfacción y superación de expectativas por el producto adquirido, y en consecuencia toman mayor relevancia los parámetros involucrados en las cualidades finales del producto. Así, en el caso de la fabricación de Bloques de Hormigón, se prioriza satisfacer cualidades como Resistencia, Impermeabilidad, Durabilidad y Estética.

1.1 Parámetros Importantes en la Fabricación de los Bloques de Hormigón.

Analizando los beneficios que se tienen al construir vías con bloques de hormigón se pueden destacar los siguientes puntos:

- **Amplias posibilidades Expresivas de Diseño y Fácil Ejecución:** Si bien las posibilidades expresivas y estéticas están limitadas sólo a la imaginación del proyectista, la utilización de estos productos podría considerarse como una de las primeras opciones al poder contar con una variada gama de colores, diversidad de formas y texturas superficiales para su uso tanto en interior como exterior. Además, por su tamaño, relativamente grande que proporciona un elevado rendimiento constructivo.
- **Ahorro de Costos:** La Construcción con bloques de hormigón presenta ventajas económicas, en comparación con cualquier otro sistema constructivo de viales tradicional, debido a la rapidez, exactitud y uniformidad de las medidas de los bloques, resistencia y durabilidad, desperdicio casi nulo y, sobre todo, por constituir un sistema modular, lo que permite computar los materiales con gran certeza en la etapa de Proyecto.
- **Resistencia a la Compresión:** Poseen la suficiente resistencia mecánica para asegurar la correcta transmisión de cargas y garantizar su durabilidad.

Las nombradas son algunas de las características alcanzadas con el uso de los Productos de Hormigón Pre-Elaborado, estas características a nivel funcional y técnico permiten hacer una comparación con el resto de los materiales existentes para la construcción de viales.

A fines de producir un producto de calidad, que contenga estas cualidades, será importante estudiar las etapas de la fabricación del bloque, a fines de no solo satisfacer las cualidades manifestadas sino también de contar con un eficiente ciclo productivo. (Manichetti, 2015)

1.2 Descripción del ciclo productivo en la fabricación de bloques de hormigón.

La primera etapa comienza por una correcta Selección de Materia Prima, donde el diseño de la mezcla es uno de los factores más importantes, ya que los resultados a nivel estructural como así también de otros tipos de cualidades del bloque se deben en gran parte a ella. Los bloques de Hormigón consisten en la combinación de cemento, agua y otros agregados que constituyen aproximadamente el 93% del hormigón en el Bloque. Además, la relación de Agua/Cemento es una variable esencial, ya que en función de su valor no solo se modifican las cualidades técnicas/funcionales del producto terminado sino también de sus aspectos cualitativos como lo es su estética. El diseño de la mezcla también influye en la eficiencia del ciclo productivo, en la cual, gracias a la actuación del agua sobre las partículas de cemento, es posible aprovechar plenamente el potencial de hidratación del cemento y conseguir tiempos de fraguados más cortos.

La relación de Agua/Cemento influye considerablemente en diversos aspectos, pudiéndose decir que una menor relación se obtiene:

- Mayor Durabilidad y Resistencia a los agentes Agresivos.
- Mayor Impermeabilidad.
- Menores cambios volumétricos.
- Menor tendencia a la segregación o exudación del agua.
- Mayor homogeneidad del Hormigón.

Además otra de las consideraciones a tener presente es el costo que representa la Materia Prima en el valor final del producto, pudiéndose decir que aproximadamente el costo de la Materia Prima representa del 65 a 70 % del costo

final del Producto y que a su vez el Cemento representa el 70% del costo de la Materia Prima, por lo tanto el 49% del costo del producto se debe al Cemento, en consecuencia es de vital importancia una buena graduación de agregados a fines de hacer posible un ahorro de cemento.

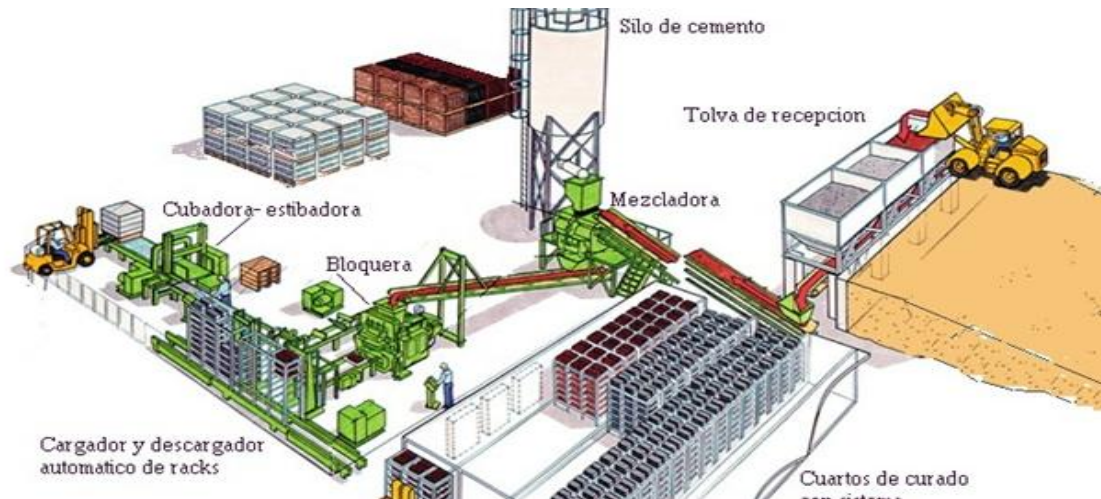


Fig. 1.15 Ciclo productivo del bloque de hormigón. Fuente: Proyecto integrador IM Manichetti, A.

Una vez se cuenta con la materia prima seleccionada se confecciona la mezcla llevando a cabo la segunda etapa del Ciclo Productivo, la “Dosificación y Mezclado”, en la cual se recomienda que la Dosificación de la Materia Prima sea por Volumen y no en Peso, disminuyéndose las pequeñas variaciones que podrían surgir por la absorción de agua de los distintos agregados. Además, un contenido variable de humedad en la arena suministrada o la acumulación de agua en el fondo de las tolvas de almacenaje pueden dar lugar a resistencias en fresco insuficientes y alterar el pequeño equilibrio entre la mezcla y la máquina.

Los Agregados son trasladados desde las tolvas de almacenaje (silos) hasta la mezcladora conforme se vaya necesitando y en función del volumen a producir se proporciona también el Cemento, se alimenta a la “Mezcladora” y se lo mezcla en seco por varios minutos. Luego se agrega agua a la mezcla seca en forma gradual hasta alcanzar una proporción tal que cumpla con la relación de agua/cemento preestablecida. Aditivos de cohesión, repelentes al agua y pigmentos o colorantes, también se agregan en este paso. Una vez alcanzada la homogeneidad requerida, la mezcla se descarga por la parte inferior de la mezcladora a una cinta

transportadora que se vincula a la tolva de la máquina bloquera, y se deposita en ella.

Finalizada la preparación de la mezcla y ya depositada en la tolva de la máquina, entra en acción la tercera de las etapas del ciclo de producción, que consiste en la etapa de “Moldeado y Conformación” del producto terminado. (Si bien el desarrollo de este escrito consiste en el análisis y estudio exhaustivo de esta etapa del ciclo productivo, a continuación, en pocas palabras quedan descritas las fases involucradas en esta etapa).

En lo que respecta al Moldeado/Conformación, decir que existen diversos medios a partir del cual se la puede llevar a cabo, con sus respectivas características, donde la capacidad de producción y el nivel de automatización de la máquina deberá ir de la mano con las capacidades disponibles del resto de la planta, que se podrá optar por uno u otro tipo de máquina en función de las prestaciones deseadas.

En un principio se alimenta, desde la tolva de almacenaje, el carro alimentador de la máquina, con una cantidad de mezcla que dependerá del volumen del molde que se desee llenar. Una vez lleno el carro alimentador se procede al llenado/alimentación del molde, sobre el desarrollo de esta fase el carro alimentador es agitado por medio de un mecanismo de biela-manivela y la base del molde se somete a la primera fase de vibrado, favoreciendo con ambos movimientos a un mejor llenado. Terminado el periodo de alimentación del molde se retira el conjunto de alimentación. En ese mismo instante se inicia la fase de Compactación/Vibrado de la mezcla, a partir del cual se alcanza la conformación del producto. En ella descende el Compactador del Molde hasta hacer contacto con la mezcla y se somete a la base del molde a la segunda etapa de vibrado, en la cual por un lapso aproximado de 2 a 5 segundos (10 como máximo) se alcanza la altura final del producto y se finaliza la fase de compactación/vibrado.

En ese instante se procede a la fase de Desmolde, en la cual en una primera instancia se descomprime el pisón y luego se mueve la base del molde hacia arriba produciendo el desmoldeo. Una vez que la base supera la altura de los productos y llega a una altura determinada y en forma conjunta el pisón se desplaza en forma ascendente a su posición inicial. Allí comienza nuevamente el ciclo, la base

desciende hasta hacer contacto con la base y una vez en posición el carro comienza el nuevo llenado.

Los productos terminados, que se encuentran sobre el suelo y con la maquina continuando su recorrido hacia el próximo ciclo se encuentran ya en la quinta etapa, “El Curado”. Con el desarrollo de este ciclo, los productos terminados adquieren las propiedades estructurales iniciales deseadas, alcanzando los niveles de resistencia requeridos.

Existen diversos métodos de curado para los bloques “en estado fresco”, destacando las cámaras de curado que insertan calor y vapor con humedad relativa de 100% y temperatura entre 55° y 85°C, produciendo una reacción química entre el cemento y el agua “Hidratación” comenzando con una fase de precurado de 2 a 5 horas, dependiendo de varios factores como el tipo de agregado, tipo de cemento y de la estación del año. En climas cálidos, el calor generado por el proceso químico del fraguado del cemento, llamado “Calor de Hidratación”, es suficiente para elevar la temperatura al nivel deseado sin utilizar vapor.

Todo el proceso de curado dura normalmente unas 24 horas, pero puede ser acortado a través de ajustes en el diseño de la mezcla y las temperaturas de Curado. Los prefabricados de hormigón generalmente alcanzan el 90% de su fortaleza final de dos a cuatro días después de su fabricación.

Finalizado el proceso de curado se procede a la sexta etapa que corresponde a la Paletización de los Productos Terminados, en la cual en un principio se retiran los productos de sus lugares de curado y luego por medio de una paletizadora (en caso que la planta cuente con ella) o bien en forma manual se acomodan los productos terminados sobre un pallet de madera.

Para finalizar el ciclo productivo debemos destinar los pallets ya conformados hacia la zona de almacenamiento de la planta, en la cual deberán permanecer al menos unos 28 días a fines de adquirir las propiedades de resistencia requeridas. (Manichetti, 2015)

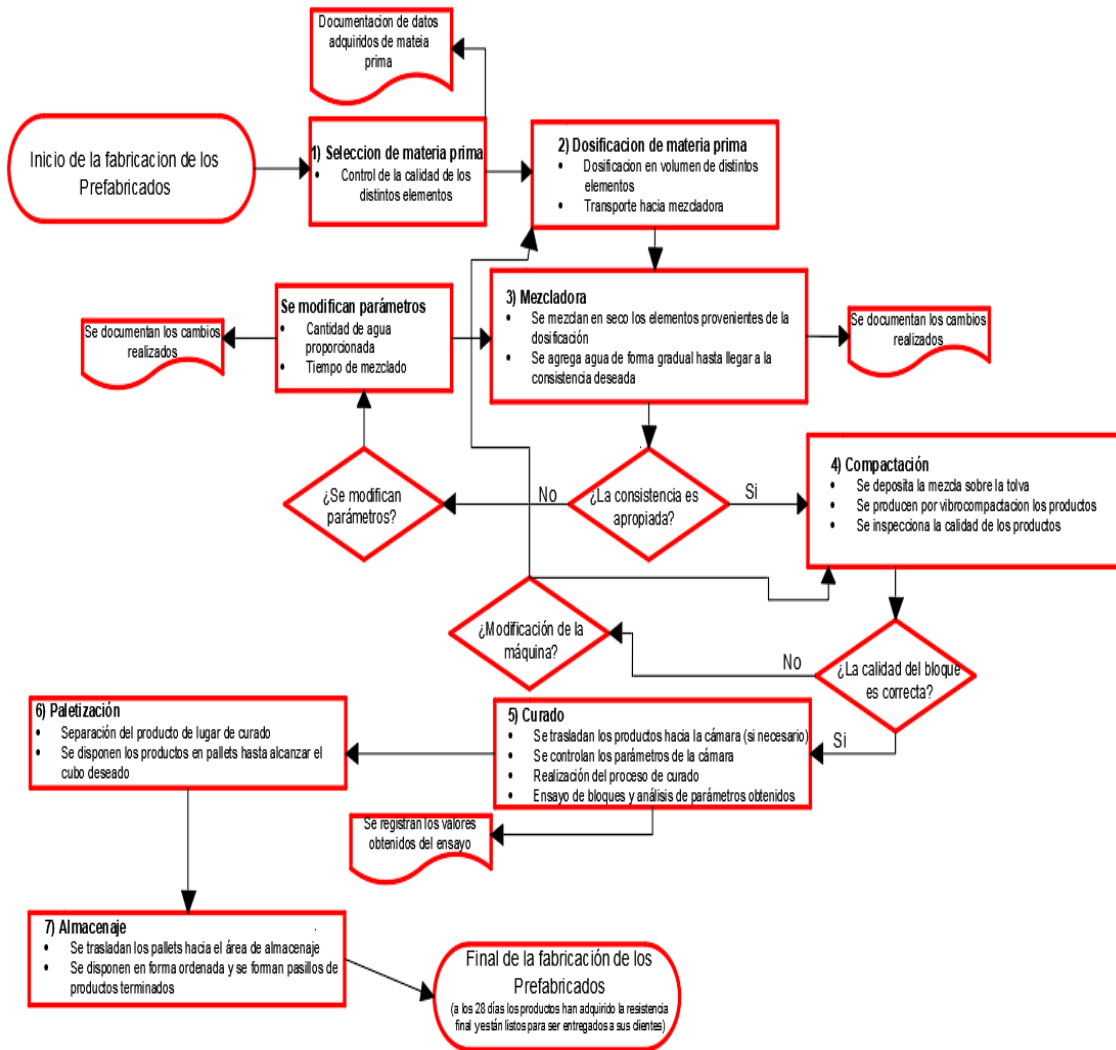


Fig. 1.18 Diagrama de flujo del proceso de fabricación del bloque de hormigón. Fuente: Elaboración propia.

1.3 Maquinas bloqueras.

1.3.1 Máquinas Manuales.

Las máquinas manuales para la fabricación de bloques de hormigón, se producen y utilizan en casi todo el mundo, principalmente para bajas producciones. Estas máquinas hacen uno o dos bloques a la vez y pueden producir de 300 a 600 bloques por día. Las máquinas modernas manuales utilizan un vibrador accionado por un motor eléctrico o un motor a Diesel pequeño. El vibrador funciona con un pisón de mano, bombeado o motorizado de manera hidráulica para comprimir los bloques de hormigón. (Rometa, Maquinas bloqueras manuales, descripcion., 2020)



Fig. 1.1 Bloquera manual. Fuente: www.rometa.es.

El hormigón se mezcla y se vierte en los moldes a mano, y los bloques acabados se retiran de la máquina sobre una plataforma para el secado y el curado. Estas máquinas pueden ser desmanteladas y trasladadas de un lugar de trabajo a otro.

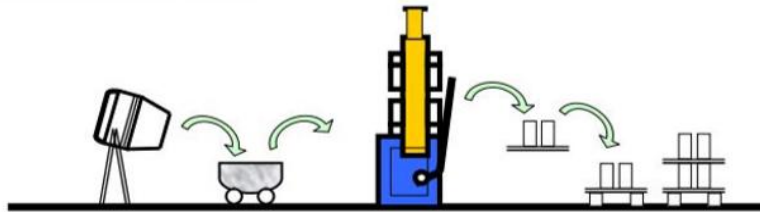


Fig. 1.2 Ciclo productivo de bloquera manual. Fuente: www.rometa.es.

Pesan alrededor de 454 (kg.) (1.000 libras) cuando están montadas para hacer el trabajo.

1.3.2 Máquinas Automáticas / Semi-Automáticas

Las máquinas de bloques de hormigón estacionarias son dispositivos altamente automatizados que se utilizan en áreas para producir miles de bloques por día. La mayoría de los modelos ofrecen una mezcla de los ingredientes controlada y la fabricación de bloques computarizada, lo que permite producir una gran variedad de ladrillos de hormigón y bloques en una sola máquina. Debido a su automatización, estas máquinas se pueden operar con poco personal.



Fig. 1.3 Bloquera automática. Fuente: www.rometa.es.

Las máquinas automáticas de fabricación de bloque se producen en los Estados Unidos, Europa y Asia. Estas máquinas incorporan procesamiento por lotes automatizado y mezcla de hormigón, una producción automatizada de 3 (tres) a 18 (dieciocho) bloques a la vez por ciclo. Existen diversos tipos de máquinas automáticas que, si bien funcionan bajo el mismo principio, difieren en un amplio rango de características. (Rometa, 2020)

1.3.2.1 Clasificación de las máquinas bloqueras automáticas

Las máquinas Bloqueras automáticas se clasifican en:

- **Máquinas Estacionarias/Fijas**
- **Máquinas móviles** (como en el caso de Ponedoras o Multi-Layers).

El principio de funcionamiento de las Máquinas Ponedora es el mismo que en las máquinas fijas, a diferencia que una vez finalizada la etapa de Conformación/Moldeado los productos terminados no se depositan sobre una bandeja, sino que lo hacen sobre una pista de hormigón. Luego avanza en forma longitudinal, en forma lineal por la pista, una cierta distancia para proceder con el siguiente ciclo productivo. Es importante destacar que la pista sobre la cual se apoyan los productos terminados posee una cierta cantidad de fluido desmoldante o bien una capa de arena fina a fines de evitar que los productos frescos se adhieran posteriormente al mismo.



Fig. 1.4 Ponedora de bloques. Fuente: www.horpe.com

La dosificación de la mezcla a la máquina no es por medio de una cinta transportadora fija, sino que puede ser por medio del uso de un auto elevador que va depositando la mezcla en la tolva conforme como avanza en su producción o bien con la utilización de un pórtico que moviliza la tolva con mezcla fresca a ciertas posiciones por donde pasará la máquina en su ciclo productivo. Por otra parte, para una elevada Producción de Bloques se suelen utilizar las Máquinas Bloqueras Multi-Capas (o conocidas por su nombre en inglés como Multi-Layers).

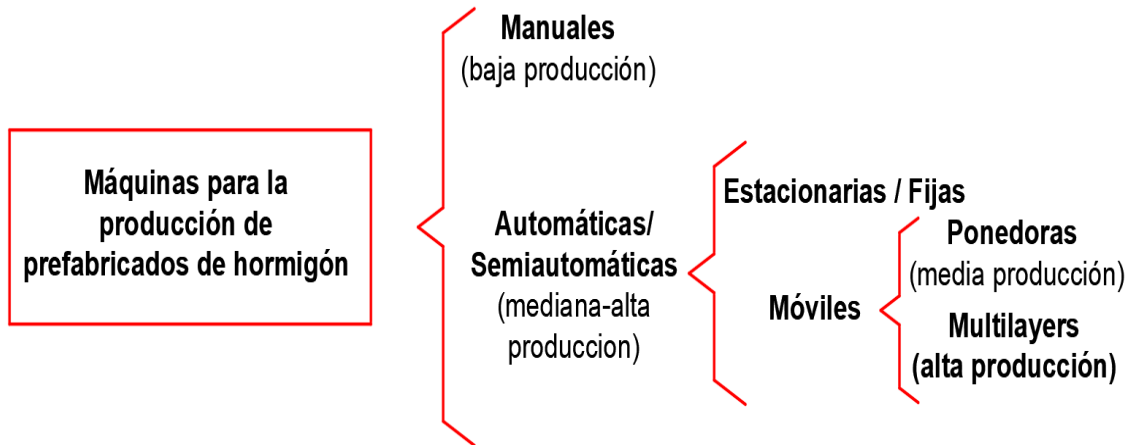
En ellas una vez finalizado el proceso de conformación de los adoquines, los mismos se depositan en forma de Capas por encima de la producción anterior hasta que se alcanza una altura predeterminada. En el caso de las máquinas móviles una vez que se alcanza una determinada cantidad de capas (suele variar de 5 a 7 capas) la máquina deposita el cubo con productos terminados sobre el suelo y avanza en forma longitudinal hacía adelante a fines de producir otro cubo con la misma cantidad de capas. Entre capa y capa se deposita arena fina para evitar que los productos se adhieran unos a otros. (Technogerma, 2019)

En ambos casos una de las desventajas del uso de máquinas móviles es la necesidad de contar con grandes extensiones de suelo para ir depositando los productos terminados, lo que implica un factor limitante de producción, por otra parte, en algunas máquinas es necesario contar con medios móviles que vayan depositando la mezcla mientras la máquina avanza y ello implica contar con otro medio más en el ciclo productivo.



Fig. 1.5 Ponedora de bloques Multi-Layer. Fuente: www.tecnogerma.com.

Se pueden resumir los tipos de Máquinas existentes a partir del siguiente cuadro:



1.4 Elementos que conforman la maquina bloquera.

En todo proyecto de diseño de un equipo para la industria es necesario tener conocimiento sobre cada uno de los elementos que componen la maquina en cuestión. Principios de funcionamiento, estructura, diferentes formas de concebir un mismo producto y como llevar a cabo su selección para que funcione de forma correcta según su uso final son puntos a tener en cuenta.

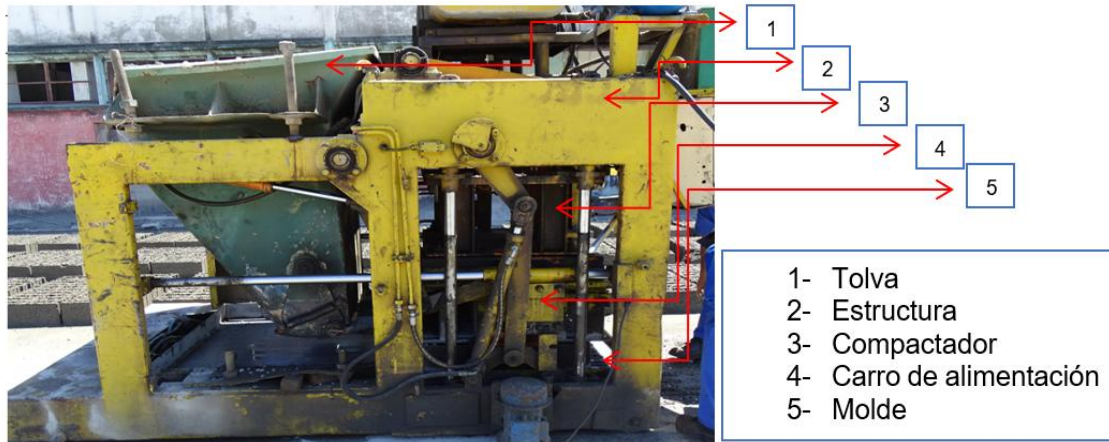


Fig. 1.6 Elementos principales de una máquina ponedora de bloques. Fuente: Elaboración propia.

1.4.1 Tolva

Se denomina tolva a un dispositivo similar a un embudo de gran tamaño destinado al depósito y canalización de materiales granulares o pulverizados, entre otros. En ocasiones, se monta sobre un chasis que permite el transporte. (Industria, 2008)



Fig. 1.7 Tolva. Fuente: www.maquinariaeindustria.es.

Generalmente es de forma cónica y siempre es de paredes inclinadas como las de un gran cono, de tal forma que la carga se efectúa por la parte superior y forma un cono la descarga se realiza por una compuerta inferior. Son muy utilizadas en agricultura, en construcción de vías férreas y en instalaciones industriales.

1.4.2 Estructuras de acero.

El uso del hierro en la construcción de estructuras se pone de moda a partir de la Revolución Industrial del siglo XIX donde poco a poco fue reemplazando a la madera, llegando a su auge con la producción estandarizada de piezas en forma de perfiles como el doble T en 1836 (Construpedia, 2020). Con el posterior desarrollo de la siderúrgica en la creación de aceros la industria se inclina por este material en

la fabricación de perfiles estructurales pues se obtenían estructuras mucho más resistentes con elementos de menores espesores de paredes. Finalmente aparecen los perfiles elaborados mediante laminación en frío de planchas de metal lo que permitió obtener elementos incluso más finos o ligeros, complejos, de fácil fabricación y bajo costo que promovieron otro avance en la creación de máquinas cada vez más complejas y con usos más específicos.

Estas estructuras cumplen con los mismos condicionantes que las estructuras de hormigón, es decir, deben estar diseñadas para resistir acciones verticales y horizontales que provocan dos sollicitaciones principales, pandeo y flexión. La sollicitación de pandeo se produce fundamentalmente por las cargas tecnológicas que actúan sobre la estructura, esta generalmente está asociada con la estabilidad y con esfuerzos de compresión y que tienen una dirección longitudinal. En el caso de sollicitación por flexión es derivada de las cargas transversales sobre las vigas, se asocian con cargas o esfuerzos de tracción. (Sablon, 2008)

1.4.3 Moldes

Un molde es una pieza, o un conjunto de piezas acopladas, interiormente huecas, pero con los detalles e improntas exteriores del futuro sólido que se desea obtener. En dependencia de cómo se unen los elementos que los componen se pueden clasificar de dos formas principales.

- **Moldes Soldados/Fijos:**

La conformación del molde se da por la unión soldada de sus diferentes partes y se lo utiliza hasta que uno de sus componentes de desgaste (Placas Interiores, Noyos y Pisones) solicite el cambio. Poseen la particularidad que una vez que uno de sus componentes de desgaste, llegan al final de su vida útil se hace necesario el cambio del molde en su totalidad. Dimensionalmente, los moldes, se ajustan a las medidas permitidas de la máquina que lo utilizará.

MOLDE SOLDADO PARA BLOQUE PORTANTE DE 20 - 5 UNIDADES

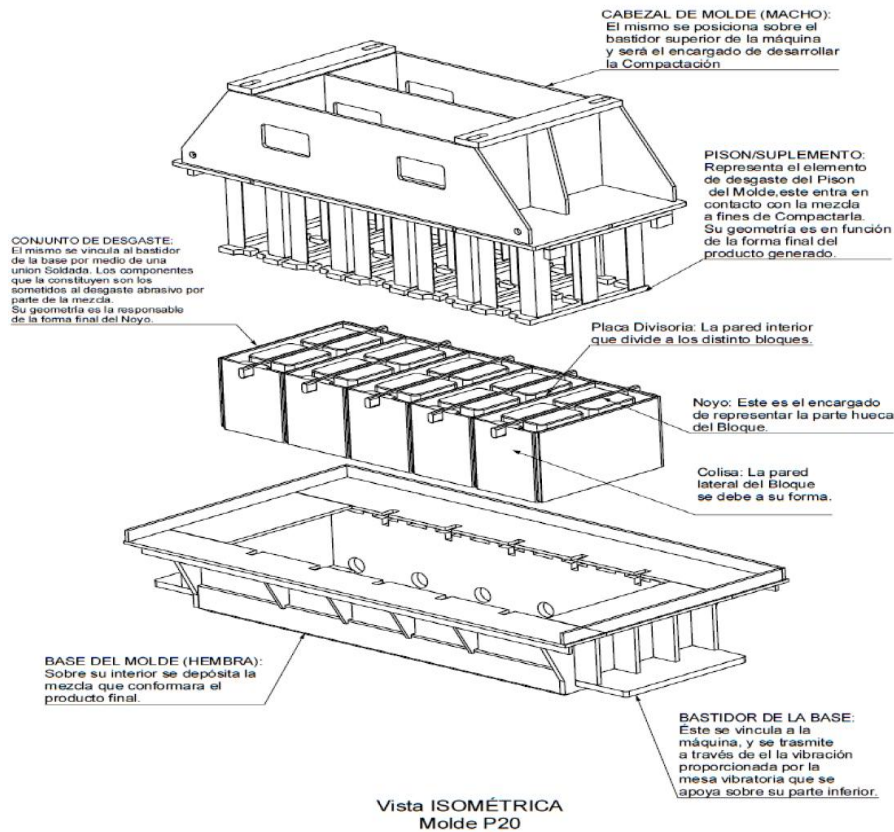


Fig. 1.9 Esquema de molde soldado. Fuente: www.orchiaespirales.es.

- **Moldes Armados/Ensamblados:**

La Base se conforma por un bastidor principal (Larguero) y sobre el mismo se vinculan el resto de los componentes del molde, a partir del uso de fijaciones por bulones, tuercas y pernos. La diferencia radical que existe con respecto al Molde Soldado es que sus partes son intercambiables, en consecuencia, no es necesario desechar el molde por completo una vez que uno de los componentes de desgaste llega al fin de su vida útil. El diseño del bastidor permite que sobre el mismo se monten distintas configuraciones de placas laterales (Colisas) y Noyos, permitiendo una gran versatilidad a la hora de necesitar distintas configuraciones para la producción de distintos Bloques (en el caso de los moldes soldados se necesitaría un Molde por cada producto que se quiera producir)

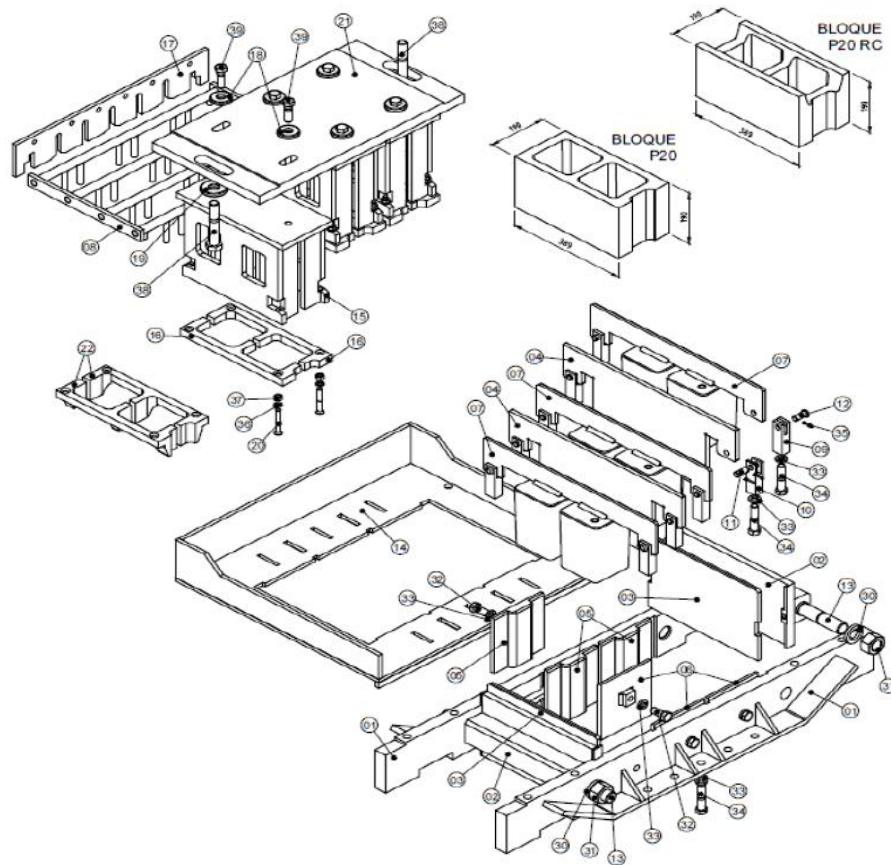


Fig. 1.10 Esquema de molde armado. Fuente: www.orchiaespirales.es.

En ambos casos, el Molde está compuesto por dos Conjuntos Principales, uno la Base del Molde (Hembra) sobre la cual se deposita la mezcla que posteriormente se compactará, donde la geometría de sus componentes interiores son los responsables de la geometría del Producto Final y otro el Cabezal del Molde (Pisón/Macho) que será el encargado de llevar a cabo la compactación de la mezcla. Las máquinas de origen norteamericano utilizan moldes ensamblados mientras que las máquinas de otra procedencia (europeas, latinoamericanas, asiáticas) usan por lo general moldes soldados.

Para ser más descriptivo, a continuación, se exponen ambos moldes, indicando varias características que permiten la toma de decisión de cual escoger para la maquina final. (Orchiaespirales, 2020)

Tabla 1.1 Comparación de características entre los Moldes Soldados y Ensamblados.

Tipo de Molde	<u>Molde Soldado</u>	<u>Molde Ensamblado</u>
Características		
Utilidades	Su diseño contempla únicamente la producción de un solo tipo de producto y por lo tanto su Versatilidad es Baja .	Alta Versatilidad , la producción de los distintos tipos de Productos es posible con solo llevar a cabo el cambio de los Componentes involucrados con su forma, no siendo necesario efectuar el cambio por completo del Molde.
Vida Útil Estimada En Ciclos	Es relativamente Fija , se alcanza una duración aproximada de 50.000 +/- 5% de ciclos .	Su duración es Variable , cada uno de los componentes posee una determinada vida útil. El Noyo llega a una vida útil de casi 100.000 ciclos y en el caso de Colisa y Placas Divisorias como de desgaste, tienen una vida útil de hasta 33.000ciclos .
Cantidad de Piezas Comerciales	Baja , en ciertos moldes es necesario la utilización de algunos componentes pero se utilizan pequeñas cantidades	Alta , la unión de cada uno de los componentes al bastidor principal del molde es por medio del uso de elementos comerciales como bulones, tuercas y pernos. En el caso de un molde de 3 bloques se utilizan aproximadamente 108 piezas comerciales en total
Rigidez	Por ser una estructura soldada posee buena rigidez y de esta manera se asegura una mayor homogeneidad en los bloques producidos desde el comienzo hasta el final de su vida útil.	Es menos rígida , suele ser necesario un reajuste de sus partes con el bastidor, cada una cierta cantidad de ciclos.
Peso (kg.)	500,0 (Kg.)	670,0 (Kg.)
Costo de Molde por Producto	Más bajo , la relación del Costo del Molde por la cantidad de Bloques producida resulta menor al del Molde ensamblado. Tiene menos horas de producción y una cantidad de ciclos por encima de los componentes que primero se cambian en un Molde ensamblado.	El coto total del molde es mayor, y teniendo en cuenta la vida útil de los componentes, que primero se reponen, tenemos un Costo por producto mayor .
Vida Útil Estimada En Ciclos	Es relativamente Fija , se alcanza una duración aproximada de 50.000 +/- 5% de ciclos .	Su duración es Variable , cada uno de los componentes posee una determinada vida útil. El Noyo llega a una vida útil de casi 100.000 ciclos y en el caso de Colisa y Placas Divisorias como de desgaste, tienen una vida útil de hasta 33.000ciclos .
Producción durante su Vida útil	Contemplando la variabilidad del 5%, los valores de producción varían entre 142.500 y 157.500 Bloques Portantes de 20.	Dependiendo de qué Componentes tomemos por referencia, podemos decir que en el caso de Noyos es Posible producir aproximadamente 295.500 Bloques Portantes de 20 antes de su recambio, y en el caso del resto de los componentes, una duración estimada de 98.500 Bloques .
Cantidad de Piezas Utilizadas	Mayor cantidad de Piezas, necesarias para poder armar los conjuntos del Molde. No obstante se requieren piezas con menos procesos . Un molde genérico para la producción de 3 Bloques de 20, requiere aproximadamente de 91 Piezas en total .	Menor cantidad de Piezas, la totalidad de las piezas del Molde se mecanizan. Se utiliza un gran número de piezas Comerciales para la unión de sus partes. Para un molde de 3 Bloques de P20 se necesitan al menos 61 piezas en Total (sin considerar las piezas Comerciales).

1.4.4 Sistema de Vibración.

El fenómeno de vibrado en la producción de bloques de hormigón resulta indispensable para sus cualidades finales, en consecuencia, vale la pena describir su funcionamiento.

El sistema consiste en una mesa vibratoria ubicada por debajo de la base del molde, en el momento de la conformación del producto prefabricado entre ellas se ubica la bandeja sobre la cual se apoyarán los productos terminados. La vibración se transmite desde la mesa vibratoria a la base del molde en forma indirecta, interactuando entre ellas la bandeja. Estas conforman un sistema de un solo grado de libertad (con una variable podemos describir su comportamiento) que durante la fase de moldeado/compactación se mueve únicamente en forma vertical, el movimiento es proporcionado por un par de conjuntos de masas excéntricas que al estar girando en forma sincronizada y en sentido opuesto provocan el desplazamiento unidireccional en forma vertical. (Machiblock, 2018)

Las masas excéntricas se encuentran solidarias a un eje, que a su vez se acopla a un motor eléctrico, el cual se encarga de proporcionar el movimiento de rotación. Esta descripción general de funcionamiento se repite para cada una de las máquinas que existen en el mercado, cuya diferencia radica en los tipos de vibradores utilizados, en el lugar donde se encuentran ubicados (si en forma directa al molde o vinculada a la bandeja de vibración), en la forma de activar y desactivar su funcionamiento, el tipo de vínculo entre los vibradores y su unidad de potencia, etc. No obstante, las particularidades que se deben cumplir en cada una de ellas son:

- El movimiento resultante debe ser unidireccional en forma vertical.
- Las variables de amplitud-frecuencia deben regularse para cada uno de los moldes que se utilicen.
- Los componentes de aislación deben absorber en gran parte el movimiento, a fines de transmitir la menor cantidad de vibración posible a la estructura con la que se encuentra vinculada.
- El sistema debe ser capaz de activarse y desactivarse en el tiempo de aplicación deseado.

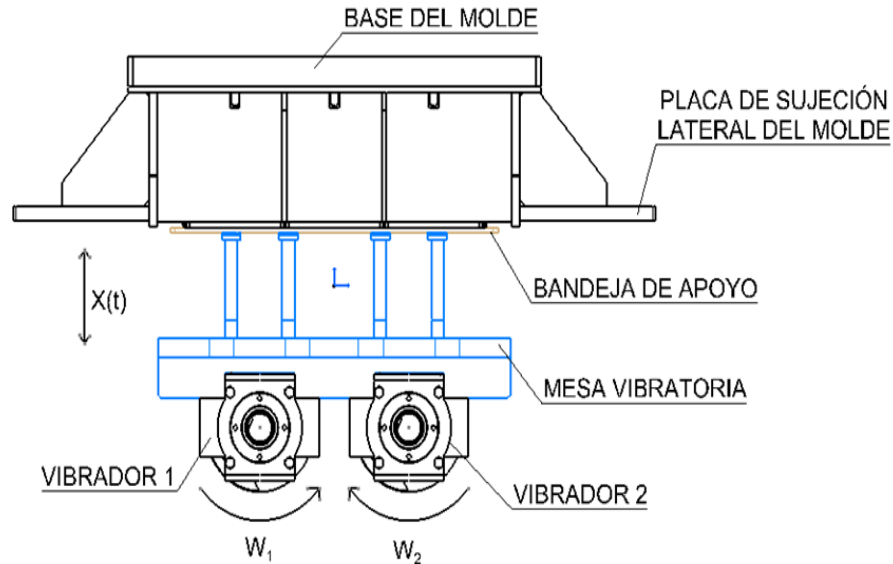


Fig. 1.11 Sistema de vibración. Fuente: www.maquiblock.com

Con respecto a la vinculación entre los vibradores y la base del molde podemos decir que existen dos alternativas, por un lado, aquellos sistemas que se vinculan directamente y aquellos que transmiten el movimiento a una mesa vibratoria y esta a la base del molde respectivamente, siendo una alternativa indirecta de transmitir el movimiento.

1.4.5 Bombas para sistemas hidráulicos.

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía con la que es accionada (generalmente energía mecánica) en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión a otra de mayor presión.

Existe una ambigüedad en la utilización del término bomba, ya que generalmente es utilizado para referirse a las máquinas de fluido que transfieren energía, o bombean fluidos incompresibles, y por lo tanto no alteran la densidad de su fluido de trabajo, a diferencia de otras máquinas como lo son los compresores, cuyo

campo de aplicación es la neumática y no la hidráulica. Pero también es común encontrar el término bomba para referirse a máquinas que bombean otro tipo de fluidos, así como lo son las bombas de vacío o las bombas de aire. (Wikipedia, Bombas, 2019)

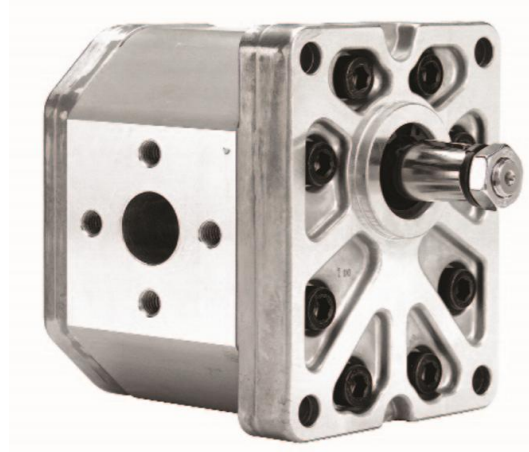


Fig. 1.12 Bomba de engranajes. Fuente: Catalogo Marzocchi Pumps.

Las bombas más utilizadas para sistemas hidráulicos de aceite como es el caso de las maquinas ponedoras de bloques son las de engranajes.

1.4.6 Hidromotor para sistema de tracción.

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. Su funcionamiento es pues inverso al de las bombas hidráulicas y es el equivalente rotatorio del cilindro hidráulico. Se emplean sobre todo porque entregan un par muy grande a velocidades de giro pequeñas en comparación con los motores eléctricos. Existen diversos tipos tanto de motores como de bombas hidráulicas, en algunos modelos se pueden emplear las bombas como motores (cuando éstos giran en un solo sentido o cuando las bombas están especialmente diseñadas para dicha función) es fundamental verificar que, por su diseño, dicha bomba resista la presión. En todos los motores hidráulicos se recomienda que el drenaje se conecte directamente al depósito, sin pasar por otras líneas de retorno o por filtros que pudieran crear contrapresiones en el drenaje. El mejor método para saber el desgaste interno de un motor hidráulico es midiendo el retorno de carcasa, compararlo con los parámetros del manual y verificar si está en el rango adecuado de trabajo. (Wikipedia, 2019)



Fig. 1.13 Hidromotor. Fuente: http://www.google.com/images/search_hidromotor.

Para equipos con características similares la maquina ponedora de adocretos suelen seleccionar hidromotores de engranajes (Figura 1.13) pues los de este tipo, con su reducido tamaño, permiten girar en dos direcciones a una velocidad considerablemente alta en correspondencia con la presión demandada.

1.4.7 Cilindros hidráulicos.

Los cilindros hidráulicos son mecanismos que constan de un cilindro dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón, y que transforma la presión de un líquido mayormente aceite en energía mecánica (también llamados motores hidráulicos lineales) son actuadores mecánicos que son usados para dar una fuerza a través de un recorrido lineal.



Fig. 1.14 Cilindro hidráulico. Fuente: http://www.google.com/images/search_cilindro_hidraulico.

Los cilindros hidráulicos obtienen la energía de un fluido hidráulico presurizado, que es típicamente algún tipo de aceite. Consiste básicamente en dos piezas: un cilindro

barril y un pistón o émbolo móvil conectado a un vástago. El cilindro barril está cerrado por los dos extremos, en uno está el fondo y en el otro, la cabeza por donde se introduce el pistón, que tiene una perforación por donde sale el vástago. El pistón divide el interior del cilindro en dos cámaras: la cámara inferior y la cámara del vástago. La presión hidráulica actúa en el pistón para producir el movimiento lineal. Esta fuerza es constante desde el inicio hasta la finalización de la carrera. La velocidad depende del caudal de fluido y de la superficie del pistón. Según la versión, el cilindro puede realizar fuerzas de tracción y/o compresión. De forma general los cilindros pueden ser clasificados en dos grupos:

- Simple efecto: cuando el cilindro tiene una sola entrada en la línea de presión realizando esfuerzo en una carrera de ida. Se utilizan principalmente en sistemas de bombas manuales y cuando el elemento móvil hace retornar el vástago a su posición inicial ya sea por su propio peso u otra fuerza presente.
- Doble efecto: cuando el cilindro tiene dos entradas en la línea de presión de forma que permite realizar esfuerzo tanto en la carrera de ida como en la de retorno lo que lo hace muy útil en diversas aplicaciones.

1.5 Aceros usados en equipos de tipo industrial.

1.5.1 Aceros de construcción y bajos en carbono.

Los aceros de construcción (Guliaev, 1983) son empleados para la confección de puentes, gasoductos, armaduras, calderas, etc. Por lo general todos los aceros para estructuras son soldables y la soldabilidad es una de sus principales propiedades. Su contenido de carbono es de 0.22-0.25%. El aumento de resistencia se consigue aleándolo con elementos baratos como el manganeso y el silicio, presentan un límite de fluencia de 370-480 MPa y una resistencia a la rotura de 490-588 MPa.

Los aceros al carbono más empleados para estructuras son los CT1, CT2 y CT3 que se suministran de acuerdo con las normas GOST 380-71. Son aceros de bajo contenido de carbono obtenidos principalmente por laminación en caliente y de ellos el más empleado es el acero CT3, equivalente a AE-235D en la norma UNE, al ST-37 en la norma DIN y al A-70 en la ASTM. Según Guliaev, para las estructuras no soldadas o de poca responsabilidad deben utilizarse el acero efervescente y, para las soldadas, el acero calmado o semi calmado.

Además de perfiles estructurales, la ductilidad y tenacidad de los aceros de bajo contenido en carbono los hacen de fácil mecanizado y utilizados para tuberías. El caso del acero ST 37 por la norma DIN que, en su composición, con menos del .02% de carbono, contiene un pequeño porcentaje de manganeso, fósforo, azufre y nitrógeno, es muy utilizado en tubos que no son sometidos a grandes cargas. Sus límites de resistencia se encuentran entre 340 a 470 N/mm². (ThyssenKrup_Materials, 2020)

1.5.2 Aceros de medio contenido de carbono.

Los aceros de medio carbono pueden ser tratados térmicamente por austenización, temple y revenido para mejorar sus propiedades mecánicas. La adición de cromo, níquel y molibdeno a estos aceros mejoran sus capacidades de ser tratados térmicamente, generando así gran variedad de combinaciones de resistencia-ductilidad. Son más resistentes que los aceros de bajo carbono, pero menos dúctiles y tenaces, por eso suelen ser utilizados en componentes estructurales que necesitan alta resistencia mecánica y al desgaste (Callister, 2007) como ejes y tubos de alta resistencia. Tal es el caso de los aceros ST 52 por la norma DIN y F1140, este último equivalente a al grupo acero 45 GOST y al 1040 por la norma AISI-SAE, muy utilizados en la fabricación de cilindros hidráulicos.

Algunos de estos aceros suelen ser utilizados además en forma de placas con un temple que le permite elevar su dureza hasta unos 60 HRC por lo que son útiles en medios abrasivos y con desgaste, con una alta resistencia de entre 60 y 80 Kg/mm² y límites de fluencia de más de 35 Kg/mm².

CAPÍTULO 2: CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS ESTRUCTURALES DE LA MÁQUINA PONEDORA DE ADOCRETO.

El proceso de comprobación de la maquina debería comenzar, teniendo ya una concepción de todas las piezas que conforman la máquina y su disposición, por un análisis de su estabilidad pues se trata de un proceso de compresión al hormigón para fabricar adocreto. Luego sería necesario analizar los efectos de este proceso de compactación y la fuerza que actúa en el sobre todos los elementos involucrados en llevarla a cabo y sus efectos sobre el resto de la máquina. Otras cargas que la afectan, así como las uniones entre piezas realizadas mediante soldaduras podrían comprometer la rigidez del equipo y deberán ser comprobados también.

2.1 Selección de perfiles para la estructura.

Para el diseño de la estructura de la maquina se hace necesario tener en cuenta cada uno de los componentes que toman parte en el proceso de fabricación del bloque de concreto. El área que se selecciona para la colocación del molde atendiendo a la cantidad de bloques a fabricar en un ciclo es el primer parámetro a tener en cuenta. Otra consideración importante viene dada por la selección de la tolva para concreto de forma que permita realizar varios ciclos de un solo llenado. Con las dimensiones planteadas (figura 2.2 obviando las fuerzas representadas) se procede entonces a la selección de los perfiles que la conformaran, teniendo en cuenta varios criterios:

- Construir una máquina liviana.
- Materia prima disponible.
- Fácil montaje.
- Rigidez necesaria para no comprometer su funcionamiento.
- Disposición de los elementos a los que sirve de soporte.

Después de analizados estos criterios y un estudio de posibles productores de acero se encontró que los perfiles laminados en frio disponibles en el catálogo de fabricación de la empresa METUNAS cumplen los requisitos propuestos (METUNAS, 2005). Estos serán de acero CT 3, uno de los más utilizados en estructuras metálicas por sus propiedades y bajo costo. El funcionamiento de cada uno de los elementos que conforman la maquina es finalmente el factor decisivo en

la selección del perfil correcto. En la figura 2.1 se presentan como ejemplo los perfiles que conforman los laterales de la estructura de la máquina.

A-A C200x100x5.5

$$I_x = 1350 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 211.25 \text{ cm}^4$$

$$A = 21.4 \text{ cm}^2$$

$$W_x = 135 \text{ cm}^3$$

B-B L200x200x5.5

$$I_x = 880 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 880 \text{ cm}^4$$

$$A = 21.7 \text{ cm}^2$$

$$W_x = 60 \text{ cm}^3$$

C – C L 200x360x5.5

$$I_x = 4321 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 1032.25 \text{ cm}^4$$

$$A = 30.5 \text{ cm}^2$$

$$W_x = 273 \text{ cm}^3$$

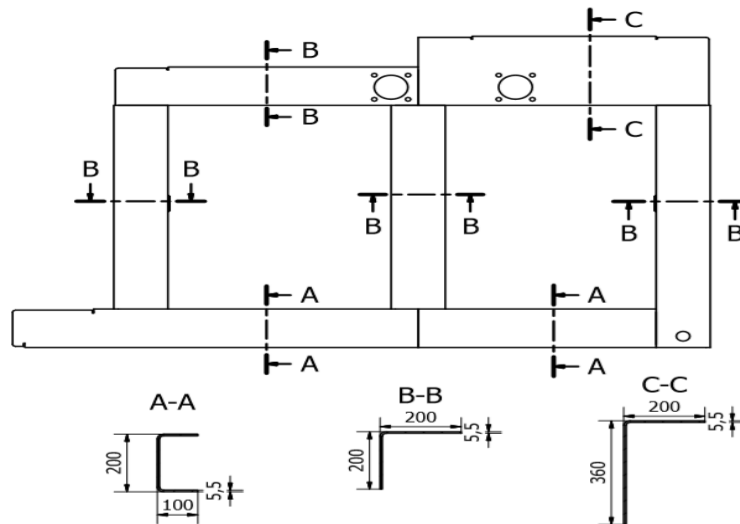


Fig. 2.1 Perfiles de los laterales de la estructura. Fuente: Elaboración propia.

2.1.1 Estructura.

Tomando como referencia el catálogo de perfiles estructurales antes mencionados y con una idea preconcebida del funcionamiento de la máquina se realiza una propuesta para la estructura. En la figura 2.2 se observa dicha propuesta resaltando la viga que soportará el cilindro de compactación (mayor fuerza ejercida sobre el armazón de la máquina) en color rojo, mientras que en color azul se destacan las vigas donde reposará la tolva, peso que también debe ser capaz de resistir. Con el fin de comprobar la integridad del armazón se realiza un análisis de los laterales (vista desde el eje x) y del perfil frontal medio (vista desde el eje z). La unión de los elementos se realizará mediante soldaduras cuya comprobación se realizará uniendo el efecto de tensiones de los laterales y el frontal en donde más cargada se encuentre.

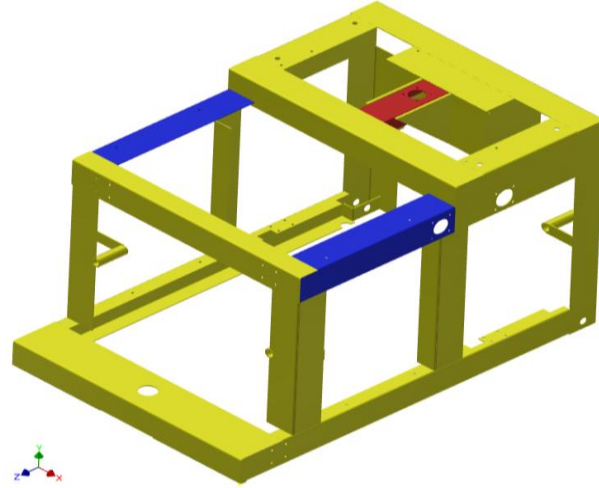


Fig. 2.2 Propuesta de estructura de la Máquina. Fuente: Elaboración propia.

2.2 Comprobación de máxima fuerza posible aplicada por el cilindro de compactación.

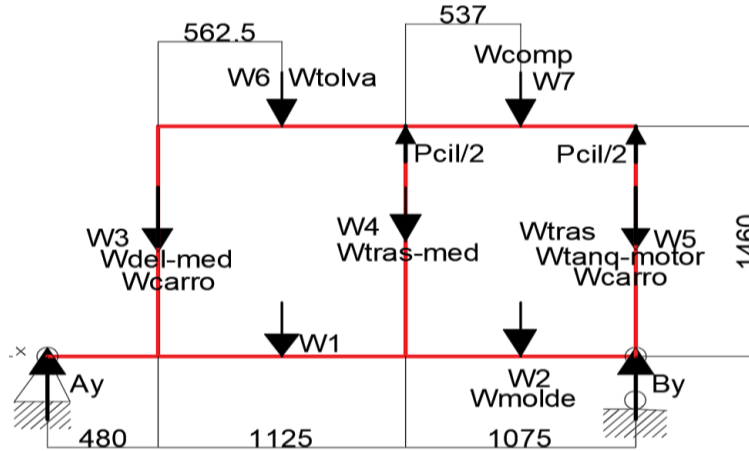


Fig. 2.3 Lateral de la estructura de la Máquina. Fuente: Elaboración propia.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio (incluyendo las vigas de unión entre laterales no apreciadas en el esquema, ver figura 2.2) se tiene:

$$\Sigma Fy = 2 * W_3 + W_{del-med/2} + 2 * W_6 + 2 * W_1 + \frac{W_{carro}}{2} + \frac{W_{tolva}}{2} + 2 * W_4 + W_{tras-med} - \frac{P_{cil}}{4} + 2 * W_7 + 2 * W_2 + W_{tanque-motor} + 2 * W_5 + W_{tras/2} - \frac{P_{cil}}{4} \quad (2.1)$$

$$\Sigma Ma = (2 * W_3 + W_{del-med} + W_{carro/2}) * 480mm + (2 * W_6 + 2 * W_1 + W_{tolva}) * 1042.5mm + (2 * W_4 + W_{tras-med}) * 1605mm - \frac{P_{cil}}{2} * 1605mm + (2 * W_7 + 2 * W_2 + W_{compact} + W_{molde}) * 2142mm + (2 * W_5 + W_{tras} + W_{tanque-motor} + W_{carro/2}) * 2680mm - \frac{P_{cil}}{2} * 2680mm \quad (2.2)$$

La fuerza máxima aplicada por el cilindro es precisamente cuando este levanta la máquina, despegando del suelo la rueda trasera, o sea, $B_y=0$. Se estiman los pesos de los perfiles estructurales y otros elementos que posee la máquina como muestra la tabla 2.1 y un punto medio de aplicación de estos. Así se crea un modelo lo más realista posible que permite comprobar la fuerza máxima aplicada por el cilindro hidráulico sin comprometer la estabilidad de la estructura. Esta comprobación permite seleccionar más tarde un cilindro de forma que se aplique la mayor fuerza de compactación posible que ayude a la conformación de un adocreto de alta calidad.

Tabla 2.1 Peso de elementos estructurales. Fuente: Elaboración propia.

	viga ₁ x2	viga ₂ x2	viga ₃ x2	viga ₄ x2
W (Kg)	46,014	26,976	32,35	35,6
Elemento	viga ₅ x2	viga ₆ x2	viga ₇ x2	viga _{del}
W (Kg)	38,482	27,096	25,71	34,835
	viga _{del-medio}	Viga _{tras-medio}	viga _{tras}	tanque+motor
W (Kg)	25,984	26,39	26,56	300
Elemento	Tolva	Molde	Compactador	Carro
W (Kg)	317,72	300	527,605	241

Despejando entonces P_{cil} en la ecuación 2.2 se obtiene que la fuerza máxima es de 12.2 KN.

2.3 Cálculo de resistencia de los laterales de la estructura.

La estructura propuesta para la máquina constituye en sí un sistema hiperestático. El método de cálculo de sistemas compuestos por barras y pórticos hiperestáticos más difundido en la construcción de máquinas es el Método de las Fuerzas. Consiste en que el sistema hiperestático dado se libra de las ligaduras adicionales exteriores e interiores y se sustituye por las correspondientes fuerzas y momentos. La magnitud de estas fuerzas y momentos se escoge de tal manera, que los desplazamientos correspondan a las limitaciones que las ligaduras retiradas imponen al sistema dado. En este método de cálculo seleccionado para la comprobación de la estructura de la máquina las incógnitas son fuerzas.

Este método comienza por el análisis del sistema base y la propuesta de un sistema equivalente como muestra el ejemplo de la figura 2.4 en el que se muestra un pórtico

hiperestático plano. En el pórtico en cuestión, se eliminó un apoyo articulado móvil. Por lo tanto, el desplazamiento vertical de este punto será igual a cero.

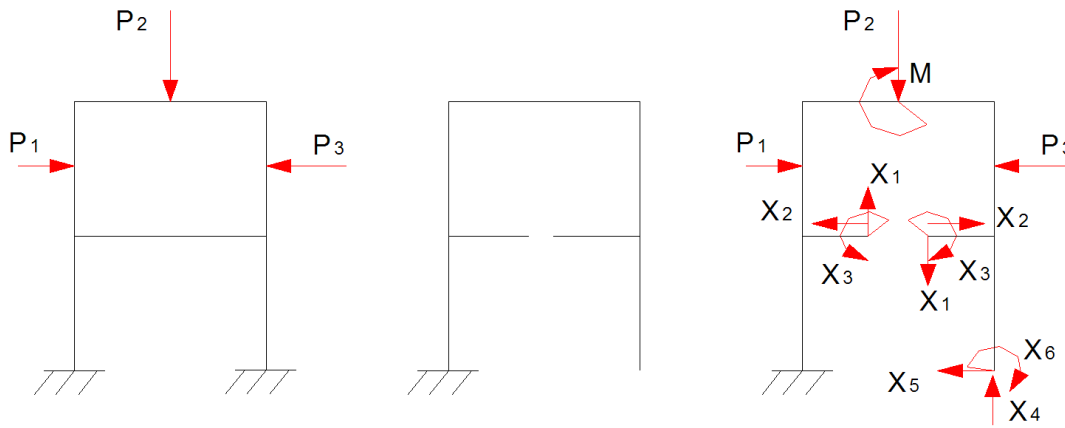


Fig. 2.4 Pórtico hiperestático, sistema base y sistema equivalente. Fuente:

Planteando correctamente un sistema base se procede a conformar un sistema equivalente (figura 2.5) resultando en seis ligaduras suplementarias exteriores. Con estas uniones que se adicionan (fuerzas desconocidas) se plantea entonces un sistema de ecuaciones canónicas que permitan su solución compuesto por seis ecuaciones con seis incógnitas.

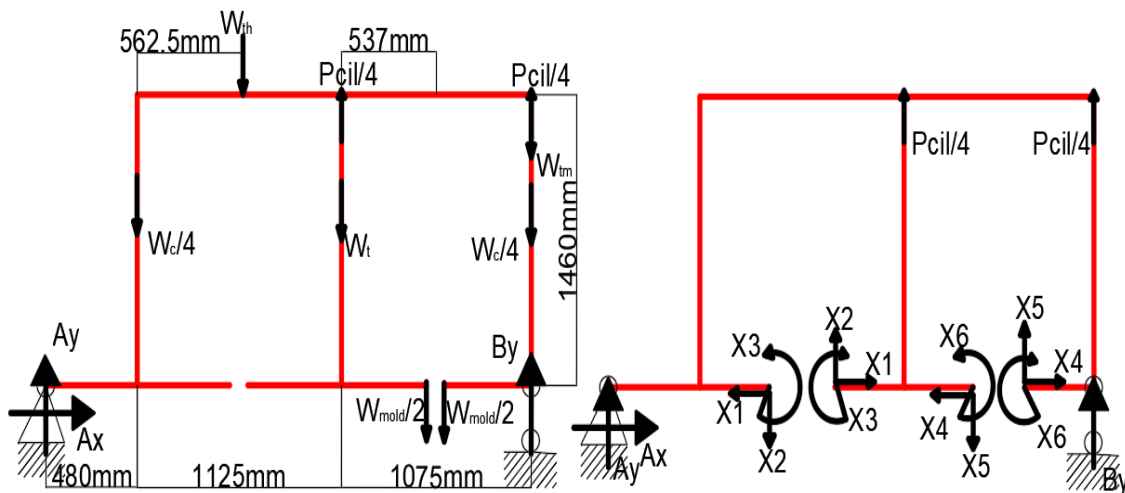


Fig. 2.5 Sistema base a) y equivalente b) (sin fuerzas externas). Fuente: Elaboración propia.

Los coeficientes de cada una de las ecuaciones canónicas se calculan aplicando la regla de Vereschaguin creando diagramas unitarios para cada una de las fuerzas que intervienen en el modelo y el de la fuerza P como muestran las figuras 2.6 y 2.7. Debido a que se desconoce si en condiciones de lleno o vacío total la tolva la

estructura sufrirá mayores tensiones se comprobaran ambos modelos. Los resultados para los coeficientes se muestran en las tablas 2.2 y 2.3.

$$\delta_{11} * x_1 + \delta_{12} * x_2 + \delta_{13} * x_3 + \delta_{14} * x_4 + \delta_{15} * x_5 + \delta_{16} * x_6 = \delta_{1P} \quad (2.3)$$

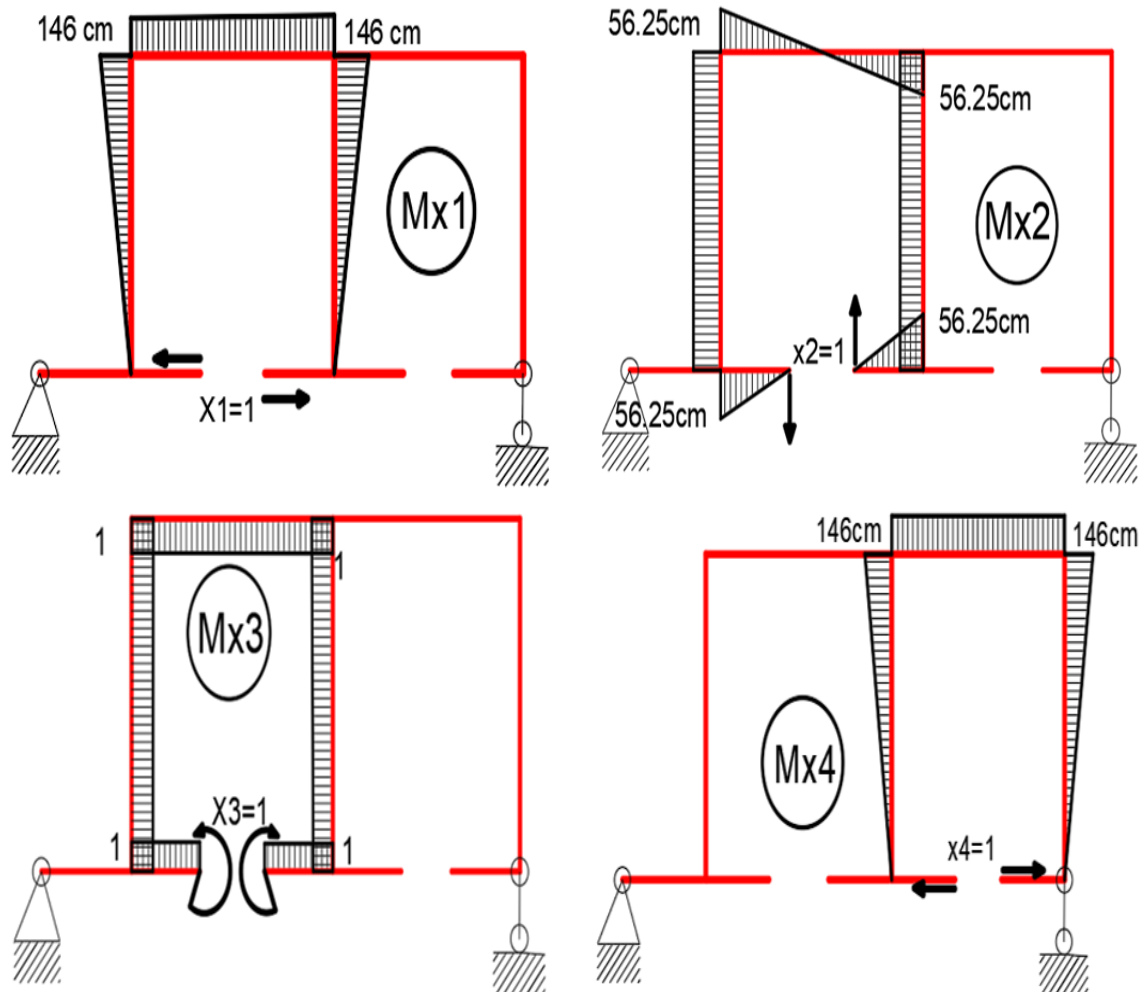
$$\delta_{21} * x_1 + \delta_{22} * x_2 + \delta_{23} * x_3 + \delta_{24} * x_4 + \delta_{25} * x_5 + \delta_{26} * x_6 = \delta_{2P} \quad (2.4)$$

$$\delta_{31} * x_1 + \delta_{32} * x_2 + \delta_{33} * x_3 + \delta_{34} * x_4 + \delta_{35} * x_5 + \delta_{36} * x_6 = \delta_{3P} \quad (2.5)$$

$$\delta_{41} * x_1 + \delta_{42} * x_2 + \delta_{43} * x_3 + \delta_{44} * x_4 + \delta_{45} * x_5 + \delta_{46} * x_6 = \delta_{4P} \quad (2.6)$$

$$\delta_{51} * x_1 + \delta_{52} * x_2 + \delta_{53} * x_3 + \delta_{54} * x_4 + \delta_{55} * x_5 + \delta_{56} * x_6 = \delta_{5P} \quad (2.7)$$

$$\delta_{61} * x_1 + \delta_{62} * x_2 + \delta_{63} * x_3 + \delta_{64} * x_4 + \delta_{65} * x_5 + \delta_{66} * x_6 = \delta_{6P} \quad (2.8)$$



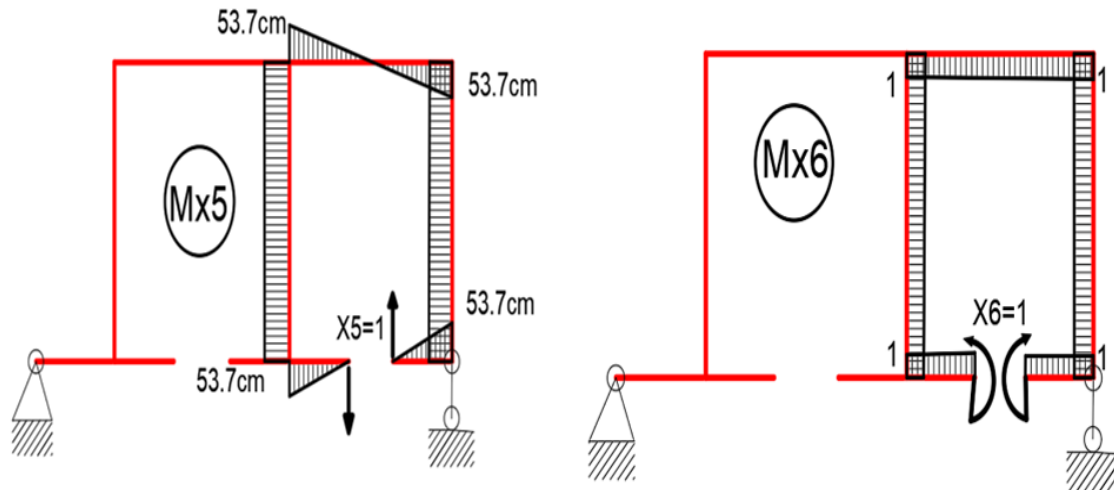


Fig. 2.6 Diagramas de momentos flectores para las fuerzas unitarias. Fuente: Elaboración propia.

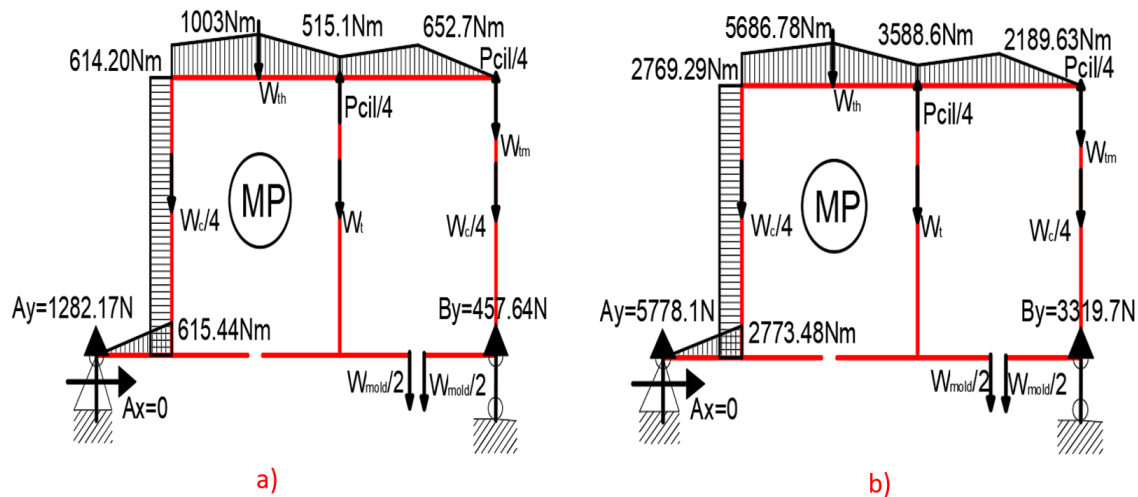


Fig. 2.7 Diagrama de momento flector para la fuerza P para a) vacía, b) llena. Fuente: Elaboración propia.

Después de sustituir estos coeficientes en las ecuaciones canónicas se obtiene para la maquina vacía que:

Tabla 2.2 Resultados de coeficientes de Vereschaguin unitarios. Fuente: Elaboración propia.

$\delta_{11}(\text{cm})$	2.49E-03	$\delta_{31}(\text{cm})$	-2.10E-05	$\delta_{51}(\text{cm})$	-3.19E-04
$\delta_{12}(\text{cm})$	0	$\delta_{32}(\text{cm})$	0	$\delta_{52}(\text{cm})$	2.46E-04
δ_{13}	-2.10E-05	δ_{33}	2.66E-07	δ_{53}	4.37E-06
$\delta_{14}(\text{cm})$	-5.78E-04	$\delta_{34}(\text{cm})$	5.94E-06	$\delta_{54}(\text{cm})$	0
$\delta_{15}(\text{cm})$	-3.19E-04	$\delta_{35}(\text{cm})$	4.37E-06	$\delta_{55}(\text{cm})$	2.83E-04
$\delta_{16}(\text{cm})$	5.94E-06	$\delta_{36}(\text{cm})$	-8.14E-08	$\delta_{56}(\text{cm})$	0

$\delta_{21}(\text{cm})$	0	$\delta_{41}(\text{cm})$	-5.78E-04	$\delta_{61}(\text{cm})$	5.94E-06
$\delta_{22}(\text{cm})$	6.24E-04	$\delta_{42}(\text{cm})$	3.34E-04	$\delta_{62}(\text{cm})$	-4.58E-06
δ_{23}	0	δ_{43}	5,94E-06	δ_{63}	-8.14E-08
$\delta_{24}(\text{cm})$	3.34E-04	$\delta_{44}(\text{cm})$	1.42E-03	$\delta_{64}(\text{cm})$	-1.59E-05
$\delta_{25}(\text{cm})$	2.46E-04	$\delta_{45}(\text{cm})$	0	$\delta_{65}(\text{cm})$	0
$\delta_{26}(\text{cm})$	-4.58E-06	$\delta_{46}(\text{cm})$	-1.59E-05	δ_{66}	2.14E-07

Tabla 2.3 Resultados de coeficientes de Vereschaguin para la fuerza P. Fuente: Elaboración propia.

	$\delta_{1P}(\text{Nm})$	$\delta_{2P}(\text{Nm})$	$\delta_{3P}(\text{Nm})$	$\delta_{4P}(\text{Nm})$	$\delta_{5P}(\text{Nm})$	$\delta_{6P}(\text{Nm})$
Vacía	9.91E-01	2.87E-01	-9.91E-03	8.1E-02	9.2E-03	-5.54E-04
Llena	5.7E+00	5.87E-01	-5.03E-02	3.54E-01	3.9E-02	-2.423E-03

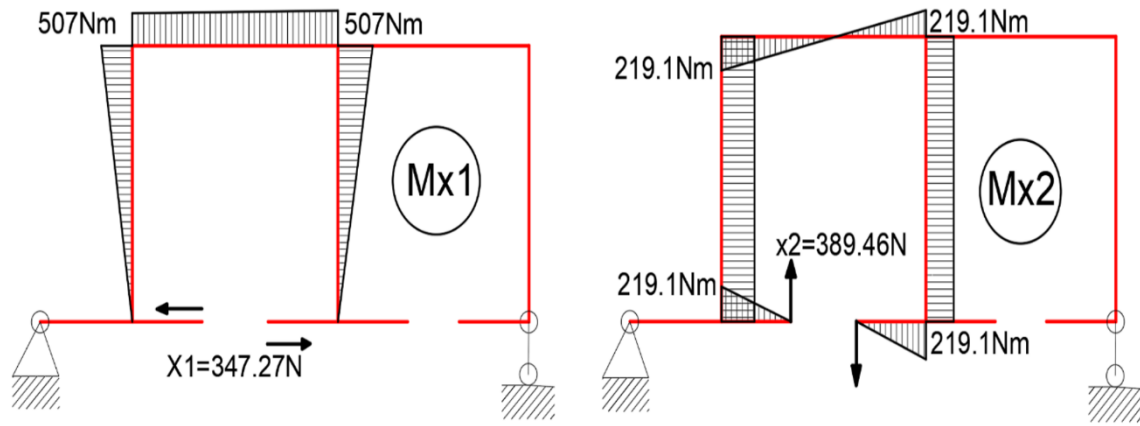
*en el caso del equipo lleno solo se cambiarían del sistema los coeficientes δ_{xp} .

Resolviendo los sistemas de ecuaciones en el programa MATLAB se obtienen los siguientes resultados:

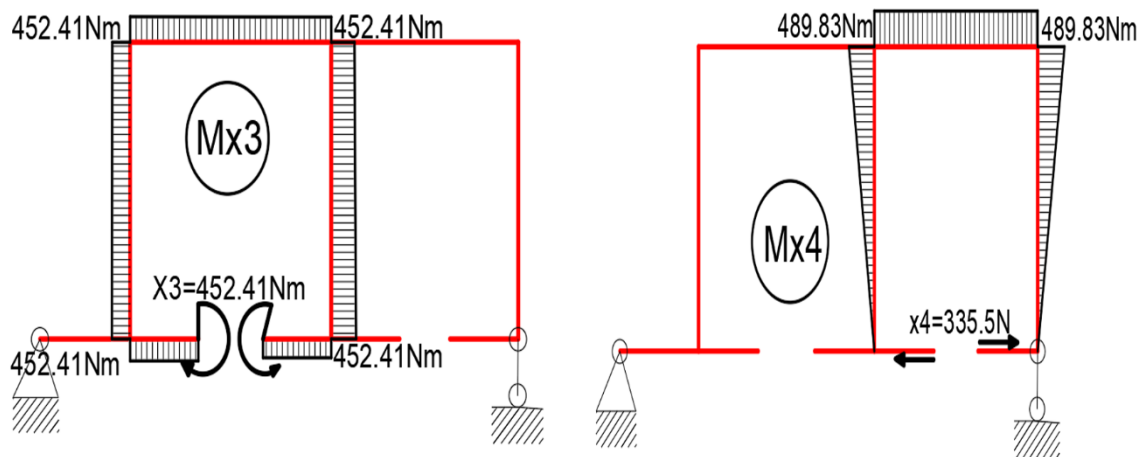
Tabla 2.4 Resultados de las ligaduras suplementarias internas.

	X_1 (N)	X_2 (N)	X_3 (Nm)	X_4 (N)	X_5 (N)	X_6 (Nm)
Vacía	347.27	-389.457	-452.41	335.5	1461.69	-128.61
Llena	1510.74	-8711.28	-4725.28	1147.77	16706.43	-3340.01

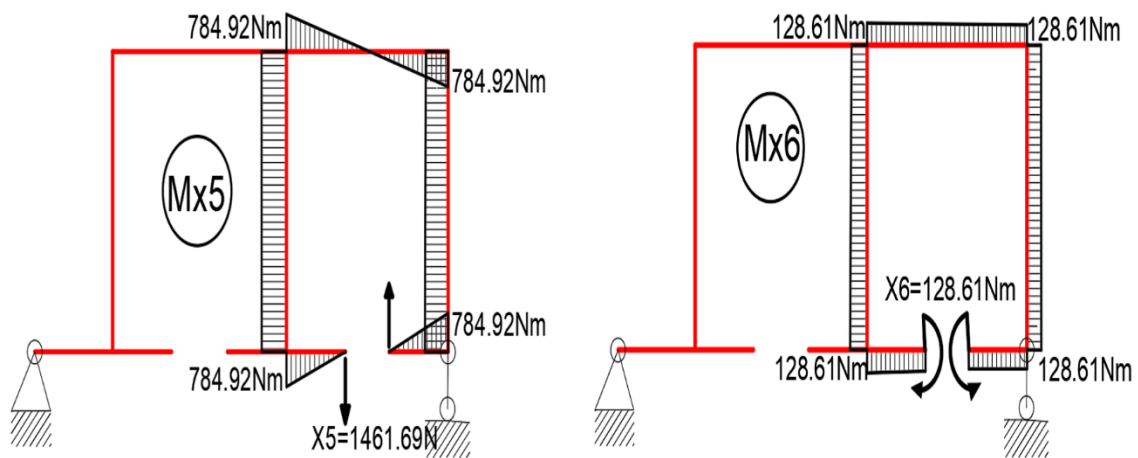
Para hallar el diagrama de momentos flectores resultante se construyen primero los diagramas de momentos reales de las seis fuerzas que intervienen en el sistema equivalente. Para construirlos basta con multiplicar los diagramas de las fuerzas unitarias correspondientes por los valores de las fuerzas X_1 , X_2 , X_3 , X_4 , X_5 y X_6 (figura 2.8). En casos donde los valores de las fuerzas son negativos es necesario invertir el diagrama.



a)



b)



c)

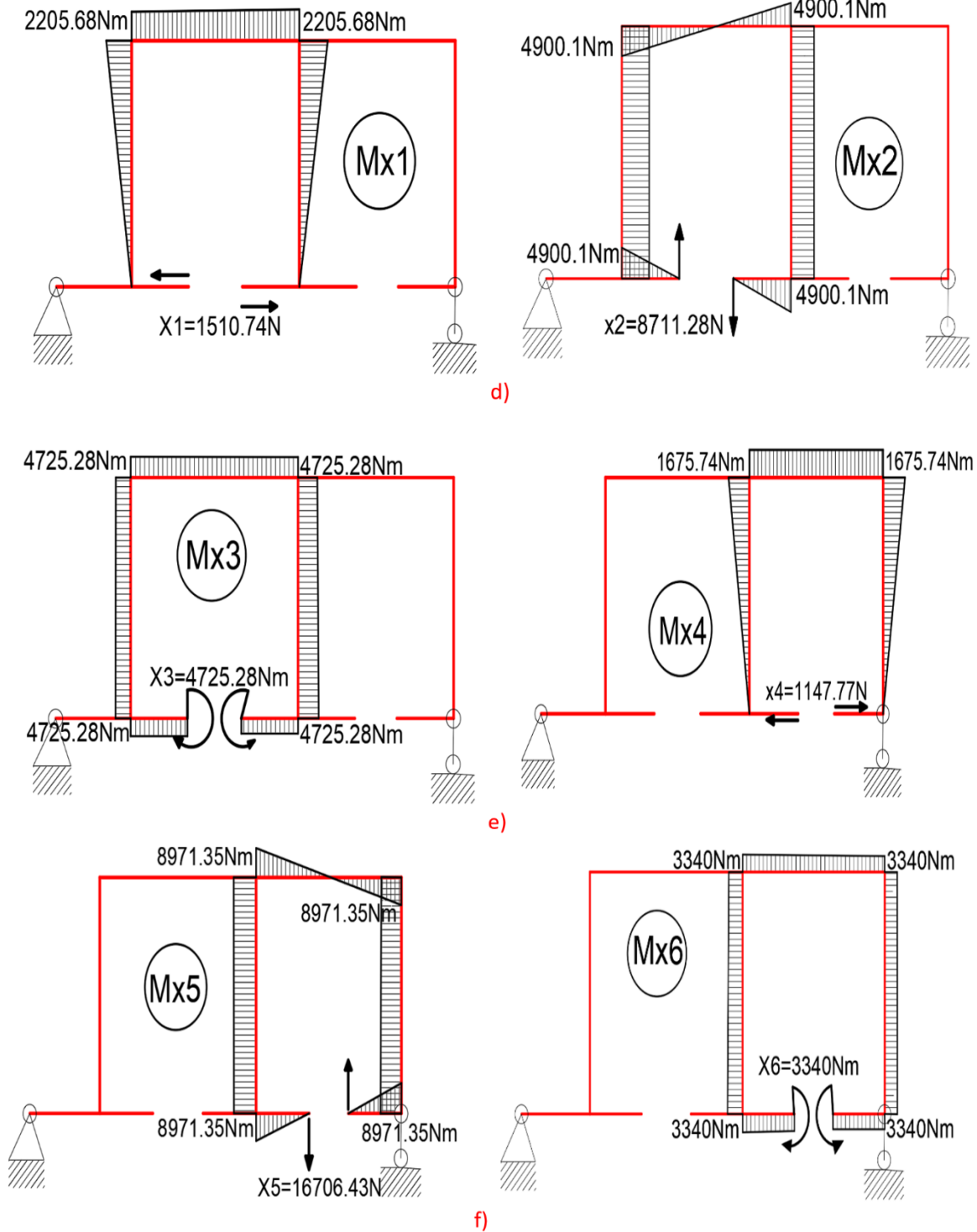


Fig. 2.8 Diagramas de momentos flectores de las fuerzas unitarias. (a, b y c para la maquina vacía) y (d, e y f para la maquina llena). Fuente: Elaboración propia.

Sumando estos diagramas entre sí con el de la carga externa P, se obtiene el diagrama de momentos flectores resultante.

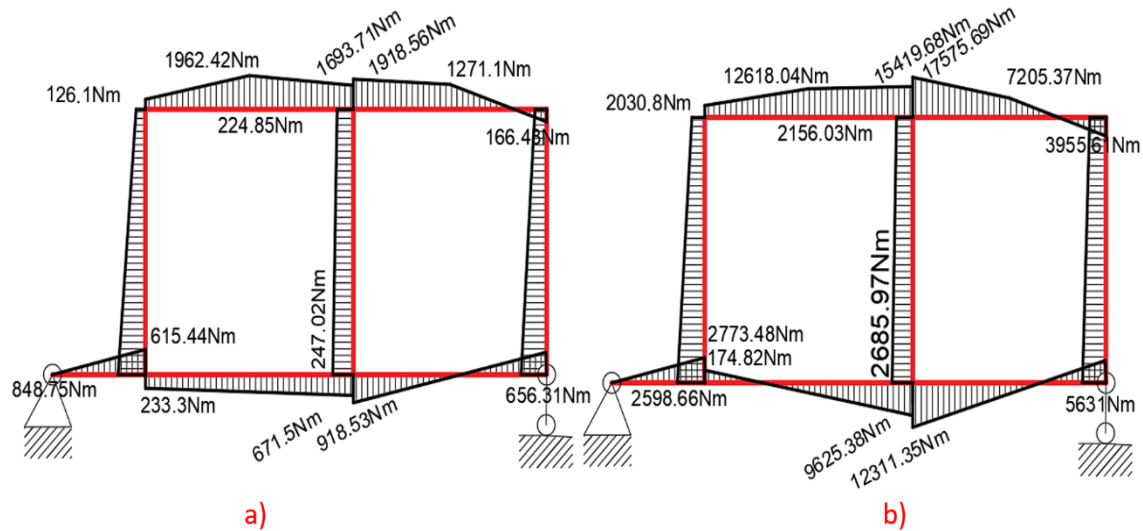


Fig. 2.9 Diagrama de momentos flectores resultantes (a) vacía, b) llena). Fuente: Elaboración propia.

2.4 Comprobación de resistencia a la tensión nominal máxima de los perfiles del lateral.

Las fórmulas de cálculo para determinar las tensiones normales durante la flexión se deducen, por regla general, a partir del examen de la flexión pura plana. En la flexión pura, y esto es su rasgo característico, de las seis componentes de los esfuerzos interiores solamente M_x no es igual a cero. Observando la deformación de una red puesta de antemano sobre la viga (fig. 2.10, a) es fácil de notar (fig. 2.10, b) que las líneas longitudinales de la red se tuercen durante la flexión pura por un arco circular, y los contornos de las secciones transversales siguen siendo curvas planas, intersecando las líneas longitudinales bajo ángulos rectos, en testimonio de que durante la flexión pura las secciones transversales se mantienen planas y, al girar, se ponen normales al eje encorvado de la viga.

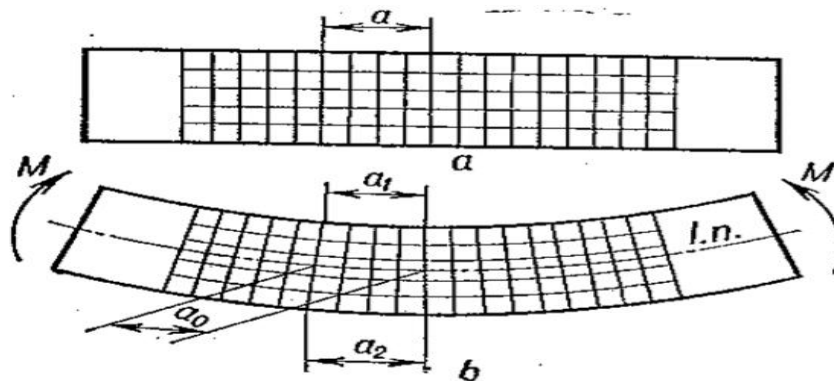


Fig. 2.10 Vista de malla para efecto de la flexión sobre una barra. Fuente: Pisarenko. p

En la zona comprimida (arriba) las fibras se reducen, mientras que en la zona de tracción se alargan. La zona de tracción y la de compresión en la sección de la viga son separadas por la capa neutra con el radio de curvatura. La longitud de la capa neutra durante la flexión sigue siendo invariable. El alargamiento unitario de cierta fibra que se encuentra a una distancia de la capa neutra se halla durante la flexión pura al examinar la deformación de un tramo de la viga. Mezclando este con la ley de Hooke sobre el alargamiento unitario llegamos a la ecuación de Navier para el cálculo de la tensión a flexión. (Pisarenko, 1979)

$$\sigma_{max} = \frac{Mf_{max}}{W_x} \leq \frac{\sigma_f}{\eta_s} \quad (2.15)$$

Haciendo uso de esta ecuación se comprueban todas las vigas que conforman los laterales de la estructura en correspondencia con el momento flector máximo en cada una de ellas.

Tabla 2.5 Resultados de los factores de seguridad del análisis del lateral de la estructura.

	Viga 1	Viga 2	Viga 3	Viga 4	Viga 5	Viga 6	Viga 7
Mf _{máximo} (Nm) vacía	671.5	918.53	848.75	247.02	656.31	1962.42	1918.56
η _s	41,41	30,27	32,76	112,58	42,37	14,16	14,49
Mf _{máximo} (Nm) llena	9625.38	12311.35	2773.48	2685.97	5631	15419.68	17575.69
η _s	2.89	2.26	10.70	10.35	4.94	1.80	1.58

Como se puede apreciar en la tabla 2.5 todos los valores de factor de seguridad sobrepasan los 1.5 recomendados para un equipo de uso industrial. Estos indican que los perfiles seleccionados para los laterales de la estructura son los correctos.

1.6.5 Cálculo de resistencia del perfil frontal de la estructura.

Retomando la figura 2.2 se observa que los laterales de la estructura están unidos por 4 vigas y una adicional que sirve de soporte para el cilindro que lleva a cabo el proceso de compactación. El efecto de la fuerza de compresión del cilindro solo se aplica sobre las vigas 10, 11 por lo que se puede conformar un pórtico simétrico para calcular las fuerzas que generan sobre la estructura.

Un pórtico es geoméricamente simétrico cuando su parte derecha puede ser interpretada como la imagen al espejo de su parte izquierda con relación al eje o al plano de simetría. Las cargas aplicadas a los pórticos se clasifican en simétricas y

antisimétricas (figura 2.11). Por cargas simétricas se entienden aquellas en las cuales las cargas situadas a la izquierda del plano de simetría constituyen la imagen al espejo de las de la derecha. En el caso de cargas antisimétricas las cargas a la izquierda constituyen la imagen al espejo invertida de las de la derecha.

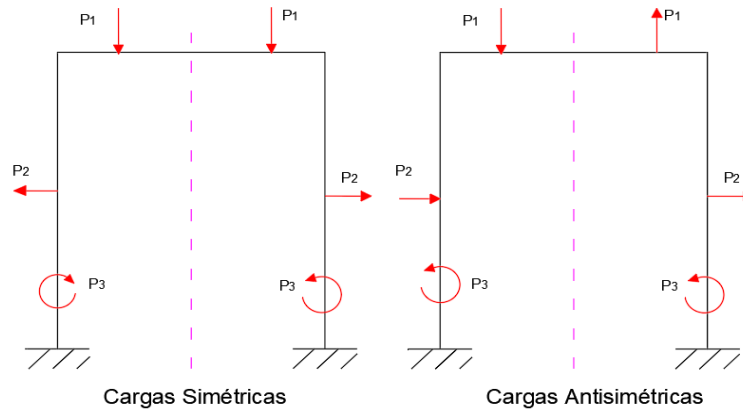


Fig. 2.11 Tipos de cargas. Fuente: Elaboración propia.

Para aplicar las propiedades de simetría es necesario eliminar las ligaduras suplementarias cortando el pórtico por el plano de simetría sin alterar su estabilidad cinemática. De igual forma que se calcularon, por el método de las fuerzas, los laterales de la estructura, se procede con este sistema. Al ser un pórtico simétrico se simplifica a un sistema equivalente como se aprecia en la figura 2.12 lo que permite resolverlo solo con una mitad llevando a un sistema de dos ecuaciones canónicas con dos incógnitas.

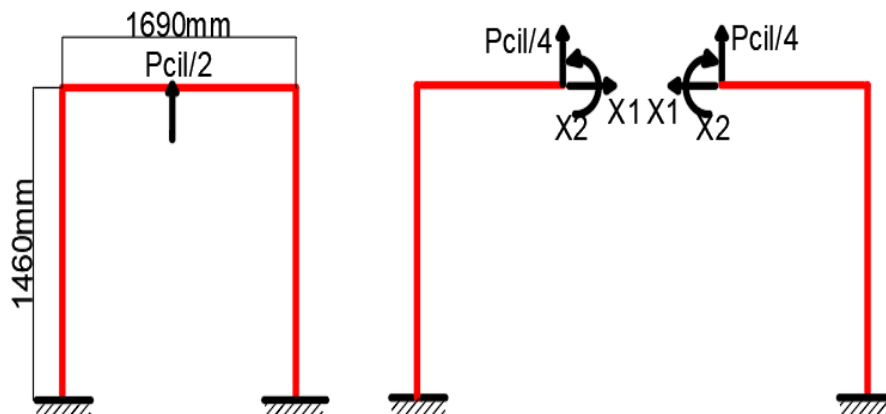


Fig. 2.12 Sistema base y equivalente. Fuente: Elaboración propia.

$$\delta_{11} * x_1 + \delta_{12} * x_2 = \delta_{1P} \quad (2.16)$$

$$\delta_{21} * x_1 + \delta_{22} * x_2 = \delta_{2P} \quad (2.17)$$

Los coeficientes de las ecuaciones anteriores se calculan aplicando la regla de Vereschaguin creando diagramas unitarios para cada una de las fuerzas que intervienen en el modelo y el de la fuerza P como muestra la figura 2.13. En este caso las vigas involucradas poseen la misma sección por lo que se puede simplificar el divisor de las ecuaciones. El resultado de los coeficientes se muestra en la tabla 2.6.

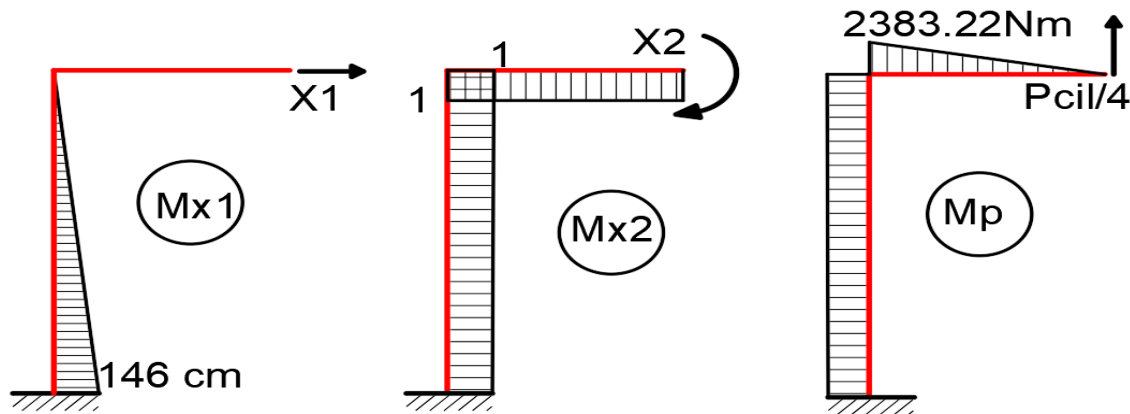


Fig. 2.13 Diagramas de momentos flectores para fuerzas unitarias y P. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2.6 Resultados de coeficientes de Vereschaguin. Fuente: Elaboración propia.

$\delta_{11}(\text{cm})$	1.04E+06	δ_{12}	1.06E+04	$\delta_{1P}(\text{Nm})$	-3.31E+07
$\delta_{21}(\text{cm})$	1.06E+04	δ_{22}	2.30E+02	$\delta_{2P}(\text{Nm})$	-5.85E+05

Después de sustituir estos coeficientes en las ecuaciones canónicas se obtiene para la maquina vacía que:

$$1.04\text{E} + 06 \text{ cm} * x_1 + 1.06\text{E} + 04 * x_2 = -3.31\text{E} + 07\text{Nm} \quad (2.18)$$

$$1.06\text{E} + 04 \text{ cm} * x_1 + 2.30\text{E} + 02 * x_2 = -5.85\text{E} + 05\text{Nm} \quad (2.19)$$

Resolviendo el sistema en el programa MATLAB se obtiene que x_1 es 1115.1 N y x_2 son 1804.35Nm. Luego se halla el diagrama de momentos flectores resultantes de las dos fuerzas presentes en el sistema equivalente (figura 2.14) y se suman entre sí más el de la fuerza P para obtener el diagrama de momentos resultante (figura 2.15).

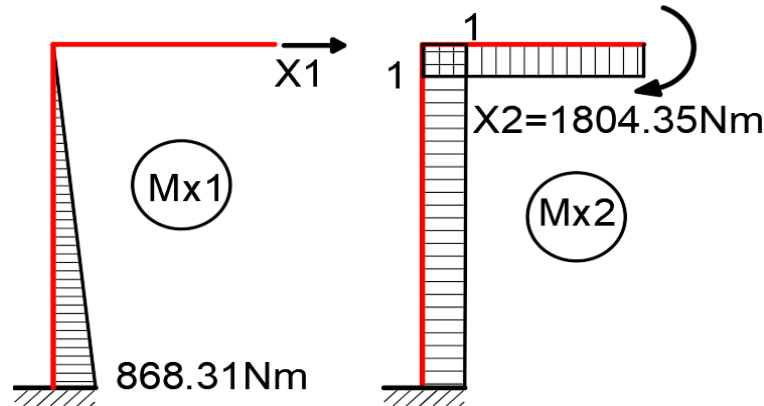


Fig. 2.14 Diagramas de momentos flectores de fuerzas en el sistema. Fuente: Elaboración propia.

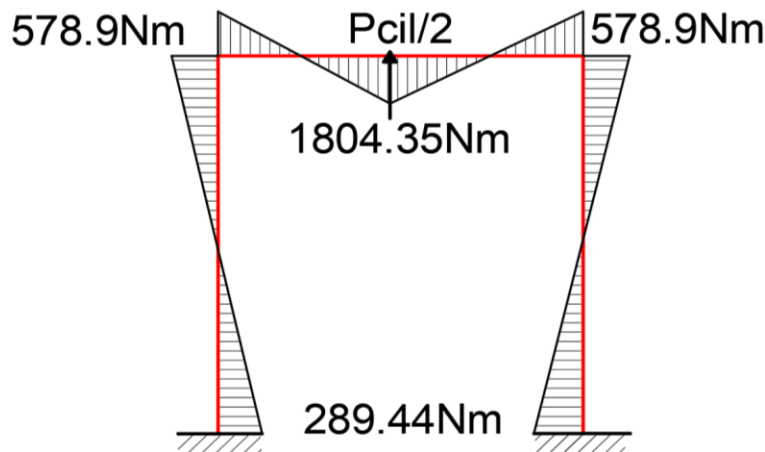


Fig. 2.15 Diagrama de momentos flectores resultantes. Fuente: Elaboración propia.

Haciendo uso de la ecuación de Navier se calcula el factor de seguridad de las vigas ante el momento flector al que están sometidas.

Tabla 2.7 Resultados de los factores de seguridad del análisis del frontal de la estructura.

	Momento maximo(Nm)	Factor de seguridad
Vigas 10 y 11	1804.35	6.85
Vigas 4 y 5	578.87	21.35

Como se puede apreciar en la tabla 2.7 todos los valores de factor de seguridad sobrepasan los 1.5 recomendados para un equipo de uso industrial. Estos indican que los perfiles seleccionados para los laterales de la estructura son los correctos.

2.5 Comprobación de uniones entre laterales y las vigas de unión.

La estructura máquina que se diseña posee varias vigas laminadas en frío que se unirán mediante soldadura. El principio de trabajo de estas uniones se basa en la utilización de las fuerzas de cohesión molecular obtenidas por la aplicación de calor

local a las piezas en la zona por la que se desea realizar la unión. Las uniones soldadas son las uniones fijas de mejores características permitiendo una buena aproximación de la resistencia de las piezas compuestas a la de la resistencia de las piezas similares construidas enterizas (Noa). Según la disposición mutua de los elementos a soldar, pueden dividirse en varios grupos:

- Uniones a tope: los elementos que se han de empalmar continúan en la misma dirección, se ejecuta el cordón por las testas de los elementos.
- Uniones a solape: las superficies laterales de los elementos a empalmar se recubren parcialmente.
- Uniones en T: los elementos a empalmar son perpendiculares, uniendo la testa de un con el lateral del otro.
- Uniones en ángulo: los elementos a empalmar poseen inclinación respecto al otro y se sueldan a lo largo de los bordes. (Reshetov, 1985)

La disposición de las vigas de la estructura hace que sea necesario utilizar soldaduras a tope. Desde el punto de vista del cálculo se consideran uniones a tope las que son a tope propiamente dichas y las uniones en ángulo y en T con preparación de los bordes. Algunos ejemplos de soldadura a tope se observan en la figura 2.16.

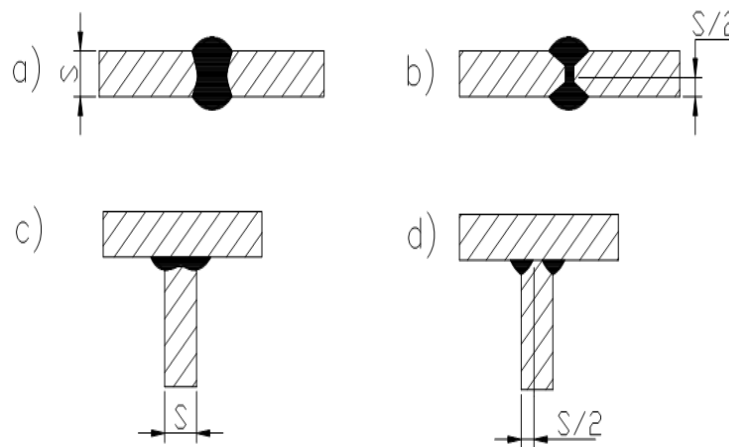


Fig. 2.16 Costuras a tope. Fuente: Folleto EM.

En la figura 2.17 se pueden apreciar los resultados de un estudio realizado con métodos foto elásticos sobre la distribución de tensiones en un cordón de soldadura a tope.

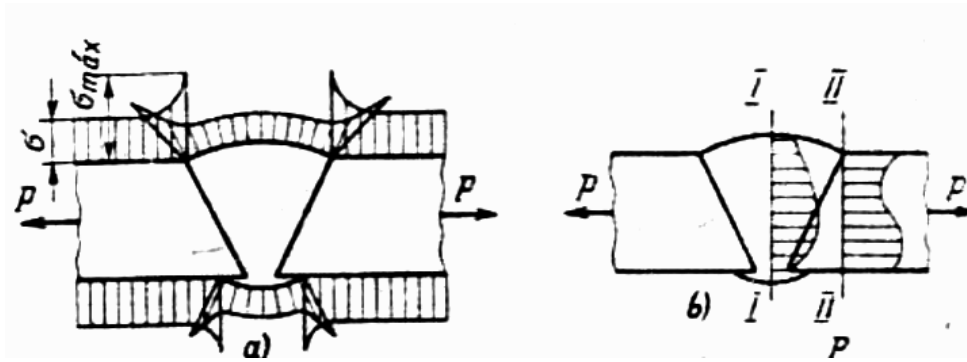


Fig. 2.17 Distribución de tensiones en un cordón a tope. Fuente: Folleto EM.

En la vista a) se muestra la distribución de tensiones en la superficie del cordón, la tensión máxima producto de la concentración de tensiones en la zona de transición del metal base al metal de aportación es de aproximadamente 1,6 veces la tensión máxima en la superficie de la pieza. En la vista b) se observa la distribución de tensiones en la zona media del cordón y en la parte inicial de la pieza de donde se puede concluir que la tensión se distribuye de una forma no muy irregular en la sección por lo que para los cálculos se pueden adoptar los siguientes supuestos:

1. El esfuerzo se distribuye uniformemente a lo largo de la costura.
2. La tensión se distribuye uniformemente por la sección de trabajo. Folleto EM

Para la realización del procedimiento de cálculo de las uniones a tope de la estructura de la maquina se realizará el análisis de las tensiones que se producen en el cordón de soldadura entre las vigas 6, 7 y la viga de unión entre los laterales 10 (figura 2.18) ya que es donde se acumulan mayores tensiones como se describe en los cálculos realizados en los epígrafes anteriores.

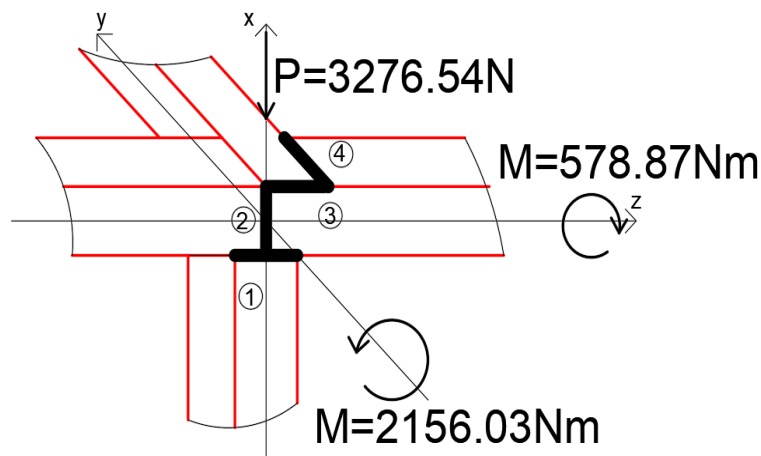


Fig. 2.18 Tensiones sobre la unión soldada. Fuente: elaboración propia.

Como se aprecia, la unión está compuesta por cuatro cordones dispuestos en diferentes planos. Ante tal situación se analiza el efecto de todas las tensiones sobre cada cordón de forma aislada y se comprueba su factor de seguridad.

- Cordón 1

$$\sigma_P = P / l * s \quad (2.20)$$

$$\sigma_{Mx} = M_x / \left(\frac{1}{6} * l * s^2 \right) \quad (2.21)$$

$$\sigma_{My} = M_y / \left(\frac{1}{6} * l^2 * s \right) \quad (2.22)$$

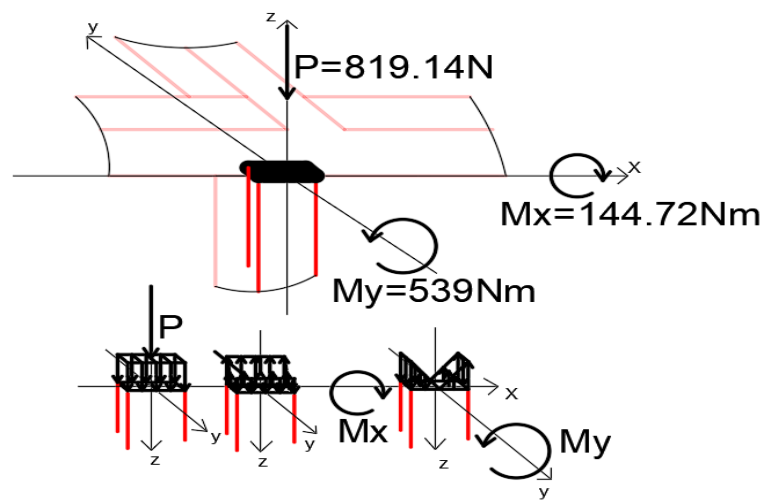


Fig. 2.19 Tensiones sobre el cordón 1. Fuente: elaboración propia.

Solo actúan las cargas que producen tensión normal, entonces los puntos más peligrosos son las esquinas del cordón, en las que las tensiones producto de los momentos flectores tienen el mismo sentido y entonces la resistencia se verifica según la ecuación 2.23 donde $[\sigma]_t$ es la tensión admisible de la soldadura ante la tracción y se puede calcular el factor de seguridad del cordón. En todas las soldaduras de la máquina que se diseña en este trabajo se usaran electrodos E70xx que poseen una tensión admisible de 1198 Kgf/cm².

$$\sigma_{max} = \sigma_P + \sigma_{Mx} + \sigma_{My} \leq [\sigma]_t / \eta_s \quad (2.23)$$

$$\eta_s = 39.42$$

- Cordón 2

Igual que en el cordón anterior se tiene un M_y por lo que se procederá usando la ecuación 2.22 mientras que se tienen, además unas:

$$\tau_{Qx} = Q_x / l * s \quad (2.24)$$

$$\tau_{Mz} = M_z / 0.5 * l * s^2 \quad (2.25)$$

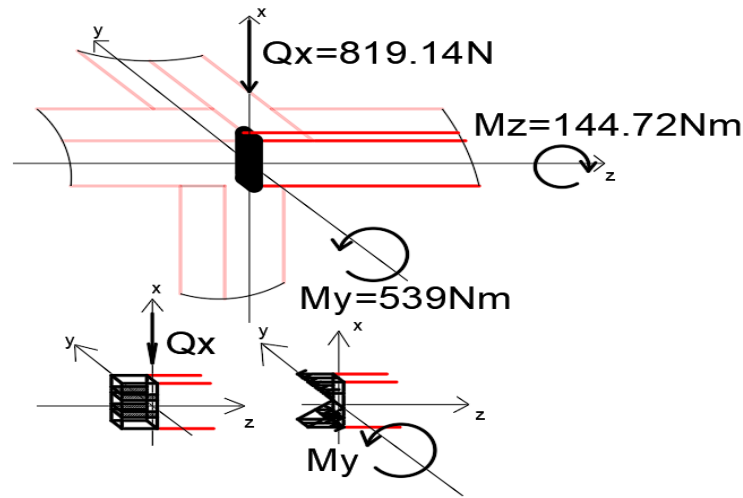


Fig. 2.20 Tensiones sobre el cordón 2. Fuente: elaboración propia.

Si solo actúan fuerzas que provocan tensiones tangenciales entonces los puntos más críticos son la parte central de los lados más anchos de la plancha, en los que actúa la máxima tensión producto del momento alrededor del eje Z y la resistencia se verifica por la ecuación:

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_{Qx}^2 + \tau_{Mz}^2} \quad (2.26)$$

Como actúan simultáneamente cargas que producen tensiones tangenciales y normales entonces los puntos más críticos serán las esquinas del cordón, donde actúan las tensiones normales máximas y se determinará la tensión equivalente en dichos puntos por la teoría de Von Mises y la resistencia se verificará por la ecuación 2.27 comprobando así el factor de seguridad del cordón. Vale resaltar que no se toma en cuenta la tensión que provoca torsión debido a que son vigas angulares.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\tau_{Qeq}^2 + \sigma_{max}^2} \leq [\sigma]'_c / \eta_s \quad (2.27)$$

$$\eta_s = 79.81$$

- Cordón 3

Para comprobar este cordón se procede usando las ecuaciones 2.21 y 2.24 conociendo que las tensiones de Q_y y Q_x se calculan de igual forma y con la 2.27, se obtiene un factor de seguridad de 81.74.

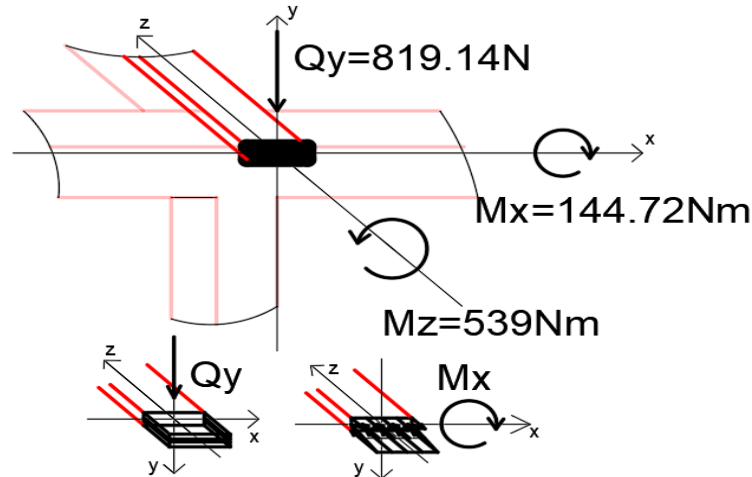


Fig. 2.21 Tensiones sobre el cordón 3. Fuente: elaboración propia.

- Cordón 4

Para comprobar este cordón se procede usando en orden las ecuaciones 2.21, 2.24 y 2.27 y se obtiene un factor de seguridad de 21.97.

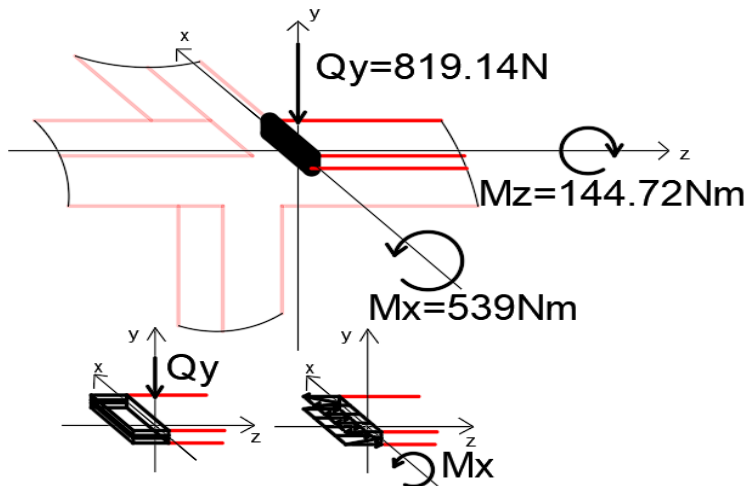


Fig. 2.22 Tensiones sobre el cordón 4. Fuente: elaboración propia.

2.6 Comprobación a la flexión de la viga soporte del cilindro.

Con una sección que se muestra en la figura 2.23, el efecto de la fuerza del cilindro de compactación se calcula con las ecuaciones 2.28 y 2.29 y se obtienen los resultados que muestra la figura 2.24.

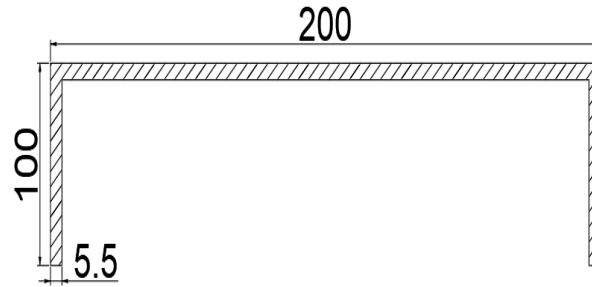


Fig. 2.23 Sección transversal de la viga soporte del cilindro hidráulico. Fuente: Elaboración propia.

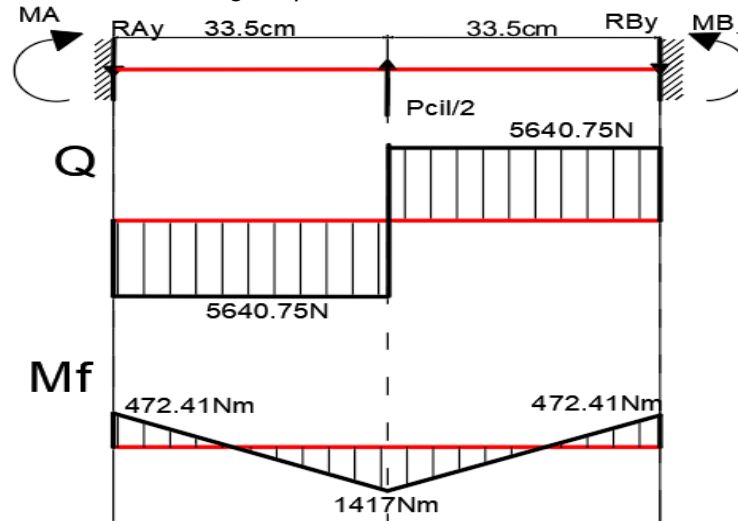


Fig. 2.24 Diagrama de cortante y momentos resultantes. Fuente: Elaboración propia.

$$Rb = Ra = P_{cil} / 2 \quad (2.28)$$

$$Rb = Ra = 5640.75 \text{ N}$$

$$M_{A-B} = P_{cil} / 8 * 33.5 \text{ cm} \quad (2.29)$$

$$M_{A-B} = 472.41 \text{ Nm}$$

La fuerza aplicada sobre esta viga se sitúa en el centro del alma por lo que no hay torsión involucrada en el proceso. La ecuación 2.15 vuelve a ser suficiente para comprobar esta. Se comprueba que la viga tiene un factor de seguridad superior a 15 con su $W_x = 130 \text{ cm}^3$.

2.7 Comprobación de soldaduras de la viga soporte del cilindro.

La viga soporte para el cilindro esta soldada a tope con un cordón superior y a solape con dos cordones laterales en ambos extremos (figura 2.25). Igual que con la comprobación de la unión del lateral se procederá a calcular el cateto superior.

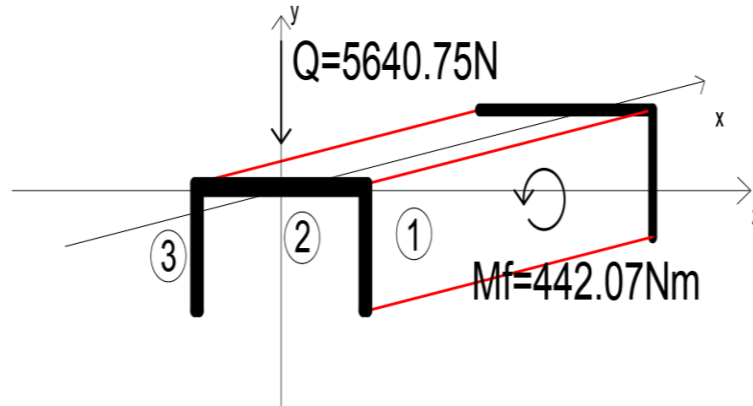


Fig. 2.25 Tensiones sobre la unión soldada. Fuente: elaboración propia.

- Cordón 2.

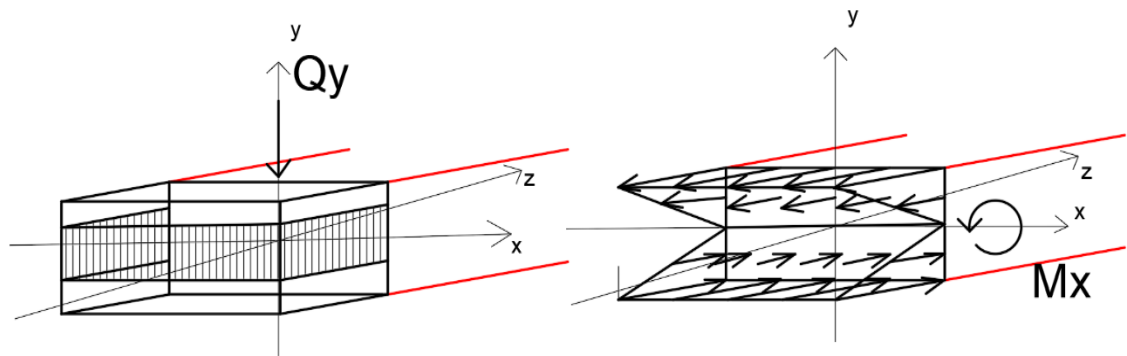


Fig. 2.26 Tensiones sobre el cordón 4. Fuente: elaboración propia.

Las ecuaciones 2.21 y 2.24 se aplican para el Q_y y el M_x que están presentes respectivamente. Así se comprueba que ante la combinación de tensiones la unión posee un factor de seguridad de 49.85.

- Cordones 1 y 3

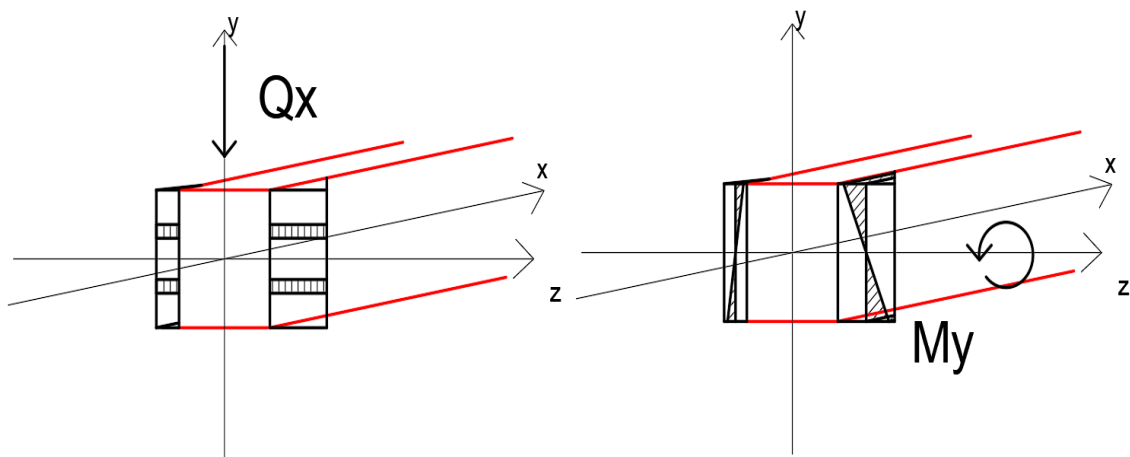


Fig. 2.27 Tensiones sobre los cordones 1 y 3. Fuente: elaboración propia.

La sección transversal de un cordón de soldadura a solape es un triángulo rectángulo que debe ser elaborado con catetos iguales. La garganta del cordón o sección media del triángulo, que posee una longitud de 0.707 veces un cateto(c), es la que está sometida a mayores tensiones y estas se manifiestan de forma tangencial (figura 2.28). El cálculo de soldaduras a solape se basa entonces en la comprobación del cateto mínimo posible que soporte las tensiones tangenciales provocadas por cargas externas.

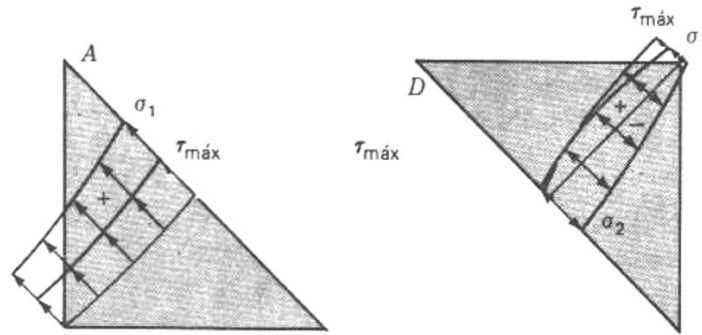


Fig. 2.28 Tensiones tangenciales sobre un cateto de soldadura a solape. Fuente: Folleto EM.

Se procede a calcular las soldaduras a solape partiendo de un sistema general de cargas que permite calcular las tensiones tangenciales que aparecen. Para el caso de los cordones en cuestión aparecen tensiones por la acción de las cargas Q_x de 1880.25 N y un M_y de 147.35 N. Así se procede a comprobar los catetos mínimos de la soldadura a realizar.

$$\tau_{My} = \frac{Q_x}{1} \cdot \frac{1}{6} \cdot 0.707 \cdot c \cdot l^2 \quad (2.30)$$

$$\tau_{Qx} = \frac{Q_x}{2} \cdot 0.707 \cdot c \cdot l \quad (2.31)$$

Al afectar la soldadura en planos diferentes se calcula una tensión equivalente para tener una resultante por la acción de ambas fuerzas y se despeja c.

$$\tau_{eq} = \sqrt{\tau_{My}^2 + \tau_{Qx}^2} \leq [\tau]'_c \quad (2.32)$$

$$c = \frac{Q_x}{2 \cdot 0.707 \cdot c \cdot l} \quad (2.33)$$

Finalmente se tiene que el cateto de soldadura de los cordones en cuestión debe ser de más de 2 mm.

2.8 Compactador y molde.

Para el proceso de compactación del hormigón se usará un cilindro de doble efecto de los que se fabrican en la Empresa Oleohidráulica con un diámetro de camisa de 40 mm el que, estimando una presión nominal de 120 Pa, ejerce una fuerza de unos

11282 N aproximadamente. Con el compactador prediseñado (figura 2.29) se procede a calcular los elementos que lo componen a estabilidad (compresión) o a flexión, según sea necesario.

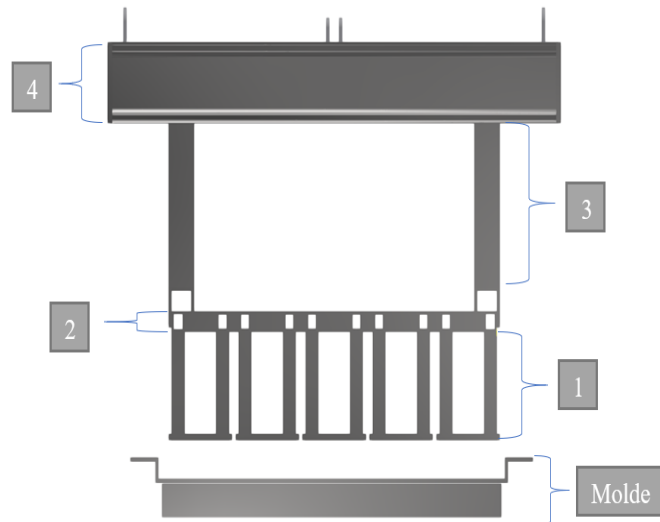


Fig. 2.29 Vista frontal del compactador. Fuente: Elaboración propia.

2.8.1 Comprobación de estabilidad.

Se entiende por estabilidad la propiedad del sistema de mantener su estado durante las acciones exteriores. Si el sistema no tiene esta propiedad se dice que es inestable. En la misma medida se puede afirmar que su estado es inestable. En las condiciones reales siempre existen causas que pueden conducir a la perturbación del estado original de equilibrio. Es decir, que siempre se realiza la posibilidad del paso del sistema inestable a un nuevo estado. En este caso se dice que tiene lugar la pérdida de estabilidad (figura 2.30). Al perder la estabilidad, el sistema se puede comportar de diversas formas. Generalmente, tiene lugar el paso a un nuevo estado de equilibrio, lo que, en la mayoría de los casos, va acompañado de grandes deformaciones, de deformaciones plásticas o de una rotura completa.

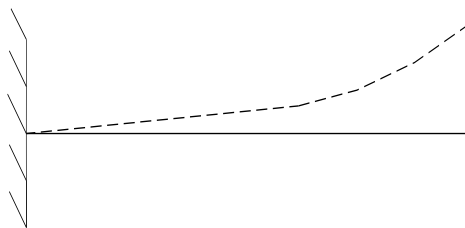


Fig. 2.30 Esquema de análisis de la viga a la estabilidad. Fuente: Elaboración propia

- **Elemento 1**

El elemento 1 lo componen 70 vigas canal de acero Ct-3 con una longitud de 250 mm. Su sección posee un área de 7 cm² y un I_{min} de 11 cm⁴ y su disposición genera ½ de semiondas ($\gamma=2$). El cálculo de comprobación de estabilidad comienza por la obtención de la razón de esbeltez mediante la ecuación 2.34.

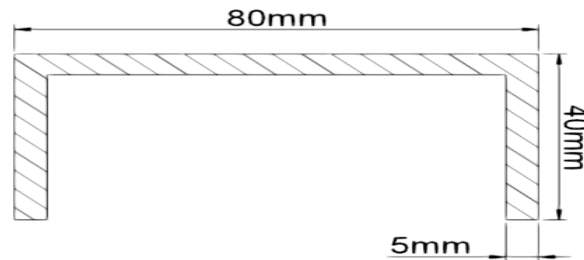


Fig. 2.31 Sección transversal del elemento 1. Fuente: Elaboración propia.

$$\lambda = \frac{\gamma * l}{i_{min}} \quad (2.34)$$

Donde:

$$i_{min} = \sqrt{I_{min}/A} \quad (2.35)$$

Obteniendo que la razón de Esbeltez es 39.8.

Existen diversas formas de calcular la carga crítica de un elemento, esto depende de los valores de la razón de esbeltez, por ejemplo:

- Cuando $\lambda < 40$, se encuentra en la zona denominada, Miembros Cortos, la barra se puede calcular por resistencia sin tener peligro al pandeo
- Cuando $\lambda < \lambda_{lim}$, se encuentra en la zona denominada, Miembros Intermedios.
- Cuando $\lambda > \lambda_{lim}$, se encuentra en la zona denominada, Miembro Esbelto.

Para aceros al carbono se compara con $\lambda_{lim} \approx 100$. El resultado obtenido sitúa la viga en la zona de Miembros Cortos los que poseen una tensión crítica que se obtiene mediante la ecuación 2.36 donde, para el acero utilizado, los coeficientes a y b tienen valores de 304110KN/m² y 1118.34KN/m² respectivamente.

$$\sigma_{Crit} = a - b * \lambda \quad (2.36)$$

Obteniéndose que la tensión crítica es de 259592.84KN/m² se procede a comprobar el factor de seguridad, que debe ser mayor a 1.5, por la ecuación 2.37, donde la P_{Crit} es el producto de esta tensión y el área de la sección.

Finalmente se obtiene un factor de seguridad $\eta_s = 16.22$

$$P_{aplicada} \geq P_{crit}/\eta_s \quad (2.37)$$

- **Elemento 3.**

El elemento 3 lo componen 2 vigas canal de acero Ct-3 con una longitud de 370mm. Su sección posee un área de 26.21 cm² y un I_{min} de 263 cm⁴ y su disposición genera ½ de semiondas ($\gamma=2$).

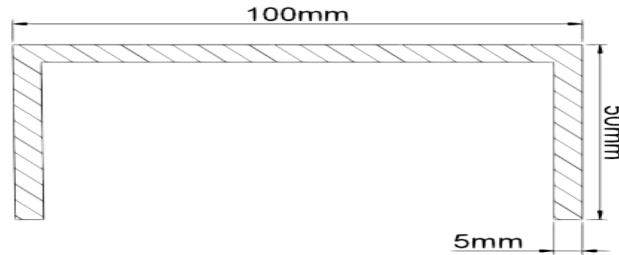


Fig. 2.32 Sección transversal del Elemento 3. Fuente: Elaboración propia.

Haciendo uso de la ecuación 2.34 se obtiene una razón de esbeltez de 23.36 situándolo en los miembros cortos. Con la ecuación 2.36 se obtiene que la sección posee una tensión crítica de 277988.18 N/m² la que, ante la fuerza aplicada, soporta con un factor de seguridad $\eta_s = 49$ según la ecuación 2.37.

2.8.2 Cálculos de resistencia a la flexión.

Para los cálculos de resistencia a la flexión se utilizará la ecuación de Navier (ecuación 2.15).

- **Elemento 2.**

El elemento 2 lo constituye una plancha de acero de 30 mm de espesor. Su principal función es servirle de apoyo y sujeción a las vigas denominadas como elemento 1. Recordando que son en total 70 de estos elementos distribuidos por toda la superficie hacen función de apoyos móviles. Se genera flexión en toda la superficie, pero como la distribución no es uniforme vista desde el frontal que desde el lateral se calculan ambos casos.

- **Frontal**

Desde una vista frontal se observan 10 elementos por lo que se tienen 10 reacciones que constituyen la fuerza de compactación distribuida entre las 70 piezas del elemento 1. Se plantea como el sistema hiperestático que se observa en la figura 2.33 a). Como es una plancha se hace necesario tener en cuenta la profundidad lo que indica que estos apoyos en realidad son 10 filas de 7 elementos, dato a

considerar al analizar las fuerzas. Aplicando el método de las fuerzas para sistemas hiperestáticos y, además, al tratarse de una plancha con cargas simétricas, se plantea un sistema de ecuaciones canónicas de dos incógnitas para dos ecuaciones a partir del análisis que muestra la figura 2.32 b) donde se plantea el sistema equivalente.

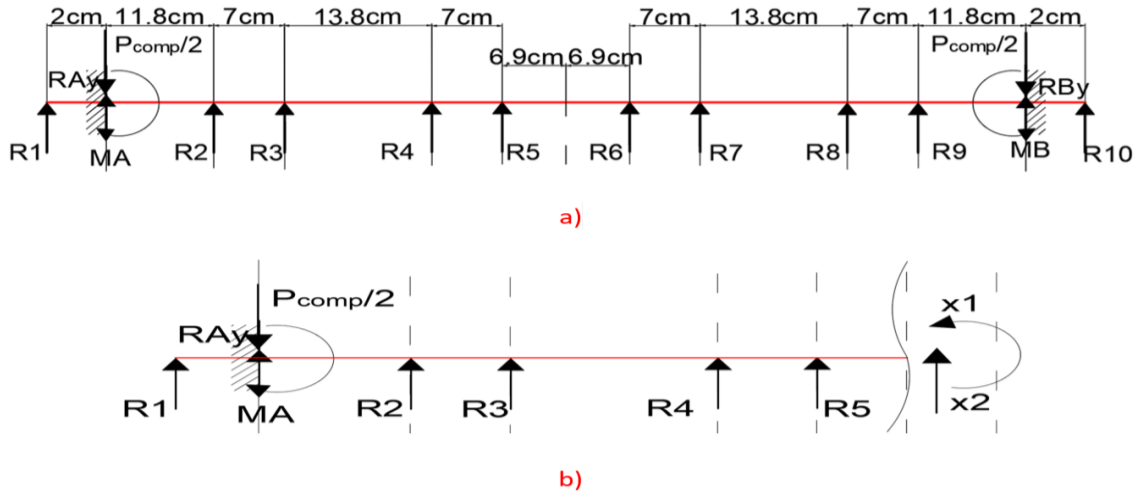


Fig. 2.33 Sistema base a) y equivalente b). Fuente: Elaboración propia.

Luego se plantean los diagramas de fuerzas unitarias y el de las fuerzas externas. De esta forma se calculan los coeficientes de Vereschaguin y despejando las ecuaciones 2.38 y 2.39 se obtienen los valores de x_1 y x_2 para luego obtener el diagrama de momentos resultante que se muestra en la figura 2.34.

$$\delta_{11} * x_1 + \delta_{12} * x_2 = \delta_{1P} \quad (2.38)$$

$$\delta_{21} * x_1 + \delta_{22} * x_2 = \delta_{2P} \quad (2.39)$$

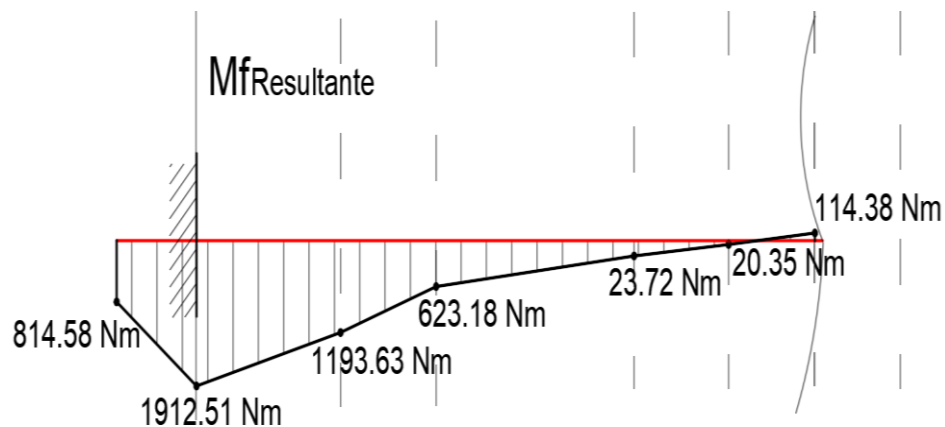


Fig. 2.34 Diagrama de momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, haciendo uso de la ecuación de Navier se comprueba que el momento máximo de 1912.51 Nm provoca que la plancha tenga un factor de seguridad de 15.67.

○ **Lateral**

Desde una vista lateral se observan 7 elementos por lo que se tienen 7 reacciones que constituyen la fuerza de compactación distribuida entre las 70 piezas del elemento 1. Se plantea como el sistema hiperestático que se observa en la figura 2.35 a). Como es una plancha se hace necesario tener en cuenta la profundidad lo que indica que estos apoyos en realidad son 7 filas de 10 elementos, dato a considerar al analizar las fuerzas. Aplicando el método de las fuerzas para sistemas hiperestáticos y, además, al tratarse de una plancha con cargas simétricas, se plantea un sistema de ecuaciones canónicas de dos incógnitas para dos ecuaciones a partir del análisis que muestra la figura 2.35 b) donde se plantea el sistema base y equivalente.

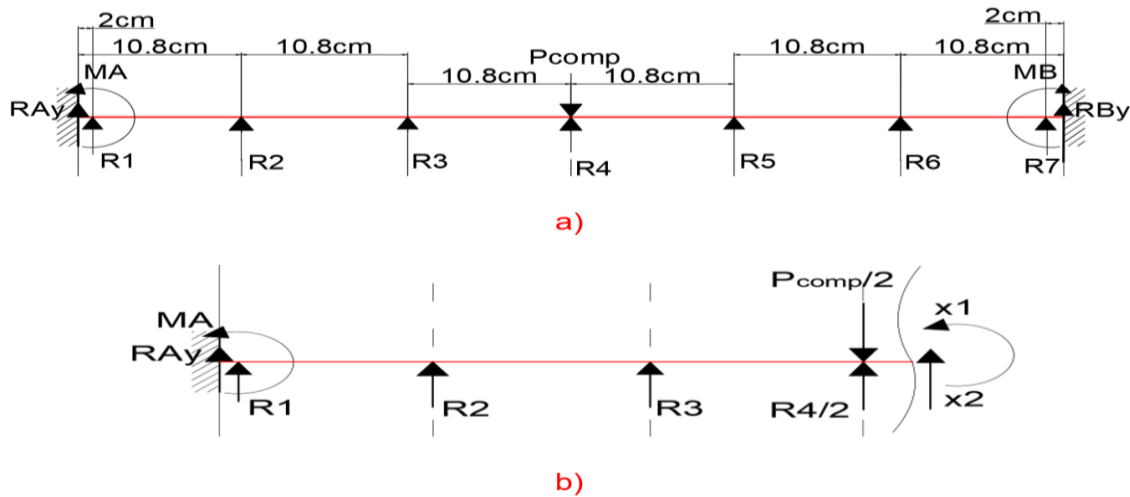


Fig. 2.35 Sistema base a) y equivalente b). Fuente: Elaboración propia.

$$\delta_{11} * x_1 + \delta_{12} * x_2 = \delta_{1P} \quad (2.38)$$

$$\delta_{21} * x_1 + \delta_{22} * x_2 = \delta_{2P} \quad (2.39)$$

Luego se plantean los diagramas de fuerzas unitarias y el de las fuerzas externas para calcular los coeficientes de Vereschaguin y, despejando las ecuaciones 2.38 y 2.39 se obtienen los valores de x_1 y x_2 para luego obtener el diagrama de momentos resultante que muestra la figura 2.36.

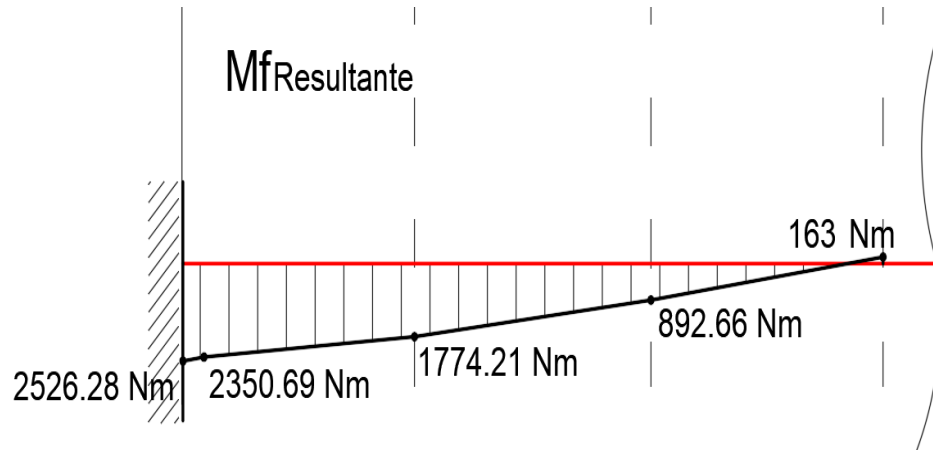


Fig. 2.36 Diagrama de momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

Haciendo uso de la ecuación de Navier se comprueba que el momento máximo de 2450 Nm provoca que la plancha tenga un factor de seguridad de 8.17.

Ante valores tan elevados de factores de seguridad se considera innecesario comprobar los desplazamientos de la plancha en cada punto de apoyo pues se prevé que sean valores pequeños que no afectaran el proceso de compactación del hormigón.

- **Elemento 4 (Viga I Perfil No. 16)**

La viga se puede representar mediante un sistema hiperestático para obtener el diagrama de momentos (figura 2.38).

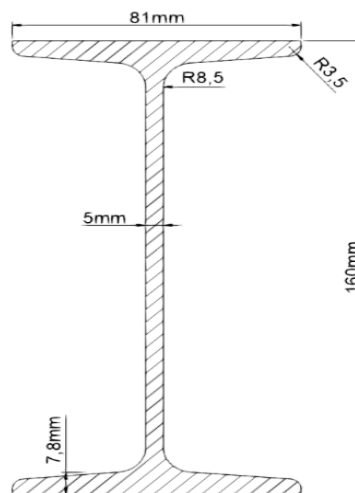


Fig. 2.37 Sección transversal de la viga I. Fuente: Elaboración propia.

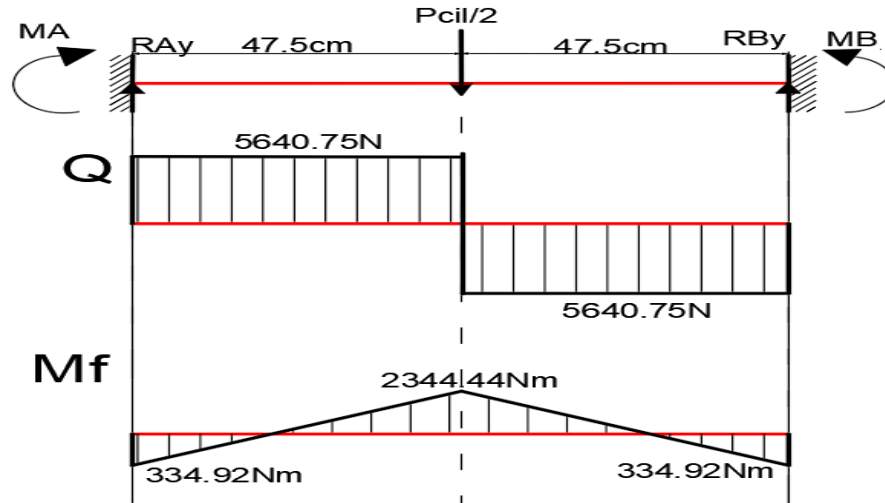


Fig. 2.38 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

$$Rb = Ra = \frac{P_{cil}}{2} \quad (2.40)$$

$$Rb = Ra = 5640.75 \text{ N}$$

$$M_{A-B} = \frac{P_{cil}}{8} * 47.5 \text{ cm} \quad (2.41)$$

$$M_{A-B} = 334.92 \text{ Nm}$$

La fuerza aplicada sobre esta viga se sitúa en el centro del ala superior (coincide con el alma) por lo que no hay torsión involucrada en el proceso. Con un $W_x = 551.35$ se procede con las ecuaciones 2.40, 2.41 y se comprueba por la 2.15 que la viga posee un alto factor de seguridad.

2.8.3 Cálculos de comprobación del molde.

Para la construcción del Molde se utilizarán planchas de espesor 10 mm ya que, para el área disponible, la mejor distribución encontrada para colocar la mayor cantidad posible de adcretos así lo determina. Debido a que el hormigón es un agente abrasivo sería prudente seleccionar un acero de mayor dureza superficial. Algunos fabricantes plantean que se deben superar los 50HRC. Para el molde en cuestión se decide utilizar planchas de acero 45 o equivalente que deberá ser tratado térmicamente con temple ya que alcanza estos valores de dureza y una resistencia mínima a la rotura de 60 Kg/mm² según el distribuidor AUSA Special Steels. (AUSA, 2020)

La presión ejercida por el compactador sobre el hormigón depositado en el molde genera una fuerza sobre las paredes de este teniendo en cuenta el coeficiente de

Poisson para el cemento de 0.18. Esta fuerza se distribuye a partes iguales en las 4 direcciones por lo que una contrarresta la otra excepto en las paredes exteriores las que se comprobarán.

Esta fuerza genera principalmente momentos sobre las superficies. Al tener laterales de diferente longitud una misma fuerza generara momentos diferentes. El lado de mayor longitud tendrá mayores momentos, y es en este dónde se comprueba la flexión, pero al ser un molde soldado se calculan en ambas paredes para luego comprobar el cordón de soldadura que las une.

$$P_{molde} = \frac{P_{cil(sobre\ 1\ elemento)}}{A_{1elemento}} = \frac{P_{cil}/35}{9.8cm * 19.8cm} \quad (2.42)$$

$$P_{molde} = 16611.45N/m^2 \quad (2.43)$$

$$P_{placas} = P_{molde} * \mu \quad (2.44)$$

$$P_{placas} = 2990.06N/m^2 \quad (2.45)$$

$$q = P_{placas} * h \quad (2.46)$$

$$q = 239.2\ N/m$$

- **Lado 198mm**

Haciendo uso de las ecuaciones 2.47 a 2.49 se obtiene el efecto de la presión sobre las paredes que se observa en la figura 2.39.

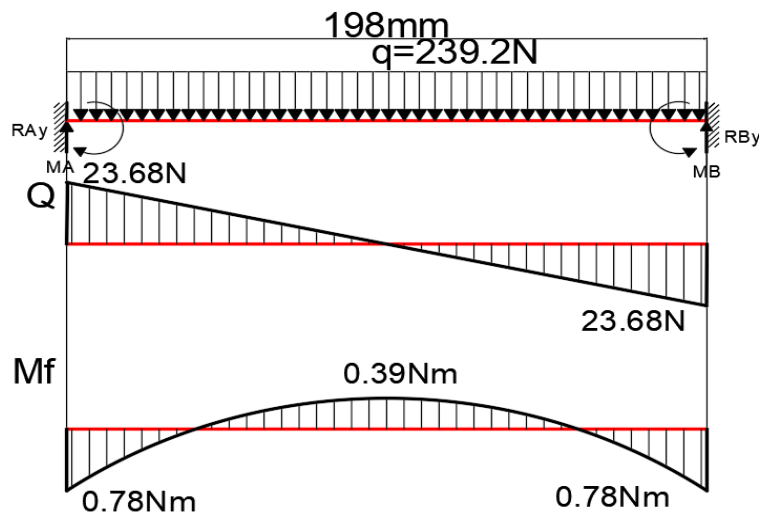


Fig. 2.39 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

$$R_a = q * l/2 \quad (2.47)$$

$$R_a = 23.68\text{ N}$$

$$Mf_{\text{centro}} = q * l^2 / 24 \quad (2.48)$$

$$Mf_{\text{centro}} = 0.39 \text{ Nm}$$

$$Mf_{\text{max}} = q * l^2 / 12 \quad (2.49)$$

$$Mf_{\text{max}} = 0.78 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación de Navier se puede comprobar el factor de seguridad de la plancha con su W_x de 10.66 cm^3 . Es tan pequeño este de valor de tensión ante un acero de alta resistencia que se asegura un elevadísimo valor de este parámetro.

- **Lado 98mm**

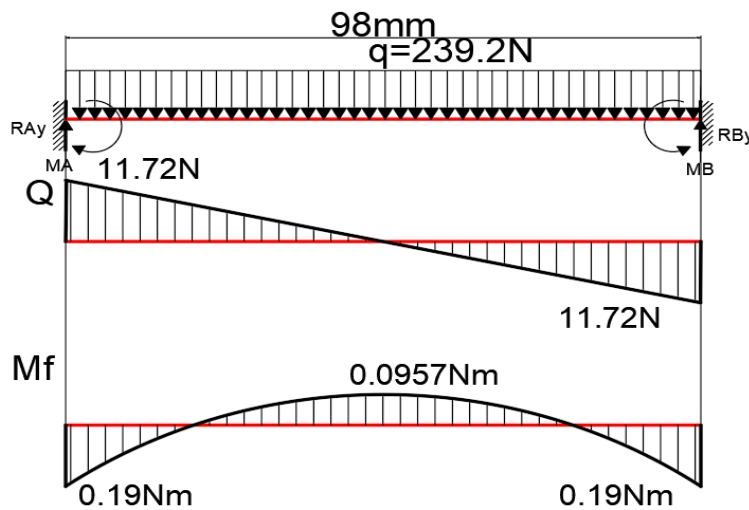


Fig. 2.40 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

El diagrama mostrado en la figura 2.40 muestra los resultados de cortantes y momentos sobre este lado, calculado por las ecuaciones 2.47 a 2.49, obteniéndose pequeños valores de tensión los que serán soportados por el material con alto factor de seguridad.

Las planchas del molde se sueldan a solape como muestra la figura 2.41 por lo que se comprueba el cateto mínimo admisible ante la carga presente. Como se puede apreciar el efecto de la carga distribuida por las dos superficies genera momentos con cortantes en ambas por lo que el cordón estará doblemente cargado.

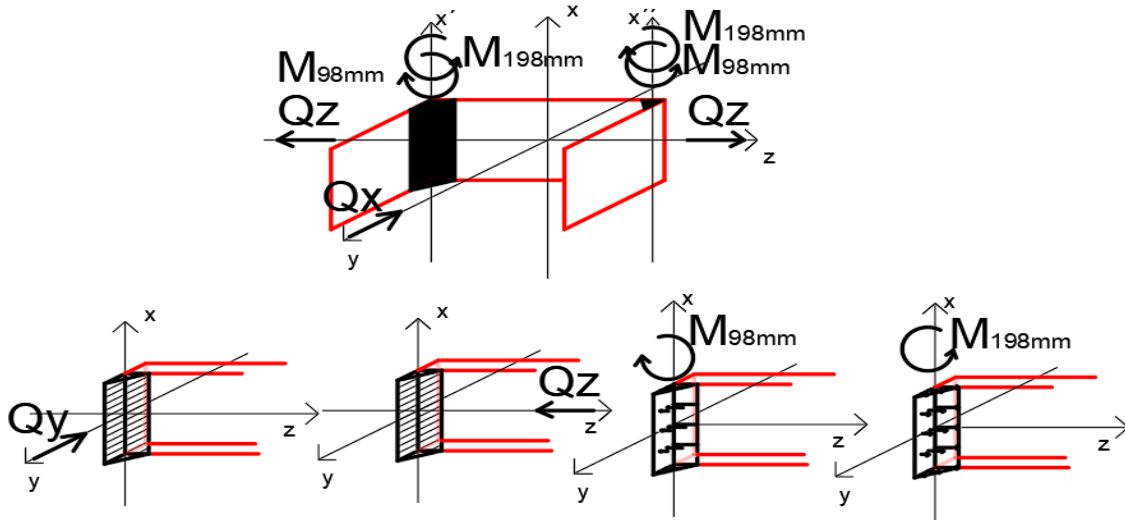


Fig. 2.41 Tensiones sobre la soldadura unión de planchas del molde. Fuente: Elaboración propia.

Despejando el cateto de soldadura resultante de la aplicación de las ecuaciones 2.50, 2.51 y 2.32 se concluye que su valor debe ser mayor de 1 mm.

$$\tau_{Mx} = Q_x / 0.707 * c * l * s \quad (2.50)$$

$$\tau_{Qx} = Q_x / 2 * 0.707 * c * l \quad (2.51)$$

2.9 Selección del vibrador mecánico.

El catálogo usado para la selección del vibrador a utilizar es el Vibradores Industriales (FEMA, 2020). Se comienza la selección atendiendo a la disposición del motor al molde donde la compactación debe realizarse con una lineal y en un rango de 3600 a 6000 revoluciones por minuto. Para este rango la amplitud cero-pico debe oscilar entre los 0.3 y 0.6 mm. Luego se aplica la ecuación 2.52 con toda la gama estándar, que será suficiente ya que no hay ninguna condición que implique seleccionar otra, para ver cuál vibrador da un resultado de amplitud en el rango antes dicho.

$$e = 5 * n * W_m / n * M_{motor} + M_{VM} \quad (2.52)$$

En esta gama hay más de 10 tipos de vibradores por lo que se usa el programa Microsoft Excel para resolver el cálculo. Para una M_{VM} (peso de la maquina vibrante) de 145 Kg y 2 motores que se colocaran a ambos lados del molde se obtiene que los modelos MVE 400, 500, 700 y 800 entregan una amplitud en el rango deseado. Finalmente es mejor seleccionar el MVE 500/36 ya que los demás se encuentran muy cercanos a los límites del rango de amplitud.

2.10 Tolva.

La tova se diseña con dimensiones que permitan cargar la máxima cantidad de hormigón teniendo en cuenta el volumen de material a usar en un ciclo. De esta manera se garantiza que de un solo llenado la maquina pueda realizar una mayor cantidad de ciclos aumentando la productividad del proceso. Debido a la disposición de las vigas de la estructura sería mejor hacerla de forma rectangular usando planchas de acero de 6 mm de espesor soldadas en los extremos. La deposición del material hacia el carro ocurre teniendo en cuenta el Talud para el hormigón por lo que la plancha trasera tendrá cierta inclinación. La figura 2.42 muestra la tolva propuesta en color gris y su balancín de apertura en la parte inferior en negro.

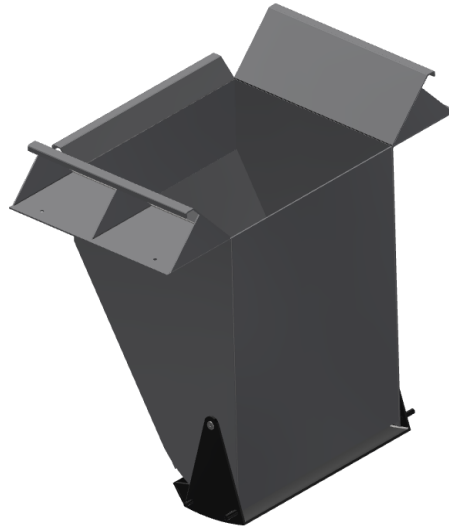


Fig. 2.42 Propuesta de tolva para la máquina. Fuente: Elaboración propia.

2.10.1 Selección del Talud de la tolva.

Cuando una carga a granel se deja caer libremente formando una pila sobre una superficie horizontal, la superficie lateral se distribuye formando un ángulo Φ con la horizontal (figura 2.43). Este ángulo se denomina ángulo de talud y depende de la movilidad entre las partículas. Esta movilidad mutua depende de las fuerzas de cohesión y del coeficiente de fricción. Según el estado del material (humedad, temperatura, compresión) y de su granulometría, este tendrá distinto ángulo de reposo.

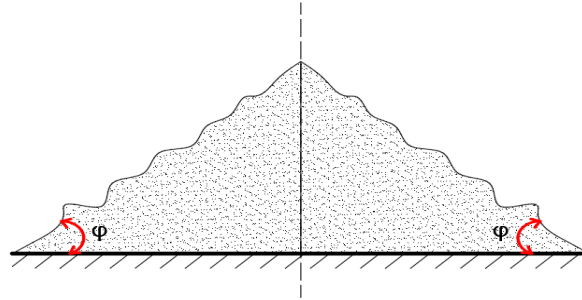


Fig. 2.43 Ángulo de reposo estático ϕ . Fuente: Elaboración propia.

Para proyectar máquinas transportadoras y equipos auxiliares es necesario conocer también la magnitud del coeficiente de fricción del material sobre la superficie. Maquinas de transporte continuo. Estas magnitudes condicionan el ángulo de inclinación de las paredes de la tolva. El hormigón presenta un talud de reposo de 30° y un coeficiente de fricción con el acero de 0.55. Con estas consideraciones se decide que la plancha posterior tenga una inclinación de 58° respecto a la horizontal.

2.10.2. Comprobación de resistencia de las planchas.

El peso del hormigón contenido en la tolva ejerce fuerza que genera flexión sobre sus paredes que será necesario comprobar mediante la ecuación de Navier. El espacio de llenado posee un volumen de aproximadamente 0.656 m^3 que, afectado por el peso específico del hormigón de 2200 a 2400 Kg/m^3 , implica que el peso del material sea de 15.44 KN.

Como se comprobó con antelación la tolva no tiene una superficie uniforme debido a que cuenta con un lado con cierta inclinación. Esto genera que las tensiones no se distribuyan de manera igual sobre todas las caras. De igual forma que se obtuvo la carga distribuida sobre las paredes del molde se procede en el caso de la tolva, pero se ira desde arriba hacia abajo, bajando 10 cm cada vez, ya que se trata del efecto del peso del hormigón contenido en las secciones según varía la altura y así elaborar un modelo de cálculo más acertado (figura 2.44). Haciendo uso del programa Microsoft Excel se fueron afectando las diferentes alturas por dicho peso y el coeficiente de Poisson haciendo uso de las ecuaciones 2.42 a 2.46 (modificadas para este modelo) y se obtuvieron los resultados que se observan en la tabla 2.8.

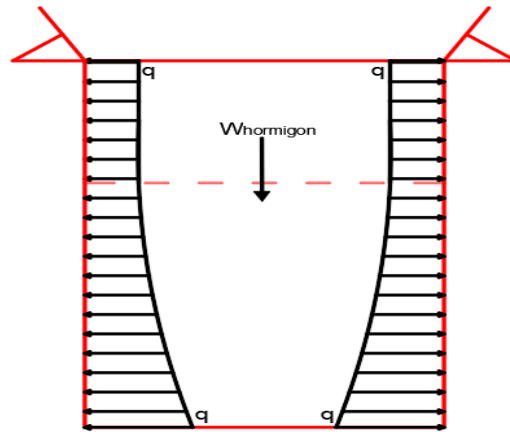


Fig. 2.44 Efecto del peso del hormigón sobre los laterales de la tolva. Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2.8 Fuerza distribuida sobre las secciones de los laterales de la tolva.

H (cm)	107	97	87	77	67	57	47	37	27	17	7
q (N/m)	45.38	84.76	127.14	181.07	277.10	305.94	381.49	470.88	577.60	716.13	627.55

Como se puede apreciar a medida que se pierde en altura aumenta la fuerza sobre las paredes lo que ocurre debido a que, a medida que se baja hay más volumen por encima lo que deriva en más peso. Continuando con la metodología ya usada para el molde se pueden plantear las secciones de 10 cm de los laterales como sistemas hiperestáticos empotrados en los extremos. Aplicando luego las ecuaciones de 2.47 a 2.49 se obtienen los diferentes momentos y cortantes sobre las paredes laterales y sobre las frontal y trasera como muestra la tabla 2.9. Aplicando la ecuación de Navier obtenemos factores de seguridad que demuestran que planchas de 6 mm de espesor soportan la presión resultante del peso del hormigón que contienen.

Tabla 2.9 Factores de seguridad para las planchas de la tolva.

H(cm)	107	97	87	77	67	57	47	37	27	17	7
Q lat (N)	17.56	35.12	52.68	68.67	97.02	97.02	109.09	119.88	129.39	137.54	101.04
Mf lat. (Nm)	2.42	4.84	7.26	8.69	11.31	10.24	10.40	10.36	9.66	8.80	5.52
η_s	422.7	211.3	140.9	107.9	76.5	76.5	67.9	61.9	57.3	53.9	73.3
Q frontal (N)	19.91	39.83	59.74	85.15	130.27	143.81	179.32	221.41	271.44	336.68	294.99
Mf front. (Nm)	3.12	6.24	9.36	13.33	20.40	22.52	28.09	34.68	42.53	52.74	46.21
η_s	372.3	186.2	124.1	87.1	56.9	51.5	41.3	33.5	27.3	22.0	25.1

2.10.3 Comprobación del cateto de soldadura para unión de las planchas.

Como muestra la figura 2.45 las planchas de la tolva se unirán mediante soldaduras a solape en los extremos. Como se puede apreciar el efecto de la carga distribuida por las dos superficies genera momentos con cortantes en ambas por lo que el cordón estará doblemente cargado.

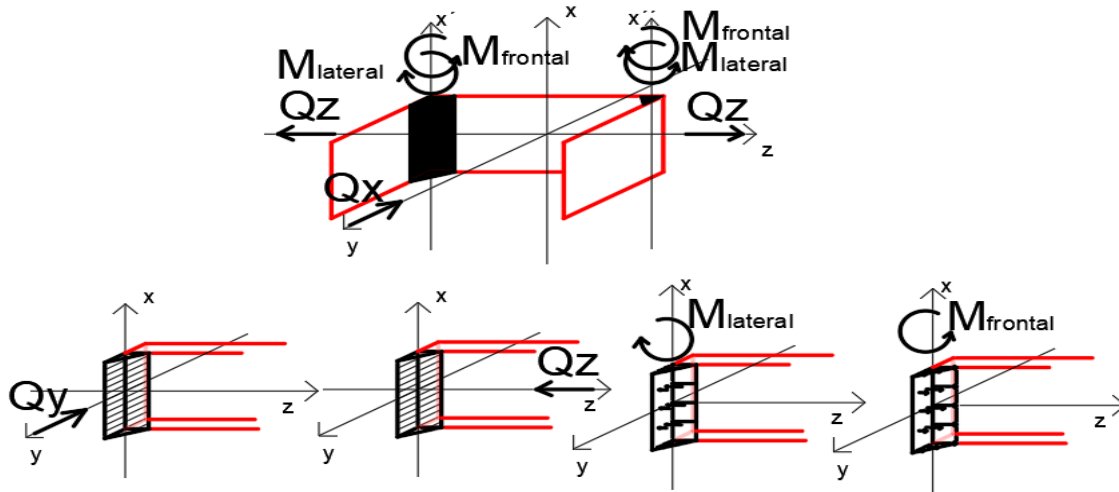


Fig. 2.45 Efecto del peso del hormigón y tensiones sobre la unión. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones 2.50, 2.51 y 2.32 satisfacen la comprobación y concluyen que el valor de c debe ser mayor de 1 mm, justo donde se encuentra el punto de mayores tensiones.

2.10.4 Comprobación del cateto de soldadura para unión ala y planchas.

Como se aprecia en la figura 2.46 la tolva está sujeta a la estructura por una plancha de 6 mm (ala) que se une de forma perpendicular a los laterales. La unión es realizada mediante soldadura. Se hace necesario comprobar esta soldadura a solape ya que soporta todo el peso de la tolva de aproximadamente 320 Kg más el hormigón con alrededor de 1500 Kg. El efecto de estos pesos sobre la unión se observa en la siguiente figura.

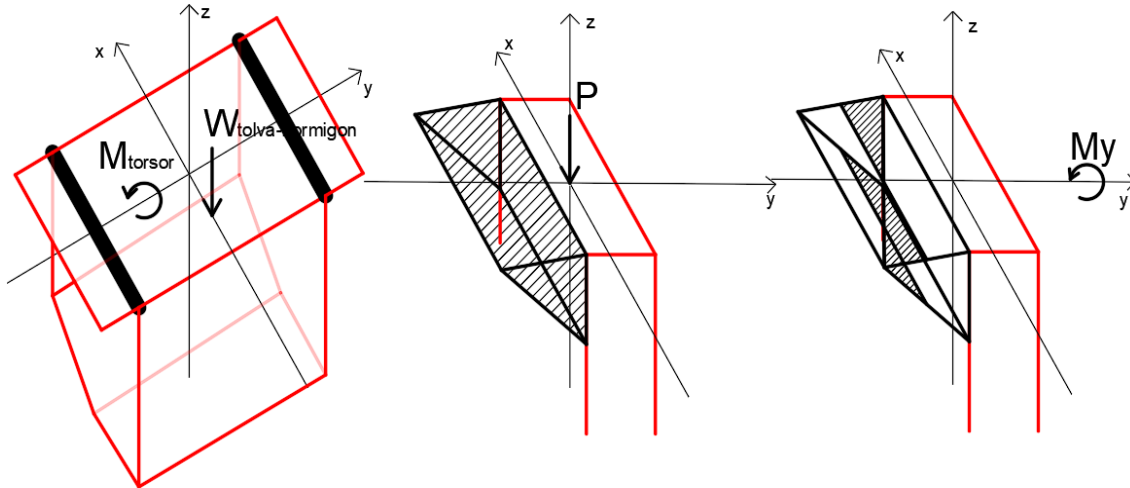


Fig. 2.46 Efecto de las tensiones sobre la unión ala-lateral. Fuente: Elaboración propia.

La forma geométrica de la tolva hace que su centroide se encuentre desplazado hacia el frontal. Al concentrar todo el peso en este punto para simplificar el cálculo se provoca que, en la unión del ala a los laterales aparezca además el efecto de un momento flector. El efecto provocado por ambas fuerzas se observa en la figura 2.44. Las ecuaciones 2.30, 2.53 y 2.32 satisfacen la comprobación y concluyen que el valor de c debe ser mayor de 1 mm.

$$\tau_P = P / 0.707 * c * l \quad (2.53)$$

2.10.5. Comprobación del balancín.

La deposición del hormigón hacia el carro de alimentación se realiza a través de un balancín que se representa en negro en la parte inferior de la figura 2.42. El movimiento del carro es aprovechado para abrirlo y cerrarlo lo que provoca tensiones adicionales a la que ya lo somete el peso del hormigón. Estas tensiones afectan a la soldadura que une los laterales con el fondo del balancín con valores de momentos y cortantes que muestran la figura 2.47 y al pasador que lo sujeta a la tolva y permite su funcionamiento.

Se comprueba entonces el cateto de soldadura y el diámetro del pasador mínimos.

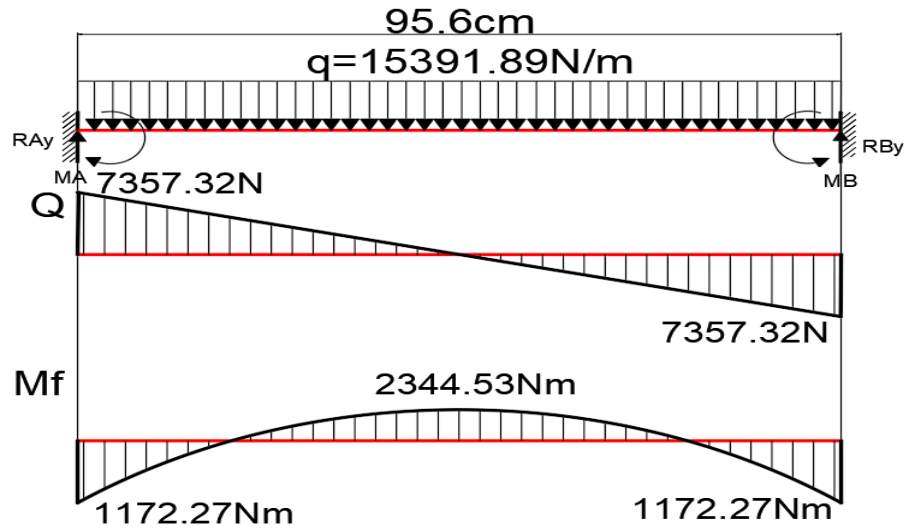


Fig. 2.47 Diagrama de cortante y momento resultante. Fuente: Elaboración propia.

La soldadura que une las planchas es a solape y su efecto se observa en la figura 2.48. Con las ecuaciones 2.53, 2.50 y 2.32 se puede calcular el cateto mínimo admisible. Finalmente se obtiene que debe ser mayor a 2 mm.

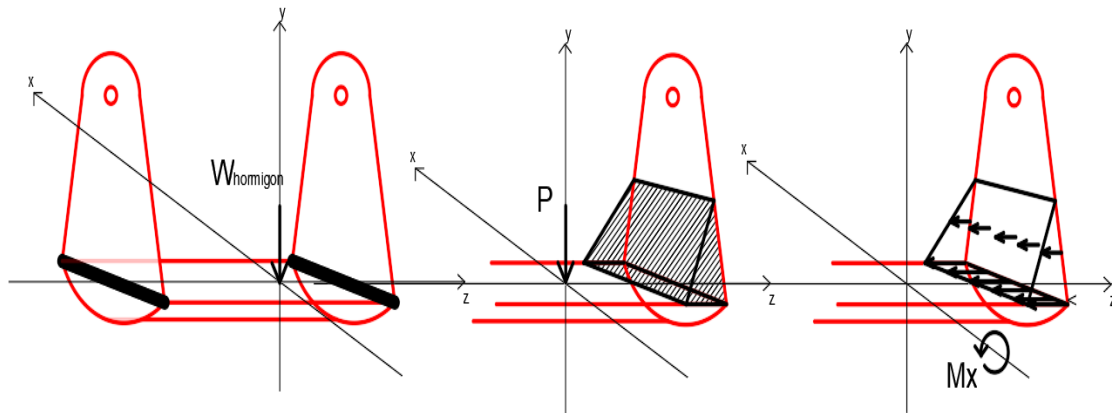


Fig. 2.48 Efecto del peso del hormigón y tensiones sobre la unión. Fuente: Elaboración propia.

El diámetro del pasador se calcula por la condición de su trabajo al cizallamiento. En el caso de cargarse la unión por un esfuerzo transversal P la condición de resistencia será la ecuación 2.54, siendo z el número de pasadores en la ensambladura.

$$P \leq z * \pi * d^2 / 4 * [\tau]_{cort} \quad (2.54)$$

De aquí que se compruebe el diámetro mínimo por la ecuación 2.55. (Dobrovolski, 1970)

$$d \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{P}{z * [\tau]_{cort}}} \quad (2.55)$$

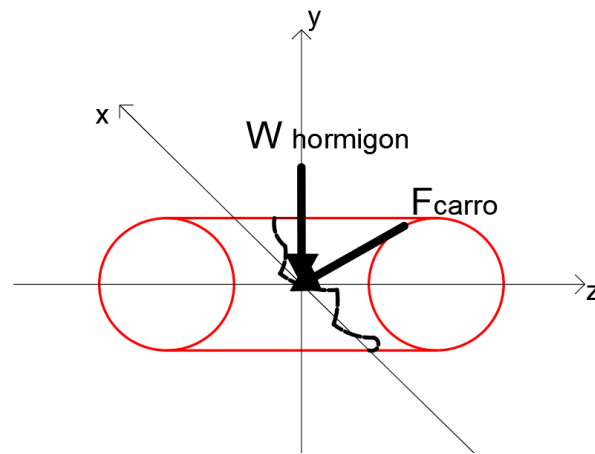


Fig. 2.49 Cizallamiento ante el peso del hormigón y la fuerza de empuje del carro sobre el pasador.
Fuente: Elaboración propia.

La fuerza resultante de la acción del peso del hormigón de 1500 Kgf y el empuje del carro de 225.63 Kgf (calculado en epígrafes posteriores) es de 14943.28 N. Sustituyendo este valor resultante y la tensión admisible del material del pasador (800 Kgf/cm²) en la ecuación 2.55 se obtiene que su diámetro debe ser mayor a 16 mm.

CAPÍTULO 3: CÁLCULO Y SELECCIÓN DE MECANISMOS Y ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE LA MÁQUINA PONEDORA DE ADOCRETOS.

Para llevar a cabo el ciclo productivo de la máquina se propone utilizar un sistema hidráulico ya que posee grandes ventajas como la posibilidad de llevar a cabo todo el proceso con un mismo motor y bomba, además de simplificar y reducir la complejidad de los mecanismos y la cantidad de piezas a usar. Se comienza entonces analizando los mecanismos con el objetivo de tener argumento en cuanto a duración de cada ciclo, fuerzas, presión y flujo necesarios para hacerlos funcionar. Con estos argumentos se podría concluir diseñando los cilindros hidráulicos y haciendo una selección mediante catálogos de los demás elementos para la máquina.

3.1. Mecanismo de alimentación.

3.1.1. Análisis cinemático.

El mecanismo es el encargado de llevar el hormigón desde la tolva hasta el molde. Dos cilindros hidráulicos mueven un sistema de dos bielas que transmiten el movimiento hacia el carro que se desplaza horizontalmente figura 3.1. La disposición de los elementos hace que la velocidad con la que se mueve el cilindro no sea la misma que con la que se moverá el carro. Este efecto hace que sea necesario comprobar la velocidad que desarrolla el carro en todo el recorrido para así comenzar a controlar el tiempo de cada ciclo y que no se vea comprometida la estabilidad de la mezcla en el depósito. En el caso que la velocidad sea muy alta sería necesario disminuir la del pistón o variar las longitudes de las bielas.

La biela primaria comienza su recorrido con un ángulo α de 48° de su perpendicular con respecto al cilindro hidráulico hasta los 0° para luego aumentar hasta 86° a la vez que varía el ángulo de su perpendicular con respecto a la horizontal β de 66° hasta 0° y aumenta a 34° . El análisis de velocidad del sistema se realiza por el método gráfico comenzando por la construcción de un triángulo de velocidades para cada posición variando un grado cada vez figura 3.1 (derecha).

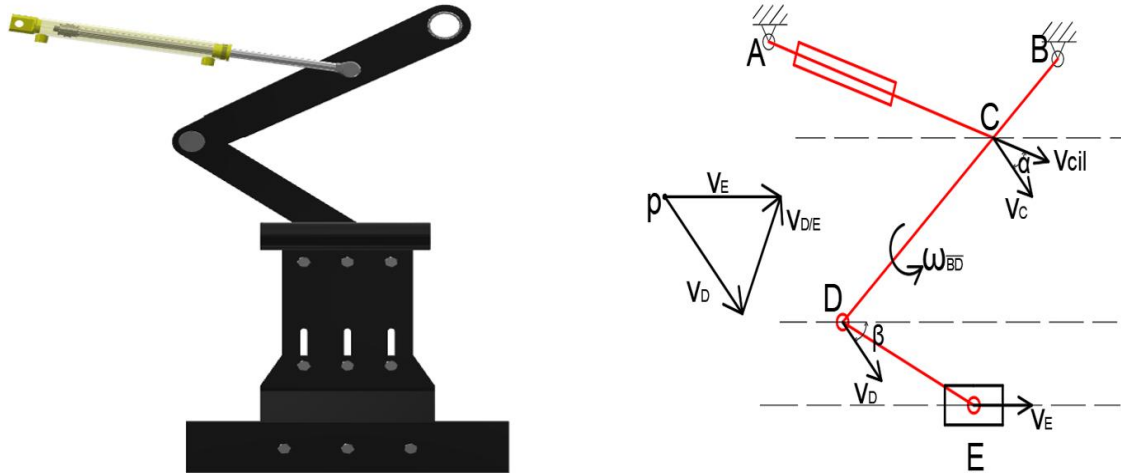


Fig. 3.1 Mecanismo de alimentación (izquierda) y esquema de análisis cinemático (derecha).

Fuente: Elaboración propia.

Se traza una representación de la velocidad (vector v_D), perpendicular a la biela primaria, lo que hace que tenga el mismo ángulo que esta, con una longitud de 40mm. Luego de calcular la v_D mediante las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3 se afecta por la longitud dada al vector para obtener un factor de escala μ_d (ecuación 3.4).

$v_c = v_{cil} * \cos \alpha$	(3.1)
$\omega_{BD} = v_c * \overline{BC}$	(3.2)
$v_D = \omega_{BD} * \overline{BD}$	(3.3)
$\mu_d = v_D * p\overline{D}$	(3.4)
$p\overline{E} = p\overline{D} * \cos \beta$	(3.5)

Luego, la figura es un triángulo rectángulo por lo que el lado pE se puede calcular fácilmente mediante la ecuación 3.5 y, finalmente, se multiplica este valor con el factor de escala y se tiene la velocidad del carro. Los cálculos para cada ángulo de rotación se realizaron en el programa Microsoft Excel tomando una velocidad de cilindro de diseño de 0.1 m/s.

La tabla 3.1 muestra las velocidades resultantes en las posiciones inicial, media, final y la del momento donde mayor es.

Tabla 3.1 Velocidades del carro de alimentación.

	inicio	medio	final	mayor
Velocidad (m/s)	0.067	0.23	0.018	0.24

Como se puede observar la máxima velocidad es de 0.24 m/s, valor que no es demasiado alto por lo que el sistema puede operar con esta disposición de los

elementos que lo conforman, asegurando que la velocidad del cilindro no exceda los 0.1 m/s.

3.1.2. Análisis dinámico.

El cilindro hidráulico tiene que ser diseñado para que entregue una fuerza que venza el rozamiento provocado por el peso del hormigón que se encuentra en el carro y el de la guía con el carro mismo figura 3.2. De igual forma que sucede con las velocidades esta fuerza se ve afectada por el mecanismo de bielas, entonces se comprueba la fuerza mínima necesaria para mover el sistema teniendo en cuenta la variación angular del sistema.

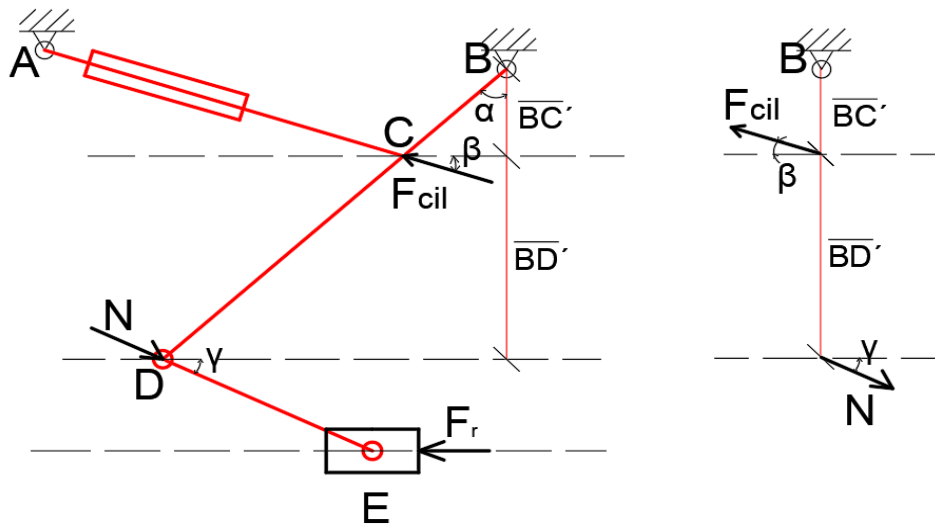


Fig. 3.2 Esquema de análisis dinámico del mecanismo del carro alimentador. Fuente: Elaboración propia.

Las ecuaciones 3.6 a la 3.10 comienzan el cálculo por las fuerzas a vencer en la carrera de ida y en la vuelta. Los coeficientes de rozamiento ζ varían de un material a otro y pueden ser estáticos o dinámicos. Para el caso en estudio se tomarán 0.3 para hormigón-acero y 0.35 para acero inoxidable-acero.

$$W_{horm} = V_{caja} * \zeta_{horm} \quad (3.6)$$

$$F_{rozmt\ horm} = W_{horm} * \zeta_{horm-acero} \quad (3.7)$$

$$F_{rozmt\ caja} = W_{caja} * \zeta_{acero\ inox-acero} \quad (3.8)$$

$$F_{ida} = F_{rozmt\ caja} + F_{rozmt\ horm} \quad (3.9)$$

$$F_{retorno} = F_{rozmt\ caja} \quad (3.10)$$

Luego, con las ecuaciones 3.11 a la 3.14 se tiene el efecto de estas sobre el punto de aplicación del cilindro teniendo en cuenta la variación angular de posiciones de

las bielas y el cilindro y aplicando un despeje de momentos con respecto al punto B.

$$\overline{BC'} = \overline{BC} * \sin \alpha \quad (3.11)$$

$$\overline{BD'} = \overline{BD} * \sin \alpha \quad (3.12)$$

$$N = F_{ida} * \cos \beta \quad (3.13)$$

$$F_{cil} = N * \cos \beta * \overline{BD'} / \overline{BC'} * \cos \gamma \quad (3.14)$$

El sistema de tres elementos en rotación respecto a distintos puntos se simula en el programa Microsoft Excel. Se obtiene que la mayor fuerza necesaria para mover el sistema en la carrera de ida es de 4864.78 N. Para la carrera de retorno hay que tener en cuenta que el diseño de los cilindros de doble efecto hace que la fuerza aplicada en el retorno sea menor. Como muestra la ecuación 3.10 el carro regresa vacío por lo que solo es necesario vencer el rozamiento de su propio peso con las guías. Utilizando las mismas ecuaciones que para la carrera de ida se obtiene que la fuerza del cilindro debe ser de 2601.91 N.

Ante este valor de fuerza sería prudente comprobar la biela primaria ante la flexión por la ecuación de Navier. Se procederá simplificando la barra a un sistema hiperestático (figura 3.3) para calcular así su factor de seguridad cuando el cilindro se encuentra perpendicular a esta, momento en que el elemento recibirá mayor valor de carga. Finalmente, el factor de seguridad es de 5.8.

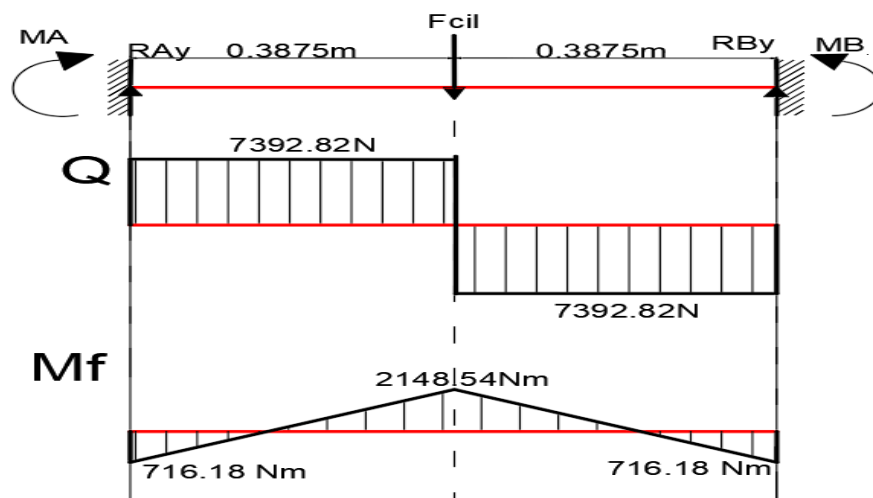


Fig. 3.3 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

3.1.3. Selección de diámetro del pasador bielas cilindro.

Como se aprecia en la figura 3.2 el cilindro de alimentación empuja al mecanismo en el punto C, ejerciendo toda su fuerza sobre un pasador de sección circular cuyas dimensiones se observan en el anexo correspondiente. Si bien es cierto que en las demás uniones entre bielas y biela-carro de alimentación también hay pasadores estos poseen mayor diámetro y se estima que estén sometidos a menores cargas. Será necesario entonces comprobar el diámetro mínimo admisible del pasador del cilindro.

Siguiendo la metodología descrita en la sección 2.5.5. para la comprobación del diámetro de un pasador se procede con la ecuación 2.55. Previendo un fallo en el sistema y para tener una reserva de resistencia, pues estos pasadores son sometidos a desgaste, se calculará con toda la fuerza ejercida por el cilindro. De esta forma se obtiene que ante una fuerza máxima de 1540 Kgf el pasador debe tener un diámetro mayor a 16 mm.

3.1.4. Selección de diámetro de barras guías horizontales.

Como se menciona anteriormente en el epígrafe el carro se desliza por dos guías que serán tubos de acero St 37 (de uso general en la industria) con cromado externo con una σ_f de aproximadamente 350 N/mm² dispuestas de forma horizontal. La longitud de estas es de 1.794 m por lo que pueden flectarse ante la acción del peso del carro alimentador y de la fuerza ejercida por el cilindro a través de las bielas (se realizará el cálculo sin afectar la fuerza por el sistema de bielas y se desprecia el peso propio de la guía). El sistema se calcula por las ecuaciones 3.15 y 3.16.

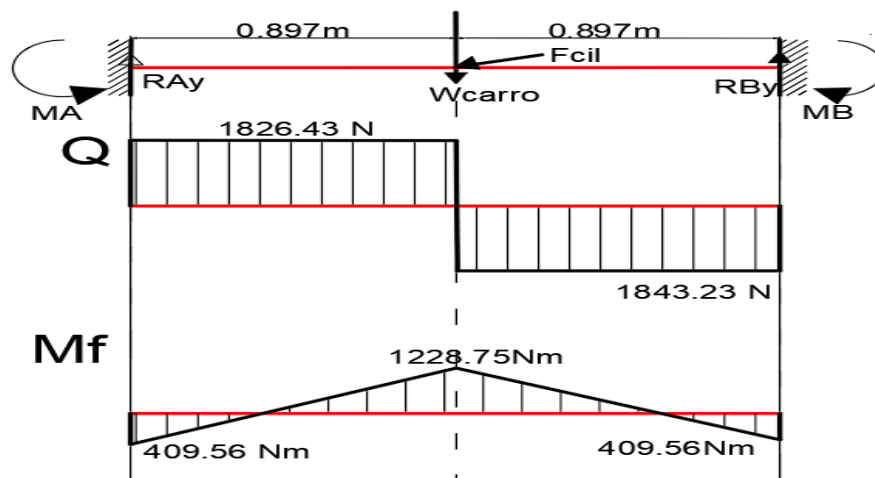


Fig. 3.4 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

Por su disponibilidad se seleccionan tubos de diámetro exterior de 50 mm. Luego de realizado el análisis de cargas (figura 3.4) se comprueba su diámetro interior máximo para que la guía que soporte las cargas a las que es sometida usando un despeje en el W_x para barra redonda hueca en la ecuación de Navier (ecuación 3.17).

$$R_b = R_a = (W_{carro} + F_{cil} * \sin 5^\circ) / 2 \quad (3.15)$$

$$R_b = 1826.43 \text{ N}$$

$$M_{A-B} = (W_{carro} + F_{cil} * \sin 5^\circ) / 8 * 0.897 \text{ m} \quad (3.16)$$

$$M_{A-B} = 409.56 \text{ Nm}$$

$$d_{int-max} \leq \sqrt[4]{d_{ext}^4 - \frac{32 * d_{ext} * M_{f_{max}}}{\pi * \sigma_f}} \quad (3.17)$$

$$d_{int-max} \leq 45.96 \text{ mm.}$$

Se decide entonces utilizar tubos de 50 mm de diámetro exterior y 45 mm en el interior.

3.2. Mecanismo de desmoldeo.

3.2.1. Análisis cinemático.

El mecanismo es el encargado de elevar el molde y dejar en el suelo los adocretos ya fabricados. Dos cilindros hidráulicos mueven un sistema de dos bielas que transmiten el movimiento hacia el molde que se desplaza de forma vertical. La disposición de los elementos genera el mismo efecto que el que ocurre en el mecanismo de alimentación. El esquema de análisis cinemático se aprecia en la figura 3.5 (derecha).

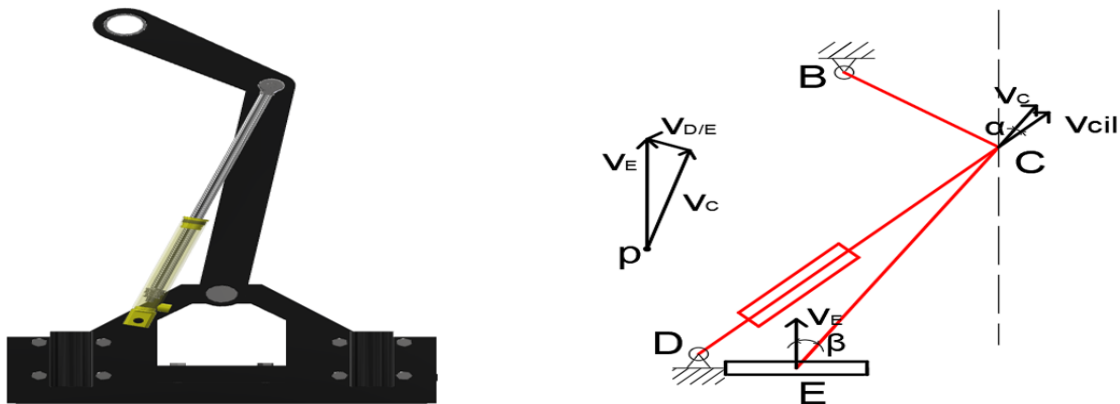


Fig. 3.5 Mecanismo de desmoldeo (izquierda) y esquema de análisis cinemático (derecha). Fuente: Elaboración propia.

El recorrido del molde hacia arriba es corto, donde la biela primaria comienza su recorrido con un ángulo α de 13° de su perpendicular con respecto al cilindro hidráulico hasta los 10° a la vez que varía el ángulo de su perpendicular con respecto a la horizontal β de 14° hasta 12° . Todo el análisis que concluye en la velocidad del molde se realiza por las ecuaciones 3.1 a 3.5. El resultado de 0.24 m/s máximos se encuentra en el rango previsto.

3.2.2. Análisis dinámico.

En el caso de la comprobación de la fuerza necesaria para mover el sistema figura 3.6 se procede con la secuencia de ecuaciones 3.6 a 3.14.

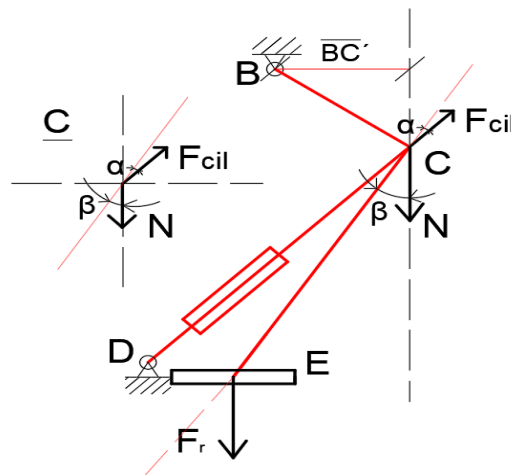


Fig. 3.6 Esquema de análisis cinemático del mecanismo de desmoldeo. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se obtiene que el cilindro hidráulico puede ser de simple efecto ya que debe vencer 5960 N en la carrera de ida, mientras que en el retorno su propio peso vence el rozamiento con las guías con una magnitud de 1950 N.

3.2.3. Selección de diámetro de barras guías verticales.

Las guías verticales sirven su propósito tanto a el sistema en análisis como al mecanismo de compactación. Al estar dispuestas en forma vertical el peso de los elementos de ambos sistemas no tiene efecto sobre estas. Como se describe en la sección posterior la fuerza del compactador va directo al apisonador, así solo la fuerza del cilindro de desmoldeo incide con ángulos desde 15° hasta 32° sobre la barra en cuestión figura 3.7. Se debe tomar en cuenta que se colocaran dos a cada lado para asegurar la estabilidad durante los procesos haciendo que sea la mitad de esta fuerza la que afecte sobre cada una. Siguiendo la misma metodología que

con las guías horizontales (ecuaciones 3.15 a 3.17) se comprueba que para un diámetro exterior de 50 mm el diámetro interior mínimo debe ser de 46.14 mm.

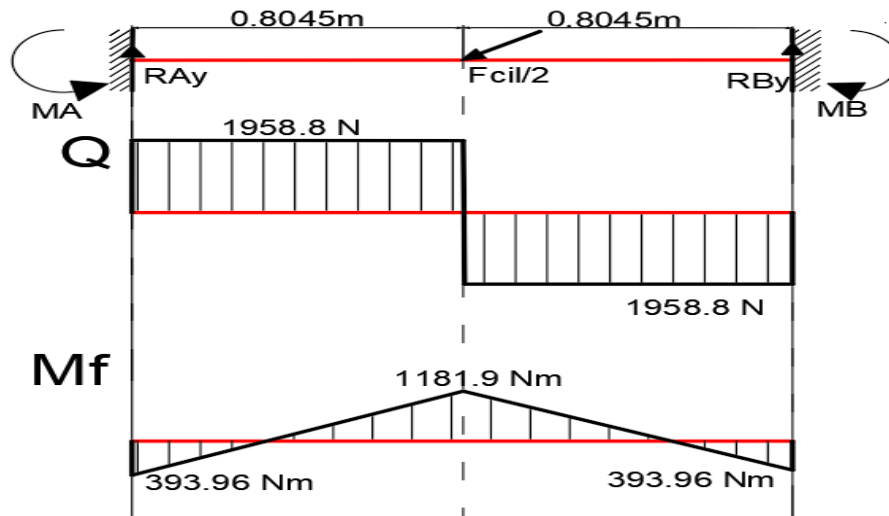


Fig. 3.7 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

Finalmente se decide que ambas guías (verticales y horizontales) se fabricarán con tubos del mismo material y diámetros.

3.2.4. Selección de diámetro del pasador bielas-cilindro.

Como se aprecia en la figura 3.6 el cilindro de desmoldeo empuja al mecanismo en la unión entre las 2 bielas (punto C). Un pasador de diámetro variable es colocado en este punto para que el sistema funcione correctamente. Este pasador recibe toda la fuerza ejercida por el cilindro y sería necesario comprobar los diámetros mínimos que soporten las tensiones a las que está sometido. Al tener pequeñas longitudes en los cambios de diámetro y no transmitir ninguna carga se puede considerar su condición de resistencia al cizallamiento como un pasador de diámetro constante. Haciendo uso de la ecuación 2.55 se comprueba que el diámetro mínimo del elemento es de 16 ante la fuerza máxima de 1540 Kgf ejercida por el cilindro de desmoldeo.

3.3. Mecanismo de compactación.

En el caso del mecanismo la propuesta incluye un cilindro que operará totalmente vertical directo al compactador. Esto implica que la velocidad del conjunto y la fuerza con la que se comprime el hormigón depositado en el molde será la exactamente la que entregue el cilindro. La consideración a tener en cuenta es el peso del conjunto de compactación que necesitara ser elevado para continuar el ciclo productivo. En

el caso de bloques para la construcción de edificaciones pudiera compactarse la mezcla con el propio peso de apisonador, pero la elaboración de bloques macizos necesita de una fuerza mayor que ayude a consolidar el producto. Así las guías y bielas solo ayudarían a la estabilidad de la máquina como conjunto.

Se diseñará el cilindro haciendo que en la carrera de vuelta se venza el peso del apisonador de 530 Kg aproximadamente. En el proceso se obtendría la fuerza con la que se va a compactar la mezcla, valor cercano al asumido en epígrafes anteriores donde se comprueba su efecto sobre la estructura y el propio compactador.

3.4. Sistema de dirección.

Luego de terminada la cuarta etapa del ciclo productivo la maquina está dispuesta a continuar su recorrido, movimiento que se realizará mediante la acción de un hidromotor. Al llegar al fin del camino un cilindro hidráulico será el encargado de girar la única rueda delantera para llevar la maquina hacia la siguiente etapa. La figura 3.8 muestra la propuesta para el sistema sin colocar el hidromotor (situado en la parte no visible de la rueda).



Fig. 3.8 Sistema de dirección de la Maquina. Fuente: Elaboración propia.

La selección del hidromotor se realizará a través del catálogo Char-Lynn Disc Valve Hydraulic Motor de la marca EATON (EATON, 1997). Para el cálculo que plantea el fabricante se tienen en cuenta varios parámetros que se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2 Datos de entrada para seleccionar el hidromotor.

Peso de la máquina	Desplazamiento / Tiempo	Inclinación del camino	Coef. Resis.t camino	Coef. reducción acoples	Efic. caja engranes	Coef. fricción
29.7 KN	1.5 m / 5seg	0°	0.05	1	1	0.25

Luego de realizado el cálculo presente en el catálogo se procede a seleccionar un hidromotor en tablas tomando el más cercano en cuanto a velocidad del eje y torque necesarios. Para una velocidad angular de 35 rpm y un torque de 150 Nm necesarios se concluye que el motor de la serie 2000 con $195 \text{ cm}^3/\text{rev}$ es el más indicado para mover el equipo ante una presión de 105 bar y un flujo de 7.5 l/min. El hidromotor código M0212F26J00000 será el seleccionado.

Ahora bien, al llegar al fin del recorrido del área de trabajo la maquina deberá dar vuelta, proceso que se lleva a cabo haciendo girar la rueda motriz con un cilindro hidráulico. Dicho cilindro deberá vencer un momento que aparece producto del rozamiento entre la rueda metálica y el suelo, afectado por un brazo que permitirá el ángulo de rotación deseado.

En la figura 3.9 se observa el fenómeno descrito, en el que se representa la fuerza de rozamiento en la huella de la rueda ante una rotación sobre su eje central A-A provocada por la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico. El valor de este rozamiento se obtiene afectando la reacción de cargas sobre la rueda (obtenida en el epígrafe 2.3.2) por el coeficiente de fricción estático entre el acero y el hormigón como muestra la ecuación 3.18. Además, es necesario tener en cuenta que la rueda girará hasta los 54° con la horizontal hacia ambos lados, lo que provoca una variación tanto en el ángulo de incidencia de la fuerza como en el brazo respecto al eje de giro pues el cilindro estará fijado en su otro extremo.

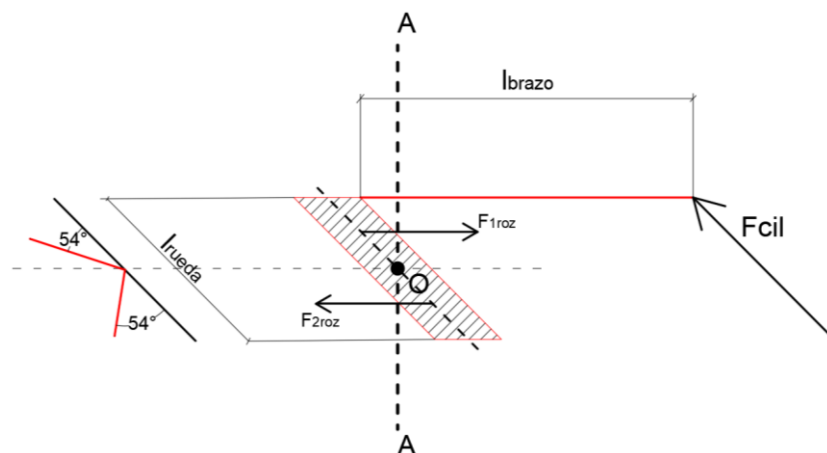


Fig. 3.9 Análisis dinámico en la rueda motriz ante rotación sobre su eje central. Fuente: Elaboración propia.

La ecuación 3.19 describe el proceso en cuestión, en la que no se tiene en cuenta esta variación angular pues cuando la F_{cil} incide de forma perpendicular es cuando mayor valor tomarán las reacciones resultantes y es precisamente en este momento donde se calcula la fuerza mínima necesaria ejercida por el cilindro hidráulico para mover el sistema. Con este valor se podrá realizar la posterior selección de este.

$$F_{rozmt} = \zeta_{horm-acero} * R_{rueda} \quad (3.18)$$

$$\Sigma M_O = F_{1rozmt} * l_{rueda}/2 + F_{2rozmt} * l_{rueda}/2 - F_{cil} * l_{brazo} = 0 \quad (3.19)$$

$$2 * (F_{1rozmt} * l_{rueda}/2) \leq F_{cil} * b \quad (3.20)$$

$$F_{cil} \geq 1144 \text{ N}$$

Previendo la selección un cilindro que entregue una fuerza mucho mayor (cálculo realizado en secciones posteriores) se comprobará la soldadura de unión entre el brazo y el cuerpo de la rueda, que será una soldadura a tope, previendo un posible atascamiento. Existe otra unión soldada del mismo tipo entre el dispositivo de pivote al cilindro y el brazo, pero ante una misma fuerza y brazo mucho menor, menor serán las tensiones resultantes, por lo que se puede calcular la otra soldadura y se tendrá criterio para comprobar esta última. La figura 3.10 muestra el esquema de análisis para el sistema y sus resultados de cortante y momento máximo ante una fuerza máxima de 15 kN ejercida por el cilindro.

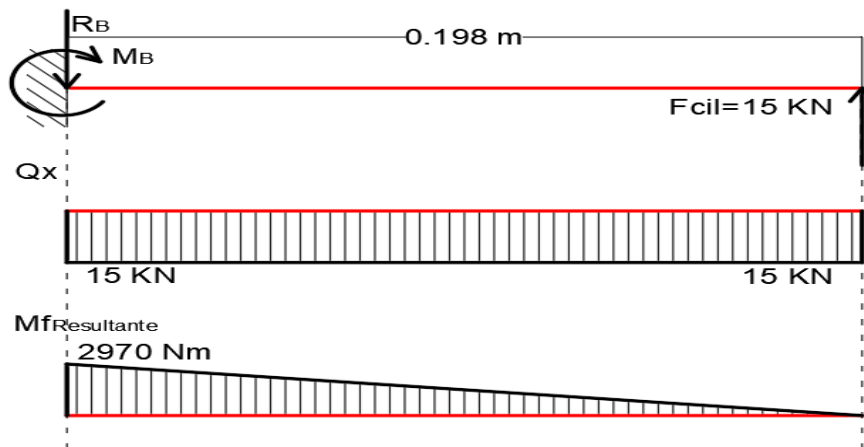


Fig. 3.10 Diagrama de cortante y momento flector resultante. Fuente: Elaboración propia.

El efecto de tensiones del momento y cortante en la unión se aprecian en la figura 3.11. Las ecuaciones 2.21 y 2.24 se utilizan para obtener las tensiones resultantes sobre el cordón para luego comprobar el factor de seguridad de la soldadura

mediante la ecuación 2.27, obteniéndose un valor de 0.6. Si bien es cierto que este factor indica que la soldadura no soportaría las tensiones, se considera que el cilindro no llegaría a desarrollar nunca esa fuerza pues solo con una fracción de ella la rueda comenzará a girar.

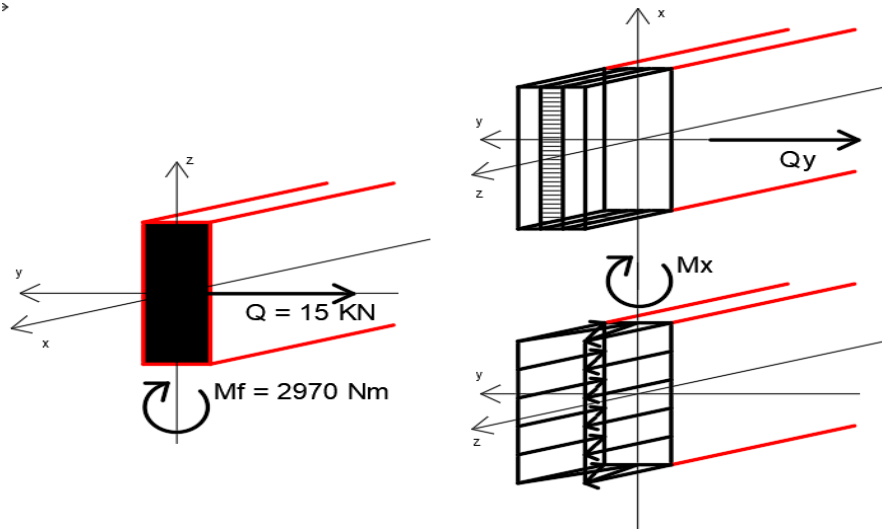


Fig. 3.11 Tensiones sobre el cordón. Fuente: Elaboración propia.

3.5. Diseño de cilindros hidráulicos.

Con los análisis cinemáticos de cada mecanismo se comenzaría entonces el proceso de diseño de los cilindros que los moverán, además del cilindro que servirá de dirección. Este epígrafe se entrelazará con posteriores, donde se comprueba la carga de la bomba, en la selección de la presión del sistema hidráulico.

3.5.1. Cilindro hidráulico para el sistema de alimentación.

En el epígrafe 3.2.2 se comprueba que la fuerza a vencer en la carrera de ida ($F_{\text{compresión}}$) es de 4864.78 N y en la de vuelta ($F_{\text{tracción}}$) de 2601.91 N. Teniendo la fuerza y asumiendo una presión entregada por la bomba de 13 MPa se calcula por la ecuación 3.21 un diámetro interior mínimo de la camisa. Con un valor que debe superar los 22 mm se sobredimensiona hasta un diámetro interior definitivo de la camisa de 40 mm y se comprueba el diámetro mínimo exterior que soporte esta presión mediante la ecuación 3.22 y el espesor mínimo del fondo por la 3.23, utilizando un acero ST52. Se obtiene que el Schedule debe ser superior a 0.76 mm y el fondo de más de 3.8 mm. Se comprueba además que, para la fuerza a vencer, la presión de la bomba necesaria para el sistema, despejando esta en la ecuación 3.22, será de 3.87 MPa.

$$d_{\min}[\text{mm}] = \sqrt{40 * F_{ida}[\text{KN}] / \pi * P_{bomba} [\text{MPa}]} \quad (3.21)$$

$$d_{\text{ext-min}} = 2 * \sqrt{\left(\frac{[\sigma]}{P_{bomba}}\right) * \left(\frac{d_{int}}{2}\right)^2 / \left(\frac{[\sigma]}{P_{bomba} - 2}\right)} \quad (3.22)$$

$$S_{\text{fondo}} = \frac{d_{int}}{2} * \sqrt{P_{bomba} / [\sigma]} \quad (3.23)$$

Conociendo ahora que la presión a utilizar en el sistema será de 12 MPa (comprobado en epígrafes posteriores) y el diámetro de camisa ya seleccionado se calcula que la fuerza ejercida en la compresión será de 15 KN aproximadamente. Luego, teniendo en cuenta que la relación de $F_{\text{compresion}}/F_{\text{traccion}}$ debe ser de 1.6, según el catálogo ROEMHELM (ROEMHELM, 2008), se propone un diámetro de vástago de 25 mm despejando este ($d_{\text{vástago}}$) en la ecuación 3.24. Se determina que la fuerza en la tracción será de 9.18 KN.

$$F_{traccion}[\text{KN}] = P[\text{MPa}] * \pi * (d_{camisa}^2[\text{mm}^2] - d_{vastago}^2[\text{mm}^2]) / 40 \quad (3.24)$$

Ante tales magnitudes de fuerza sería necesario comprobar el vástago a estabilidad para la carrera de ida y a tracción en el retorno. Utilizando la metodología y ecuaciones descritas en la sección 2.3.1 se comprueba que es necesario usar la ecuación de Euler ya que $\lambda=280$. De esta forma se obtiene un factor de seguridad ante la compresión de 8.5. Por su parte la tracción que afecta el vástago se comprueba obteniendo la tensión por la ecuación 3.25 y comparándola con la tensión admisible $[\sigma]$ del material donde se obtiene un alto factor con un valor de 16.

$$\sigma = F_{tracción} / A_{sección} \quad (3.25)$$

Entonces, con una presión de 12 MPa se selecciona un cilindro con diámetro de 40mm y vástago de 25mm, con dimensiones de sus componentes que se observan en el anexo 132 y código CH 12-40-25-343.

3.5.2. Cilindro hidráulico para el sistema de desmoldeo.

En la sección 3.3.2 se demuestra que para este sistema se puede utilizar un cilindro de simple efecto. Seleccionando uno de esta característica que posea los mismos diámetros y espesores de sus componentes que el del sistema de alimentación

demandaría a la bomba unos 4.75 MPa en la carrera de trabajo, mientras que el propio peso del mecanismo realizará la carrera de retorno.

Siguiendo la metodología de la sección anterior se comprueba que ante una presión de la bomba de 12 MPa su vástago posee un factor de seguridad a la compresión de 8. Las dimensiones de sus componentes se aprecian en el anexo 32. Finalmente, el cilindro tendrá el código CH 11-40-25-248.

3.5.3. Cilindro hidráulico para el sistema de compactación.

Como se comprueba en la sección 2.2.1 la fuerza máxima a entregar por el cilindro no debe superar los 12.2 KN de fuerza aplicada para no desestabilizar la máquina, a la vez que debe superar los 537 Kg que pesa el compactador en la carrera de retorno. Mediante un método de prueba y error y usando las ecuaciones 3.21 a 3.24 se pudieron obtener los datos necesarios para la construcción del CH 12-40-22-219, datos que muestra la tabla 12.

Tabla 3.3 Resultados de cálculos de cilindro de compactación.

	d_{camisa}	$d_{\text{vástago}}$	$P_{\text{requerida}}$	$F_{\text{compresión}}$	$F_{\text{tracción}}$	Sch	Sfondo
resultados	40mm	22mm	5 MPa	11.5KN	6.96KN	0.66mm	3.42mm

Para que se cumplan los requisitos previos la camisa puede ser de 40 mm igual que los cilindros de los otros mecanismos, pero deberá ser afectado por unos 8 MPa, a diferencia de los 12 MPa a los que se regulará el sistema hidráulico general. Ante esta presión disminuida el vástago reducirá su tamaño hasta los 22 mm para que en la carrera de retorno se venza el peso del apisonador.

Con estos valores se comprueba el vástago a compresión en la ida y a tracción en el retorno mediante las metodologías ya utilizadas en los otros cilindros. Se obtienen factores de seguridad de 11 y 13 respectivamente.

3.5.4. Cilindro hidráulico para la dirección.

El cálculo resultante en la sección 3.5 para la fuerza mínima a entregar por el cilindro para vencer el rozamiento de la rueda indica que este debe vencer los 1144 N. En comparación con las fuerzas presentes en otros mecanismos esta es menor, pero con el objetivo de no complejizar mucho el proceso de fabricación de la máquina se selecciona un cilindro con iguales diámetros que los utilizados en los otros mecanismos. La carrera necesaria para hacer girar la rueda con la amplitud ya mencionada en el epígrafe 3.5 es de unos 226 mm, así se selecciona un cilindro

código CH-12-40-25-243. Vale destacar que deberá ser instalado llevando tanto la rueda como el vástago a su posición media; de no ser así girará más hacia un lado que el otro.

Las dimensiones de este cilindro se observan en el anexo 483 así, ante la presión de 12 MPa de la bomba, el vástago posee un valor de $\lambda = 272$, haciendo que sea necesario utilizar la ecuación de Euler. Las ecuaciones presentadas en la sección 2.3.1 concluyen que este tiene un factor de seguridad de 9.19 ante la compresión. En el caso de la carrea de retorno el vástago posee un factor de seguridad de 14.47 ante esfuerzo de tracción.

3.6. Sistema hidráulico.

Con los cilindros y el hidromotor ya seleccionados se deben tener en cuenta sus parámetros de funcionamiento como flujo y presión para comenzar la selección de cada uno de los elementos del sistema hidráulico. Comenzando por la bomba impulsada por un motor eléctrico que absorben fluido depositado en un tanque de 80 litros de capacidad, se continua hacia una válvula de control direccional que debe separar el fluido hacia los diferentes mecanismos. La presencia de válvulas reguladoras para llevar el aceite con los parámetros correctos a cada sistema y las longitudes y diámetros de los tubos y mangueras deben ser tenidos en cuenta para la carga de trabajo demandada a la bomba.

3.6.1. Selección de la bomba.

Como se puede apreciar en los cálculos previos de este capítulo el sistema de dirección es el que demanda más carga a la bomba con 105 bar, pero el flujo necesario es de solo 7.5 L/min, contra los 24 L/min que demandan los cilindros de los otros mecanismos. Entonces, con la combinación de estos datos se procede a seleccionar la más adecuada en el catálogo Bombas de Engranés L del fabricante Roquet. (Roquet, 2018)

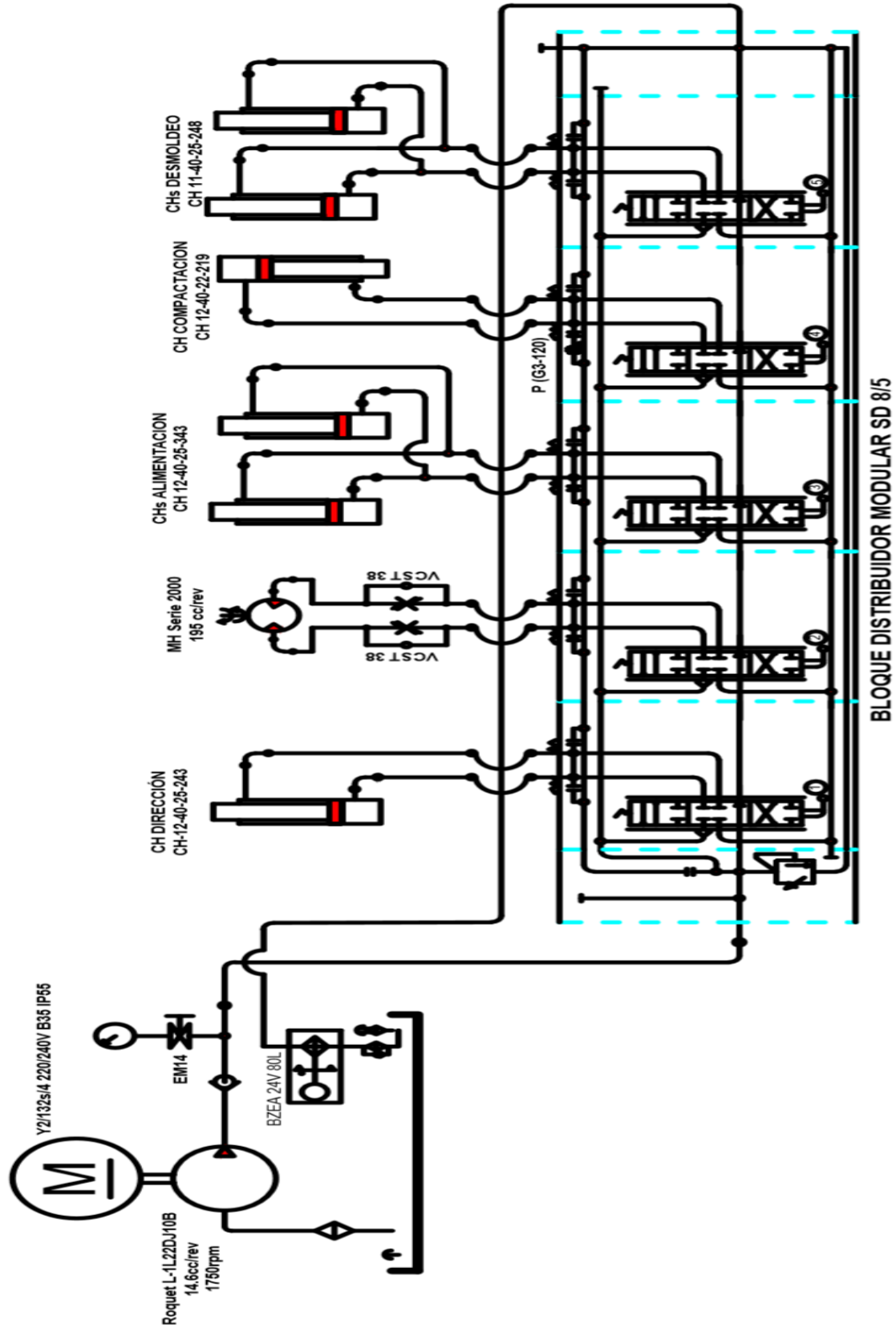


Figura 3.12 Esquema del sistema hidráulico. Fuente: Elaboración Propia.

El fabricante plantea que para un flujo de 22 L/min a 1500 rpm diseña las bombas con 14.6 cm³/rev, capaces de entregar hasta 275 bar entre 2500-1200 rpm. De esta forma se selecciona una bomba código 1L22DJB. Será necesario regular las presiones y flujos en el distribuidor para que se ajusten a las necesidades de cada sistema.

3.6.2. Selección del motor eléctrico para sistema hidráulico.

Si bien el sistema demanda de una presión de algo más de 105 bar el flujo de 24 L/min lleva a la selección de una bomba de 275 bar entre 2500-1200 rpm. Con estos datos y asumiendo un rendimiento total (η_t) de 0.8 se hace uso de la ecuación 3.26 para comprobar la potencia necesaria para hacer funcionar la bomba.

$$Pot = \frac{Q * P}{600 * \eta_t} \quad (3.26)$$

Con una potencia necesaria de 5.5 KW y el rango de revoluciones permisibles se busca en el catálogo FELM_{srt} (FELM, 2019) y se selecciona un motor código Y-132s-4-220/240V-B35-IP55 que trabaja a unas 1445 rpm conectado a una línea de 50 Hz. Se hace necesario comprobar las revoluciones del eje al tratarse de los 60 Hz a los que será conectado el equipo. Se obtiene que serán 1750 rpm aproximadamente. Para esta velocidad de giro (n) se comprueba entonces el flujo (Q) que entregaría la bomba al sistema por la ecuación 21 teniendo además la cilindrada (V_g) y asumiendo un rendimiento volumétrico (η_v) de 0.9.

$$Q = \frac{V_g * n * \eta_v}{1000} \quad (3.27)$$

Con este motor la bomba entregará 23 L/min que serán suficientes para alimentar el sistema.

3.6.3. Comprobación de diámetros de tubería necesarios.

El caudal de aceite queda determinado por la velocidad de flujo de este y por el diámetro interior de la tubería. Si los diámetros son pequeños, aumenta la velocidad de flujo y con ello también el rozamiento interno o el rozamiento del aceite en las paredes del tubo. Además, si se producen flujos turbulentos, debe contarse en parte con pérdidas elevadas de rendimiento debido a la aparición de calor. Para evitar que este fenómeno ocurra, en su experiencia fabricando sistemas hidráulicos, el

fabricante HANSA-FLEX propone unas velocidades para diferentes tipos de tubería (tabla 3.4). (HANSA-FLEX, 2020)

Tabla 3.4 Velocidades de flujo recomendadas en sistemas hidráulicos.

Tipo de tubería	Margen de Presión	Velocidad de flujo
Tubo de aspiración		1.0 m/s
Conducto de retorno		3.0 m/s
Tubería de presión	0-25 bar	3.0 m/s
	25-50 bar	4.0 m/s
	50-100 bar	4.5 m/s
	100-150 bar	5.0 m/s
	150-210 bar	5.5 m/s
	210-315 bar	6.0 m/s

Será a partir de estas velocidades que se calcule el caudal del sistema [L/min] como muestra la ecuación 3.28 o bien, ante un caudal ya determinado, se seleccione el diámetro interior [mm] de las tuberías a través de un despeje de este en la misma ecuación.

$$Q = v * d^2 * \pi * 1.5 / 100 \quad (3.28)$$

Con estos valores de velocidad recomendados y conociendo los valores de caudal que entrega la bomba y los necesarios de cada sistema se procede a calcular los diámetros interiores de tuberías o mangueras, según sea necesario utilizar, para todo el sistema. La tabla 3.5 resume los resultados obtenidos.

Tabla 3.5 Diámetros interiores para tuberías del sistema hidráulico.

Tuberías		Velocidad - caudal	Diámetro interior	Normalizado BSP (")
Aspiración		1m/s - 23L/min	22.09 mm	3/4
Retorno		3m/s - 23L/min	12.76 mm	1/2
Bomba-distribuidor		6m/s - 23L/min	9.02 mm	1/2
Mecanismos	Alimentación	5m/s - 23L/min	9.88 mm	1/2
	Desmoldeo	5m/s - 23L/min	9.88 mm	1/2
	Compactación	4.5m/s - 23L/min	10.41 mm	1/2
	Dirección	5m/s - 23L/min	9.88 mm	1/2
	Hidromotor	5m/s - 7.5L/min	5.64 mm	3/8

3.6.4. Comprobación de carga de la bomba con pérdidas por tuberías y accesorios.

Como se aprecia en epígrafes anteriores el sistema hidráulico de la máquina posee una sola bomba para accionar diferentes mecanismos. Las comprobaciones muestran que el hidromotor del sistema de dirección demanda una mayor presión y por su ubicación posee tramos de tubería de más longitud y mayor diferencia de altura respecto a la bomba. Esto supone que este sistema tendrá mayores pérdidas. La comprobación de este epígrafe se basa entonces en la aplicación de la ecuación de Bernoulli (ecuación 3.29) para comprobar la carga real de la bomba para el sistema de mayor demanda.

$$\frac{P_1}{\rho * g} - Z_1 + \frac{v_1^2}{2 * g} + H_b = \frac{P_2}{\rho * g} - Z_2 + \frac{v_2^2}{2 * g} + \sum h_f \quad (3.29)$$

Para obtener la H_b en diferentes unidades serán necesarias algunas transformaciones a la ecuación general. Esto ocurre porque las pérdidas del sistema se calcularán por el libro Mecánica de los Fluidos Teoría Básica y Problemas (Jimenez, 2016) para obtener resultados en metros (ecuaciones 3.30 y 3.31) y por el catálogo Hansa Flex para presiones (ecuaciones 3.32 y 3.33). La velocidad en el tramo de presión será de 5 m/s según la tabla 3.4. Se usará aceite HLP 46 con una

viscosidad cinemática de 46 mm²/s y una densidad de 0.89 Kg/dm³ que es adecuado para equipos empleados en climas tropicales.

$$h_{f_{tramo_recto}} = \lambda * \frac{L}{d} * \frac{v^2}{2 * g} [m] \quad (3.30)$$

$$h_{f_{accesorios}} = \xi * \frac{v^2}{2 * g} [m] \quad (3.31)$$

$$h_{f_{tramo_recto}} = \lambda * \frac{l}{d} * \rho * \frac{v^2}{2} * 10^{-2} [bar] \quad (3.32)$$

$$h_{f_{accesorios}} = \xi * \rho * \frac{v^2}{2} [bar] \quad (3.33)$$

El sistema hidráulico lleva todo el aceite desde el tanque hasta un distribuidor que separa los flujos hacia los diferentes mecanismos como se aprecia en su esquema (figura 12). La secuencia de trabajo en el ciclo productivo de la maquina hace que no se accionen más de un mecanismo a la vez por lo que pueden ser calculados de forma independiente. Los diferentes diámetros de tubería y mangueras se toman del epígrafe anterior y se les da una longitud adecuada según las dimensiones del equipo ya establecidas. Las pérdidas de los accesorios a utilizar se toman del catálogo HANSA-FLEX y el libro de Crane "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías" (Reza). Los datos se muestran en la tabla siguiente.

Tabla 3.6 Datos de las líneas del sistema de dirección y perdidas en accesorios.

	Distribuidor -Tubo		Tubo	Tubo -cilindro	Tubo -HM	Retorno
Longitud mangueras	1000mm			1250mm	700mm	3500mm
Longitud tuberías			4800mm			
Ø	5/8"		16mm	3/8"	1/2"	1/4"
Accesorios	T	Conector recto	Codo 90°	Espigas 90°	Válvulas	
Cantidades		4	2	3	1	
ξ	1.3	0.03	0.6	0.25	1	

Estos datos, incluyendo los del tramo de aspiración, retorno y el de la bomba al distribuidor, se montan en el programa Microsoft Excel para obtener que el sistema demanda a la bomba unos 220.76m o 112.67 bar.

Sería prudente dejar una reserva de presión al sistema para el caso de alguna situación de trabajo anormal por lo que se decide finalmente regular los 275 bar que entrega la bomba seleccionada a unos 120 bar o 12 MPa.

3.6.5. Selección del distribuidor.

El fabricante WALVOIL Fluid Power E-Motion (WALVOIL, 2015) posee una amplia gama de válvulas de control direccional por secciones (distribuidores) para sistemas hidráulicos. Entre su portafolio de productos se encuentran los distribuidores de la serie SD 8 que permiten regular los parámetros del fluido de forma general y para cada una de las secciones. Este trabaja en condiciones máximas de flujo de 90 L/min, presión de 315 bar, presión en línea de retorno de 25 bar a temperaturas menores a 100 °C y fluidos de hasta 400cSt.

El sistema hidráulico de la Máquina ponedora de adocretos propuesto trabaja con parámetros inferiores y posee varios mecanismos que operaran con diferentes presiones y flujos lo que indica que sería correcto seleccionar uno de estos distribuidores. Otro parámetro a tener en cuenta serían los diámetros de los puertos principales y auxiliares que plantea el fabricante. En la sección 3.7.3 se comprueban y normalizan los diámetros de las tuberías a utilizar y estos se acercan a la serie SD 8 pero se necesitarán racores para adaptar las líneas a las boquillas. Con estas consideraciones y otras más específicas se decide que la válvula de distribución código SD 8 / 5 / AC(SV) / P-18L / DFG / P-18L / DFG / P-18L / DFG / P-18L / DFG / P-18L / DFG / RC / ... / STAF es la indicada para controlar el sistema hidráulico de la Máquina Ponedora de Adocretos. Otros detalles de selección como partes específicas para cada sección deberán ser revisados por ingenieros hidráulicos.

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE RESULTADOS DE COMPROBACIONES Y VIABILIDAD DEL PROYECTO.

En capítulos anteriores se realizaron comprobaciones a la mayoría de las piezas de la máquina, así como un análisis de los mecanismos que llevan a cabo el proceso productivo de la misma con el objetivo de seleccionar bomba, motor eléctrico y demás elementos. Los cálculos se llevaron a cabo haciendo simplificaciones para llevarlos a modelos fáciles de calcular a mano por métodos matemáticos. Ahora bien, ya que los softwares de diseño industrial poseen herramientas de análisis de tensión y permiten realizar simulaciones a mecanismos, en el presente capítulo se propone simular en estos las situaciones de carga a las que es sometida la máquina y así tener más argumento para hacerla funcionar de forma correcta.

Finalizado el proceso de comprobaciones se analizará la viabilidad del proyecto de construir la máquina en la empresa OHC.

4.1. Comprobaciones mediante softwares.

4.1.1. Análisis de la estructura de la máquina.

Como muestra la figura 2.3 la estructura de la maquina está sometida al peso de los elementos que contiene más el del hormigón contenido en la tolva (cuando está llena) y es afectada por una reacción del cilindro de compactación. Como se comprobó en el capítulo 2 las mayores tensiones resultantes se obtienen cuando la maquina está cargada, entonces se plantea este sistema en el programa AUTODESK Inventor Profesional en el apartado de análisis de tensión como muestra la figura 4.1.

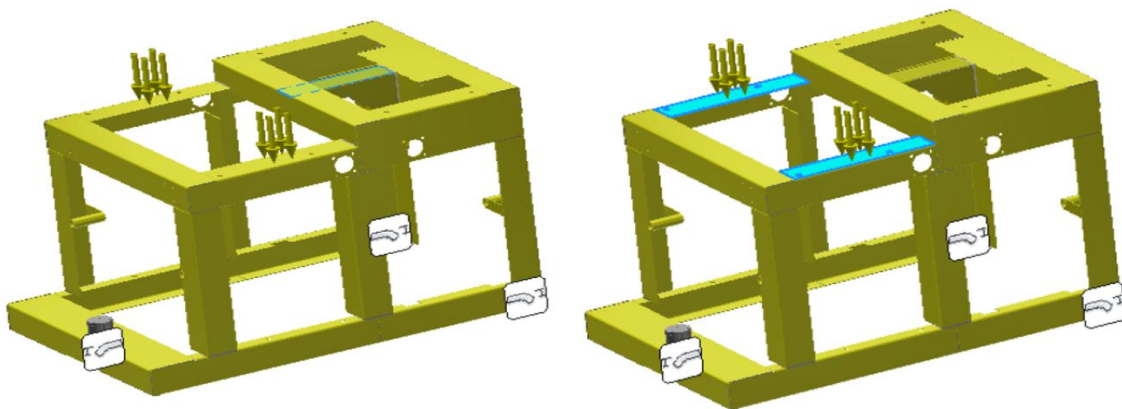


Fig. 4.1 Sistema de cargas sobre la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Con el objetivo de obtener un sistema lo más real posible se le introdujeron las ruedas sobre las que reposa y serán estas en donde se coloquen las restricciones de movimiento. Además, se le añadieron soldaduras para ranuras en las uniones entre las vigas y elementos a soldar a tope y de empalme (cordones de 5 mm) según fuese necesario. De esta forma se pretende apreciar el comportamiento tanto de los perfiles como de las uniones de una misma simulación, como ocurriría en la vida real.

De todo el análisis hecho por el software se tomarán los resultados de la Tensión de Von Mises que muestra el efecto general de tensiones resultantes teniendo en cuenta propiedades del material, además de la deformación y factor de seguridad ante dichas cargas como muestra la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Resultados de análisis de tensión sobre estructura.

	Fuerza de reacción (N)	Pares de reacción (Nm)
Reacción rueda delantera	1515.55	267.28
Reacción ruedas traseras	9197.11	593.79
	Valor mínimo	Valor máximo
Tensión de Von Mises (MPa)	0	98.3
Desplazamiento (mm)	0	0.82
Factor de seguridad	2.11	15

Con un mapa de colores y resaltando los valores máximos y mínimos se aprecian, en las figuras 4.2, 4.3 y 4.4, los resultados generales. Si bien el desplazamiento máximo ubicado en la viga de soporte para el cilindro de compactación posee un valor cercano a 0.8 mm, de forma general, se obtiene un factor de seguridad superior a dos en la estructura. Estos valores indican que la maquina responderá de forma estable ante las cargas presentes y los perfiles seleccionados son correctos. En cuanto a la unión considerada en el capítulo 2 como la más peligrosa, a simple vista, en las figuras 4.2 a 4.4, se aprecia que los parámetros estudiados son satisfactorios. No obstante, realizando un acercamiento a la zona como se muestra en la figura 4.5 se comprueba que en diferentes puntos de la costura (cordón a solape con preparación de borde de 3 mm x 45 °) los valores de factor de seguridad son elevados.

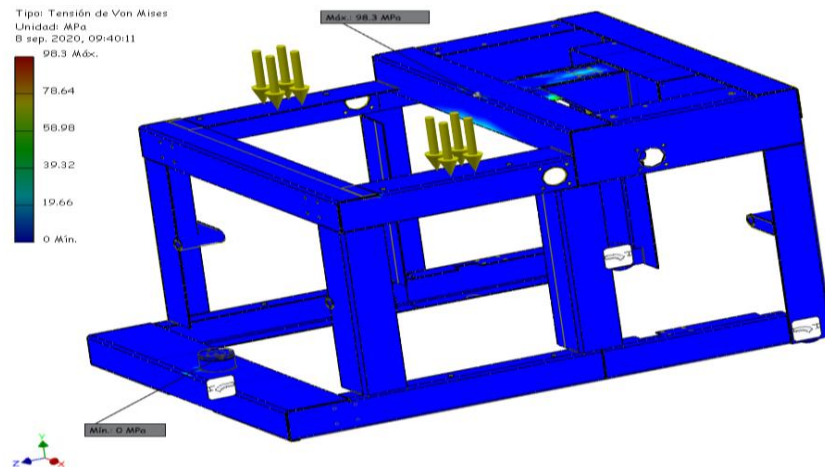


Fig. 4.2 Resultado de Tensión de Von Mises en la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

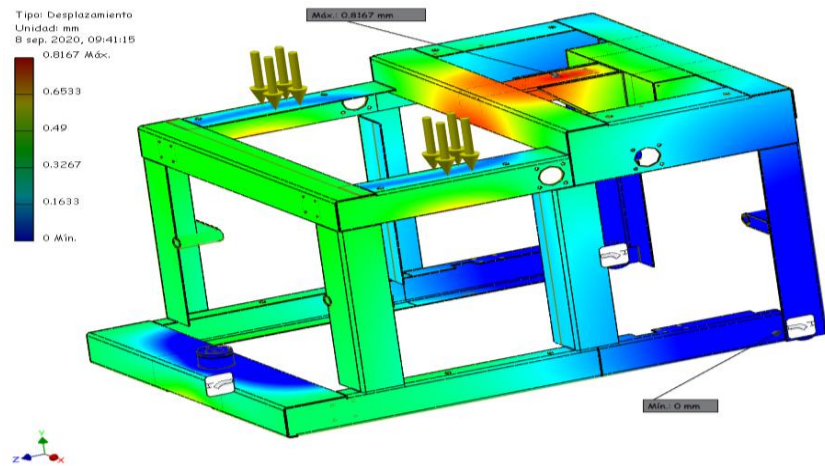


Fig. 4.3 Resultado de desplazamientos en la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

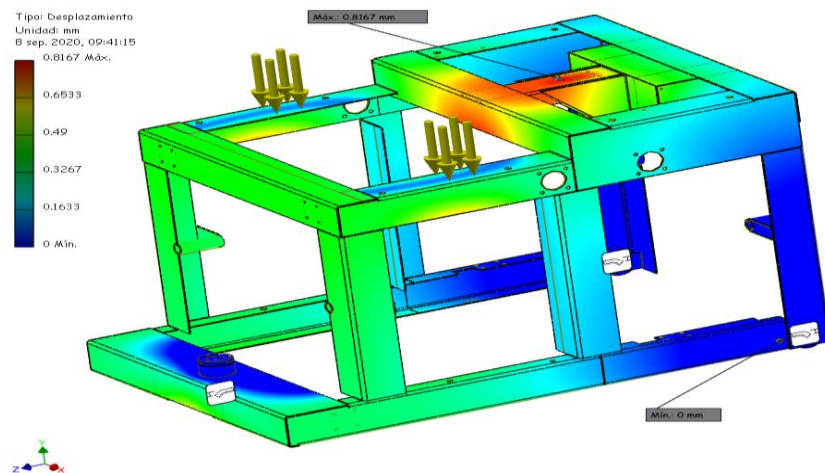


Fig. 4.4 Resultado de coeficientes de seguridad en la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

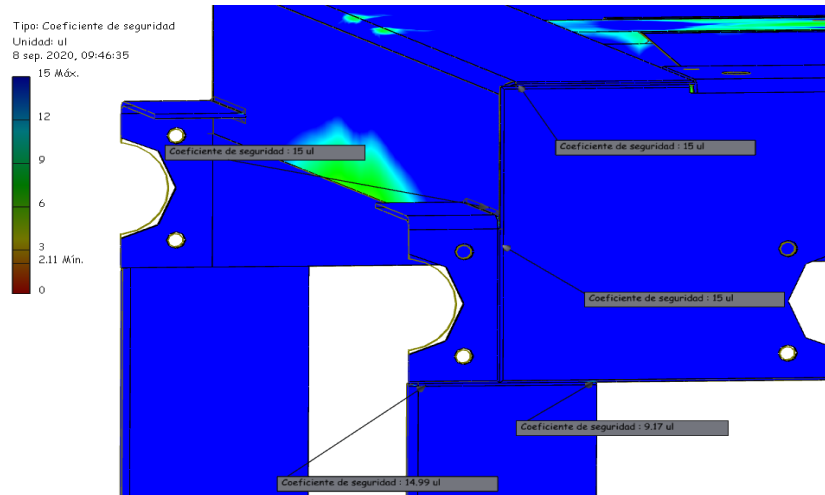


Fig. 4.5 Coeficientes de seguridad en cordones de soldadura de la unión considerada la más peligrosa de la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Una observación a tener en cuenta que el programa descubre que en la unión soldada entre la viga unión del cilindro y la viga media de unión entre los laterales (figura 4.6) es donde más se concentran las tensiones motivo para tomar todas las medidas necesarias para que este cordón de soldadura sea bien elaborado. Se observa además que se colocaron 2 refuerzos interiores en la viga canal para evitar que se flexione en la zona media de las alas, además de 2 cartabones de refuerzo exteriores para aliviar cargas sobre el tanque de combustible.

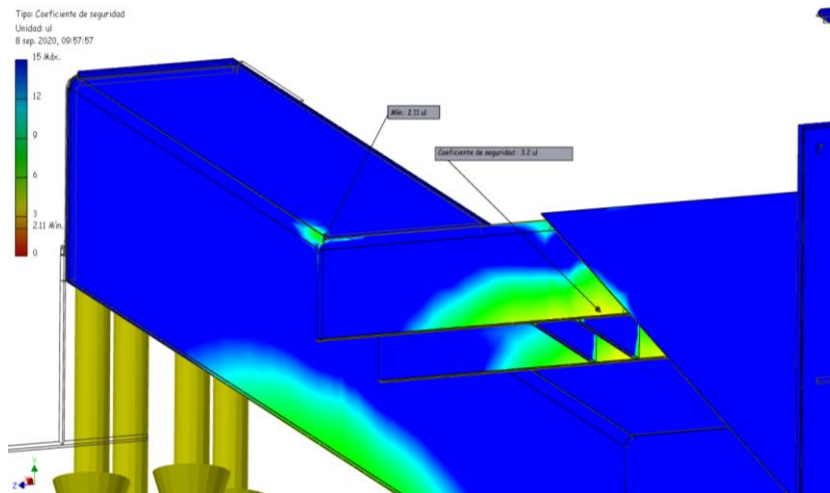


Fig. 4.6 Coeficiente de seguridad en cordones de soldadura unión de la viga soporte del cilindro de compactación con la estructura. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

4.1.2. Análisis del compactador.

La mayor fuerza que actúa sobre los elementos de todas las cargas a las que está sometida la maquina es precisamente la ejercida por el cilindro hidráulico de

compactación sobre la viga I que le sirve de apoyo. Luego de comenzar la compresión toda su magnitud es devuelta a través de los 70 elementos de unión entre las tablillas y la plancha por ley de acción y reacción. Colocando restricciones en las planchas laterales donde van los bujes a las guías verticales se puede simular este sistema en el programa AUTODESK Inventor Professional en el apartado de análisis de tensiones como se aprecia en la figura 4.7.

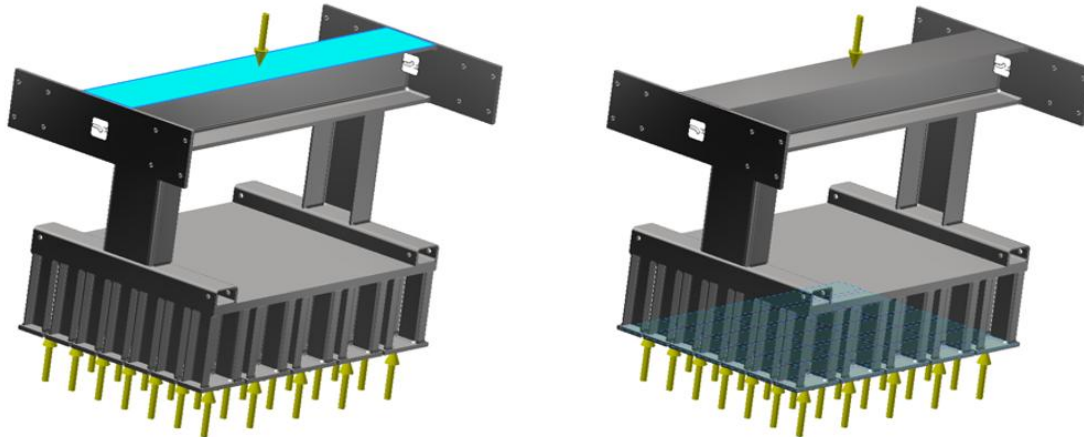


Fig. 4.7 Sistema de cargas sobre el compactador. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Rápidamente se obtienen los resultados de tensión de Von Mises, desplazamientos y coeficientes de seguridad ante la flexión y compresión a los que se someten cada uno de los elementos. La tabla 4.2 muestra los resultados y las figuras 4.8, 4.9 y 4.10 los representan en escala de colores.

Tabla 4.2 Resultados de análisis de tensiones sobre el compactador.

	Valores mínimos	Valores máximos
Tensión de Von Mises (MPa)	3.99×10^{-6}	31.85
Desplazamientos (mm)	0	0.023
Coeficiente de seguridad	10.99	15

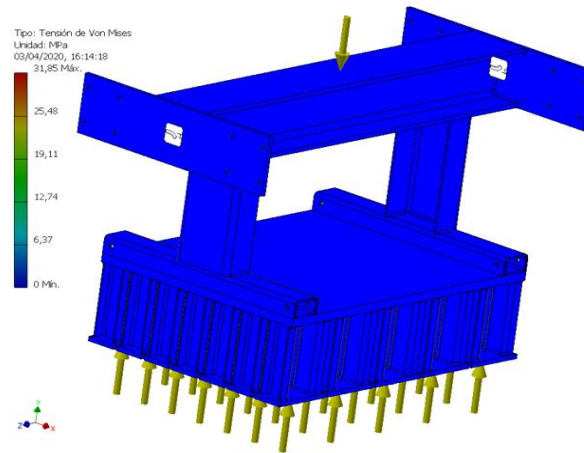


Fig. 4.8 Resultado de Tensión de Von Mises en el compactador. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

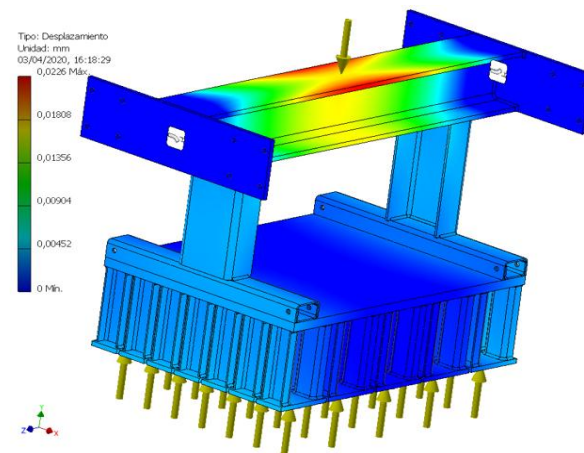


Fig. 4.9 Resultado de desplazamientos en el compactador. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

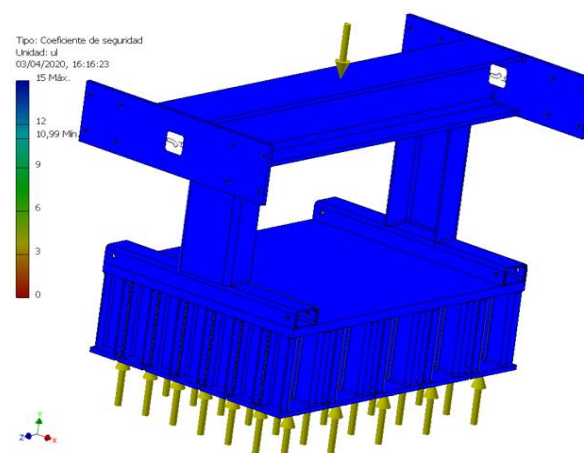


Fig. 4.10 Resultado de coeficientes de seguridad en el compactador. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Con coeficientes de seguridad por encima de 10 y desplazamientos de un máximo de 0.03 mm se pudiera decidir que el sistema está sobredimensionado. Se pudieran cambiar los componentes a perfiles inferiores y así reducir uso de materia prima y consigo los costos, además del peso, pero es precisamente este el primer factor a decidir no realizar transformación alguna pues menor que este se necesitaría mayor fuerza de compactación y la estabilidad del equipo en general se podría comprometer. Otro factor a considerar es el de las vibraciones a las que se somete el hormigón durante el compactado en el orden de 1 mm de amplitud pico-pico y una fuerza de 2132 N. Destacar entonces que no será necesario comprobar estos elementos al efecto de cargas cíclicas que constituyen las vibraciones pues no vencerán valores de coeficientes superiores a 10 a menos que fuesen vibraciones más potentes.

De esta forma se concluye que la selección de las partes del compactador fue la correcta y solo habrá que analizar en futuros estudios la intercambiabilidad para la producción de otro tipo de bloques

4.1.3. Análisis del molde.

Como se aprecia en el capítulo 2 la presión sobre las paredes del molde solo afecta la parte externa pues en la interior ocurre un proceso de compensación de cargas. Tomándolo como un sistema hiperestático, en el programa AUTODESK Inventor Profesional, se aplican cargas a las paredes externas para ver el efecto de estas sobre el material como muestra la figura 4.11.

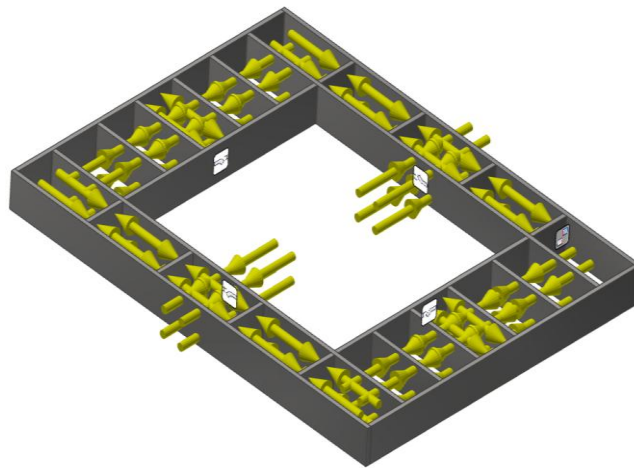


Fig. 4.11 Sistema de cargas sobre el molde con caras de aplicación resaltadas. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

La simulación se realiza para la parte exterior del molde utilizando soldaduras con preparación de bordes de 2 mm x 45° en los extremos y de 1 mm x 45° en el interior con el objetivo de darle una forma con caras perfectamente rectangulares al adocreto.

Los resultados se muestran en la tabla 4.3 y se visualizan en las figuras 4.12, 4.13 y 4.14.

Tabla 4.3 Resultados de análisis de tensiones sobre el molde.

	Valores mínimos	Valores máximos
Tensión de Von Mises (MPa)	1.1×10^{-5}	0.25
Desplazamientos (μm)	0	0.7
Coefficiente de seguridad	15	>15

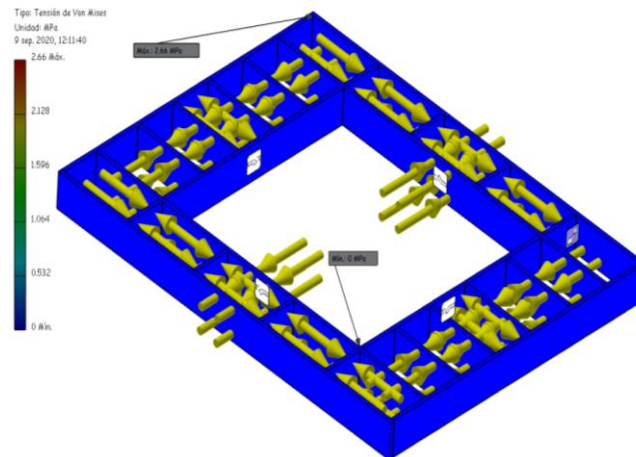


Fig. 4.12 Resultado de Tensión de Von Mises en el molde. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

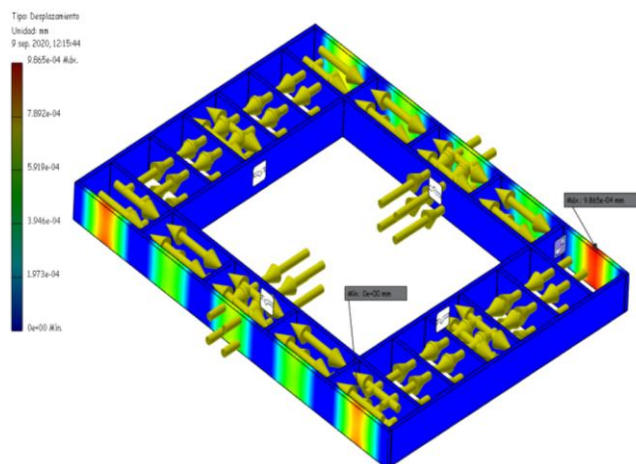


Fig. 4.13 Resultado de desplazamientos en el molde. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

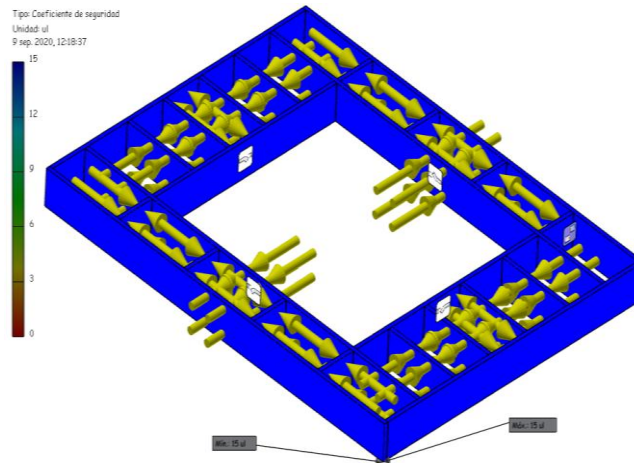


Fig. 4.14 Resultado de coeficientes de seguridad en el molde. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Como se aprecia las esquinas del molde, en los laterales de mayor longitud, serían las zonas que más posibilidades de falla tuvieran. Ante cargas con magnitudes tan pequeñas queda claro que no existen posibilidades de fallo lo que podría llevar a reducir las planchas a mucho menor espesor. Recordar que para el área disponible para el molde esta es la mejor configuración encontrada para aprovecharla, por lo que se decide que el molde se realice con estas planchas de 10 mm. Entonces, para moldes de bloques con diferente tamaño se recomendaría velar por la reducción del espesor de las planchas en el aprovechamiento del área disponible. En el caso de las soldaduras, las presiones sobre las paredes son tan pequeñas que la consideración a tener en cuenta sería que los cordones no interfieran con la forma final del adocreto.

4.1.4. Análisis de la tolva.

Con un volumen que permite cargar poco más de 1500 kg de mezcla las paredes de la tolva, delgadas para la longitud en la que se emplean, estarían sometidas a presiones que las pudieran flectar. De igual manera todo el peso caería sobre la plancha inferior del balancín y los pasadores que le sirven a la vez de soporte y eje de rotación, con efecto notable además en las soldaduras de las piezas de este último elemento.

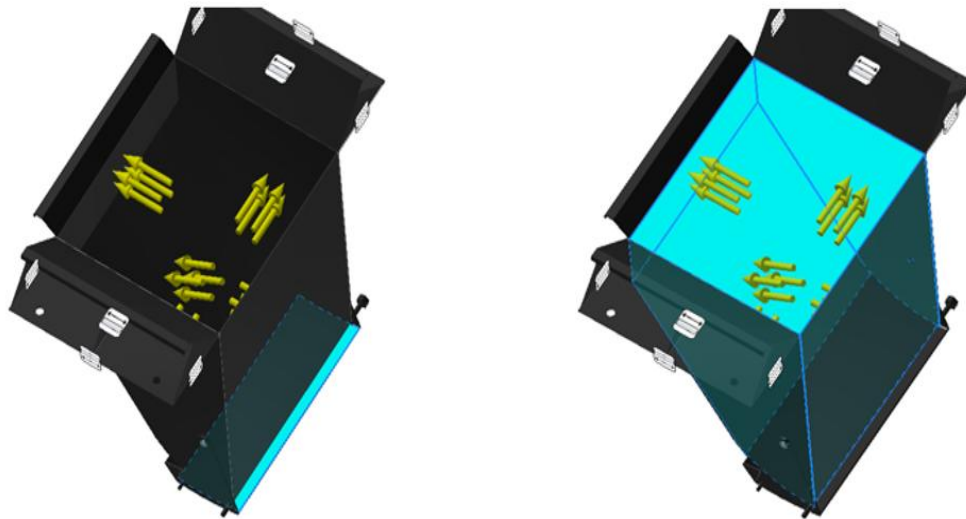


Fig. 4.15 Sistema de cargas sobre la tolva con caras de aplicación resaltadas. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Teniendo en consideración además que la pared posterior posee un ángulo para vencer el Talud del hormigón y que a medida que bajamos en altura hay más volumen y por tanto más carga sobre las paredes, se plantea el sistema en el programa AUTODESK Inventor Profesional, restringiendo su movimiento en las alas que la dejarán reposar sobre la estructura. Se aplicarán las cargas de mayor valor sobre todas las superficies como muestra el sistema representado en la figura 4.15. Los resultados de la tensión de Von Mises, desplazamientos y coeficientes de seguridad se resumen en la tabla 4.4 y se aprecian en las figuras 4.16, 4.17 y 4.18.

Tabla 4.4 Resultados de análisis de tensiones sobre la tolva.

	Valores mínimos	Valores máximos
Tensión de Von Mises (MPa)	0	104. 98
Desplazamientos (mm)	0	0.8
Coeficiente de seguridad	1.97	15

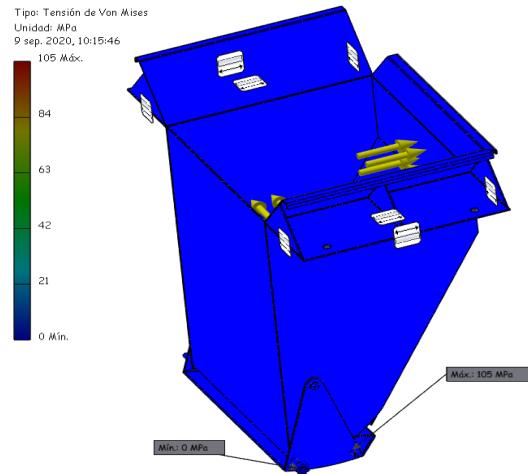


Fig. 4.16 Resultado de Tensión de Von Mises en la tolva. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

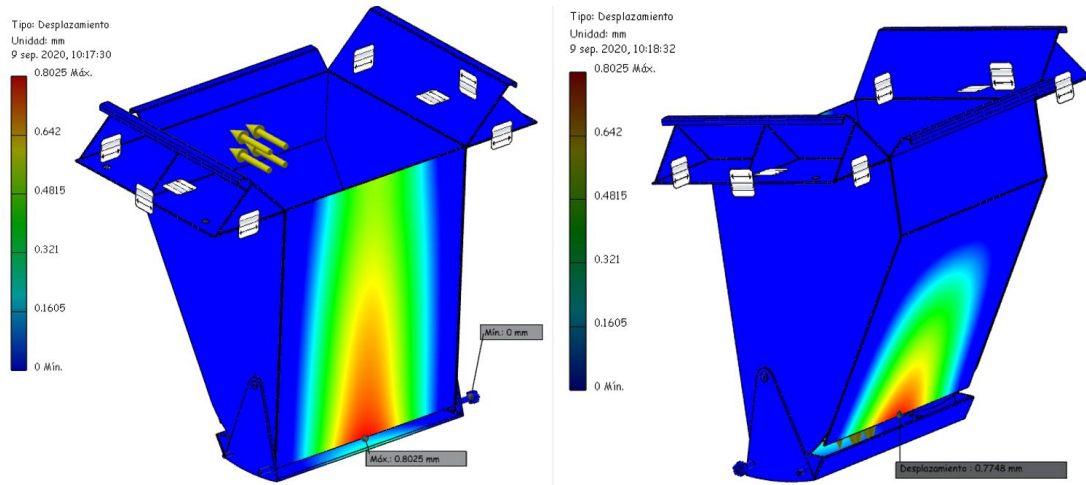


Fig. 4.17 Resultado de desplazamientos en la tolva. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

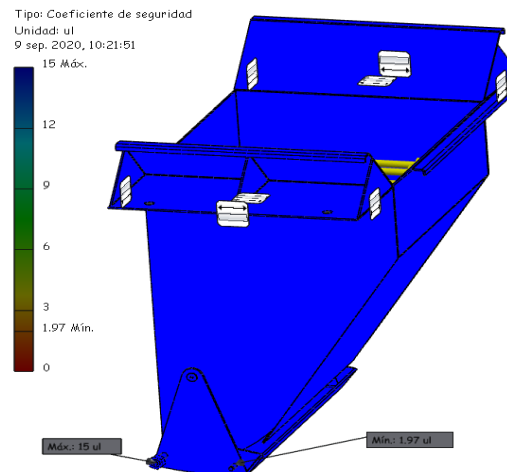


Fig. 4.18 Resultado de coeficientes de seguridad en la tolva. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Como se puede apreciar los lugares de mayor posibilidad de fallo serían las partes inferiores de las paredes frontal y posterior, pero con valores menores a un milímetro y altos coeficientes de seguridad lo sitúan en una cómoda zona elástica de trabajo. Por su parte, como muestra la figura 4.19 con un corte medio, la plancha inferior del balancín también tiende a flectar un poco, pero con un valor no relevante, mientras que en las soldaduras de unión entre las planchas que la conforman es donde menor factor de seguridad se tiene, pero nuevamente es un valor cercano a 2 por lo que no existirá fallo. Por su parte en el pasador que se había calculado en el capítulo 2 y obtenido un diámetro mínimo de cerca de 10 mm, con una sobredimensión hasta los 30 mm, para prever el desgaste que pudiera ocurrir durante su vida útil, posee altos valores de seguridad.

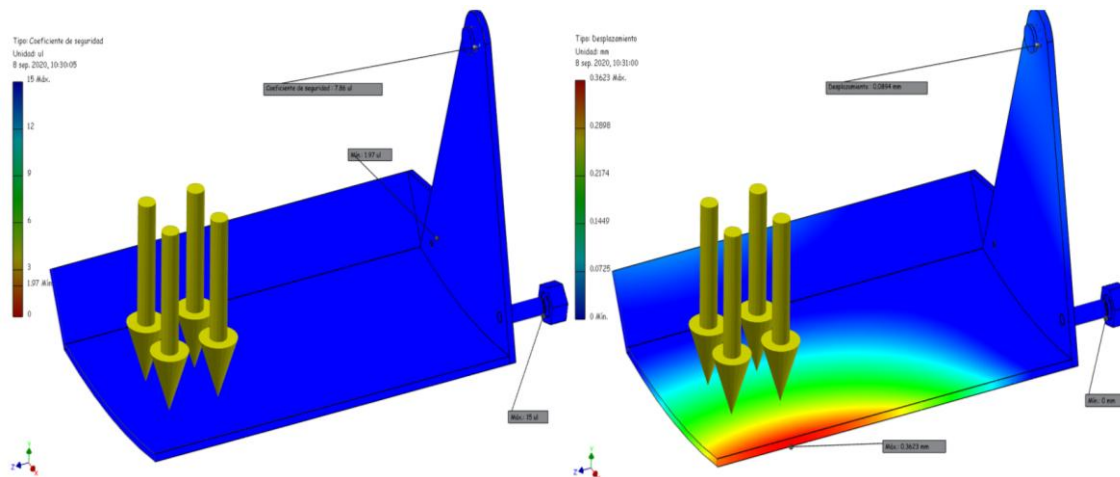


Fig. 4.19 Resultado de coeficientes de seguridad (izquierda) y de desplazamientos (derecha) en el balancín. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

4.1.5. Análisis de cilindros hidráulicos.

En la Máquina Ponedora de Adcretos se emplean 4 sistemas movidos por cilindros hidráulicos. Durante su diseño se comprobó que con las fuerzas y presiones necesarias para el funcionamiento del equipo y para hacer más sencillo el proceso de fabricación se podían seleccionar cilindros con vástagos y camisas de iguales diámetros. Ahora bien, la longitud de estos para cada mecanismo si varía según su disposición. Entonces, ante mismos diámetros y con fuerzas máximas ejercidas iguales bastaría con comprobar el de mayor longitud de vástago y camisa a estabilidad y presión sobre las paredes respectivamente.

Haciendo uso de la herramienta de análisis de tensiones del programa AUTODESK Inventor Professional se procede a comprobar el cilindro hidráulico de mayores posibilidades de fallo como lo es el del mecanismo de desmoldeo. Se comienza el análisis aplicando una fuerza de 15 KN (calculada en el epígrafe 3.6.1) al vástago para comprobar su estabilidad como muestra la figura 4.20 (izquierda) y a tracción (derecha), destacando que la restricción de movimiento se colocó en la zona donde iría el pistón y no en el extremo inferior.



Fig. 4.20 Sistema de cargas sobre el vástago del CH-11-40-25-248. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Por su parte la camisa se vería afectada por la presión de 12 MPa seleccionada para la bomba al entrar en su cámara como muestra la figura 4.21 con un corte medio para apreciar que ocurre en su interior. Con el estudio de este elemento se pretende conocer si la culata, soldada a la camisa, y el buje guía roscado soportan tales presiones.

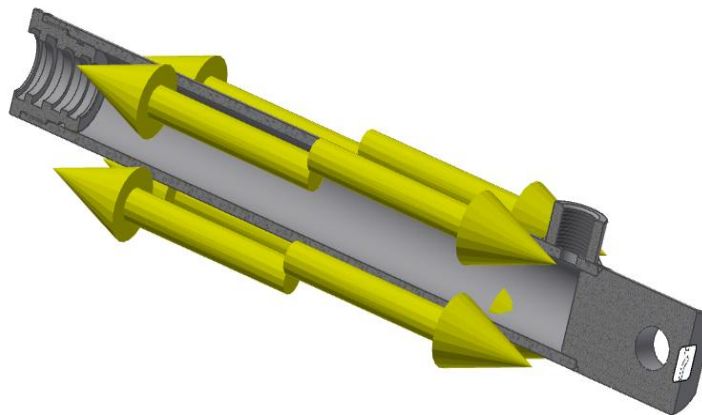


Fig. 4.21 Sistema de cargas sobre la camisa del CH-11-40-25-248. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

Los resultados de los análisis de tensión se resumen en la tabla 4.5.

Tabla 4.5 Resultados de análisis de tensiones sobre vástago y camisa del CH-11-40-25-248.

	Valores mínimos vástago Estabilidad / tracción	Valores máximos vástago Estabilidad / tracción	Valores mínimos camisa	Valores máximos camisa
Tensión de Von Mises (MPa)	0 / 0	211 / 90.46	0	84.71
Desplazamientos (mm)	0 / 0	0.109 / 0.228	0	0.02
Coeficiente de seguridad	1.19 / 2.76	15 / 15	2.95	15

Como muestran las figuras 4.22 a 4.23 el vástago tiende a flectar en su extremo superior, pero con valores realmente pequeños que lo mantienen en factores de seguridad del orden de las 4 unidades. Vale destacar que el programa concentra ciertas tensiones en el cambio de diámetro donde iría el pistón y se obtiene aprecia un valor inferior a lo deseado, pero en realidad esa zona no recibiría cargas ante la compresión sino ante tracción. Entonces, ante tracción se observa que es precisamente en la zona de cambios de diámetros necesarios para la implementación de pistón es donde se obtienen mayores tensiones y desplazamientos, pero con valores muy pequeños que arrojan coeficientes de seguridad superiores a 2.

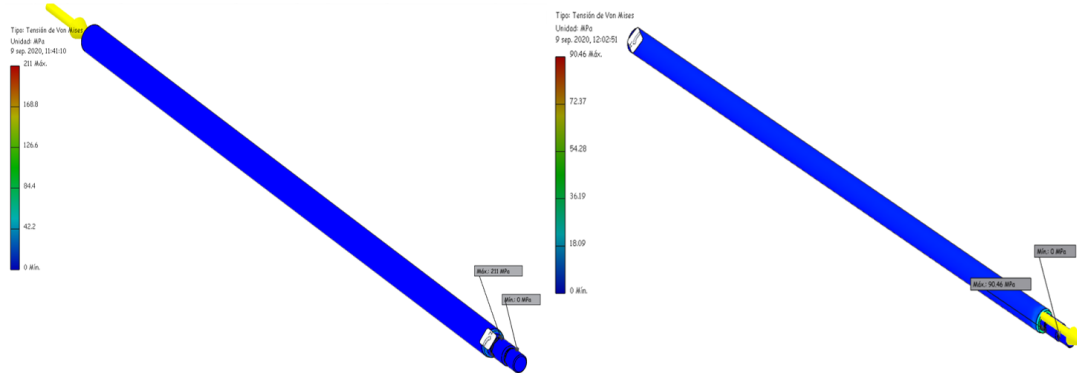


Fig. 4.22 Resultado de Tensión de Von Mises en el vástago del CH-11-40-25-248, estabilidad (izquierda) y tracción (derecha). Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

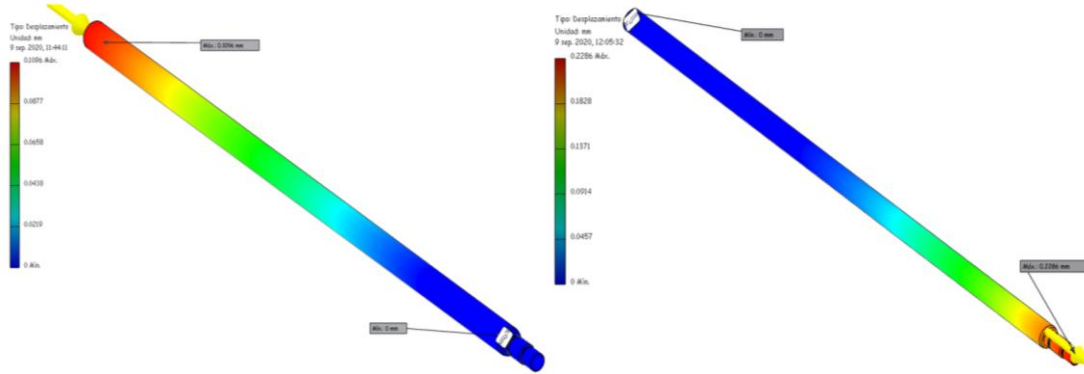


Fig. 4.23 Resultado de desplazamientos en el vástago del CH-11-40-25-248, estabilidad (izquierda) y tracción (derecha). Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

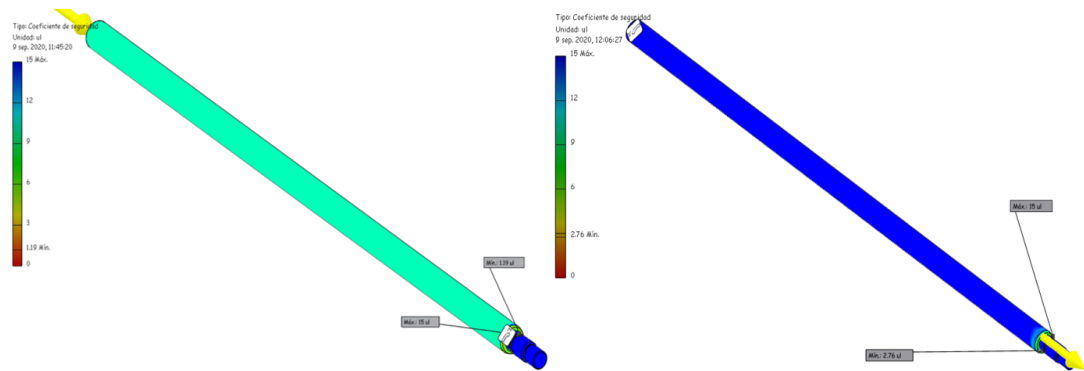


Fig. 4.24 Resultado de coeficientes de seguridad en el vástago del CH-11-40-25-248, estabilidad (izquierda) y tracción (derecha). Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

En las figuras 4.25 a 4.27 se observan los efectos de la presión sobre la camisa. Como era de esperar en la zona roscada del buje guía es donde se producen mayores desplazamientos, pero de valores muy pequeños que entregan altos coeficientes de seguridad. El programa descubre que las mayores tensiones se concentran en el borde del agujero de entrada, pero con un valor cercano a 3 como factor de seguridad no genera ningún riesgo. En cuanto a la soldadura de la culata no se aprecia ningún valor que indique que pueda fallar.

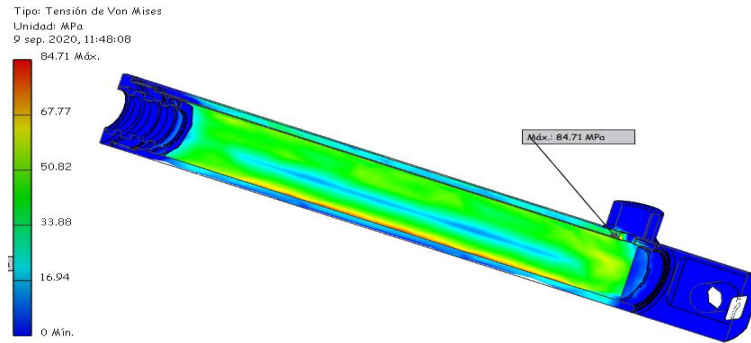


Fig. 4.25 Resultado de Tensión de Von Mises en la camisa del CH-11-40-25-248. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

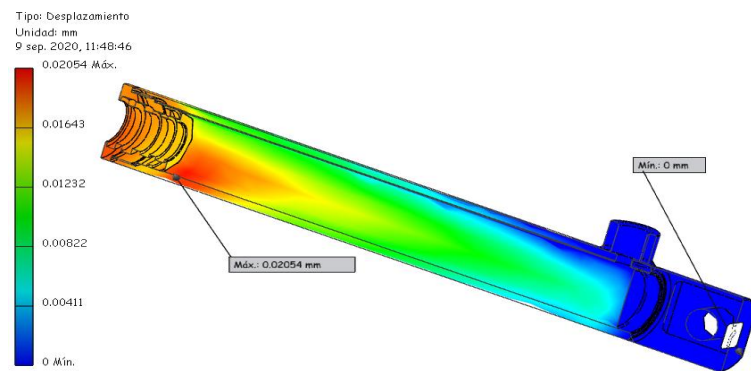


Fig. 4.26 Resultado de desplazamientos en la camisa del CH-11-40-25-248. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

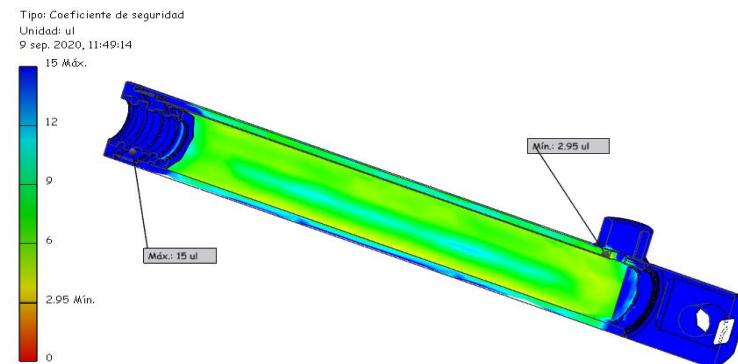


Fig. 4.27 Resultado de coeficientes de seguridad en la camisa del CH-11-40-25-248. Fuente: AUTODESK Inventor Profesional.

4.2. Análisis de factibilidad económica.

El costo de producción constituye un instrumento de control y suma importancia, ya que el análisis del mismo refleja al conjunto de gastos incurridos en la fabricación de un producto o prestación de un servicio; es también la expresión monetaria de

los gastos de producción, es decir, los gastos corrientes de las empresas en la elaboración de la producción. En él se incluyen los gastos de materias primas y materiales auxiliares empleados en cualquier tipo de fabricación, los gastos de trabajo humano que representamos por el salario, la parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación, el valor de la energía consumida, los gastos por concepto de seguridad social, así como otros gastos necesarios que apoyan indirectamente todo tipo de fabricación. El costo como categoría económica expresa la eficiencia en el trabajo, constituye un indicador generalizador de la calidad y permite comparar la producción obtenida y la magnitud de los gastos incurridos en su fabricación, reflejando el ahorro de los recursos materiales, humanos y financieros.

El costo de fabricación está compuesto por los costos directos o gastos en los que se incurre en el proceso de producción y los costos indirectos o gastos en los que se incurre en la dirección, organización y servicios colaterales al proceso productivo. Los gastos directos están compuestos por:

- **Materiales:** Incluye todos aquellos materiales que se consumen en el proceso productivo exceptuando los combustibles.
- **Salarios:** Es la suma de todos los salarios de los operarios que intervienen en el proceso al cual se le adiciona las vacaciones ($\text{Salario} \times 0,090905$) y la seguridad social ($\text{Salario} \times 0,05$).
- **Energía Eléctrica:** Los gastos en energía se calcularon multiplicando la potencia de cada máquina en kW por el tiempo en horas en que se utilizó la misma y este producto a su vez por la tarifa eléctrica correspondiente.

Los gastos indirectos se estiman como el 30% de los gastos directos.

4.2.1. Costo de materias primas para la Máquina Ponedora de Adocretos.

Los costos de las materias primas es el elemento de mayor peso y más importante desde el punto de vista económico pues comprende el valor de todos y cada una de las piezas que conforman el equipo en desarrollo. En el mercado internacional se encuentran diversos precios para un mismo elemento por lo que se hace necesario realizar un estudio y tomar valores promedio con el objetivo de no infravalorar o sobrevalorar el costo de producción de cualquier proyecto.

En el caso de la Máquina ponedora de Adocreos se plantea un diseño pensado para ser elaborado totalmente en la empresa OHC motivo por el cual se enfocan los costos en los precios del acero que toman un valor promedio de 4.63 USD por kilogramo en 2020, según el estudio de varios proveedores realizado. Partes como los elementos del sistema hidráulico y los vibradores mecánicos si serán adquiridos directamente de fabricantes y sus precios también deberán ser estudiados (tabla 4.6). En el anexo 1 se presentan varias tablas que recogen todas las piezas de la Máquina Ponedora de Adocreto separadas por conjuntos estructurales. En ellas se presenta el nombre de cada pieza con la materia prima a utilizar para elaborar la cantidad necesaria y su peso en kilogramos, que se afectara por el valor del acero antes mencionado para obtener su costo. Para algunos elementos como cojinetes se presentará su factor como unidades.

Tabla 4.6 Costo promedio de elementos para los sistemas hidráulico y de vibrado.

Piezas	Bomba	Motor eléctrico	Distribuidor	Hidromotor
Costo	220 USD	250 USD	100 USD	250 USD
Piezas	Mangueras	Tubos (acero)	Racores	Vibradores
Costo	2 USD/m	4 USD/Kg	4 USD/kg	300 USD

4.2.2. Otros gastos para el proceso de fabricación.

En las tablas empleadas de esta sección se reúnen los gastos en salario de los operarios (tabla 4.7) y se realiza una amortización (tabla 4.8) y análisis de gastos en energía eléctrica (tabla 4.9) de las máquinas de herramientas utilizadas.

Durante el proceso de fabricación pueden intervenir muchos operarios que trabajen por turnos o se dividan la labor en varias máquinas de herramientas iguales, según las características de cada empresa. No obstante, para obtener un valor estimado total, se plantea el estudio como si fuera solo un trabajador quien realice todas las operaciones en un tiempo estimado total. Este último dependerá del tiempo de fabricación total en las máquinas de herramientas que le corresponda a cada operario.

En el caso de las vacaciones de los trabajadores se estima en un 9.09% del salario y la seguridad social en un 5% de este.

Tabla 4.7 Gastos en salarios.

Operario	Salario (CUC/hr)	Tiempo(hrs)	Salario (CUC)	Vacaciones	Seguridad social	Gastos en salarios		
						CUC	MN	M. total
Mecánico A.	1.75	57.00	99.75	9.07	4.99	113.80		113.80
Ayudante Mecánico	1.10	57.00	62.70	5.70	3.14	71.53		71.53
Soldador A	1.79	8.00	14.32	1.30	0.72	16.34		16.34
TOTALES DE GASTOS EN SALARIOS						201.68		201.68

En la selección de cual máquina de herramienta será la indicada para cada proceso deberán intervenir los encargados del proceso productivo de la empresa. Saltando este escalón se puede realizar una propuesta y generalizar en un tipo de máquina específico para cada proceso y así resumir el estudio.

Tabla 4.8 Depreciación de Maquinas de herramientas.

Máquina de herramientas	Precio (CUC)	Vida útil (hr)	DEP. Horaria (CUC/hr)	Tiempo utilizado (hr)	Gastos de amortización		
					CUC	MN	M. total
Sierra sin fin	4000	40000	0.1	18	1.8		1.8
Troquel	5000	45000	0.11	10	1.11		1.11
Fresas CNC	15000	55000	0.27	4	1.09		1.09
Dobladoras en frio	2500	60000	0.04	5	0.20		0.20
Tornos CNC	10000	60000	0.16	12	2		2
Máquina de soldar	3500	10000	0.35	8	2.8		2.8
GASTO TOTAL DE AMORTIZACION					9.01		9.01

Para el caso de los precios de cada máquina de herramientas y su vida útil se estimaron los valores basados en promedios globales de estos aspectos pues la empresa no permite el acceso a la contabilidad de su proceso de inversiones por motivos de seguridad.

Los valores de potencia se estiman en base a promedios de las maquinas presentes en OHC y para obtener el gasto en energía eléctrica se afecta el valor de energía consumida por cada máquina de herramientas por una tarifa eléctrica de 0.16 CUC/KW hr.

Tabla 4.9 Gastos en energía eléctrica.

Máquina de herramientas	Potencia (KW)	Tiempo (hrs)	Energía (KW-hr)	Gastos de amortización		
				CUC	MN	M. total
Sierra sin fin	8	18	144	23.04		23.04
Troquel	10	10	100	16		16
Fresas CNC	15	4	60	9.6		9.6
Dobladoras en frio	5	5	25	4		4
Tornos CNC	30	12	360	57.6		57.6
Máquina de soldar	13	8	104	16.64		16.64
GASTO TOTAL EN ENERGIA ELECTRIA				126.88		126.88

El costo total se resuelve mediante la ecuación 4.1 que no es más que la suma de los precios de las materias primas, gastos en salarios, energía eléctrica y por depreciación de máquinas de herramientas y gastos indirectos.

$$\begin{aligned} \text{Costo} = & \text{Precio}_{\text{mat prima}} + \text{Salarios} + \text{Deprec}_{\text{maq herr}} + \text{Gastos}_{\text{energ electr}} \\ & + \text{Costo} * 30\% \end{aligned} \quad (3.26)$$

Finalmente se obtiene que el costo total de fabricación de la Máquina Ponedora de Adoqueros es de 11500 USD aproximadamente. Destacar que pudiera ser menor al introducir precios obtenidos directamente de proveedores que se pueden estimar en un 20% menos que valores presentes en sus páginas web. En el mercado internacional se encuentran máquinas del tipo ponedoras de bloques automáticas y semiautomáticas por valores que comienzan en los 12000 USD, valor que ascendería considerablemente al incluir precios de importación para maquinaria pesada.

CONCLUSIONES

- Con la búsqueda bibliográfica se pudo conocer la variedad de elementos que conforman las Maquinas Ponedoras de bloques que hicieron necesario su análisis separándolos por mecanismos o subconjuntos.
- Teniendo en cuenta la disponibilidad de perfiles y materiales se construyeron los elementos estructurales de la maquina cuyas comprobaciones arrojaron un valor mínimo de seguridad de 2.11 en la viga de soporte del cilindro de compactación.
- Partiendo del análisis de los mecanismos de la máquina se pudo diseñar un sistema hidráulico eficiente que permitiera accionar estos mecanismos de acuerdo con los parámetros previstos.
- Partiendo de las comprobaciones realizadas en el apartado de análisis de tensiones del programa AUTODESK Inventor Professional se pudo comprobar la fiabilidad del diseño.
- Con el análisis económico realizado se evidencia que es factible económicamente comprar materias primas y construir el equipo con un costo de aproximadamente 11500 USD.

RECOMENDACIONES.

- El diseño y correcto montaje del sistema hidráulico debe ser revisado por ingenieros hidráulicos para su correcto funcionamiento.
- Velar por el desgaste que pueda producirse entre el fondo del carro alimentación y el molde.
- Realizar las soldaduras de unión de las planchas que conforman el molde cumpliendo estrictamente las normas para soldar acero 45 con temple.
- Continuar el trabajo en el diseño de nuevos moldes para ampliar la gama de productos que se puedan elaborar con esta misma máquina.

BIBLIOGRAFÍA.

- Ausa. (2020). *Acero al Carbono C45*. Recuperado de [https://www.google.com/search/acero_carbono_C45\(pdf\)](https://www.google.com/search/acero_carbono_C45(pdf)) .
- Callister, W. D. (2007). *Materials Science and Engineering: An Introduction*. Utah, EUA: John Wiley & Sons, Inc.
- Construpedia. (2020). *Estructura de acero*. Recuperado de <https://www.construmatica.com>.
- Dobrovolski, B. B. (1970). *Elementos de Maquinas*. Moscu, URSS: Mir Moscu.
- Eaton. (1997). *Char-Lynn Disc Valve Hydraulic Motor*.
- Felm. (2019). *Motores Electricos Asincronicos de 3 Fases*.
- Fema. (2020). *Vibradores Mecanicos*.
- Guliaev, A. P. (1983). *Metalografia Tomo 1*. Moscu, URRS: Mir Moscu.
- Hansa-flex. (2020). *Catalogo HANSA FLEX* .
- Industria, M. (2008). *Que es una tolva*. Recuperado de <https://www.maquinariaeindustria.es>.
- Jimenez, R. (2016). *Mecanica de los Fluidos: Teoria basica y problemas*. Cienfuegos, Cuba: Universo Sur.
- Machiblock. (2018). *Vibracion para compactacion de hormigon*. Recuperado de <https://www.machiblock.com>.
- Manichetti, A. (2015). *Diseño de Máquina para la Producción de Productos de hormigón Pre-Elaborados. Análisis y Verificación de sus Componentes. (tesis de pregrado)*. Universidad Nacional de Córdoba Facultad de Ciencia Exactas, Físicas y Naturales, Córdoba, Argentina.
- Metunas. (2005). *Perfiles Conformados en frio*. Las Tunas, Cuba: <https://www.metunas.co.cu>.
- Noa, J. G. (n.d.). *Calculo de Elementos de Maquinas*. Cienfuegos, Cuba: Universidad de Cienfuegos.
- Orchiaespirales. (2020). *Tipos de moldes*. Recuperado de <https://www.orchiaespirales.es>.
- Pisarenko, G. S. (1979). *Manual de resistencia de materiales*. Moscu, URSS: Mir Moscu.
- Reshetov. (1985). . (Ed.) *Elementos de maquinas*. La Habana, Cuba: Pumbedlo y Educacion.
- Reza, C. (n.d.). *Flujo de fluidos en valvulas, accesorios y tuberias*. Guadalajara, Mexico: McGRAW-HILL.
- Roemhelfm. (2008). *Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidraulicos*.
- Rometa. (2020). *Maquinas bloqueras automaticas, descripcion*. Recuperado de <https://www.rometa.es>.
- Rometa. (2020). *Maquinas bloqueras manuales, descripcion*. Recuperado de <https://www.rometa.es>.

Roquet. (2018). *Bombas de Engrane Tipo L*.

Sablon, J. A. (2008). *Fallas de estructuras metálicas instaladas en la planta de lixiviación de la Empresa Ernesto Che Guevara sometidas a atmósfera corrosiva*. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Moa, Cuba.

Tecnogerma. (2019). *Funcionamiento de Multi Layers*. Recuperado de <https://www.tecnogerma.com>.

ThyssenKrup_Materials. (2020). *Aceros de Construccion*. Recuperado de [https://www.google.com/search/aceros_de_construccion_ThyssenKrup_Materials\(pdf\)](https://www.google.com/search/aceros_de_construccion_ThyssenKrup_Materials(pdf)).

Walvoil. (2015). *Valvula Seccional de Ccontrol Direccional SD8-DLS8*.

Wikipedia. (2019). *Bombas*. Recuperado de <https://www.kiwix.org>.

Wikipedia. (2019). *Hidromotor*. Recuperado de <https://www.kiwix.org>.

ANEXOS

Anexos 1. Tablas de costos de materias primas por conjunto estructural.

ESTRUCTURA					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Laterales					
Viga 1	Plancha Acero CT 3-1505x382x5,5	2.00	47.00	4.00	376.00
Viga 2	Plancha Acero CT 3-885x382x5,5	2.00	27.50	4.00	220.00
Viga 3	Plancha Acero CT 3-1065x393,5x5,5	2.00	33.00	4.00	264.00
Viga 4	Plancha Acero CT 3-1065x393,5x5,5	2.00	36.00	4.00	288.00
Viga 5	Plancha Acero CT 3-1265x393,5x5,5	2.00	39.00	4.00	312.00
Viga 6	Plancha Acero CT 3-1125x393,5x5,5	2.00	28.00	4.00	224.00
Viga 7	Plancha Acero CT 3-1080x553,5x5,5	2.00	25.50	4.00	204.00
Pletina oreja	Pletina 80x6 Acero ST 37	4.00	0.67	4.00	10.69
Buje guías	Tubo $\varnothing 68 \times \varnothing 50$ Acero ST 37	4.00	2.70	4.00	43.12
Vigas unión entre laterales					
Viga delantera	Plancha Acero CT 3-1705x537x5,5	1.00	35.40	4.00	141.60
Viga media-del	Plancha Acero CT 3-1705x323,5x5,5	1.00	26.30	4.00	105.20
Viga media-tras	Plancha Acero CT 3-1705x393,5x5,5	1.00	27.00	4.00	108.00
Viga trasera	Plancha Acero CT 3-1705x393,5x5,5	1.00	27.00	4.00	108.00
Refuerzo Viga Delantera	Plancha Acero CT 3-295x190x5	2.00	1.07	4.00	8.59
Viga soporte cilindro	Plancha Acero CT 3-	1.00	12.00	4.00	48.00
Refuerzo Viga soporte cilindro	Pletina 190x5 Acero ST 37	2.00	0.69	4.00	5.54
Tanque					
Plancha lateral	Plancha Acero CT 3-400x399,5x5	1.00	6.11	4.00	24.45
Plancha inferior	Plancha Acero CT 3-755x410x5	1.00	11.92	4.00	47.69
Plancha interior	Plancha Acero CT 3-755x405x5	1.00	11.78	4.00	47.10
Plancha superior exterior	Plancha Acero CT 3-755x205x5	2.00	5.88	4.00	47.04

Deflectores	Plancha Acero CT 3-399,5x255x5	1.00	5.88	4.00	23.52
Cartabón refuerzo	Plancha Acero CT 3-	2.00	10.05	4.00	80.38
Total					2736.92

COMPACTADOR					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Soporte del apisonador					
Viga I	Acero CT 3-1380mm	1.00	84.59	4.00	338.36
Plancha sujeción correderas	Plancha Acero CT 3-725X205X15	2.00	17.00	4.00	136.00
Viga unión al apisonador	Plancha Acero CT 3-751X165X5	2.00	8.10	4.00	64.80
Viga unión	Plancha Acero CT 3-385x382x5,5	2.00	5.90	4.00	47.20
Plancha Corredoras	Pletina 160x10 Acero ST 37	4.00	2.00	4.00	32.00
Corredoras verticales	Tubo Ø80xØ50 Acero ST 37	4.00	3.40	4.00	54.40
Buje correderas verticales	Tubo Ø68xØ48 Bronce	8.00	0.90	4.00	28.80
Tornillos correderos	Tornillo DIN 6914 M16x40	16.00	0.20	4.00	12.80
Tuercas tornillos corredera	Tuerca DIN 6915 M16	16.00	0.05	4.00	3.20
Orejas cilindro	Pletina 65x10 Acero ST 37	2.00	0.22	4.00	1.76
Orejas bielas	Pletina 90x10 Acero ST 37	2.00	0.36	4.00	2.88
Apisonador					
Brazos apisonador	Plancha Acero CT 3-250X145X5	70.00	1.40	4.00	392.00
Planchuelas moldeo	Pletina 200x10 Acero ST 37	35.00	1.60	4.00	224.00
Plancha apisonadora	Plancha Acero CT 3-1015X751X30	1.00	177.50	4.00	710.00
Viga superior del apisonador	Plancha Acero CT 3-751X205X5	2.00	4.70	4.00	37.60
Mecanismo de movimiento					
Biela primaria	Plancha Acero CT 3-465x125x10	2.00	3.30	4.00	26.40
Biela secundaria	Plancha Acero CT 3-540x90x10	2.00	3.20	4.00	25.60

Eje compactador	Tubo Ø70xØ50 Acero ST 37	1.00	15.50	4.00	62.00
Pasador	Barra Ø75 Acero ST 37	4.00	0.45	4.00	7.20
Tope pasador	Barra Ø75 Acero ST 37	4.00	0.11	4.00	1.76
Tornillo Pasadores	Tornillo DIN EN 24017 M10x14	4.00	0.03	4.00	0.48
Soporte de cojinetes	Pletina 180x30 Acero ST 37	2.00	5.90	4.00	47.20
Tapa soporte de cojinetes	Pletina 180x10 Acero ST 37	2.00	2.50	4.00	20.00
Tapa soporte de cojinetes interior	Pletina 180x10 Acero ST 37	2.00	1.86	4.00	14.88
Cojinetes	Cojinete DIN 625-T1 6016-80x125x22	2.00	1.00	3.00	6.00
Tornillos cajas cojinetes	Tornillo DIN 6914 M16x80	8.00	0.18	4.00	5.76
Tuercas Tornillos cajas cojinetes	Tuerca DIN 6915 M16	8.00	0.05	4.00	1.60
Total					2304.68

MOLDE					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Molde					
Planchas exteriores laterales	Plancha Acero 45-771x85x10	2.00	4.80	4.00	38.40
Planchas frontales	Plancha Acero 45-1035x85x10	8.00	6.60	4.00	211.20
Planchas laterales interiores	Plancha Acero 45-766x85x10	4.00	3.45	4.00	55.20
Planchas interiores	Plancha Acero 45-203x85x10	30.00	0.62	4.00	74.40
Viga molde-vibrador	Tubo cuadrado 45x5 Acero CT 3	2.00	3.18	4.00	25.44
Viga lateral molde	Tubo cuadrado 40x4 Acero CT 3	2.00	4.28	4.00	34.24
Tope carro	Plancha Acero CT 3-1055x75x5	1.00	3.10	4.00	12.40
Vibrador					
Barra base vibrador	Barra Cuadrada Acero CT 3- 80x50	2.00	23.00	4.00	184.00
Pletinas correderas	Pletina Acero ST 37 - 160x10	4.00	2.00	4.00	32.00

Plancha base	Plancha Acero CT 3-805x125x20	2.00	15.00	4.00	120.00
Plancha lateral de sujeción	Plancha Acero CT 3-805x455x16	2.00	26.00	4.00	208.00
Correderas verticales	Tubo Ø80xØ50 Acero ST 37	4.00	3.50	4.00	56.00
Buje correderas verticales	Tubo Ø68xØ48 Bronce	8.00	0.90		0.00
Pletina 120x20x35	Pletina Acero CT 3 - 120x20	4.00	0.66	4.00	10.56
Barra vibradora	Barra cuadrada Acero CT 3-80x60	2.00	23.50	4.00	188.00
Tornillo sujeción laterales	Tornillo DIN 6914 M16x40	16.00	0.12	4.00	7.68
Tuerca Tornillo sujeción laterales	Tuerca DIN 6915 M16	16.00	0.05	4.00	3.20
Calzos de goma	Calzos de goma xxxxx	8.00	1.00	0.50	4.00
Tornillo ajuste vibración	Tornillo DIN 6914 M16x110	8.00	0.25	4.00	8.00
Viga soporte vibrador	Viga I Acero CT 3 - 250 mm	2.00	6.50	4.00	52.00
Base vibrador	Pletina Acero ST 37 160x10	2.00	2.00	4.00	16.00
Mecanismo de movimiento					
Eje desmoldeo	Tubo Acero xxx- 80x65	1.00	19.30	4.00	77.20
Biela primaria	Plancha Acero CT 3-460x125x20	2.00	6.50	4.00	52.00
Biela secundaria	Plancha Acero CT 3-855x95x15	2.00	8.50	4.00	68.00
Pasador bielas-cilindro	Barra redonda Acero xxx- Ø60	2.00	1.50	4.00	12.00
Tope Pasador bielas-cilindro	Barra redonda Acero xxx- Ø45	2.00	0.06	4.00	0.48
Pasador biela-molde	Barra redonda Acero xxx- Ø60	2.00	0.78	4.00	6.24
Tope pasador biela-molde	Barra redonda Acero xxx- Ø60	2.00	0.12	4.00	0.96
Tornillos pasadores	Tornillo DIN EN 24017 M10x14	2.00	0.03	4.00	0.24
Soporte cojinetes	Pletina 180x30 Acero ,,,	2.00	5.90	4.00	47.20
Tapa soporte cojinetes	Pletina 180x10 Acero ,,,	2.00	2.50	4.00	20.00

Tapa soporte cojinetes interior	Pletina 180x10 Acero ...	2.00	1.86	4.00	14.88
Cojinetes	Cojinete DIN 625-T1 6016-80x125x22	2.00	1.00	3.00	6.00
Tornillo caja cojinetes	Tornillo DIN 6914 M16x80	8.00	0.18	4.00	5.76
Tuerca Tornillo caja cojinetes	Tuerca DIN 6915 M16	8.00	0.05	4.00	1.60
Total					1653.28

TOLVA					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Tanque					
Plancha 1	Plancha Acero CT 3-1175x945x6	1	51.7	4	206.8
Plancha 2	Plancha Acero CT 3-1203x845x6	2	35	4	280
Plancha 3	Plancha Acero CT 3-1250x945x6	1	55	4	220
Plancha 4	Plancha Acero CT 3-945x163,5x6	1	7	4	28
Plancha 5	Plancha Acero CT 3-845x363,2x6	1	14.2	4	56.8
Plancha 6	Plancha Acero CT 3-845x375x6	1	14.6	4	58.4
Triangulo refuerzo	Plancha Acero CT 3-355x180x6	6	1.45	4	34.8
Tornillo Tolva	Tornillo DIN 6914 M16x40	6	0.15	4	3.6
Tuerca Tornillo Tolva	Tuerca DIN 6915 M16	6	0.05	4	1.2
Balancín					
Respaldo	Plancha Acero CT 3-981x105x8	1	6	4	24
Cartabón	Pletina Acero CT 3-80x8	2	0.25	4	2
Fondo	Plancha Acero CT 3-961x350x8	1	23.7	4	94.8
Lateral	Plancha Acero CT 3-445x314x8	2	6.3	4	50.4
Tope muelle	Barra circular Ø16 Acero ...	2	0.07	4	0.56
Tope apertura	Barra circular Ø22 Acero ...	2	0.2	4	1.6

Pasador	Barra circular Ø35 Acero ...	2	0.15	4	1.2
Tope pasador	Barra circular Ø36 Acero ...	2	0.03	4	0.24
Muelle	0	2	0.07	4	0.56
Tornillo Pasador	Tornillo DIN EN 24017 M10 x 14	2	0.03	4	0.24
Total					1065.2

ALIMENTACION					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Caja					
Plancha lateral caja	Plancha Acero CT 3- 745x155x12	2	10.4	4	83.2
Plancha del- tras	Plancha Acero CT 3- 1047x155x12	2	14.7	4	117.6
Plancha S	Plancha Acero CT 3- 405x336,65x12	2	12	4	96
Plancha lateral sujeción	Plancha Acero CT 3- 325x305x12	2	7.3	4	58.4
Pletina unión corredera	Pletina 300x12 Acero ST 52	2	2.3	4	18.4
Pletina corredera	Pletina 300x12 Acero ST 52	2	1.4	4	11.2
Corredera Horizontal	Tubo Ø80xØ50 Acero ST 52	2	7.3	4	58.4
Oreja de corredera	Barra Ø70 Acero ST 52	2	0.65	4	5.2
Pletina apertura balancín	Pletina 300x12 Acero ST 52	2	3	4	24
Tornillo Sujeción Caja	Tornillo DIN 6914 M16x4	30	0.15	4	18
Tuerca Tornillo Sujeción Caja	Tuerca DIN 6915 M16	30	0.05	4	6
Plancha base del Carro	Plancha Acero CT 3- 1961.29x1005x6	1	87.7	4	350.8
Plancha tope del Carro	Plancha Acero CT 3- 1475x146x6	1	9.7	4	38.8
Barra Escobilla	Barra Ø20 Acero ST 52	2	2.57	4	20.56
Pletina Escobilla	Pletina 120x10 Acero ST 52	2	9.4	4	75.2
Mecanismo de movimiento					

Biela primaria	Plancha Acero CT 3-675x125x30	2	16.5	4	132
Biela secundaria	Plancha Acero CT 3-545x95x20	2	6.9	4	55.2
Eje alimentación	Tubo Ø85xØ63 Acero ST 52	1	19.5	4	78
Pasador bielas	Barra Ø75 Acero ST 52	2	1	4	8
Tope Pasador Bielas	Barra Ø75 Acero ST 52	4	0.12	4	1.92
Pasador Cilindro	Barra Ø45 Acero ST 52	2	0.38	4	3.04
Tope Pasador Cilindro	Barra Ø45 Acero ST 52	2	0.05	4	0.4
Orejas Biela primaria	Pletina 185x10 Acero ST 52	4	1.5	4	24
Soporte de cojinetes	Pletina 180x30 Acero ST 52	2	4.63	4	37.04
Tapa soporte de cojinetes	Pletina 180x10 Acero ST 52	2	4.63	4	37.04
Tapa soporte de cojinetes interior	Pletina 180x10 Acero ""	2	4.63	4	37.04
Cojinetes	Cojinete DIN 625-T1 6016-80x125x22	2	1	3	6
Tornillos cajas cojinetes	Tornillo DIN 6914 M20x80	8	4.63	4	148.16
Tuerca Tornillos cajas cojinetes	Tuerca DIN 6915 M20	8	4.63	4	148.16
Tornillo Pasadores	Tornillo DIN EN 24017 M10 x 14	6	0.03	4	0.72
Guía Horizontal	Tubo Ø50xØ22 Acero ST 52	2	25.5	4	204
Topes Guía Horizontal	Barra Ø60 Acero ST 52	4	0.25	4	4
Buje Corredoras	Tubo Ø65xØ48 Bronce	4	0.9	4	14.4
Total					1920.88

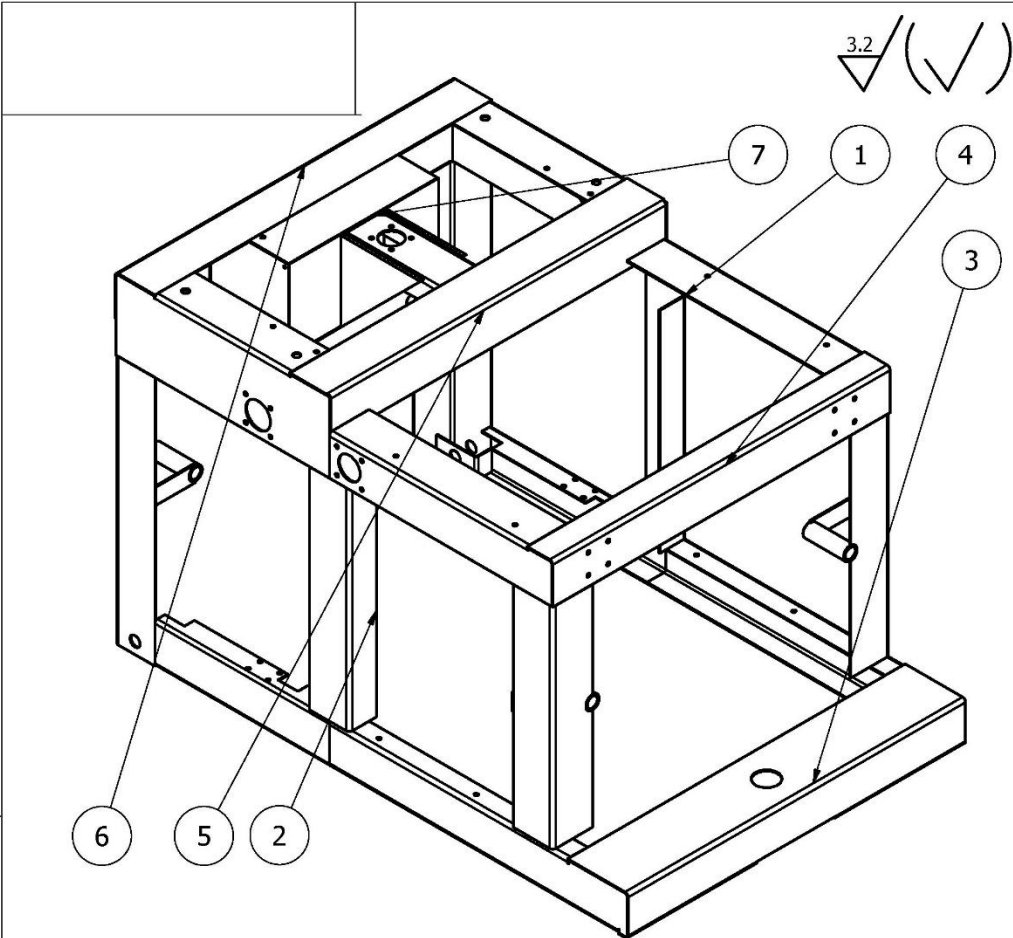
RUEDAS					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Rueda delantera					
Rueda delantera	Barra Ø160 Acero ST 37	1	18	4	72

Buje rueda	Tubo Ø74xØ48 Bronce	2	0.5		0
Eje rotor	Barra Ø100 f1140 L/C	1	2.8	4	11.2
Tapa eje	Barra Ø75 Acero ST 37	1	0.18	4	0.72
Tornillo tapa eje	Tornillo DIN EN 24017 M10x30	3	0.03	4	0.36
Apoyo superior	Pletina 130x25 Acero CT 3	1	3.7	4	14.8
Lateral derecho	Pletina 130x30 Acero CT 4	1	3.39	4	13.56
Lateral izquierdo	Pletina 130x25 Acero CT 3	1	2.9	4	11.6
Buje Casquillo exterior	Barra Ø150 Acero ST 37	1	4.3	4	17.2
Tapa buje	Barra Ø150 Acero ST 37	1	2	4	8
Brazo rotación	Pletina 130x30 Acero CT 3	1	2.3	4	9.2
Pivote cilindro	Pletina 60x 10 Acero CT 4	1	0.7	4	2.8
Eje del pivote	Barra Ø30 Acero ST 37	1	0.27	4	1.08
Cojinete Radial rueda	Cojinete Radial DIN 711 514 12 60x130x51	1	1	3	3
Cojinete rueda	Cojinete DIN 625-Ti 50x90x20	1	1	3	3
Rueda trasera					
Rueda trasera	Barra Ø160 Acero ST 37	2	8	4	64
Bujes	Tubo Ø50xØ40 Bronce	4	0.7		0
Total					232.52

CILINDROS x 6					
Denominación	Materia Prima	Cantidad	Factor (kg)	Precio x unidad (USD/Kg)	Costo
Cuerpo					
Camisa	Tubo Ø55xØ35 A/C f1140	1	2.4	4	9.6
Culata	Barra Ø55 f1140 L/C	1	1	4	4
Buje de Culata	Tocho hierro fundido Ø25	1	0.2	2	0.4
Buje Guía	Barra Ø55 f1140 L/C	1	0.3	4	1.2
Toma	Barra Ø32 f1140 L/C	2	0.08	4	0.64
Vástago	Barra Ø30 f1140 L/C	1	2.4	4	9.6

Pistón	Barra Ø40 f1140 L/C	1	0.3	4	1.2
Tuerca	Barra Hexagonal Ø25 St37,4	1	0.08	4	0.32
Oreja del vástago	Barra Ø50 f1140 L/C	1	0.4	4	1.6
Buje Oreja del vástago	Tocho hierro fundido Ø35	1	0.4	4	1.6
Sellos					
Cinta guía pistón		1			0
Sello tórico pistón interior		1			0
Collarín pistón RSE		2			0
Sello tórico buje guía		1			0
Cintas guía buje guía		2			0
Collarín RSS buje guía		1			0
Rascador		1			0
Total					178.56

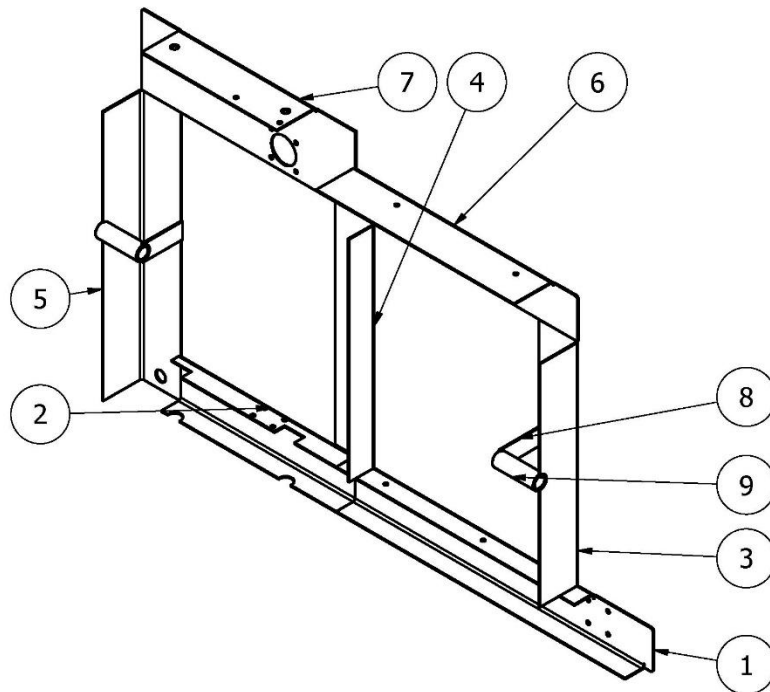
Anexos 2. Planos de Conjuntos Estructurales.



Firma y Fecha		LISTA DE PIEZAS			
No. inventario D.	Sustituye a:	ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
		1	1	Lateral derecho	
		2	1	Lateral Izquierdo	
		3	1	Viga delantera	
		4	1	Viga media-del	
		5	1	viga media-tras	
		6	1	Viga trasera	
		7	1	Tanque	

Firma y Fecha		ESTRUCTURA DE MAQUINA PONEDORA DE ADOCRETOS				OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS											
		ACERO CT 3				Etapas de elaboración											
						<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">Prototipo</td> <td style="width: 25%;">Masa</td> <td style="width: 25%;">Escala</td> <td style="width: 25%;">Hoja No.</td> </tr> <tr> <td></td> <td>476 kg</td> <td>E 1 : 20</td> <td>1</td> </tr> </table>				Prototipo	Masa	Escala	Hoja No.		476 kg	E 1 : 20	1
Prototipo	Masa					Escala	Hoja No.										
	476 kg					E 1 : 20	1										
		MPA01/01-00															
No. inventario O.T.		Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha											
		Dibujante		E FLORES													
		Proyecto		E FLORES													
		Reviso															
		Cont. tec.															
		Cont. Nor.															
		Aprobado															

3.2 / (✓)



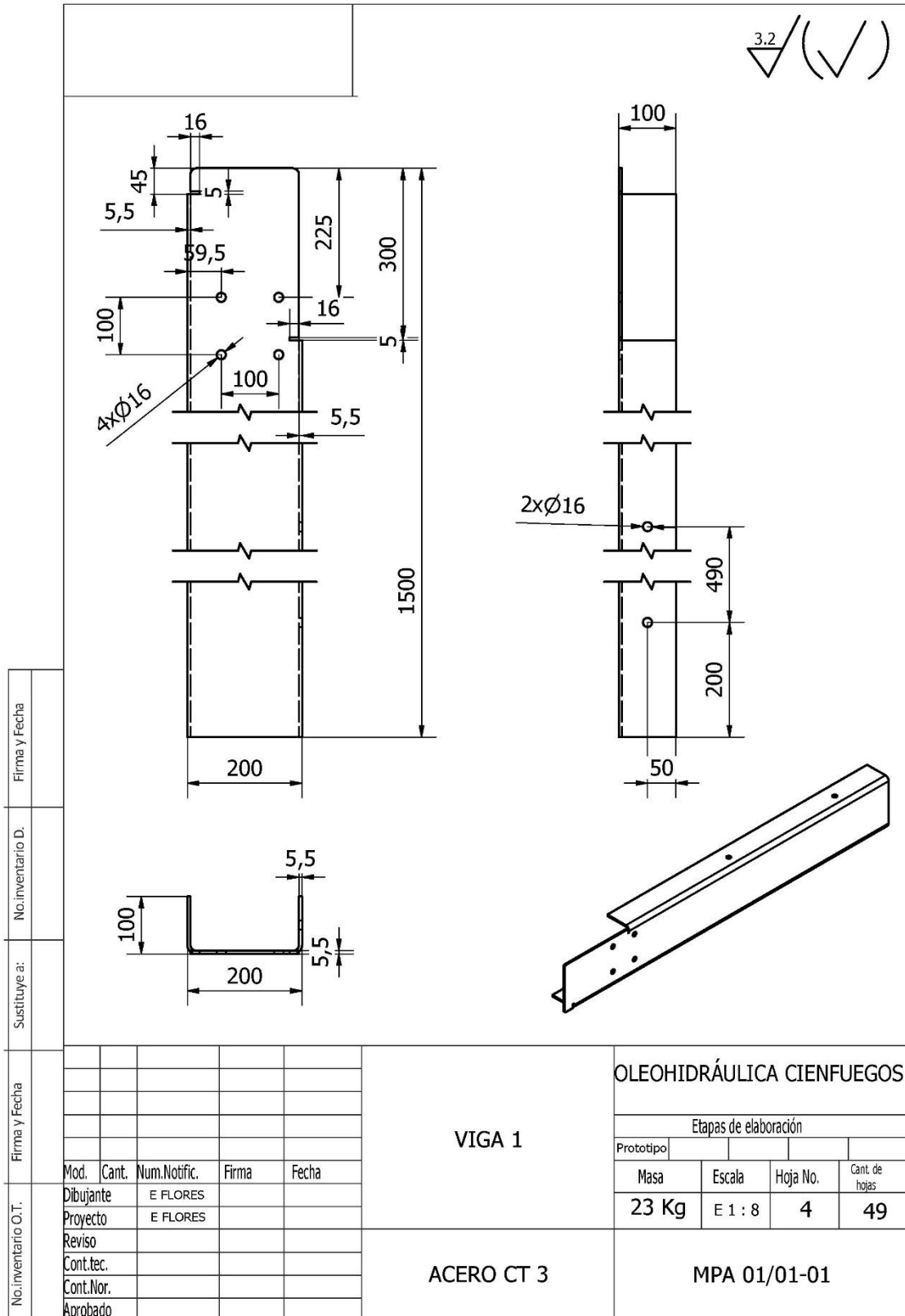
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Viga 1	
2	1	Viga 2	
3	1	Viga3	
4	1	Viga 4	
5	1	Viga 5	
6	1	Viga 6	
7	1	Viga 7	
8	2	Plancha oreja	
9	2	Tubo de buje	

Firma y Fecha					
No. inventario D.					
Sustituye a:					
Firma y Fecha					
No. inventario O.T.					
Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	
Dibujante		E FLORES			
Proyecto		E FLORES			
Reviso					
Cont. tec.					
Cont. Nor.					
Aprobado					

OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS			
Etapas de elaboración			
Prototipo			
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas
136 Kg	E 1 : 20	2	49
ACERO CT 3		MPA 01/02-00	

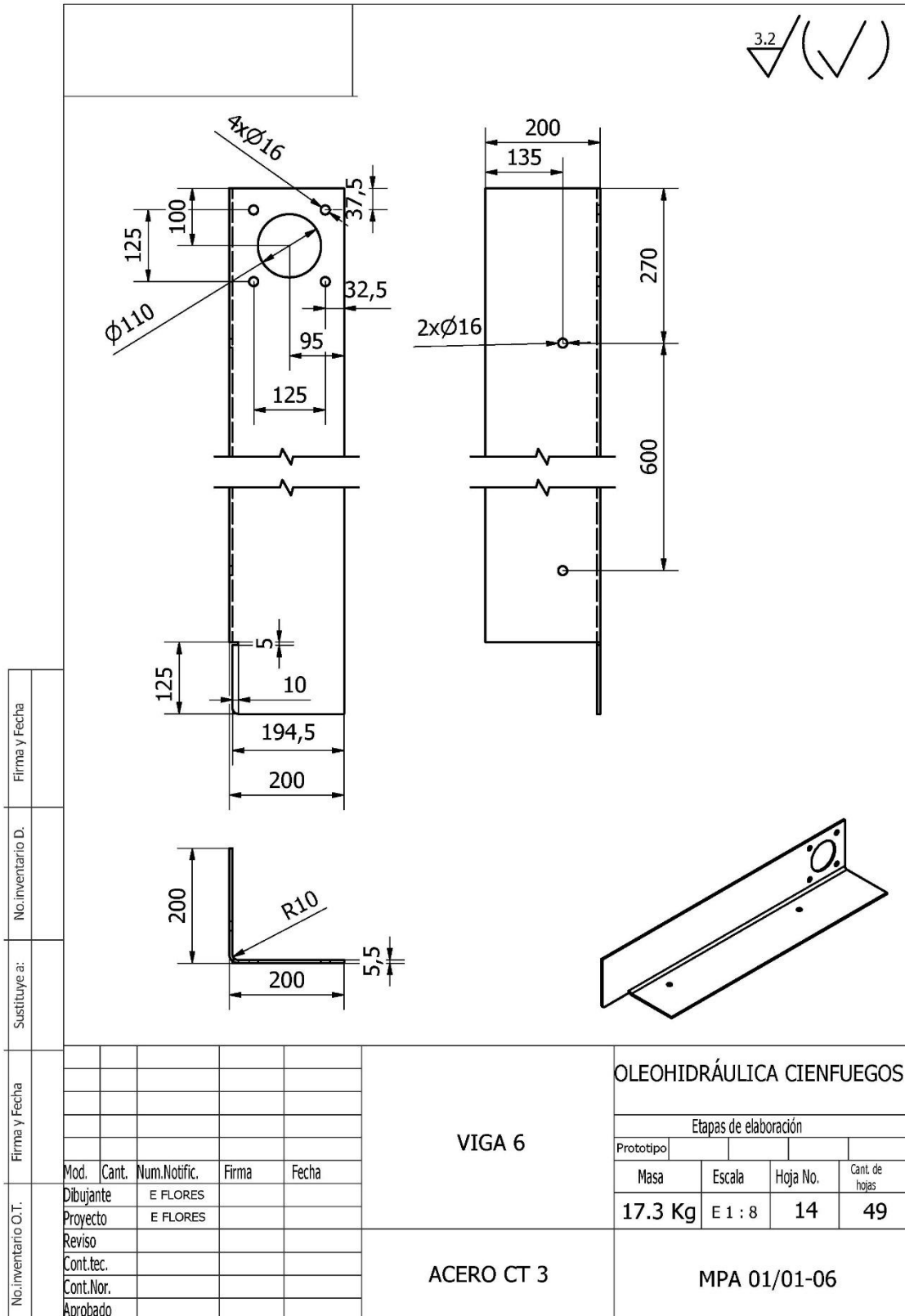
120



122

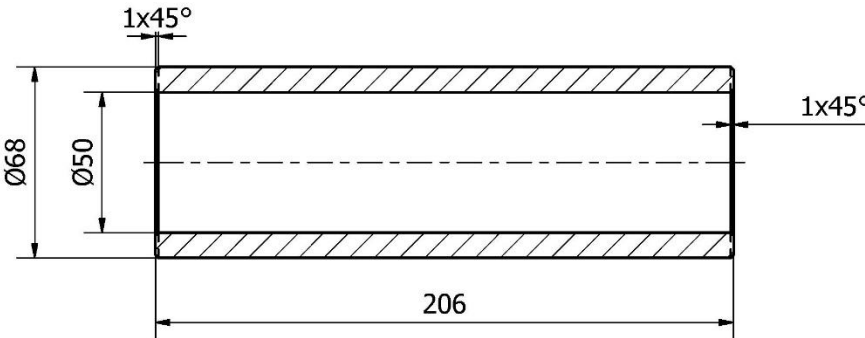
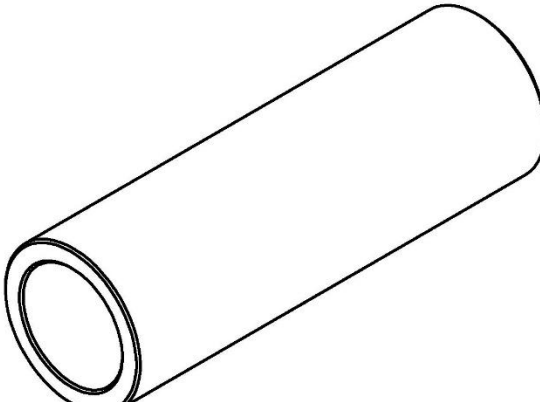
123

124

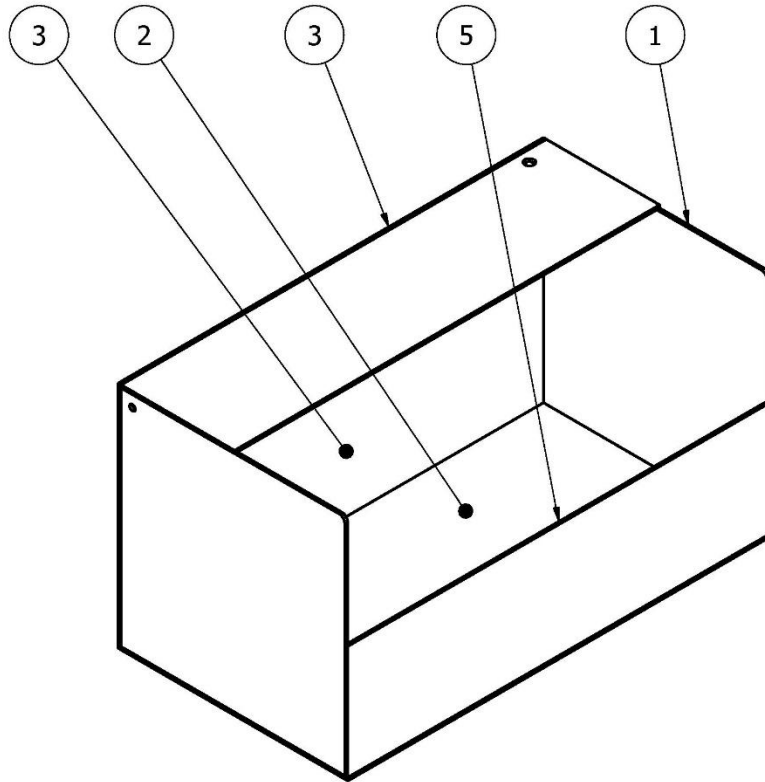




127

																										
																										
		biseles no acotados 1x45																								
No. inventario O.T. Mod. Cant. Num. Notific. Firma Fecha Dibuja Proyecto Reviso Cont. tec. Cont. Nor. Aprobado					BUJE GUIAS																					
					ACERO CT 3																					
					MPA 01/01-09																					
Firma y Fecha No. inventario D. Sustituye a:		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="5" style="text-align: center;">OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS</td> </tr> <tr> <td colspan="5" style="text-align: center;">Etapas de elaboración</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Prototipo</td> <td style="text-align: center;">Masa</td> <td style="text-align: center;">Escala</td> <td style="text-align: center;">Hoja No.</td> <td style="text-align: center;">Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">2.7 Kg</td> <td style="text-align: center;">E 1 : 2</td> <td style="text-align: center;">18</td> <td style="text-align: center;">49</td> </tr> </table>					OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS					Etapas de elaboración					Prototipo	Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas		2.7 Kg	E 1 : 2	18	49
OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS																										
Etapas de elaboración																										
Prototipo	Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																						
	2.7 Kg	E 1 : 2	18	49																						

3.2 / (✓)



Firma y Fecha				
No. inventario D.				
Sustituye a:				
Firma y Fecha				
No. inventario O.T.				

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	Planchas laterales tanque	
2	1	Plancha inferior tanque	
3	1	Plancha interior tanque	
4	1	Plancha superior tanque	
5	1	Plancha exterior tanque	

					OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS			
					Etapas de elaboración			
					Prototipo			
					Masa		Escala	
					48.3 Kg		E 1: 7	
					Hoja No.		43	
					Cant. de hojas		49	
					ACERO CT 3			
					MPA 01/03-00			

Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha
Dibujante		E FLORES		
Proyecto		E FLORES		
Reviso				
Cont. tec.				
Cont. Nor.				
Aprobado				

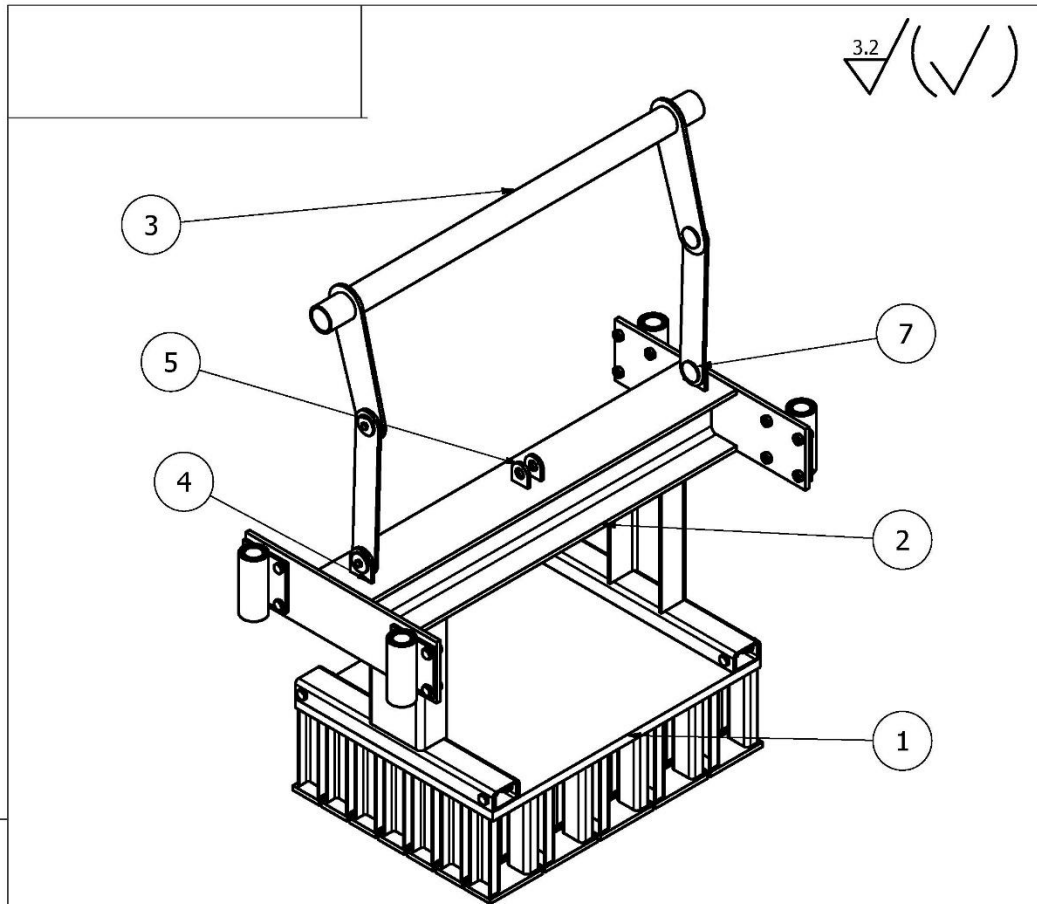
130

131

132

133

134



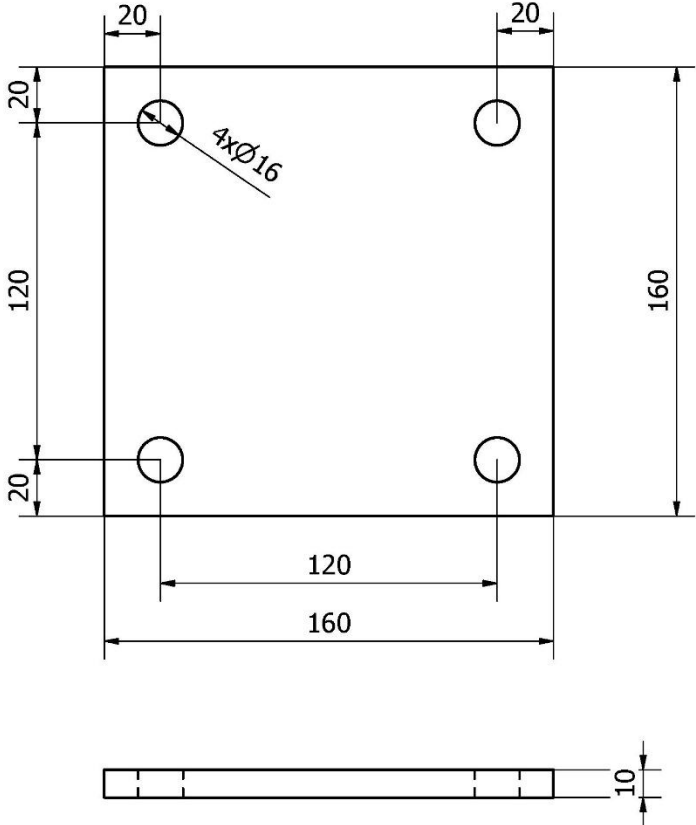
Firma y Fecha	No. inventario D.	LISTA DE PIEZAS			
Sustituye a:		ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
		1	1	Apisonador	
		2	70	Soporte Apisonador	
		3	35	Mecanismo eje-bielas	
		4	1	Oreja bielas	
		5	2	Oreja cilindro	
Firma y Fecha					OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS
					Etapas de elaboración
					PROTOTIPO
					Masa Escala Hoja No. Cant. de hojas
					546 Kg E 1 : 15 1 35
No. inventario O.T.		Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma Fecha
		Dibujante		E FLORES	
		Proyecto		E FLORES	
		Reviso			
		Cont. tec.			
		Cont. Nor.			
		Aprobado			
					COMPACTADOR
					MPA 02/00-00

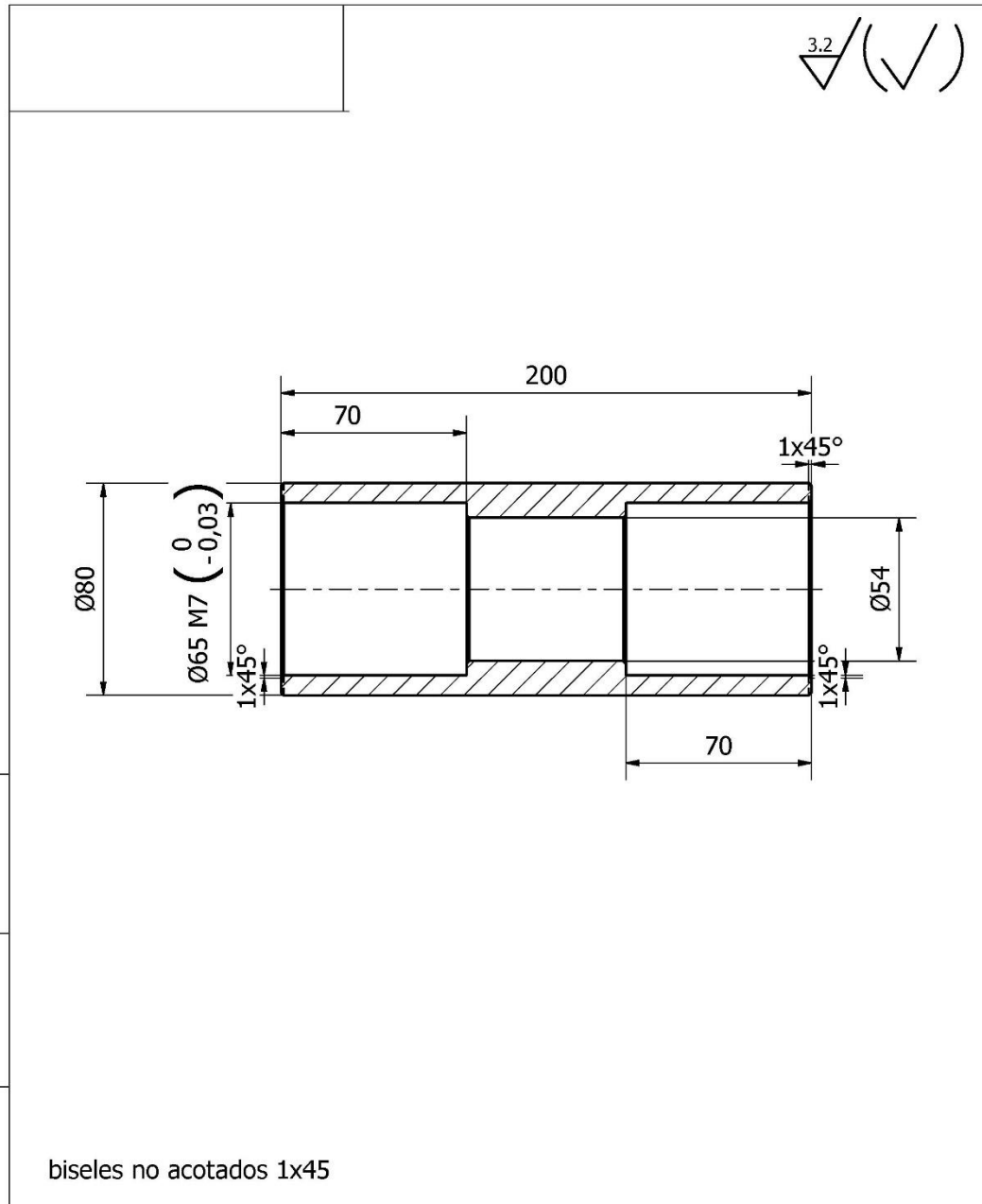
136

137

138

139

																																																			
No. Inventario O.T.: Dibuja Proyecto Reviso Cont. tec. Cont. Nor. Aprobado	Firma y Fecha	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">Mod.</td> <td style="width: 10%;">Cant.</td> <td style="width: 10%;">Num. Notif.</td> <td style="width: 10%;">Firma</td> <td style="width: 10%;">Fecha</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td colspan="5" style="text-align: center; font-weight: bold;">PLANCHA CORREDERAS</td> </tr> </table>					Mod.	Cant.	Num. Notif.	Firma	Fecha						PLANCHA CORREDERAS					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center; font-weight: bold;">OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS</td> </tr> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">Etapas de elaboración</td> </tr> <tr> <td style="width: 25%;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Masa</td> <td>Escala</td> <td>Hoja No.</td> <td>Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td>1.9 Kg</td> <td>E 1 : 2</td> <td>9</td> <td>35</td> </tr> </table>										OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS				Etapas de elaboración				PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	1.9 Kg	E 1 : 2	9	35
							Mod.	Cant.	Num. Notif.	Firma	Fecha																																								
PLANCHA CORREDERAS																																																			
OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS																																																			
Etapas de elaboración																																																			
PROTOTIPO																																																			
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																																																
1.9 Kg	E 1 : 2	9	35																																																
		ACERO CT 3					MPA 02/01-05																																												



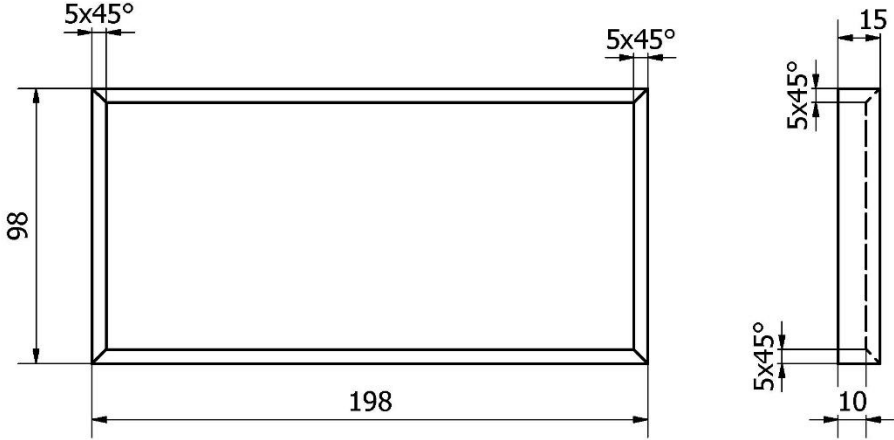
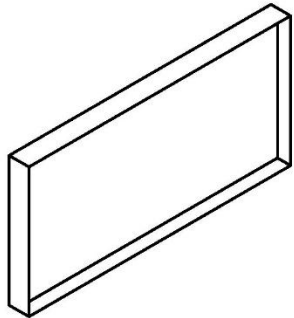
Firma y Fecha		No. inventario D.		Sustituye a:	
Firma y Fecha		CORREDERAS VERTICALES		OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS	
No. inventario O.T.		Etapas de elaboración		PROTO TIPO	
Mod.		Cant.		Masa	
Dibujante		E FLORES		3.16 Kg	
Proyecto		E FLORES		E 1 : 2	
Reviso				Hoja No.	
Cont.tec.				10	
Cont.Nor.				Cant. de hojas	
Aprobado				35	
				MPA 02/01-06	

142

143

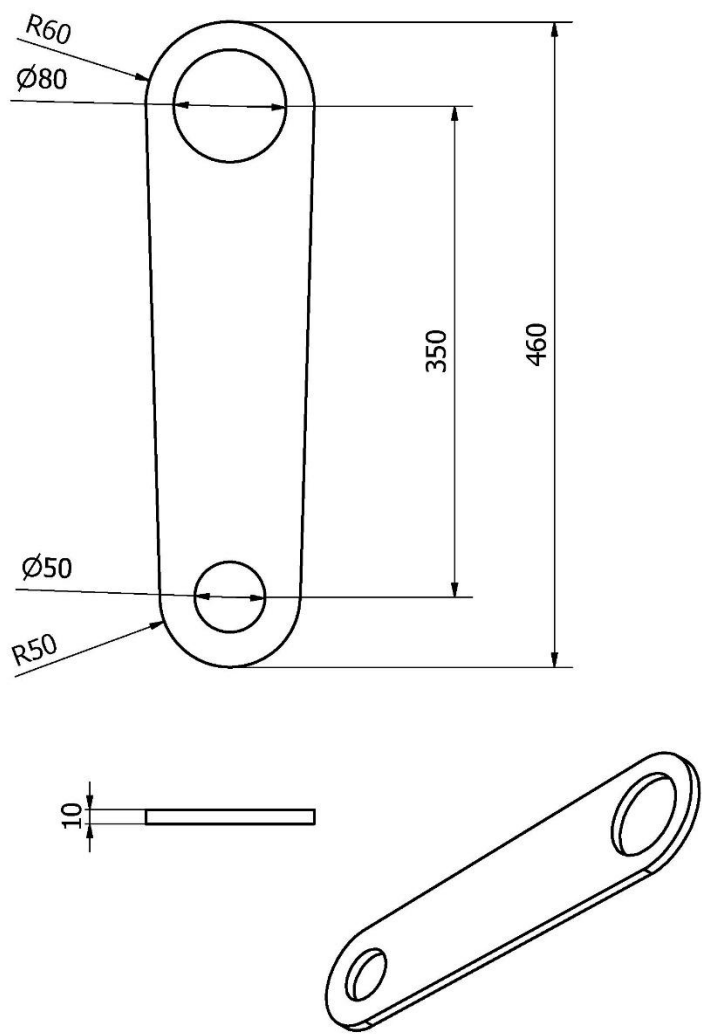
144

145

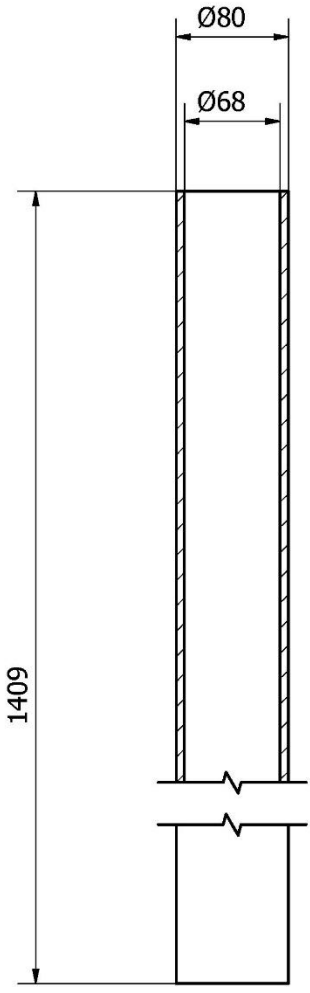
						3.2 (✓)					
											
											
No. Inventario O.T.	Firma y Fecha						PLANCHUELAS MOLDEADO	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS			
	Sustituye a:							Etapas de elaboración			
	No. Inventario D.							PROTO TIPO			
	Firma y Fecha							Masa Escala Hoja No. Cant. de hojas			
	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	1.58 Kg E 1 : 2 19 35					
	Dibujante	E FLORES						ACERO CT 3			
	Proyecto	E FLORES									
	Reviso										
Cont. tec.											
Cont. Nor.						MPA 02/02-02					
Aprobado											

147

148

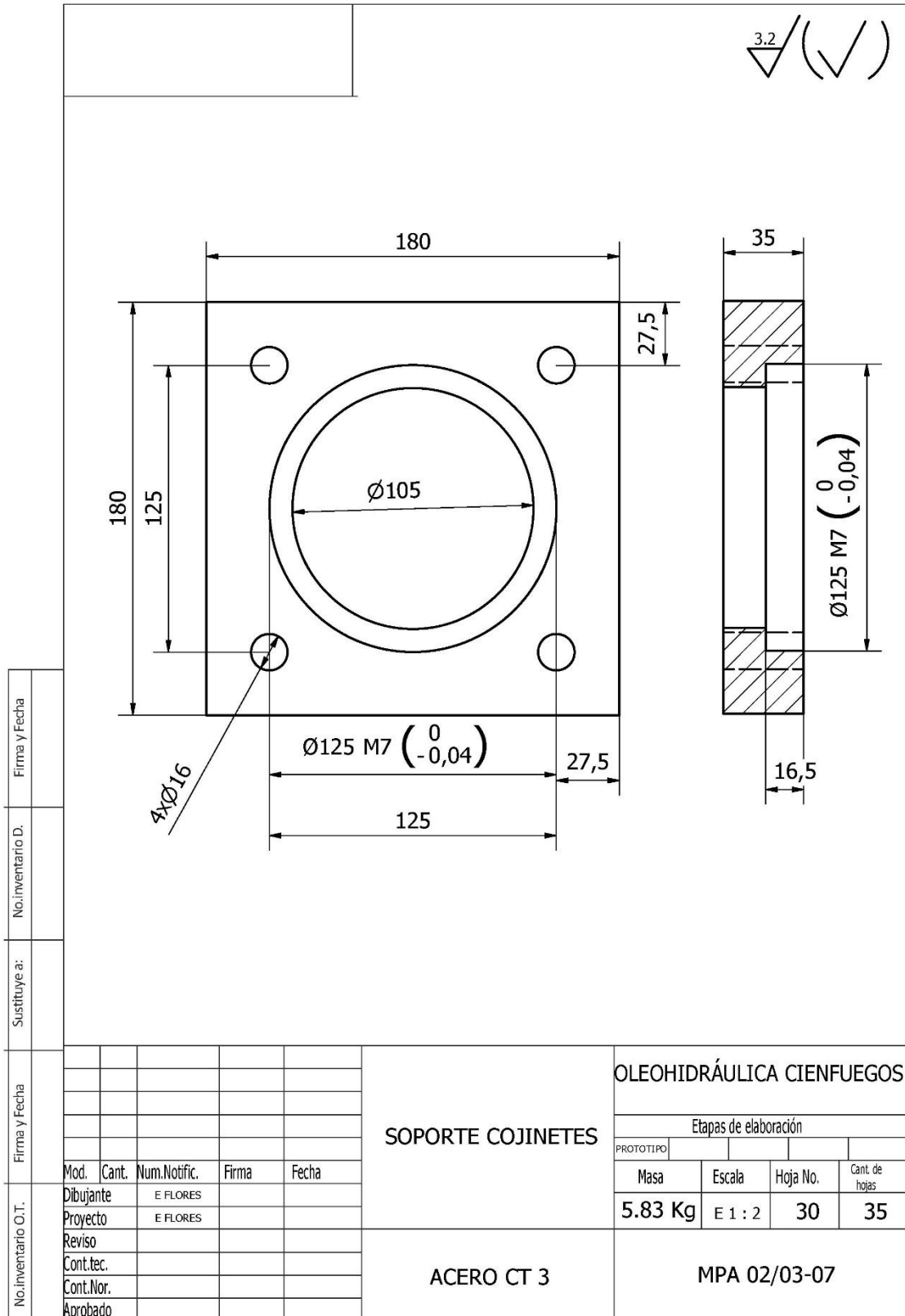
		3.2 / (✓) 				
Firma y Fecha		No. inventario D.		Sustituye a:		
Firma y Fecha		OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS				
		BIELA PRIMARIA				
		ACERO CT 3				
		MPA 02/03-01				
		Etapas de elaboración				
		PROTOTIPO				
		Masa Escala Hoja No. Cant. de hojas				
		3.22 Kg E 1 : 4 24 35				
		Mod. Cant. Num. Notif. Firma Fecha				
		Dibujante E FLORES				
		Proyecto E FLORES				
		Reviso				
		Cont. tec.				
		Cont. Nor.				
		Aprobado				

150

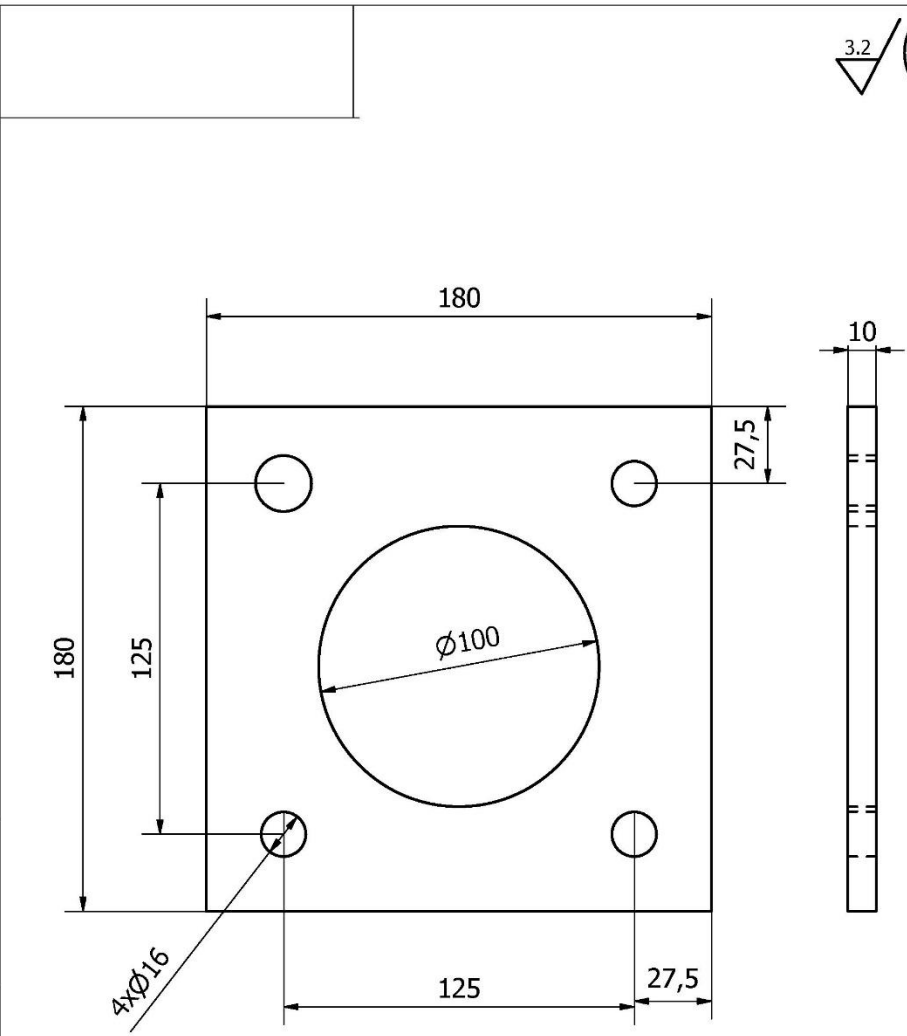
							$\nabla^{3.2} (\checkmark)$																																							
																																														
Firma y Fecha	No. inventario D.	Sustituye a:						OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS																																						
Firma y Fecha	No. inventario O.T.	Sustituye a:	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%;">Mod.</td> <td style="width: 10%;">Cant.</td> <td style="width: 10%;">Num. Notific.</td> <td style="width: 10%;">Firma</td> <td style="width: 10%;">Fecha</td> </tr> <tr> <td>Dibujante</td> <td></td> <td>E FLORES</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Proyecto</td> <td></td> <td>E FLORES</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Reviso</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Cont. tec.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Cont. Nor.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Aprobado</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>					Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	Dibujante		E FLORES			Proyecto		E FLORES			Reviso					Cont. tec.					Cont. Nor.					Aprobado					EJE COMPACTADOR			
								Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha																																		
Dibujante		E FLORES																																												
Proyecto		E FLORES																																												
Reviso																																														
Cont. tec.																																														
Cont. Nor.																																														
Aprobado																																														
								<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">Etapas de elaboración</td> </tr> <tr> <td style="width: 25%;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Masa</td> <td>Escala</td> <td>Hoja No.</td> <td>Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td>15.42 Kg</td> <td>E 1 : 4</td> <td>26</td> <td>35</td> </tr> </table>				Etapas de elaboración				PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	15.42 Kg	E 1 : 4	26	35																			
Etapas de elaboración																																														
PROTOTIPO																																														
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																																											
15.42 Kg	E 1 : 4	26	35																																											
								MPA 02/03-03																																						

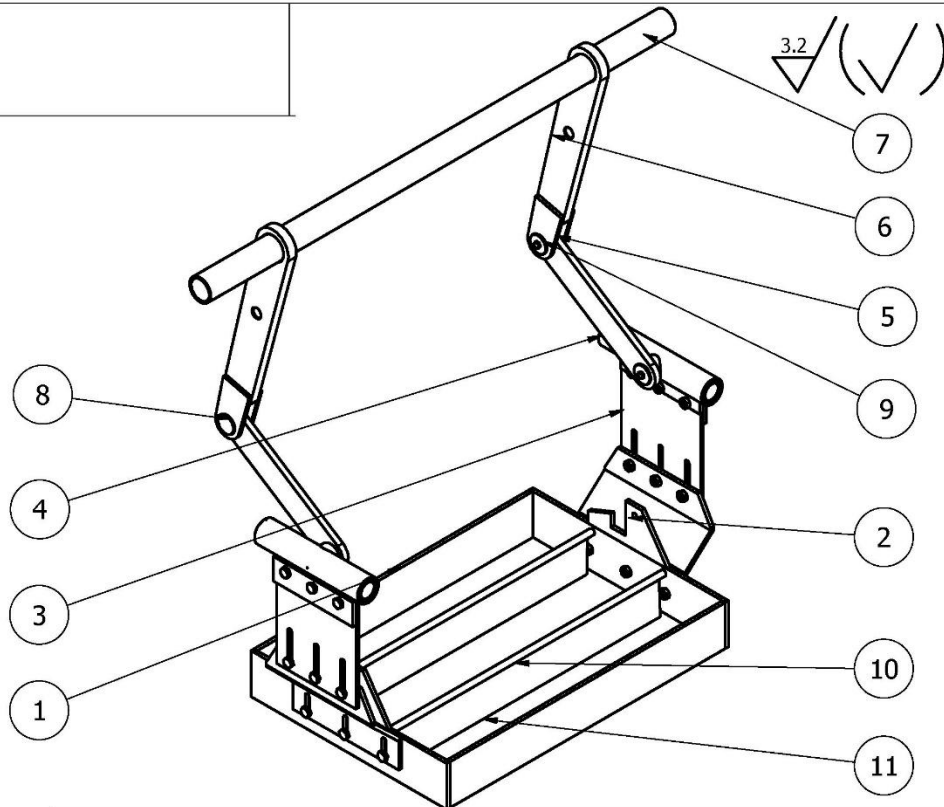
152

153

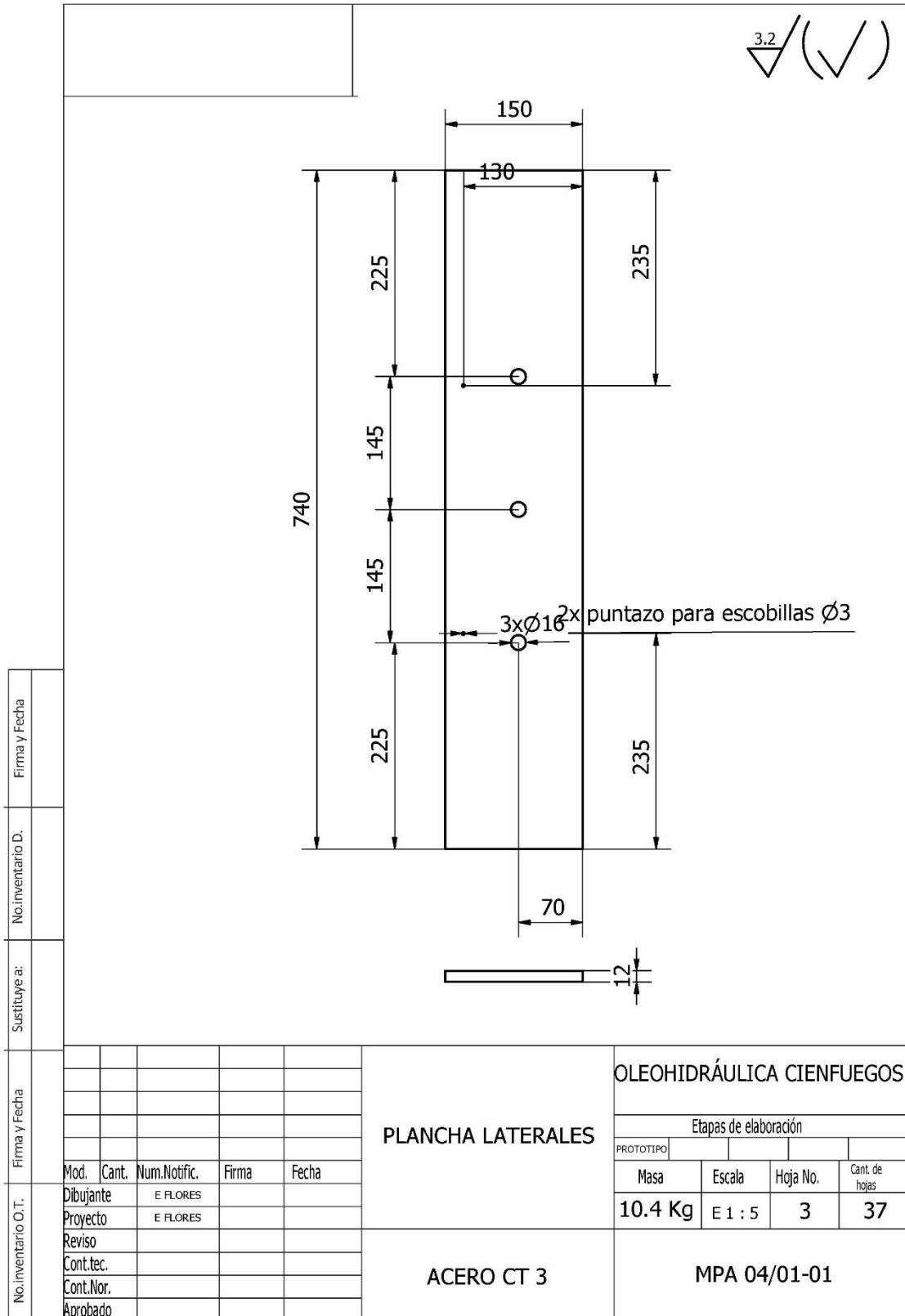




						
						
Firma y Fecha	No. inventario D.	Sustituye a:				TAPA SOPORTE COJINETES INTERIOR
Firma y Fecha	No. inventario O.T.	Sustituye a:				OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS
						Etapas de elaboración
						PROTO TIPO
						Masa
						Escala
						Hoja No.
						Cant. de hojas
						1.85 Kg
						E 1 : 2
						32
						35
						MPA 02/03-09
						ACERO CT 3

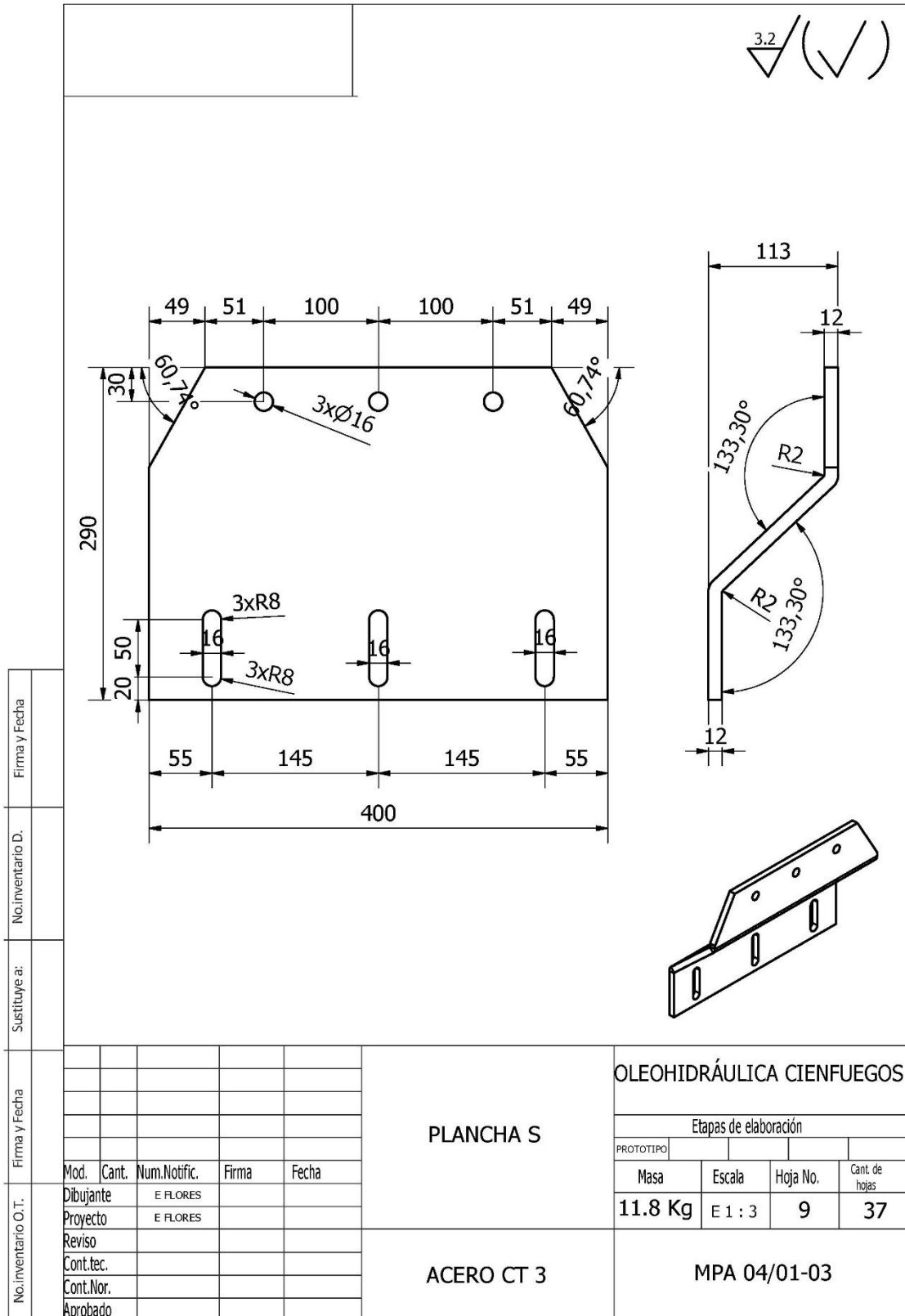


Firma y Fecha	No. inventario D.	Sustituye a:	LISTA DE PIEZAS										
			ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA				DESCRIPCIÓN				
			1	2	Caja								
			2	2	Pletina apertura balancin								
			3	2	Sujecion caja								
			4	2	Biela secundaria								
			5	2	Orejas bielas								
			6	2	Biela primaria								
			7	2	Eje Alimentacion								
			8	2	Pasador								
			9	4	Tope pasador								
			10	2	Barra Escobilla								
11	2	Pletina Escobilla											
Firma y Fecha	No. inventario O. T.	Firma	Fecha	CONJUNTO CARRO ALIMENTADOR				OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS					
								Etapas de elaboración					
								PROTOTIPO					
								Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas		
								186.2 Kg	E 1 : 15	1	37		
								MPA 04/00-00					
								Mod.	Cant.	Num. Notif.			
								Dibujante		E FLORES			
								Proyecto		E FLORES			
								Reviso					
								Cont. tec.					
								Cont. Nor.					
Aprobado													



159

160



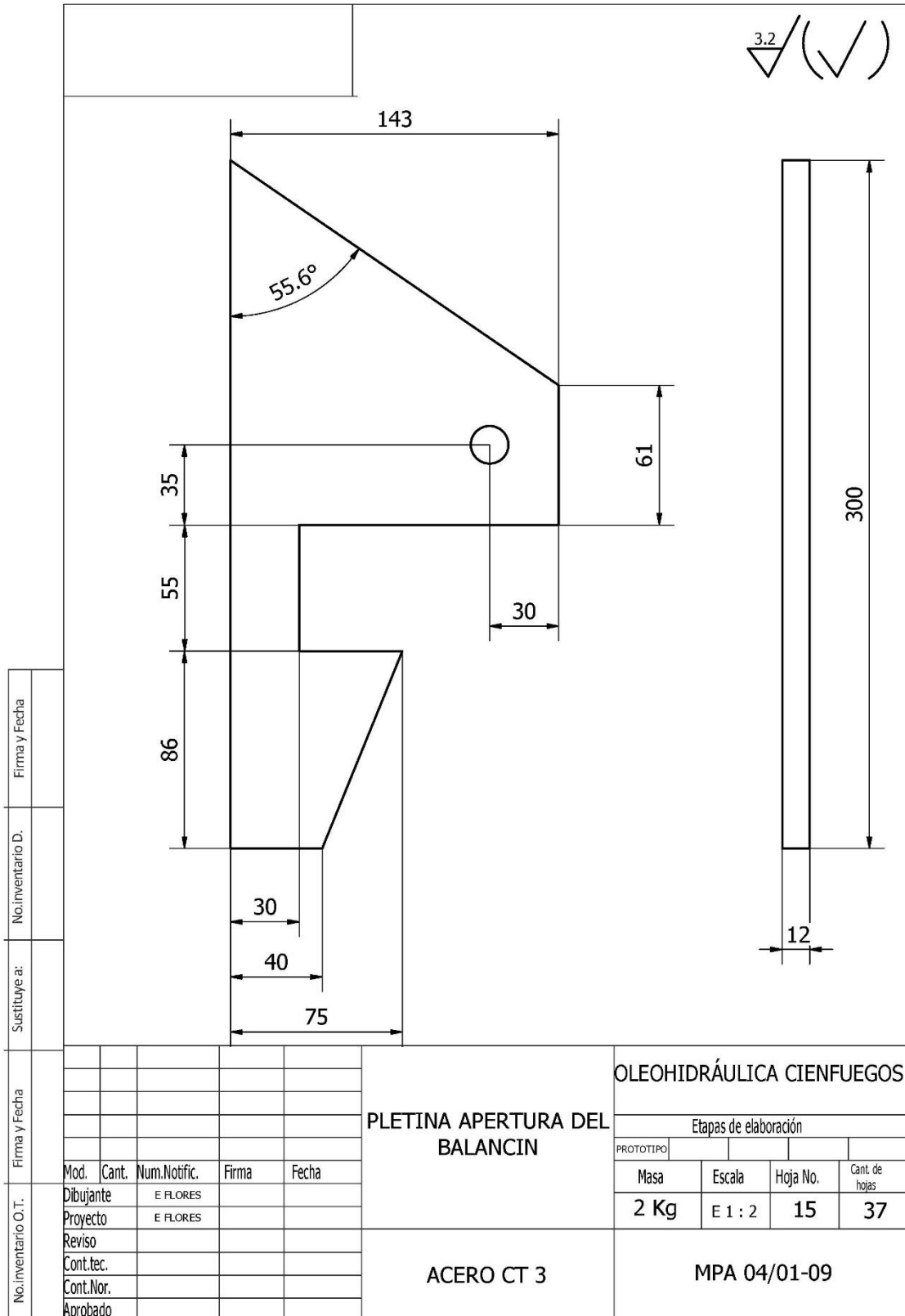
162

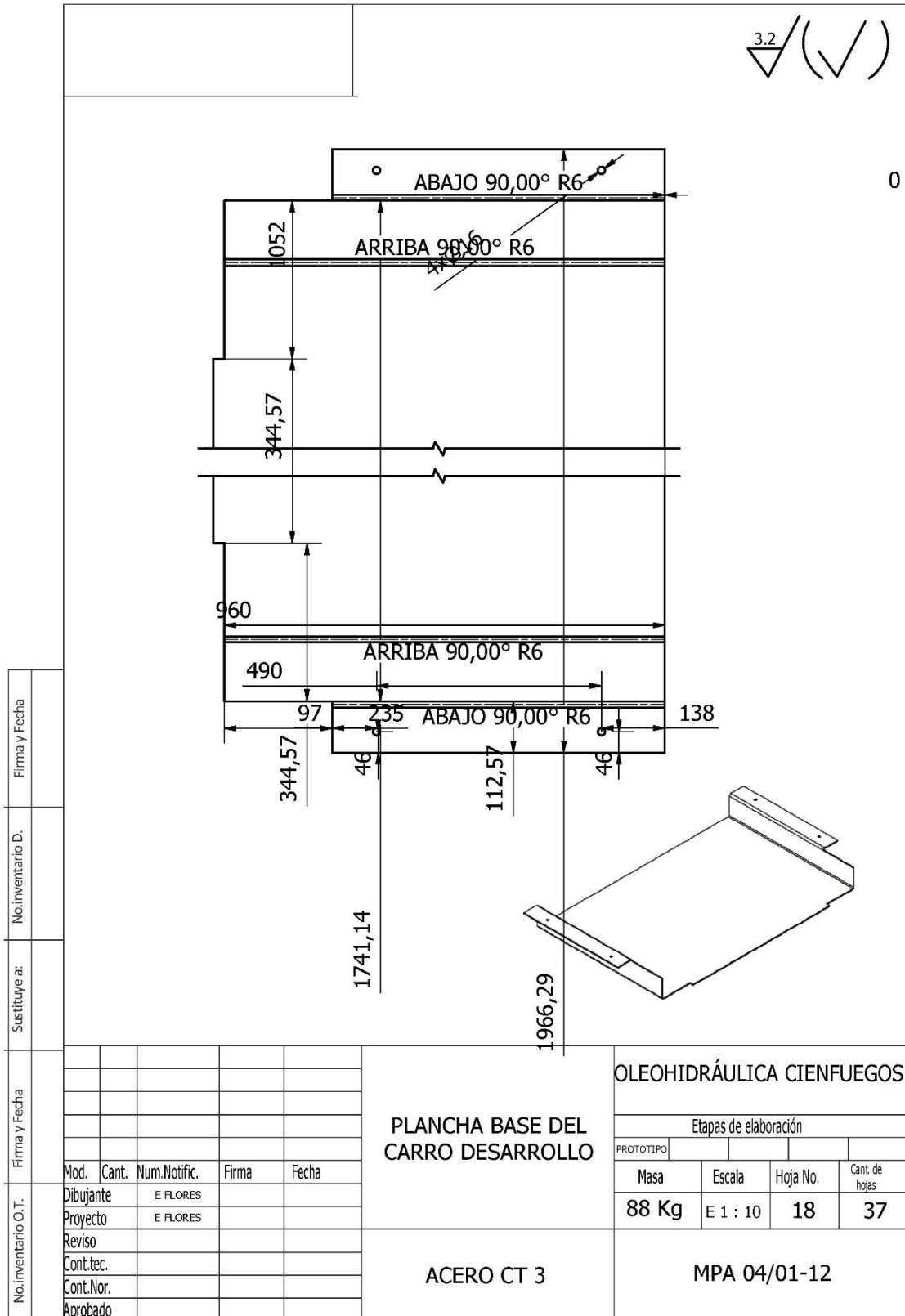
163

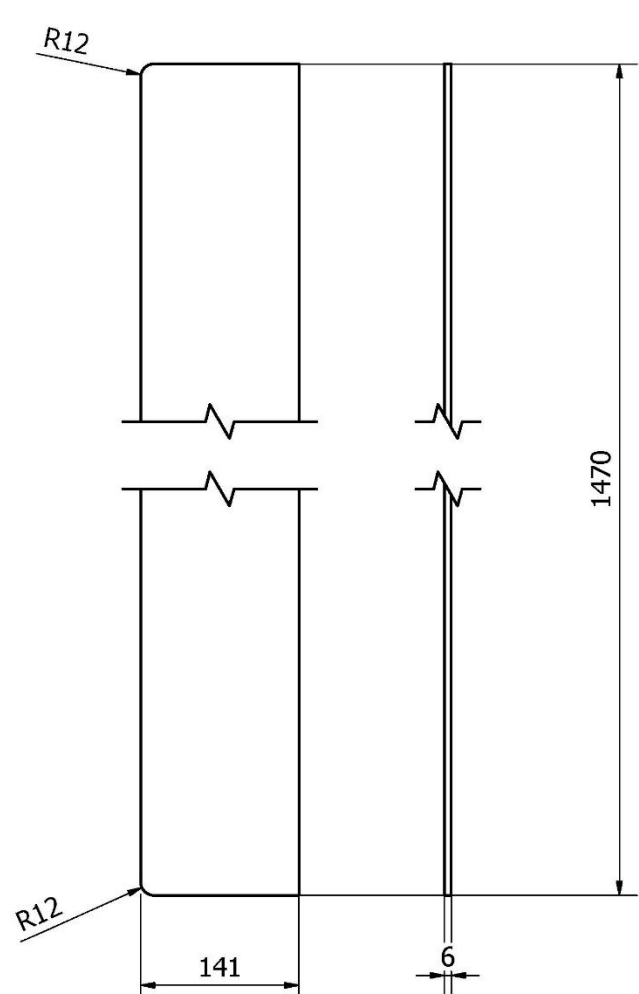
164

165





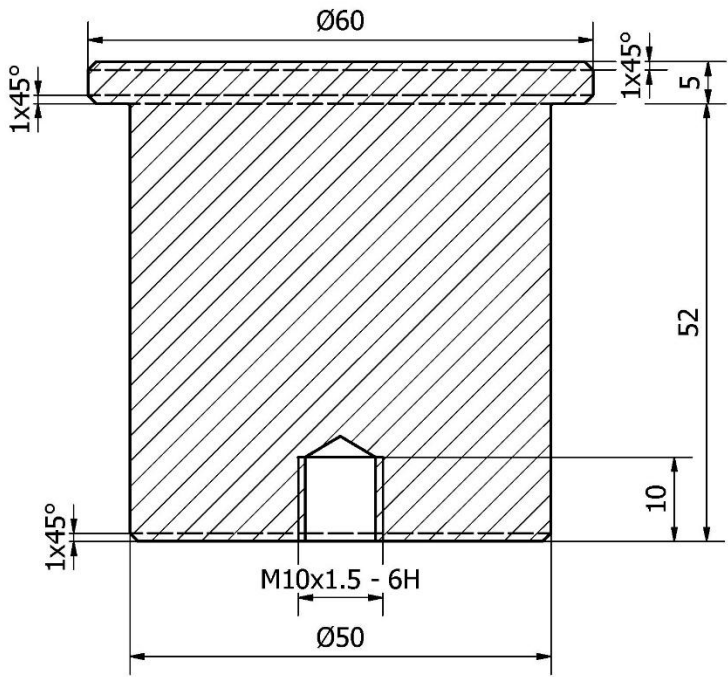


																		
Firma y Fecha	No. inventario D.																	
Sustituye a:																		
Firma y Fecha						OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS Etapas de elaboración <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Masa</td> <td>Escala</td> <td>Hoja No.</td> <td>Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td>9.76 Kg</td> <td>E 1 : 5</td> <td>19</td> <td>37</td> </tr> </table>	PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	9.76 Kg	E 1 : 5	19	37
PROTOTIPO																		
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas															
9.76 Kg	E 1 : 5	19	37															
Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	PLANCHA TOPE CARRO													
Dibujante		E FLORES			ACERO CT 3													
Proyecto		E FLORES																
Reviso																		
Cont. tec.																		
Cont. Nor.																		
Aprobado					MPA 04/01-13													



171

172

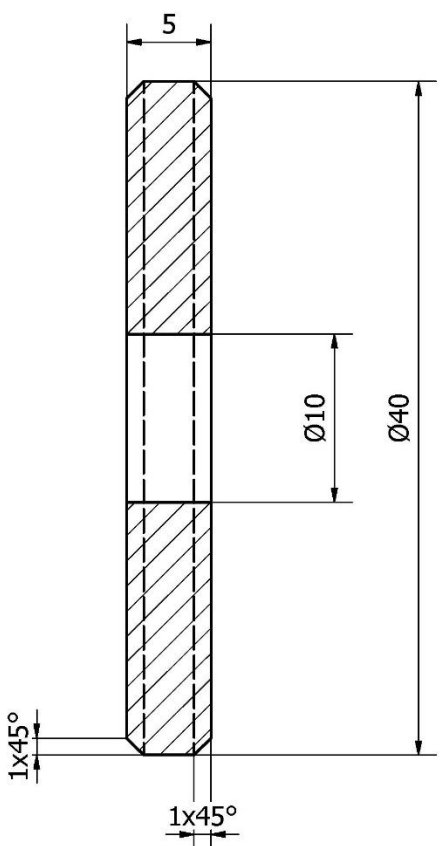
																																
							PASADOR BIELAS OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th colspan="4">Etapas de elaboración</th> </tr> <tr> <td style="width: 25%;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Masa</td> <td>Escala</td> <td>Hoja No.</td> <td>Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td>0.9 Kg</td> <td>E 1.5 : 1</td> <td>23</td> <td>37</td> </tr> </table>										Etapas de elaboración				PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	0.9 Kg	E 1.5 : 1	23	37
Etapas de elaboración																																
PROTOTIPO																																
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																													
0.9 Kg	E 1.5 : 1	23	37																													
							ACERO CT 3 MPA 04/02-04																									

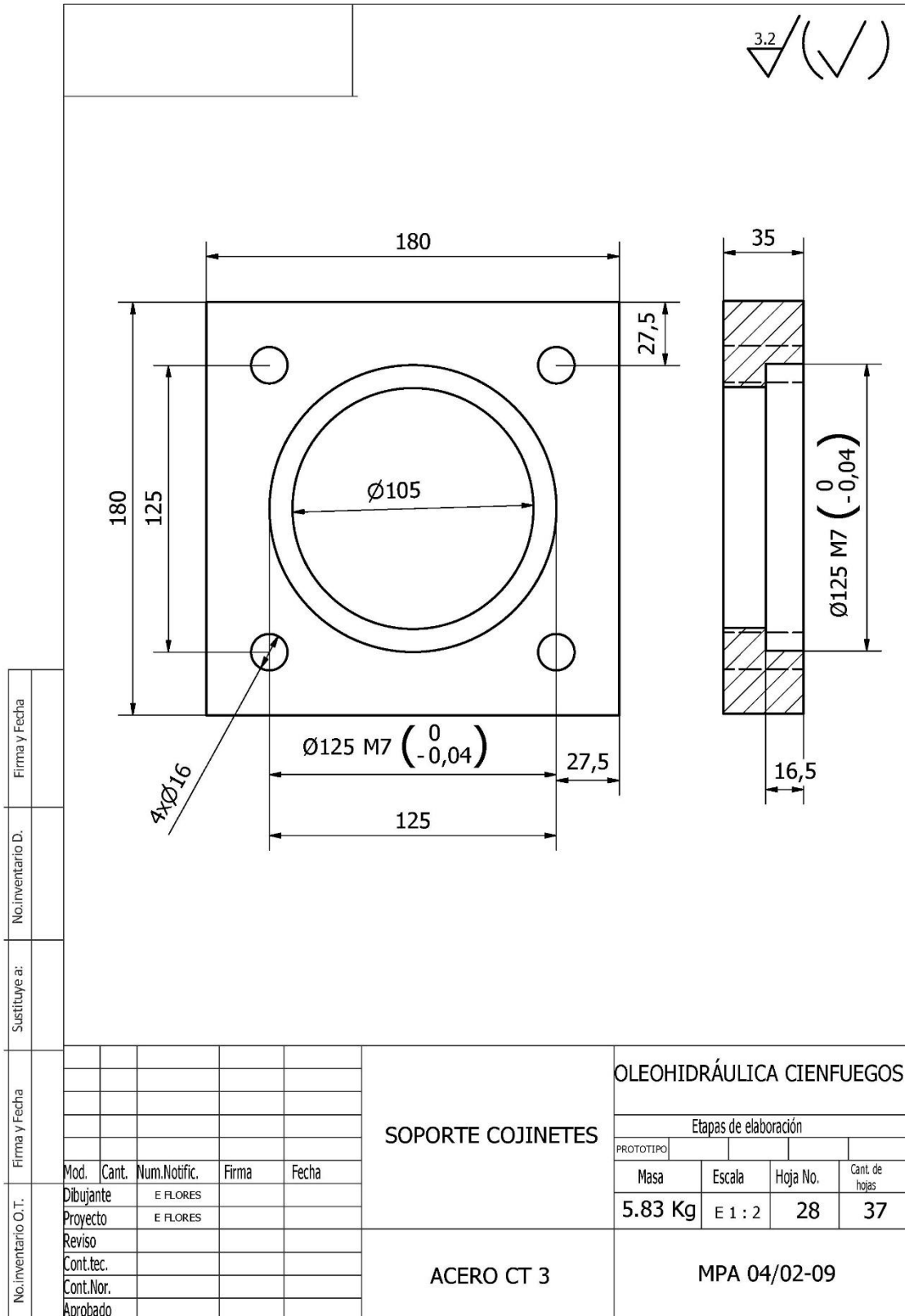
No. inventario O.T.	Firma y Fecha	Sustituye a:	No. inventario D.	Firma y Fecha
Mod.				
Cant.				
Num. Notific.				
Firma				
Fecha				
Dibujante				
Proyecto				
Reviso				
Cont. tec.				
Cont. Nor.				
Aprobado				

										3.2 / (✓) (✓)	
										1x45° 1x45° Ø10 110 Ø60 60 5	
										OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS	
										TOPE PASADOR BIELAS	
										Etapas de elaboración	
										PROTOTIPO	
										Masa Escala Hoja No. Cant. de hojas	
										0.1 Kg E 3 : 1 24 37	
										ACERO CT 3	
										MPA 04/02-05	

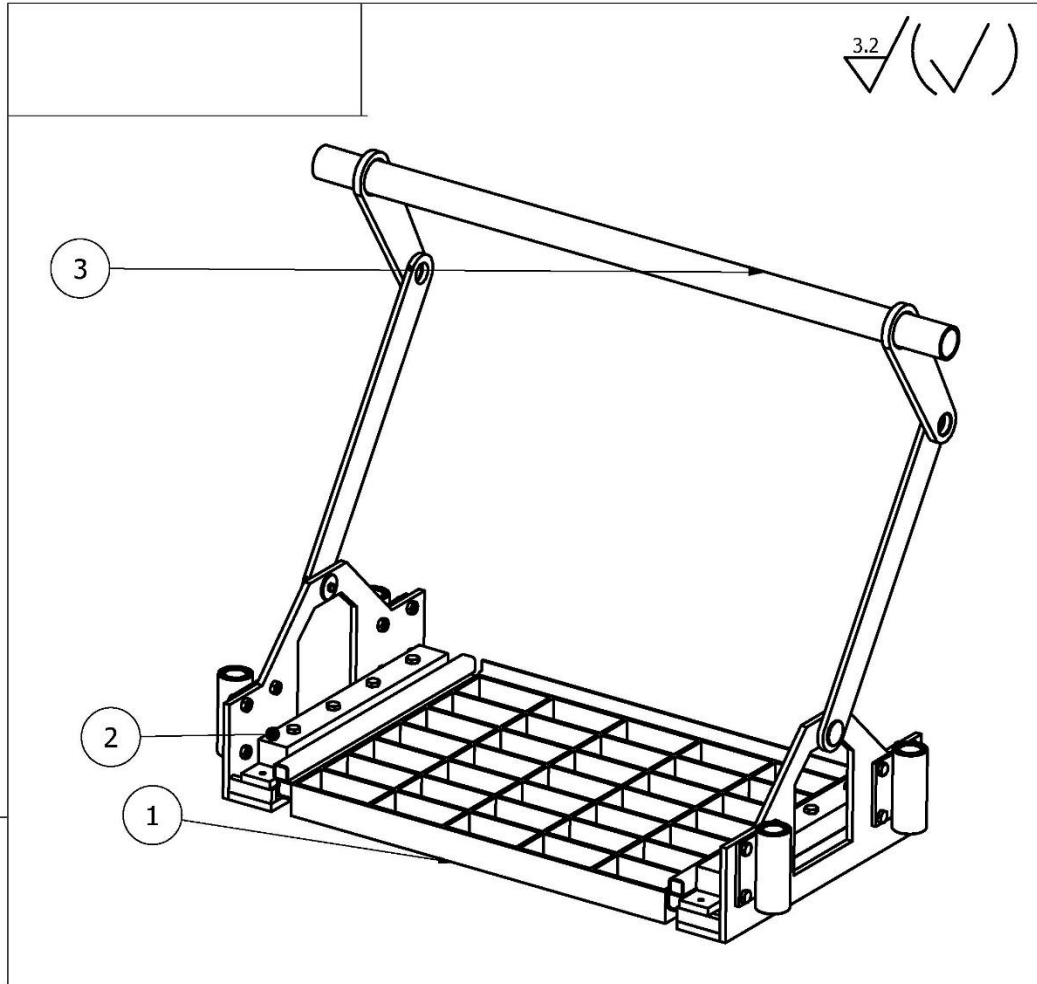
No. inventario O.T.	Firma y Fecha	Sustituye a:	No. inventario D.	Firma y Fecha
Mod.				
Cant.				
Num. Notific.				
Firma				
Fecha				
Dibujante				
Proyecto				
Reviso				
Cont. tec.				
Cont. Nor.				
Aprobado				

										OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS	
										Etapas de elaboración	
										PROTOTIPO	
										Masa	
										Escala	
										Hoja No.	
										Cant. de hojas	
										0.37 Kg	
										E 1.5 : 1	
										25	
										37	
										ACERO CT 3	
										MPA 04/02-06	

										
						TOPE PASADOR CILINDRO	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS			
							Etapas de elaboración			
							PROTOTIPO			
							Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas
							0.05 Kg	E 3 : 1	26	37
						ACERO CT 3	MPA 04/02-07			

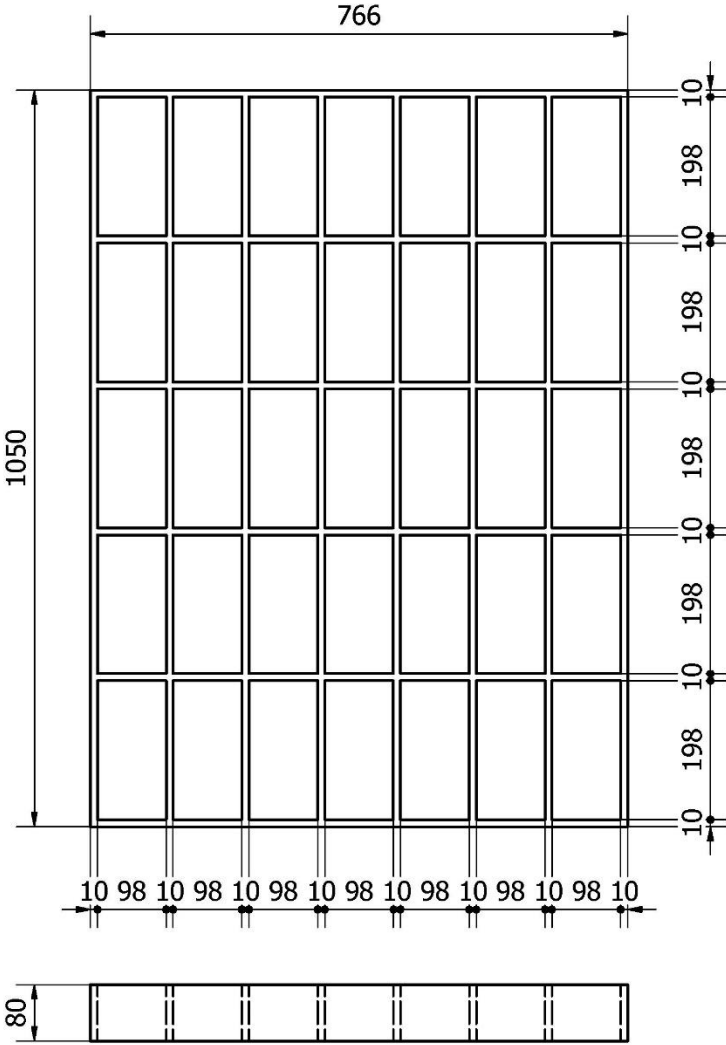
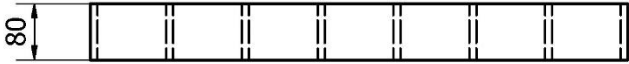
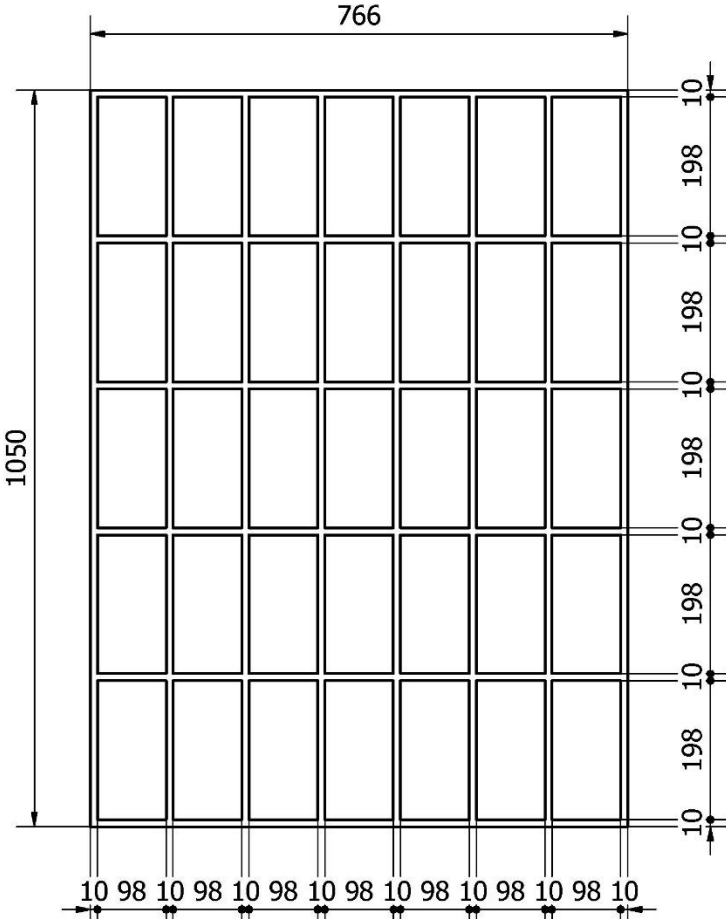
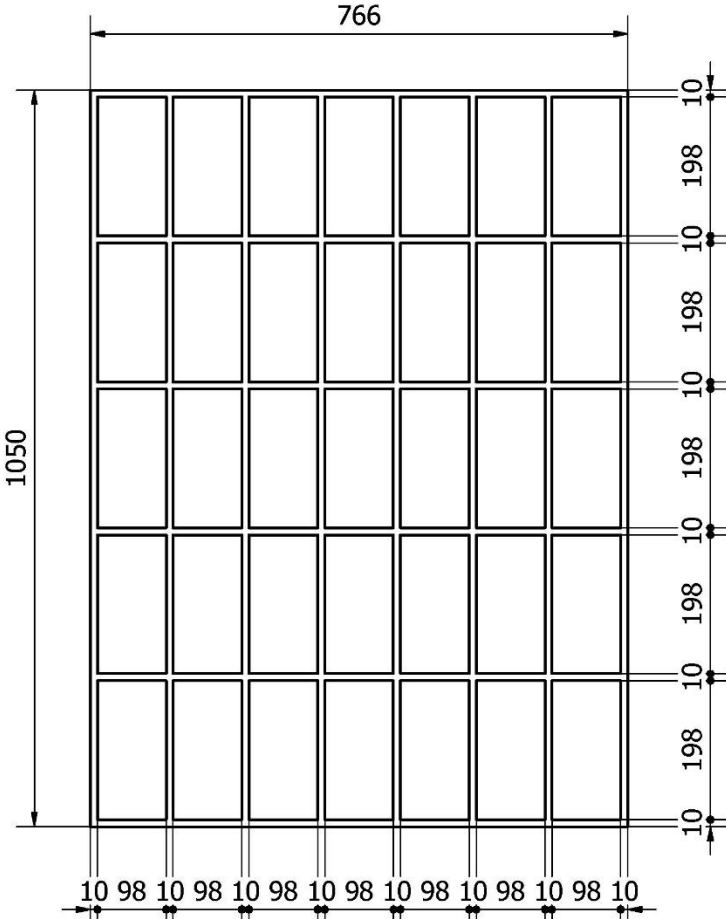
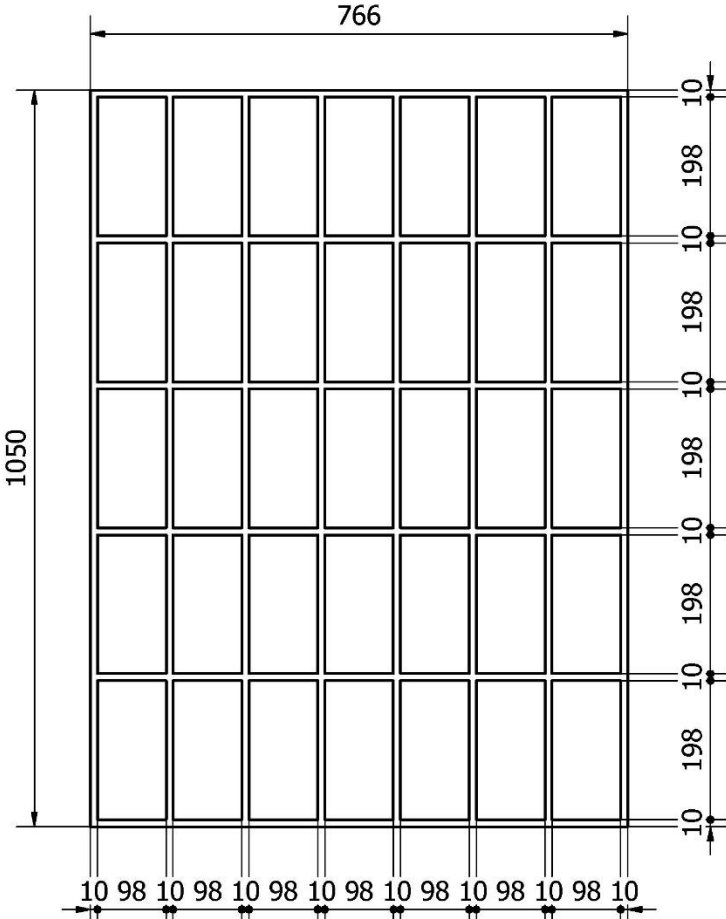
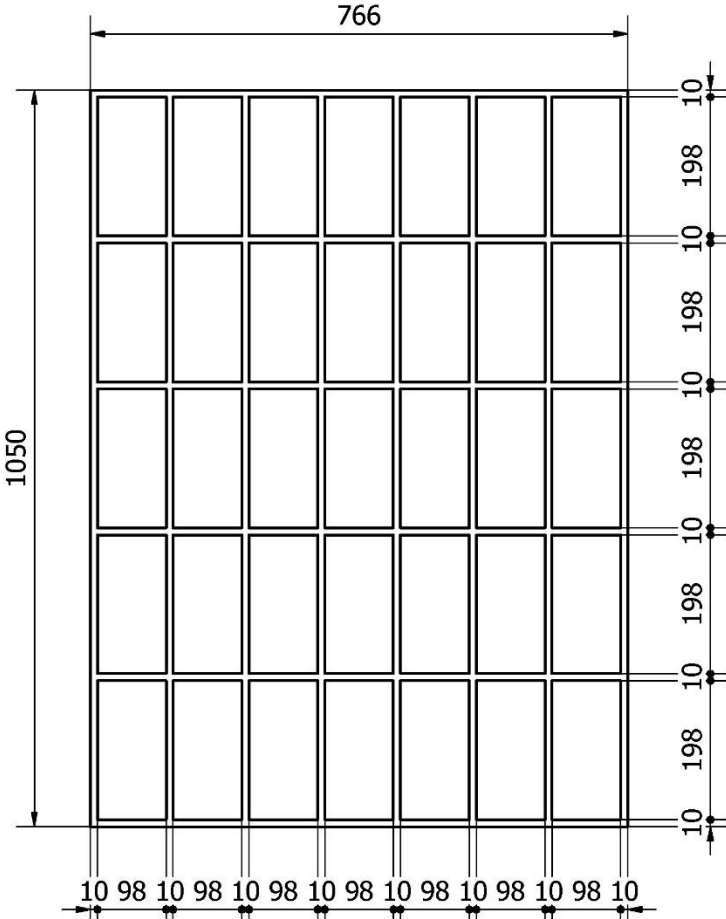
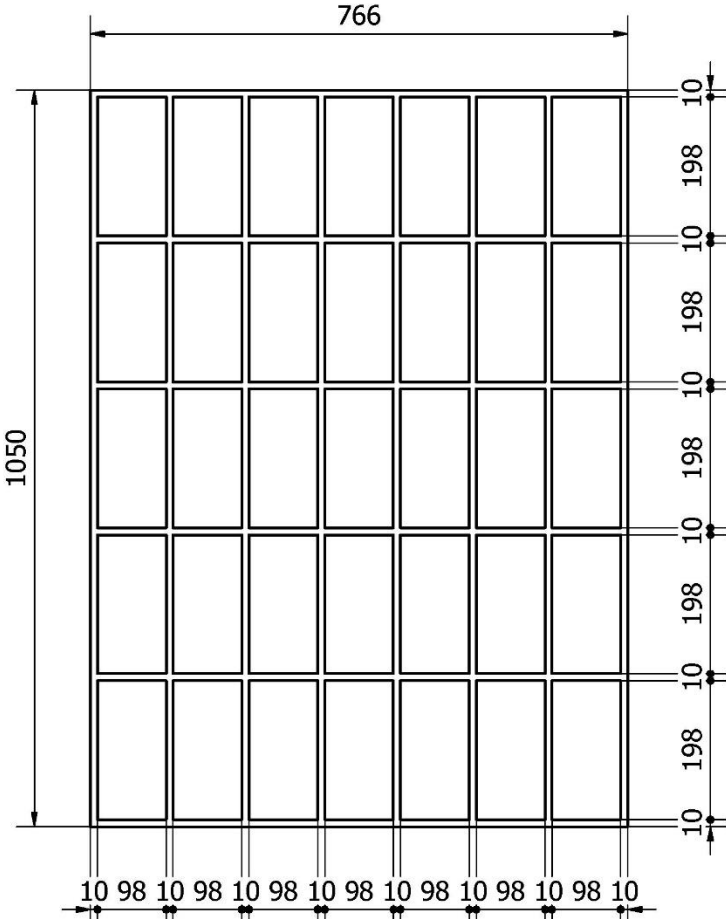
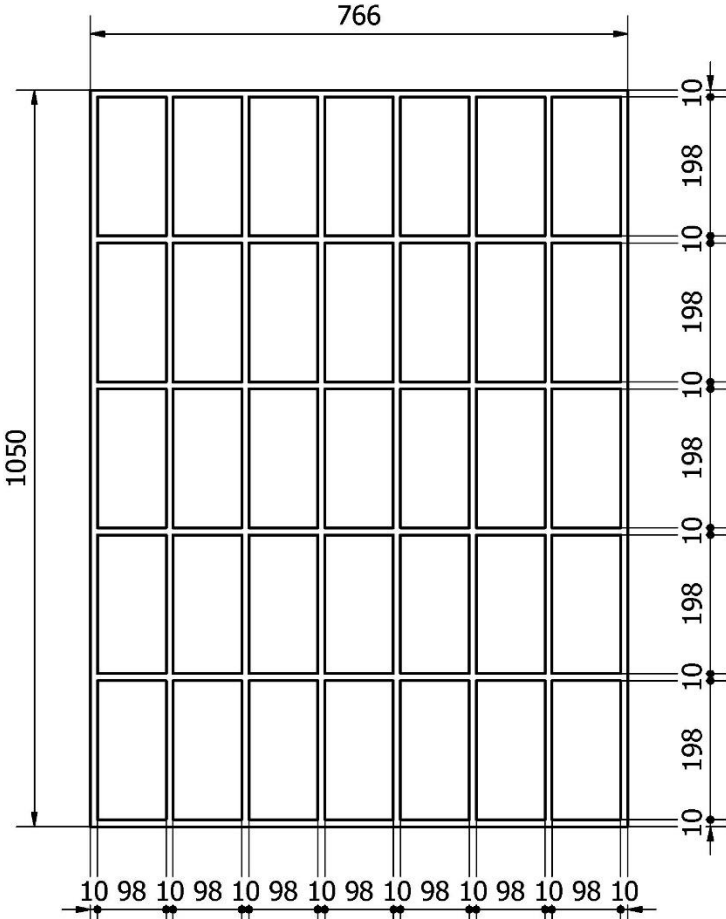
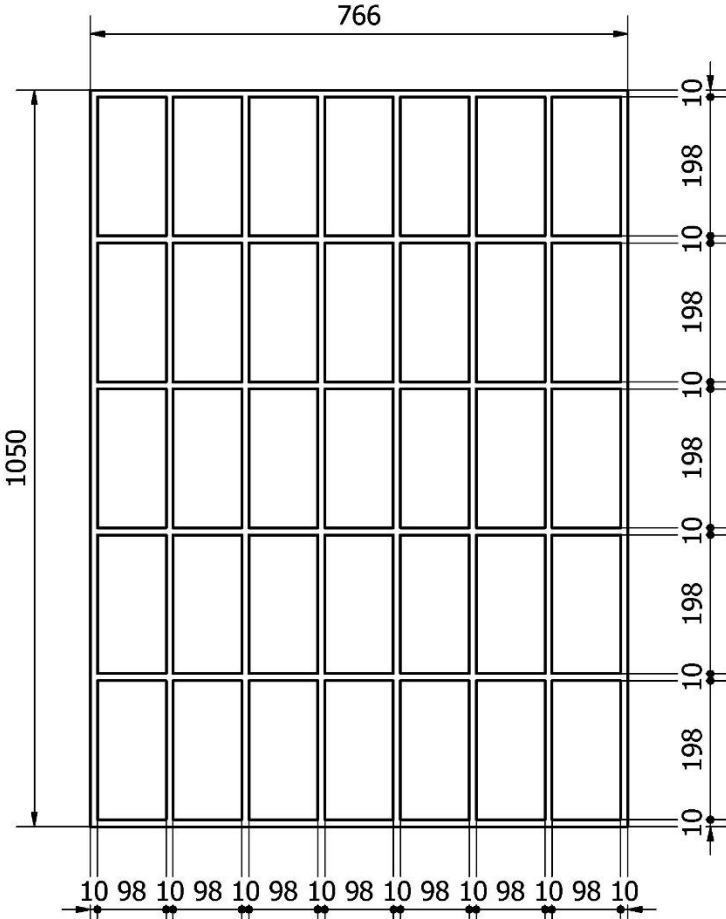
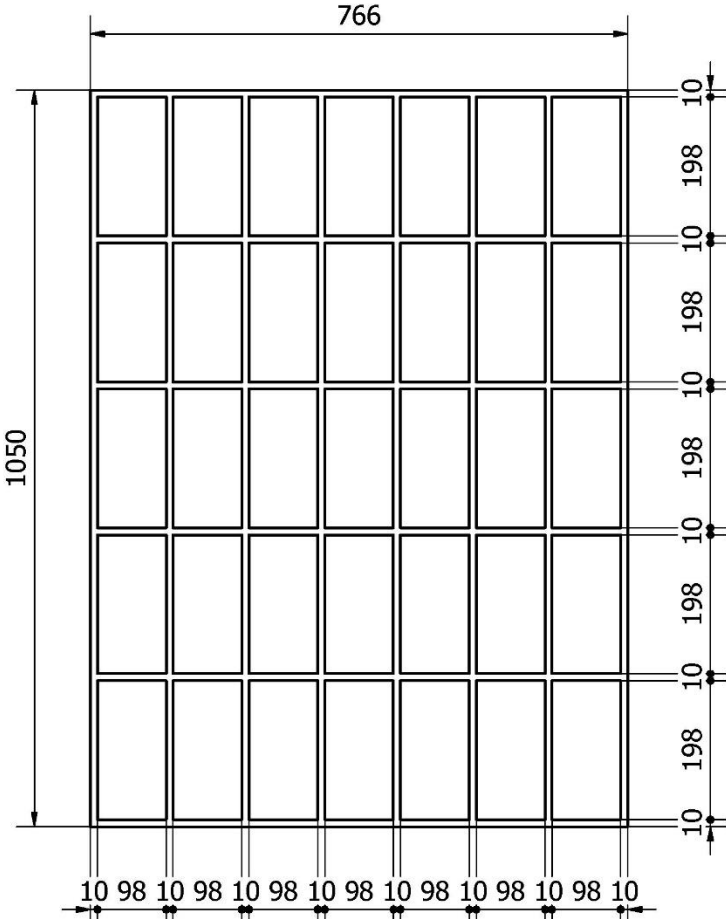
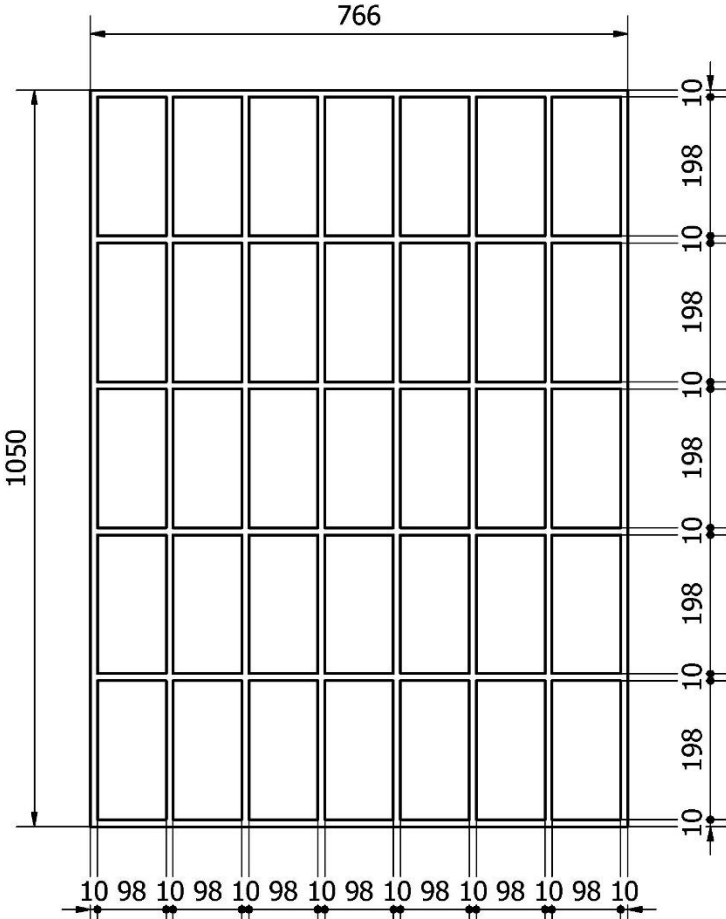
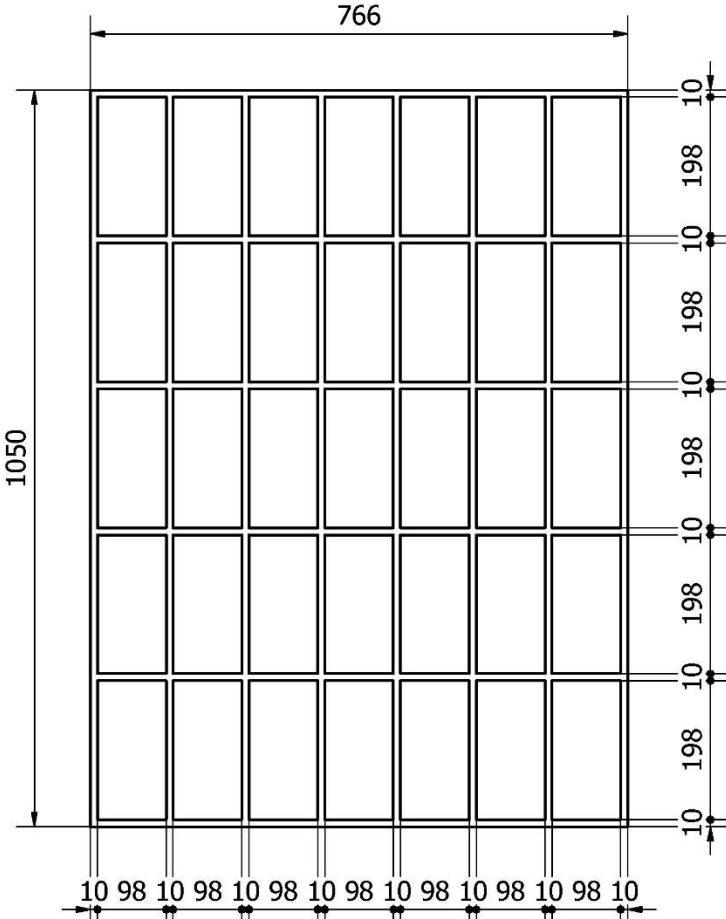
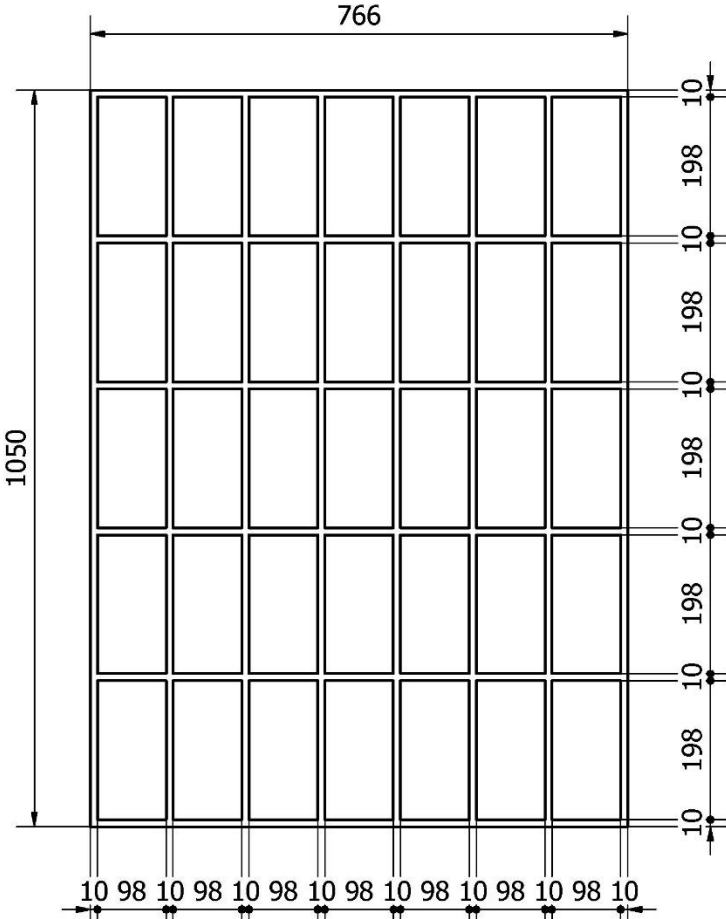
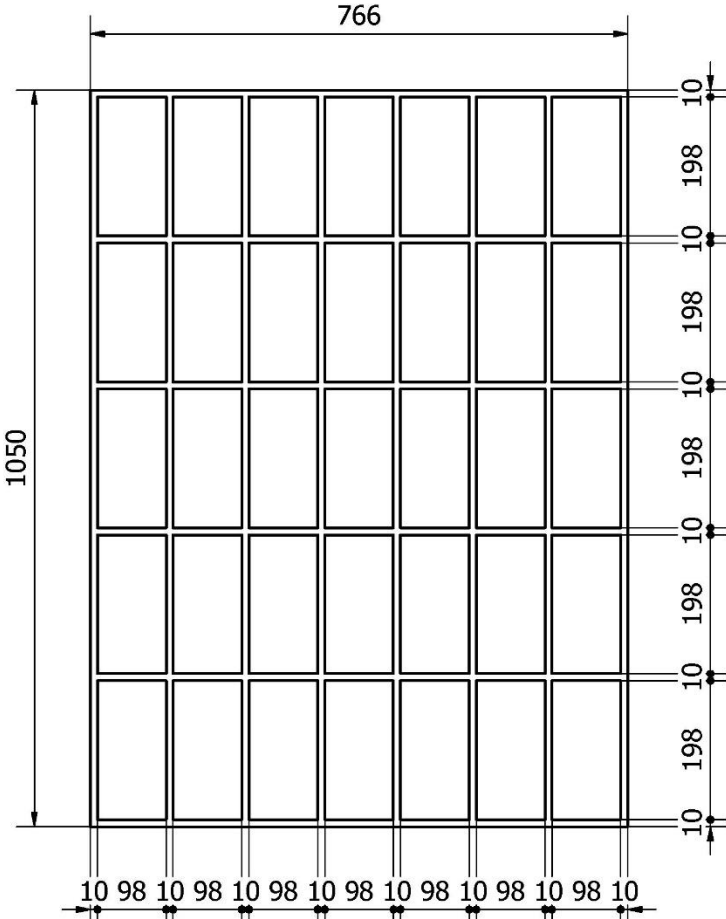
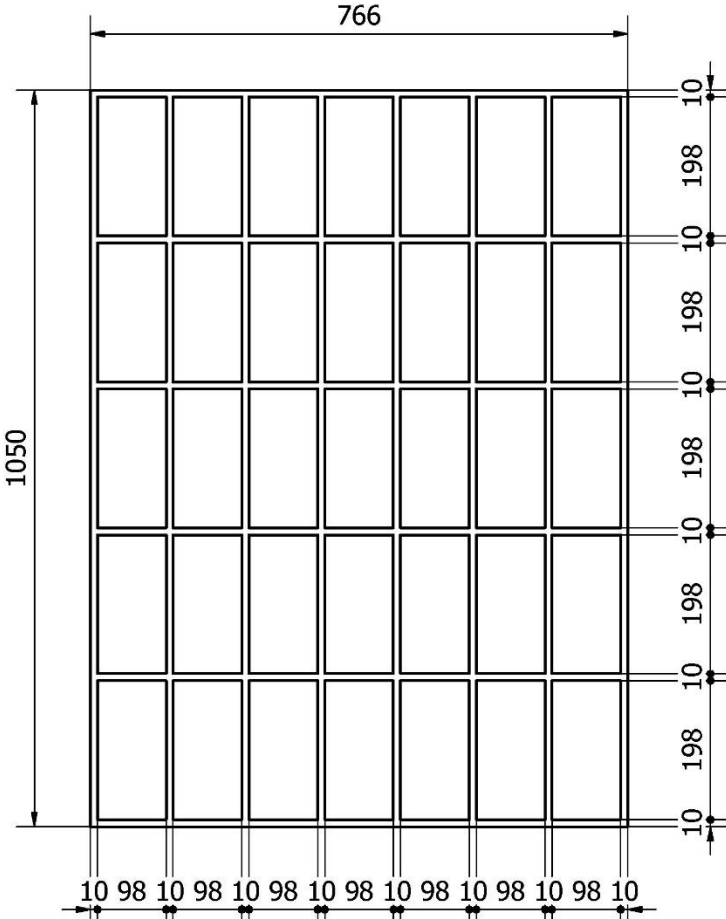
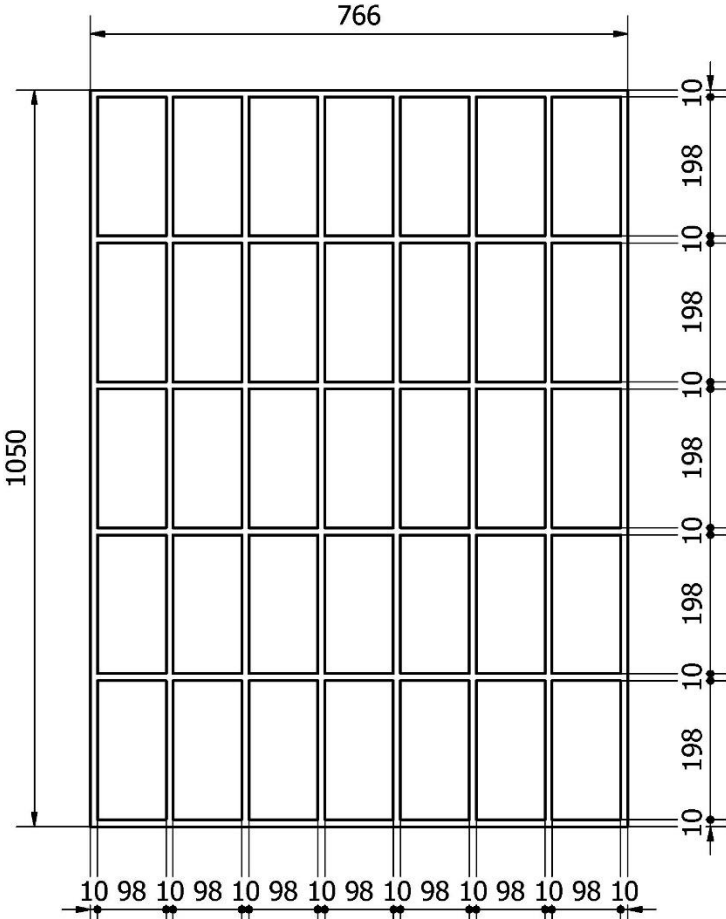
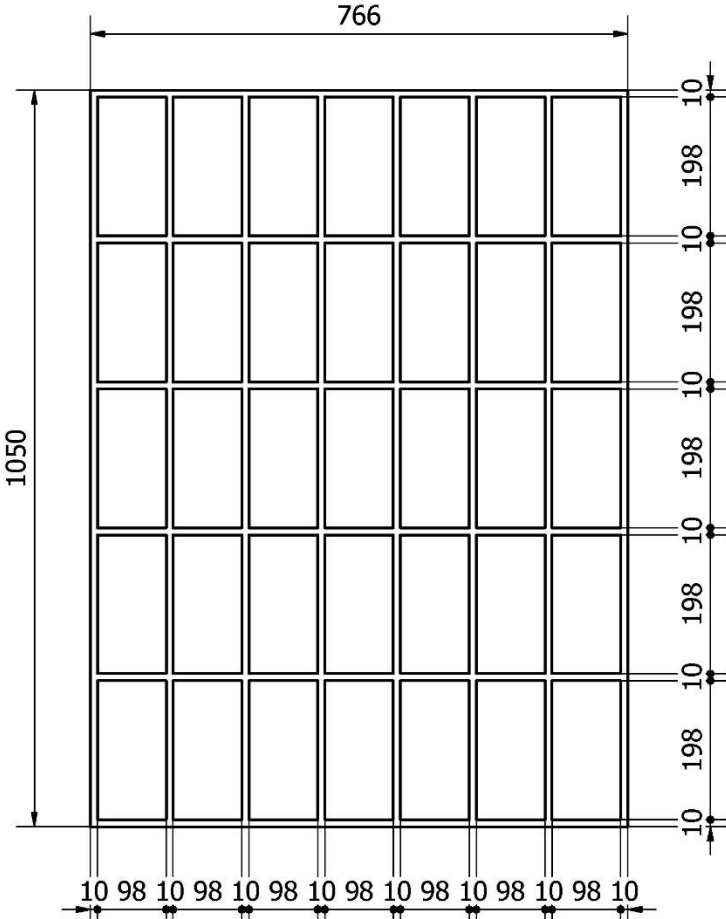
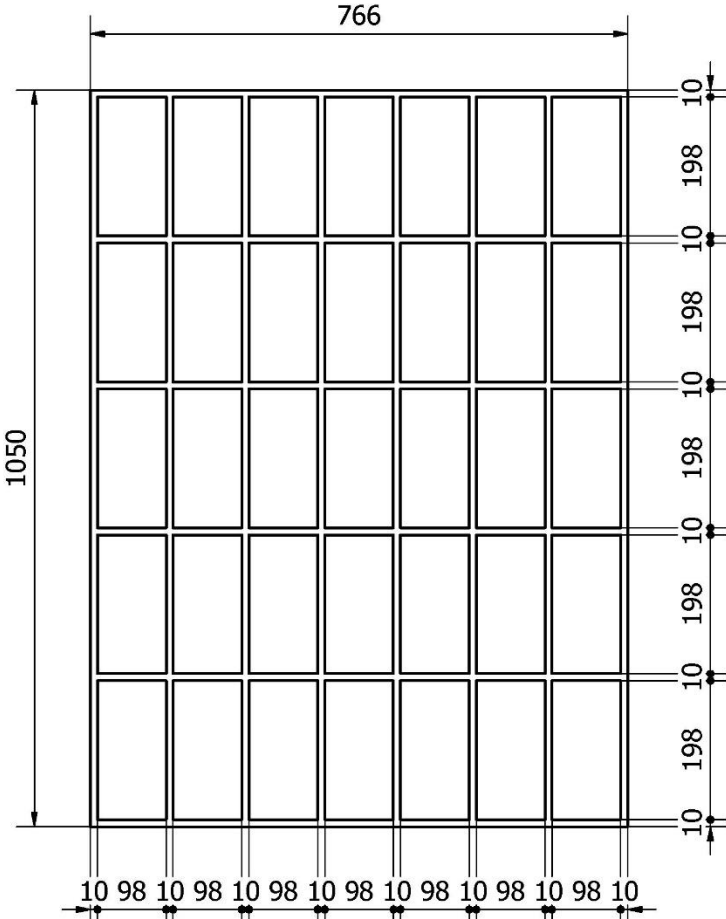
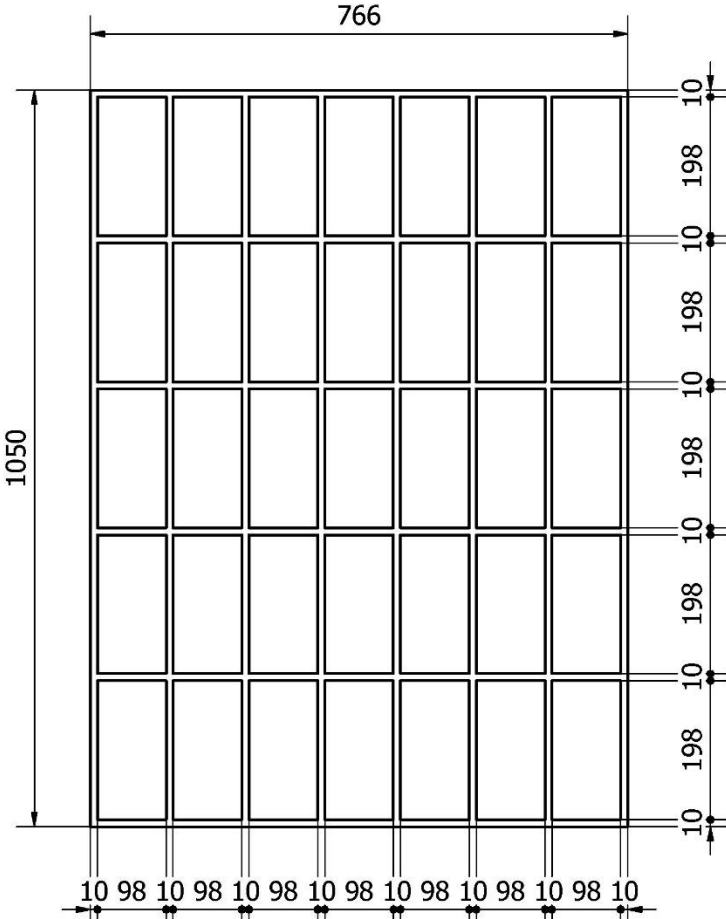
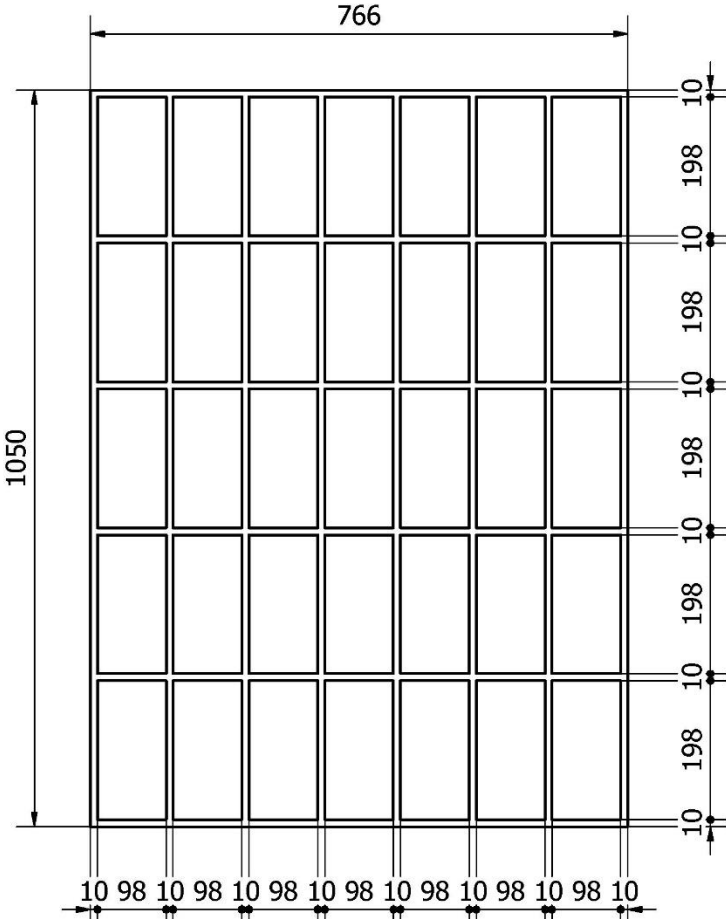
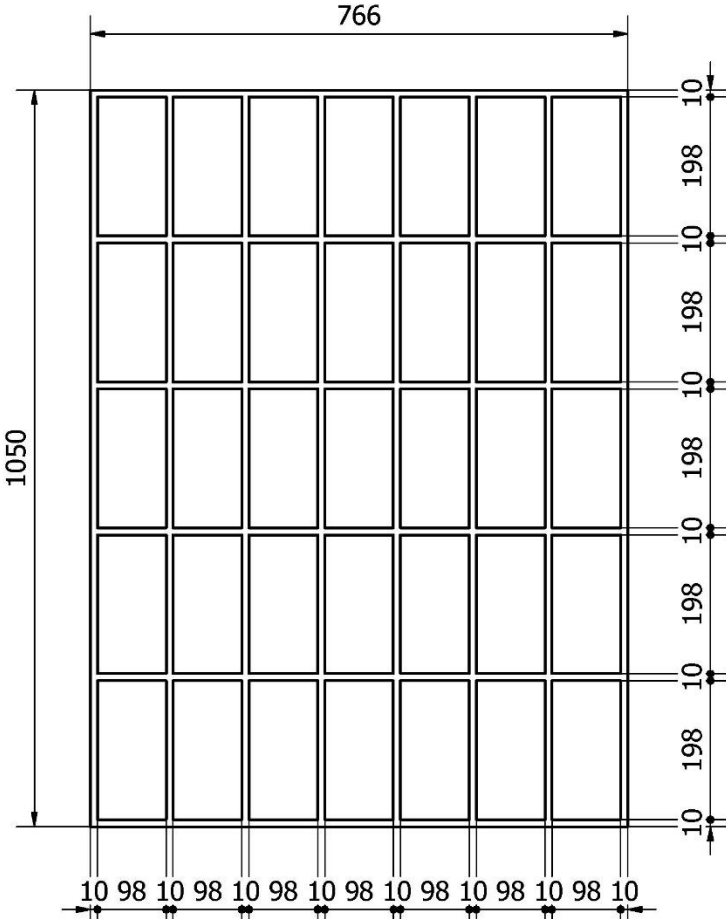
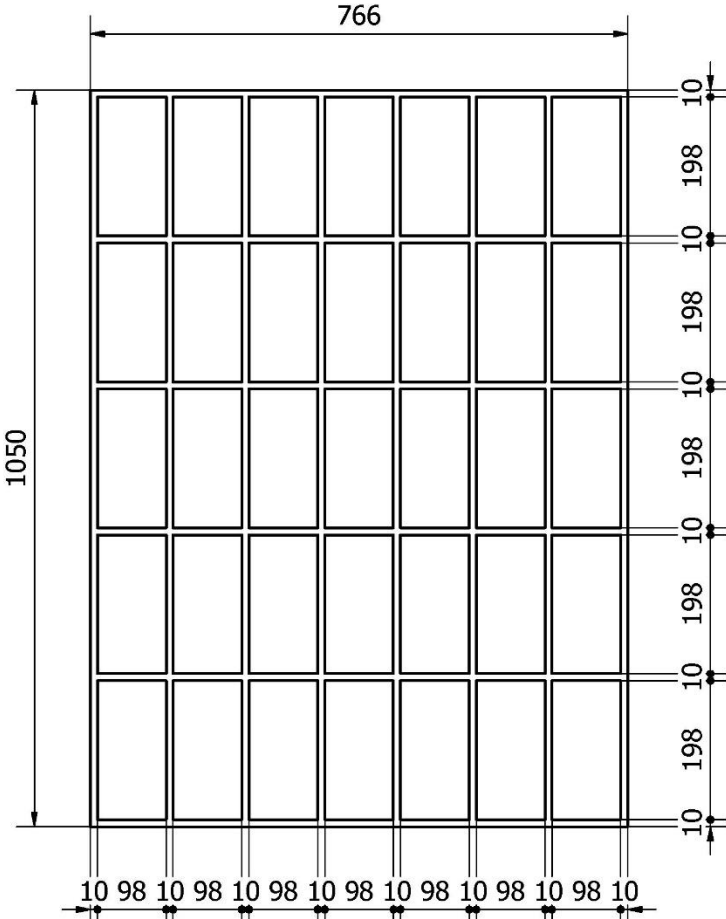
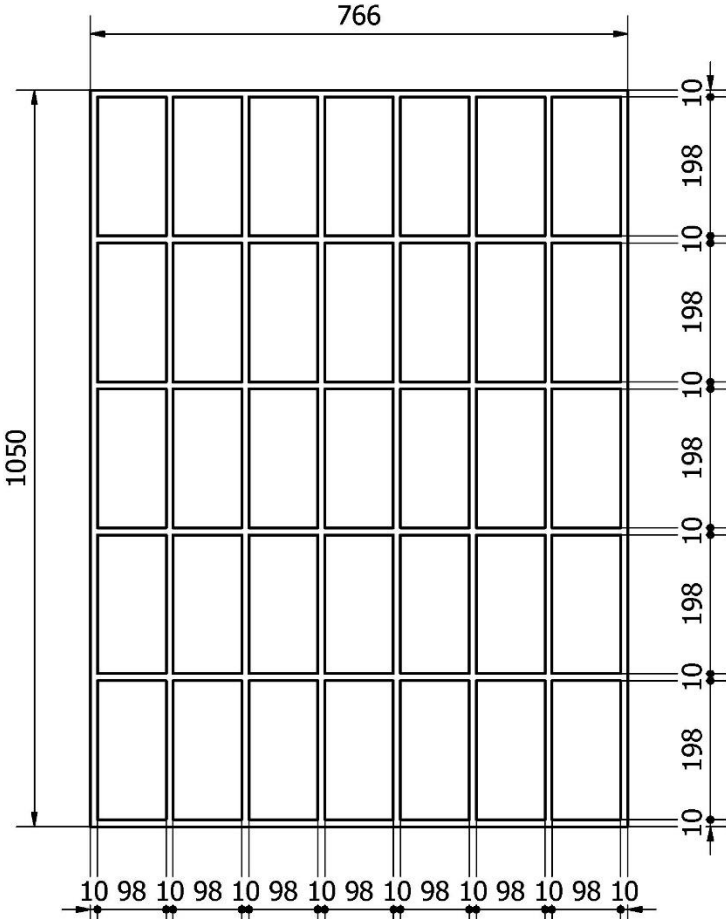
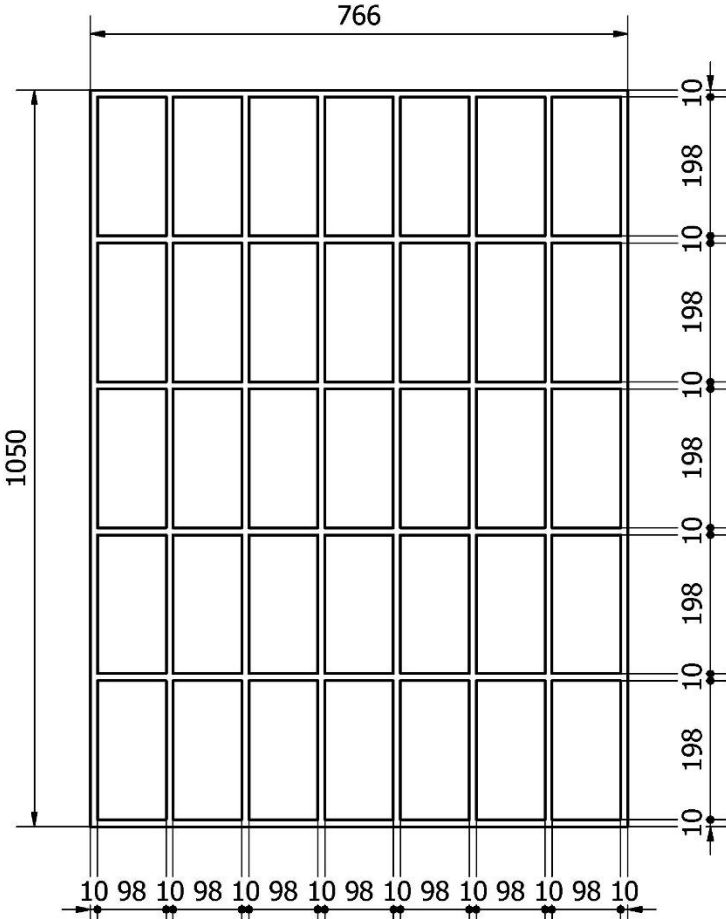
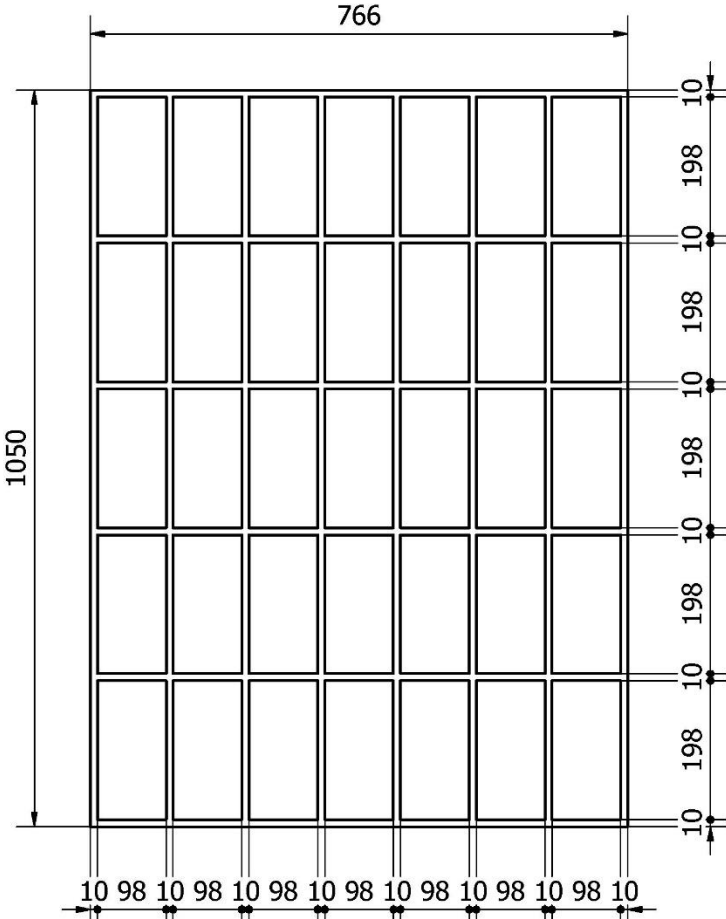
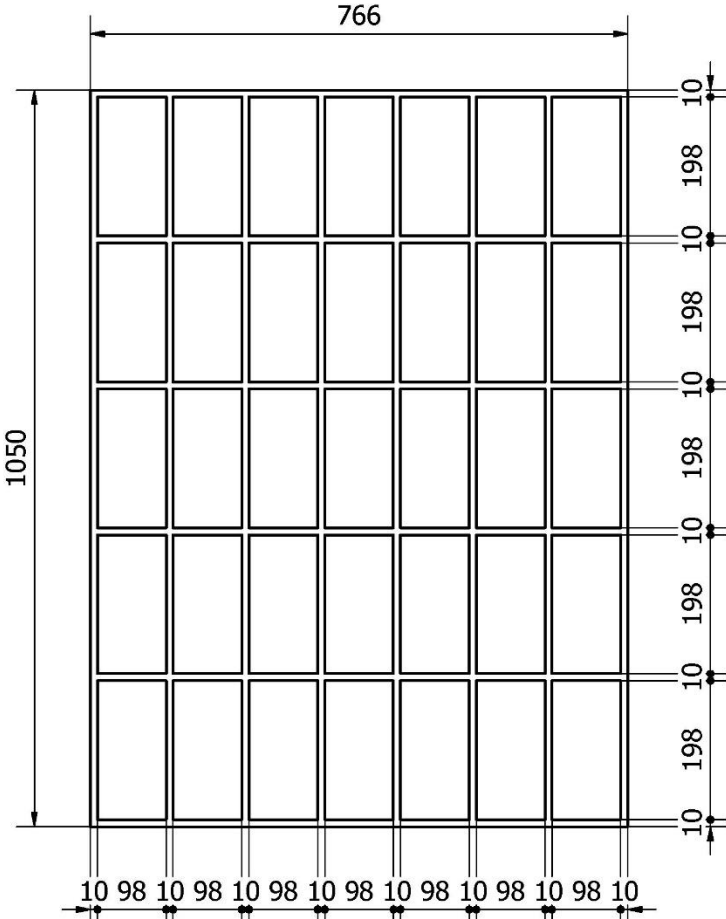
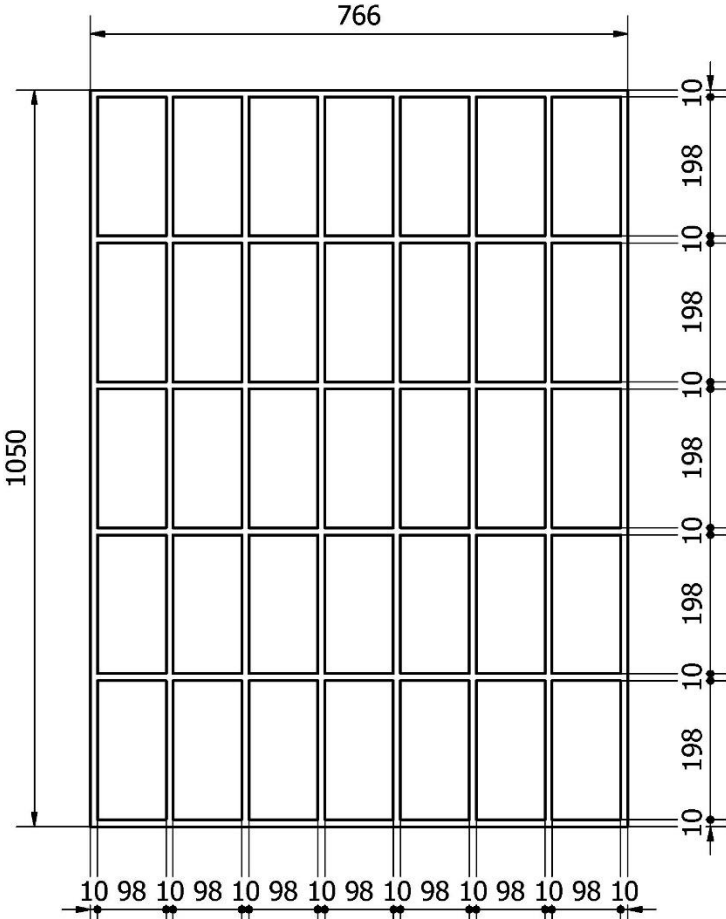
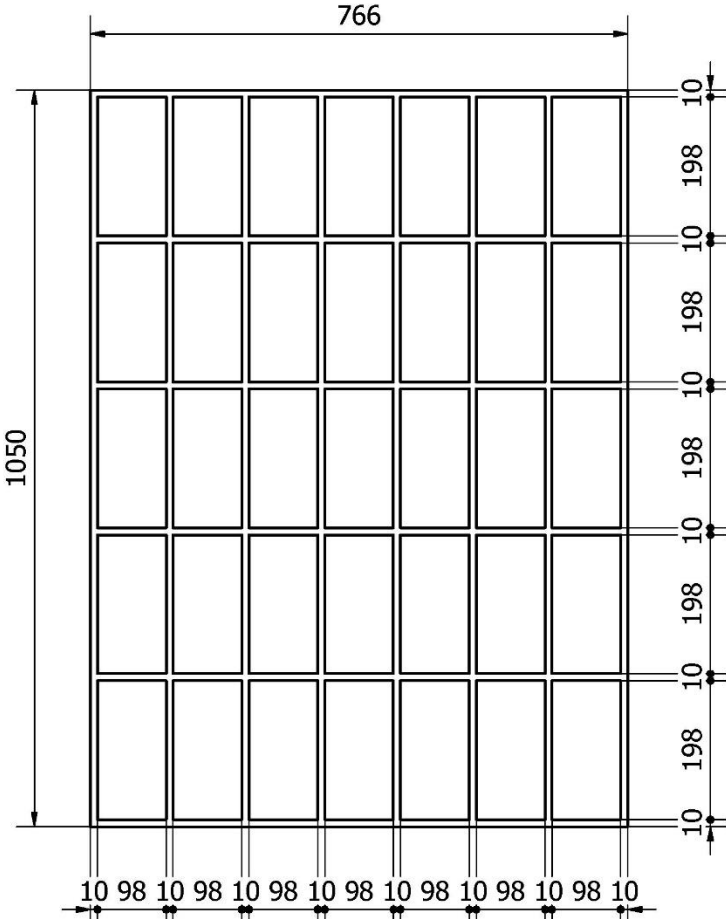
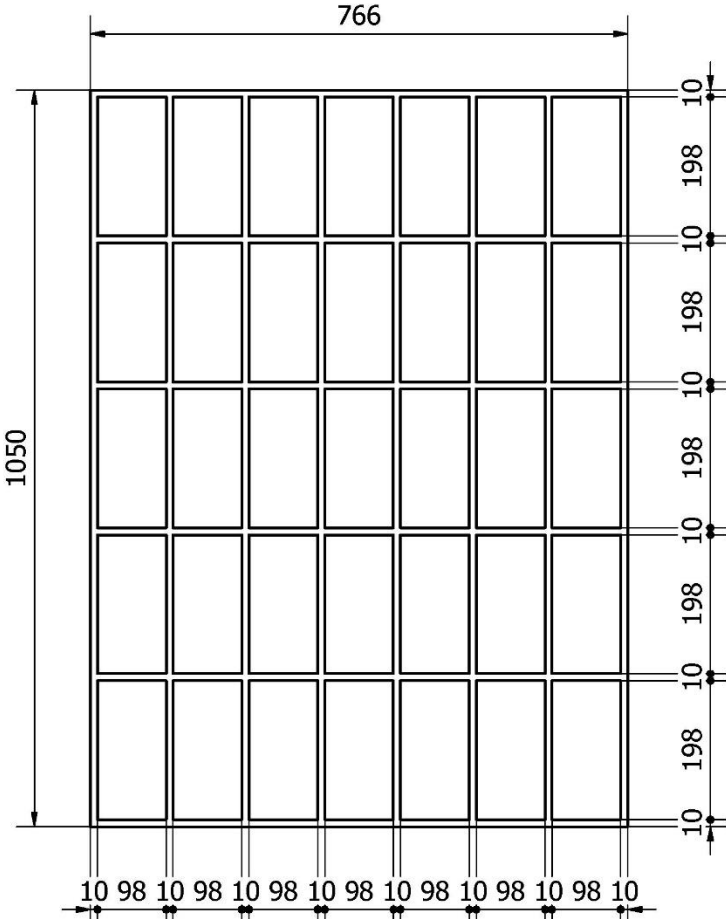
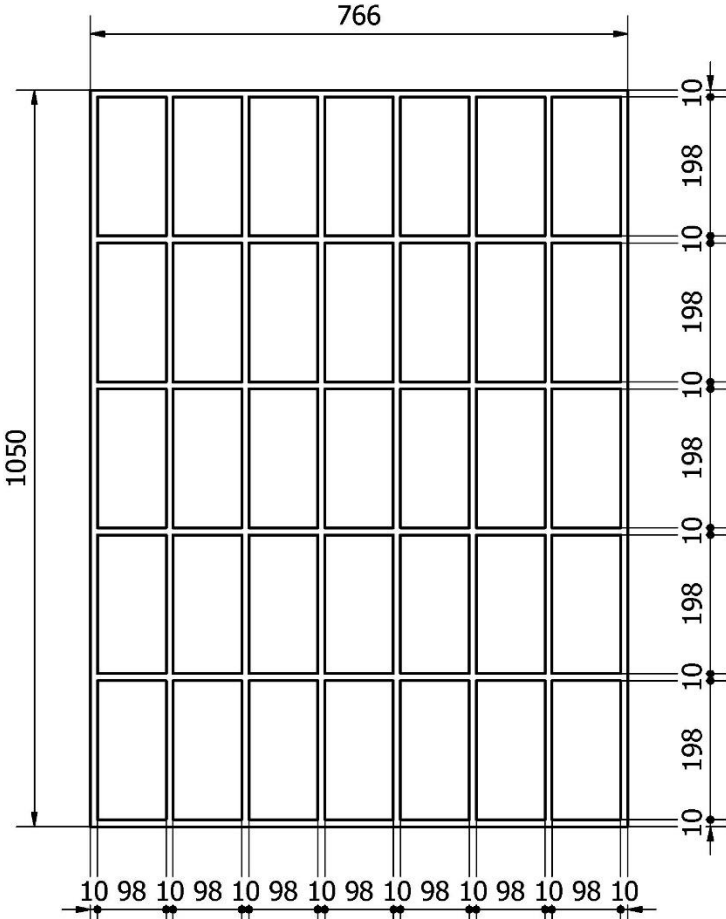
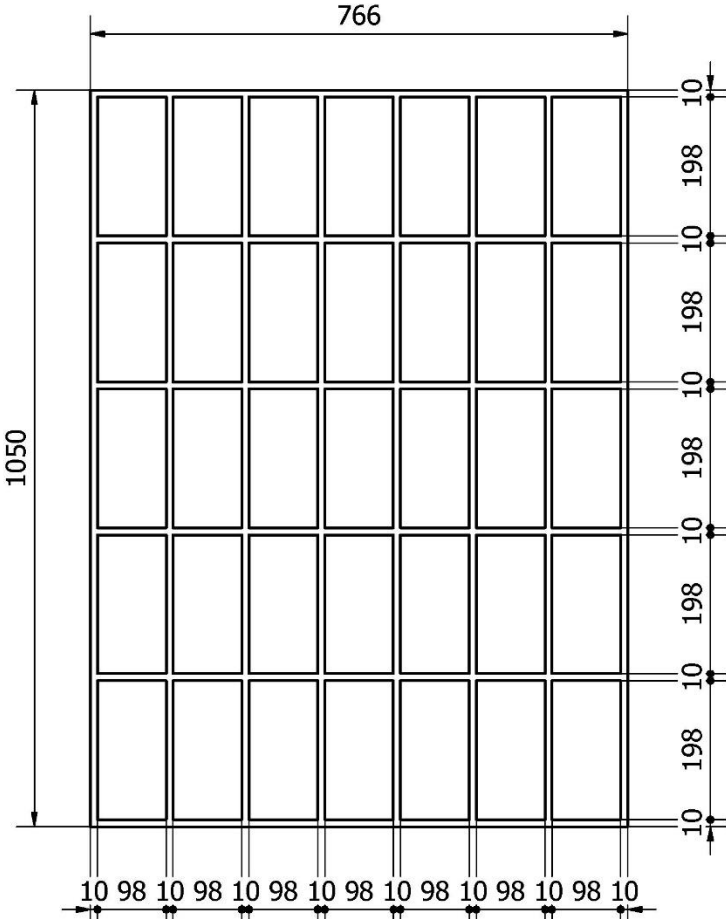
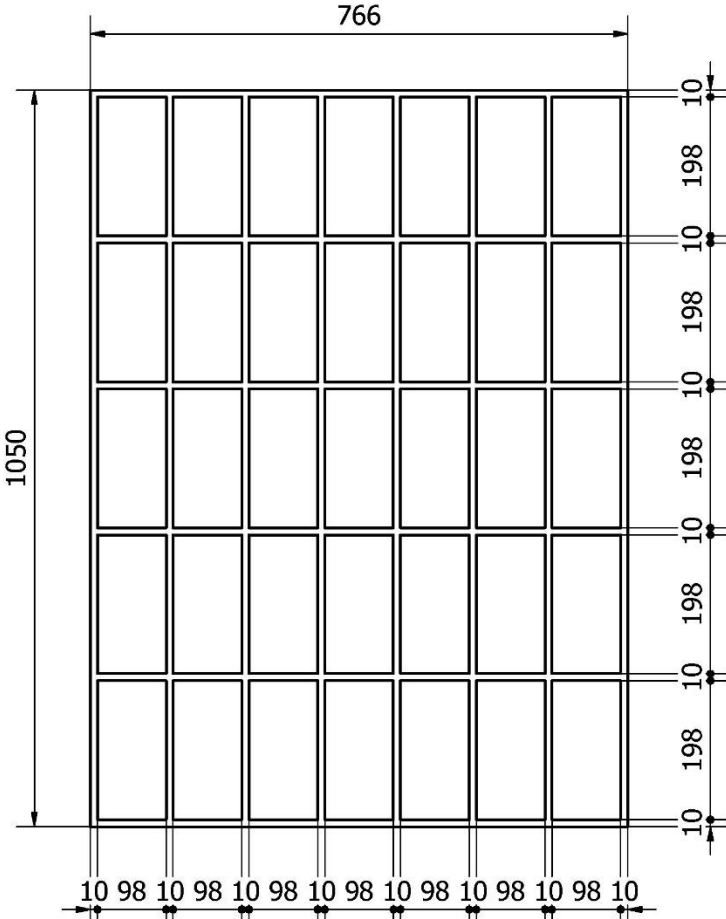
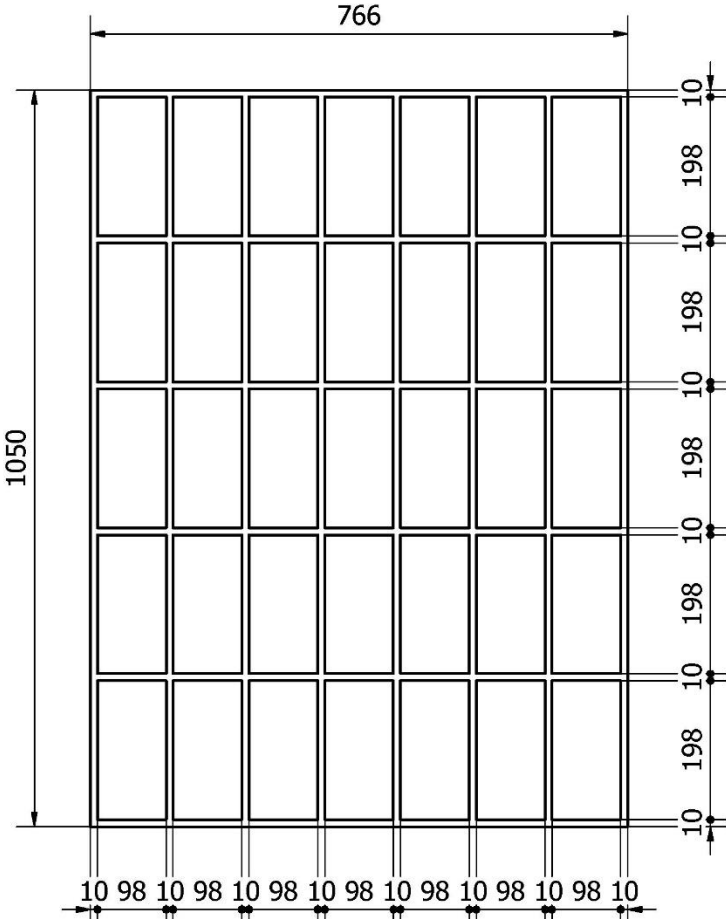
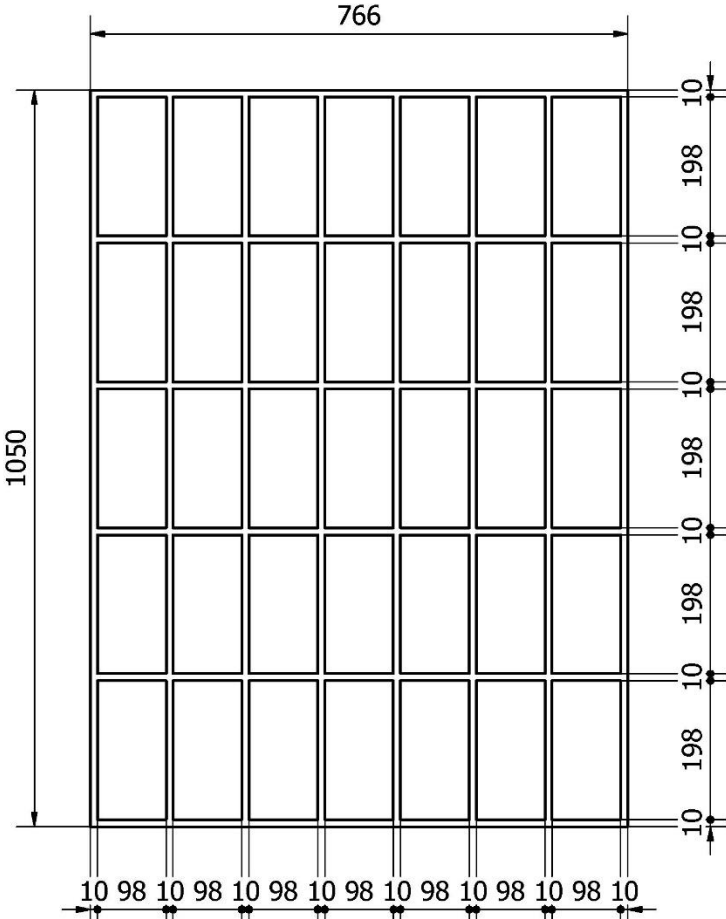
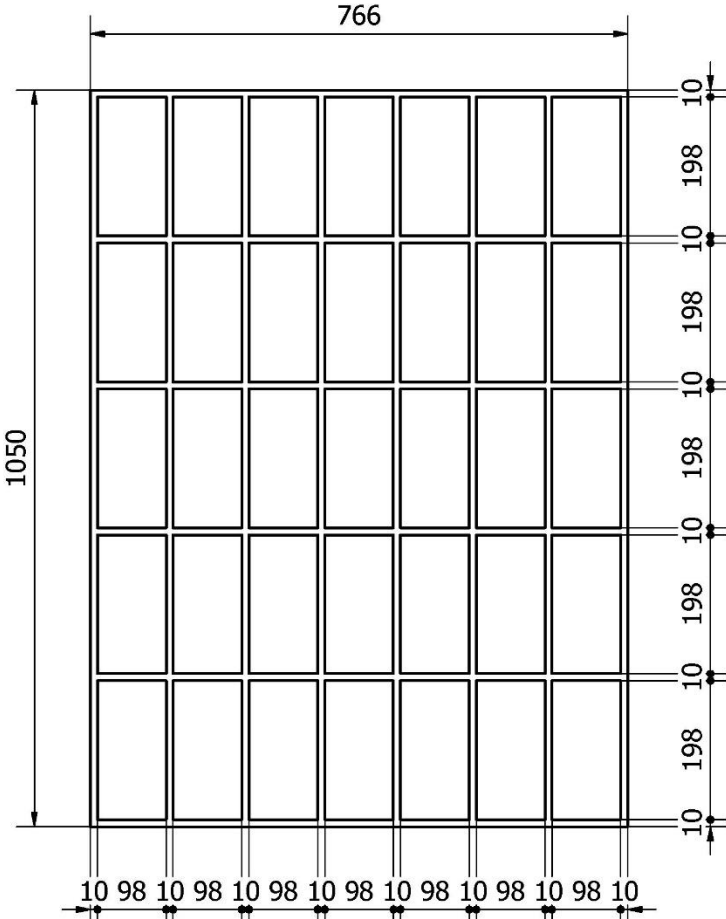
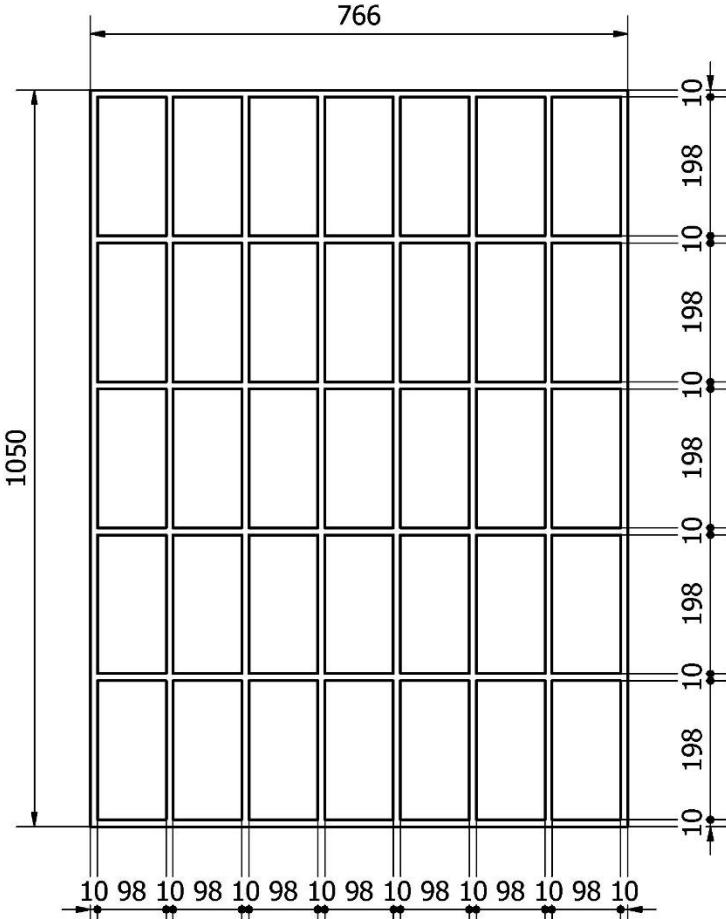
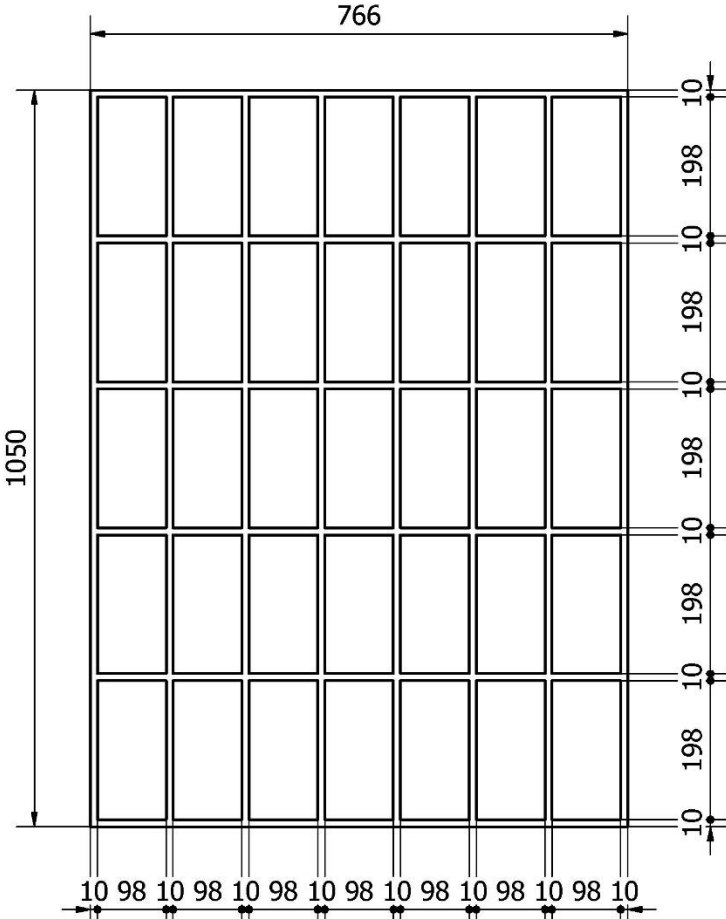
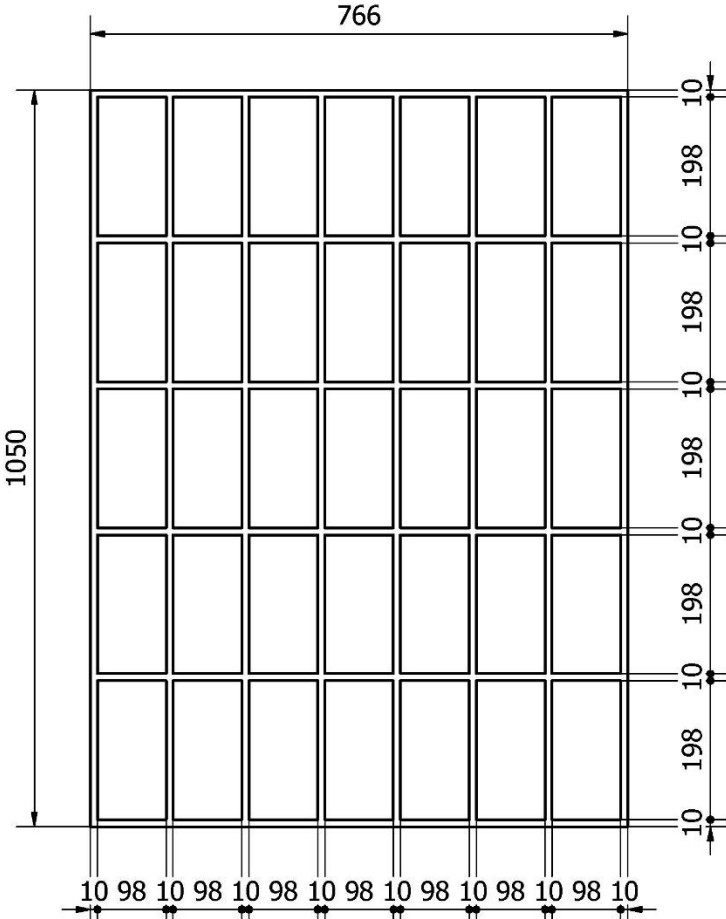
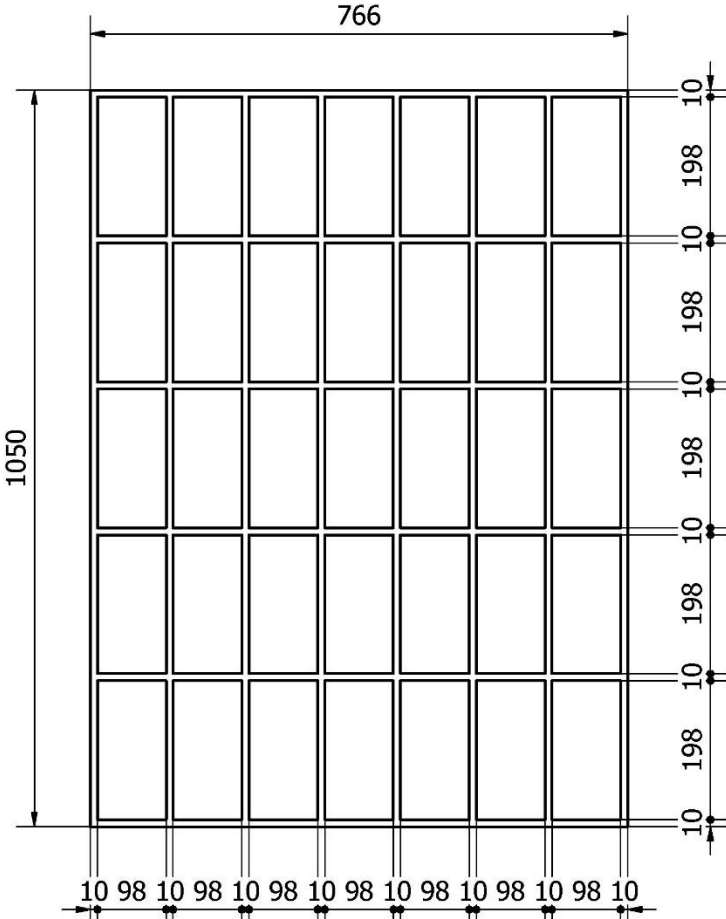
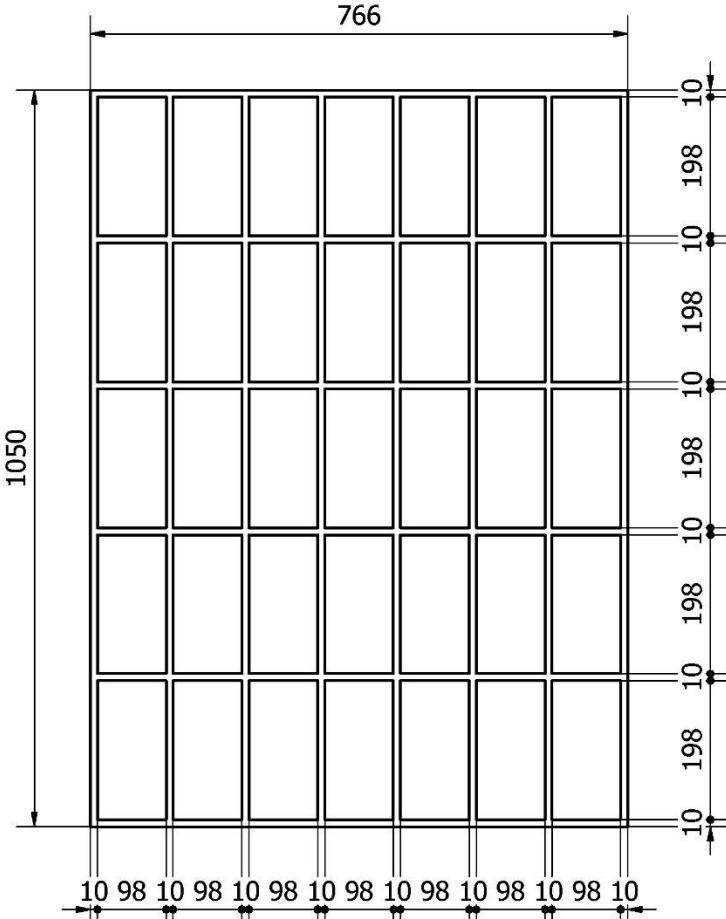
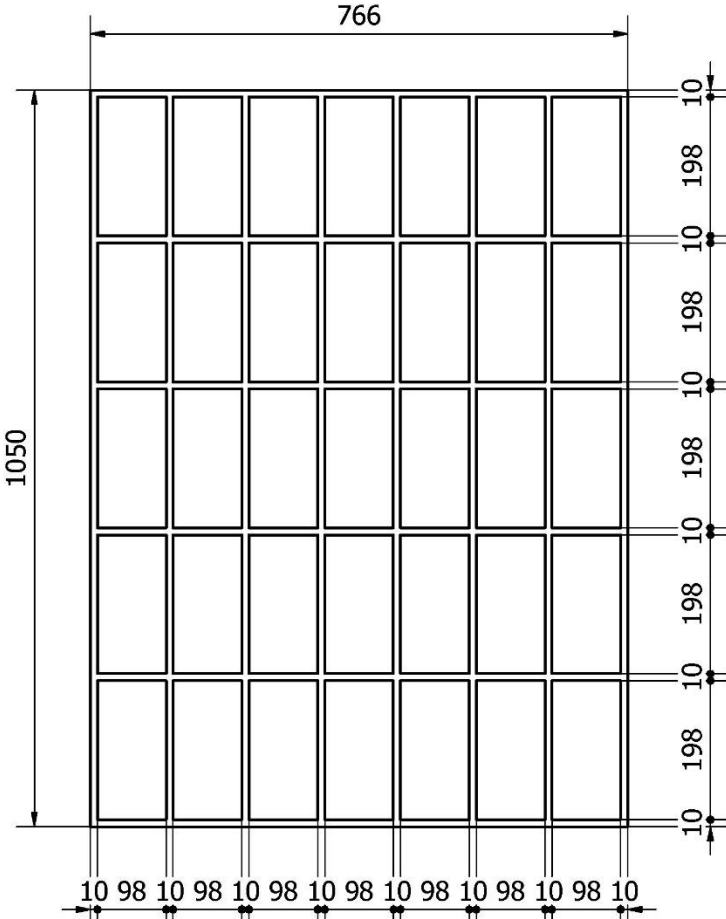
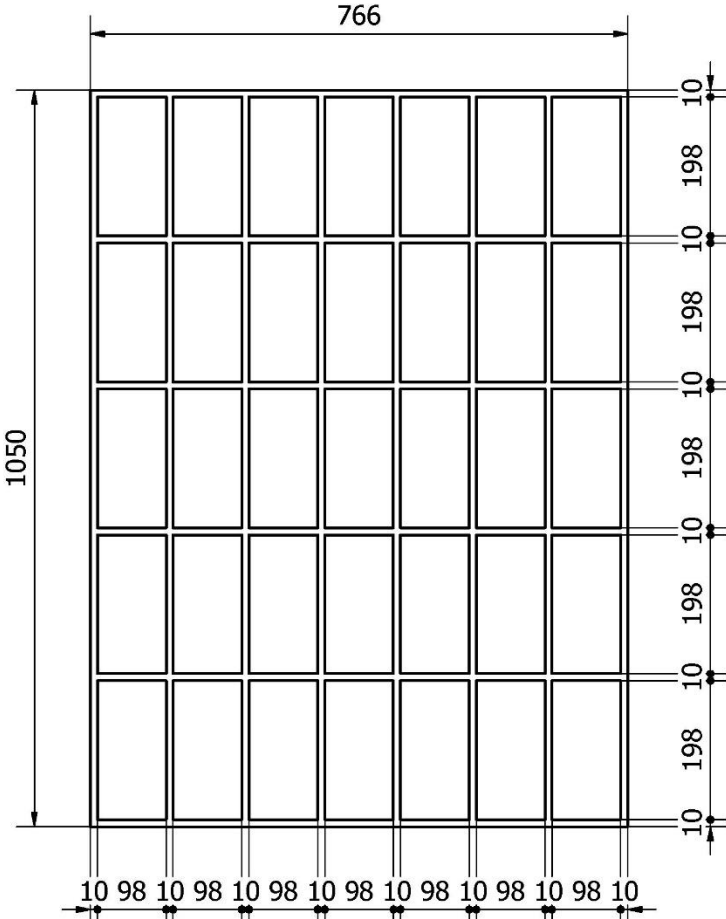
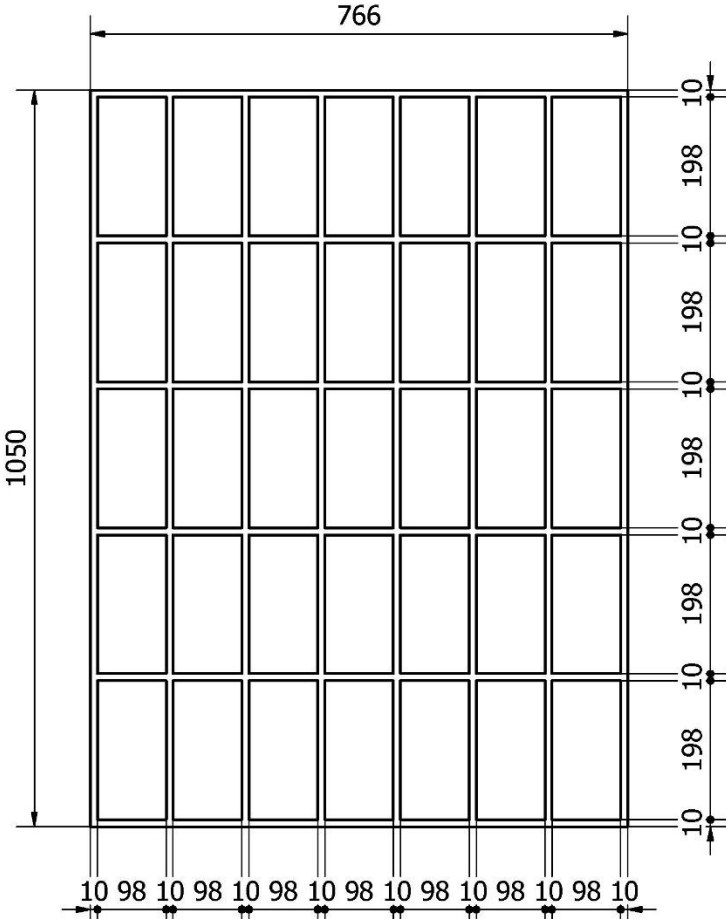
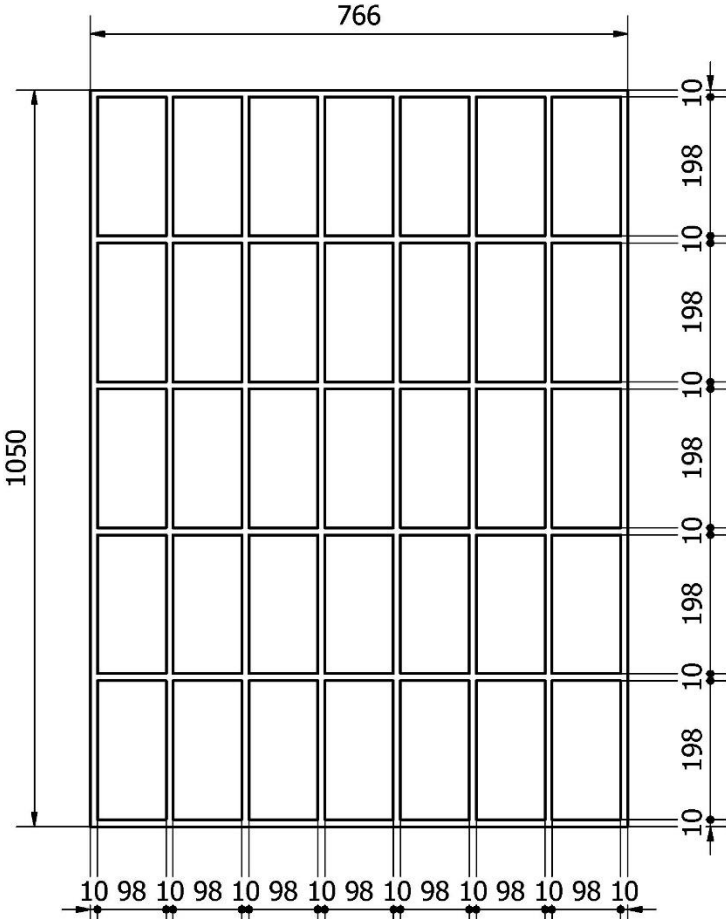
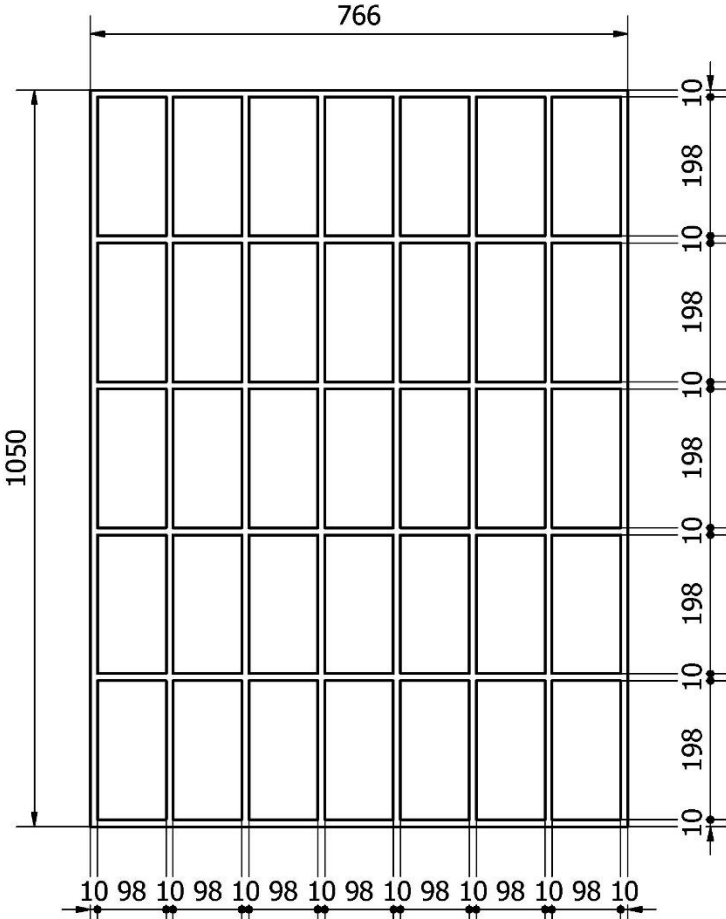
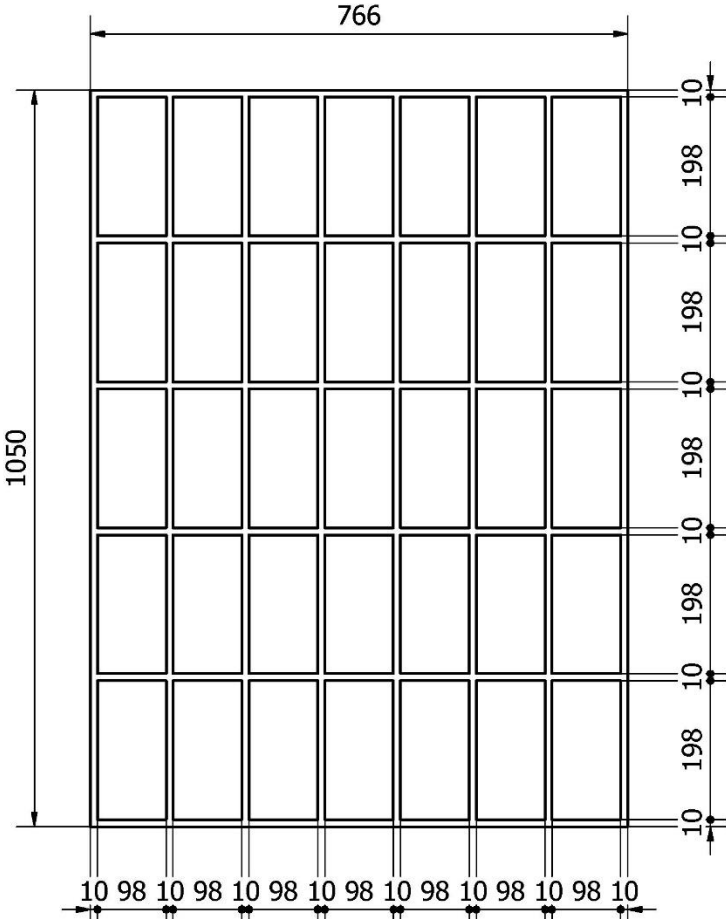
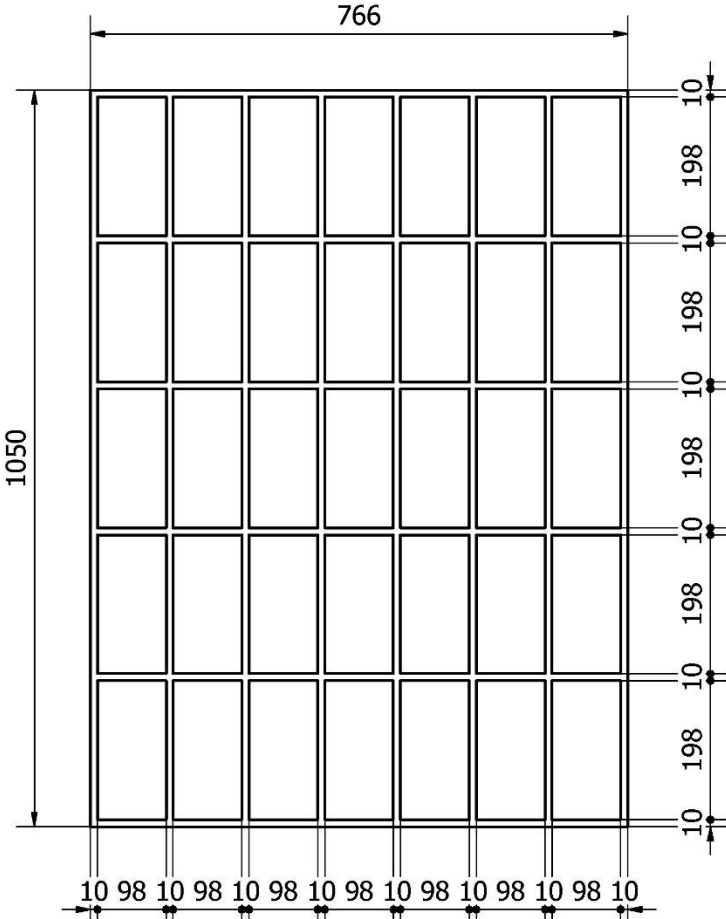
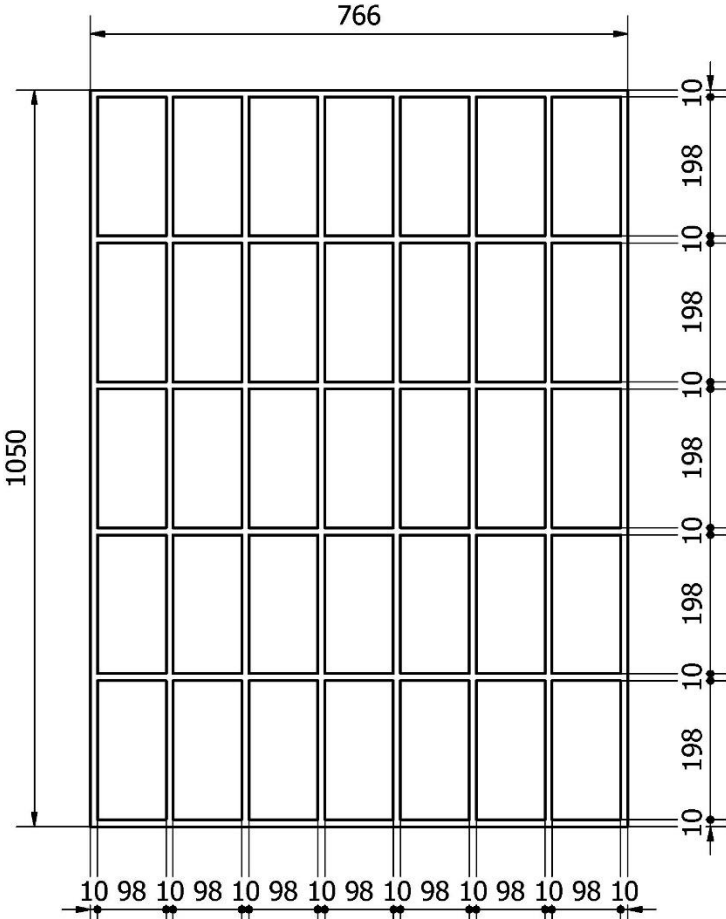
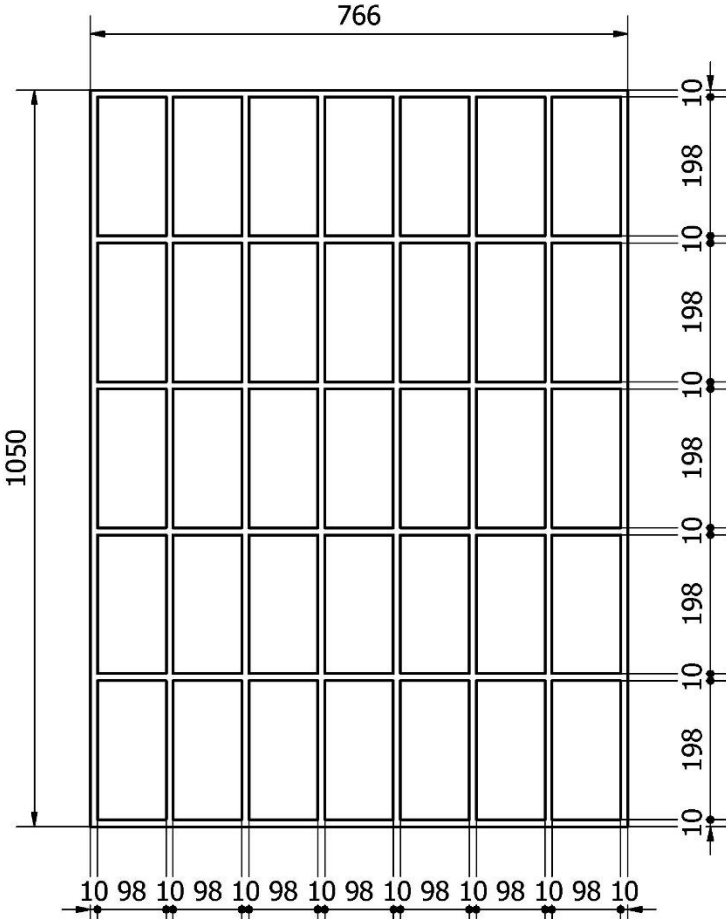
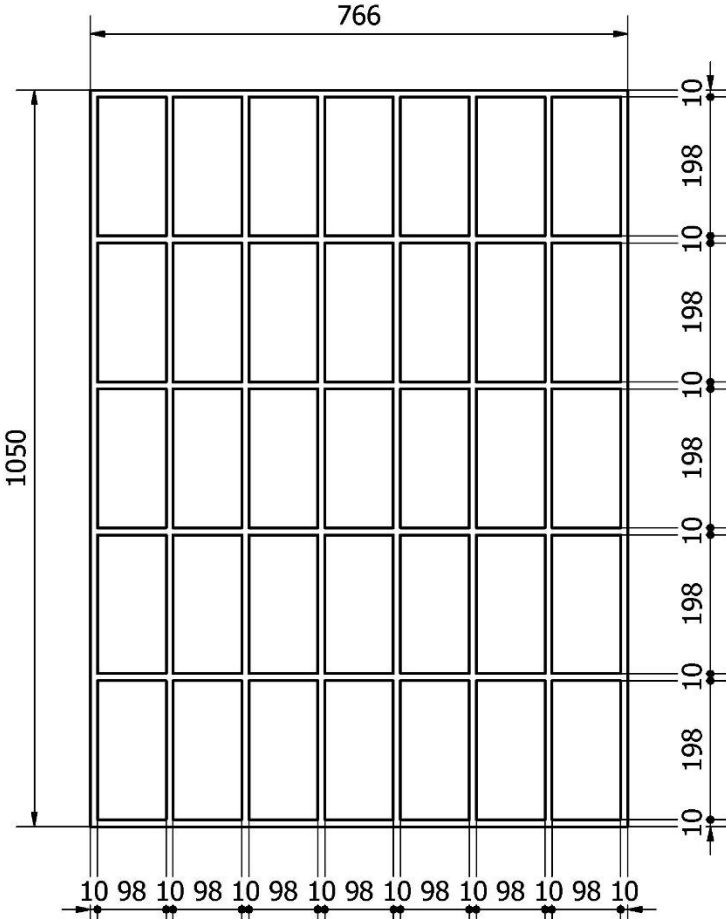
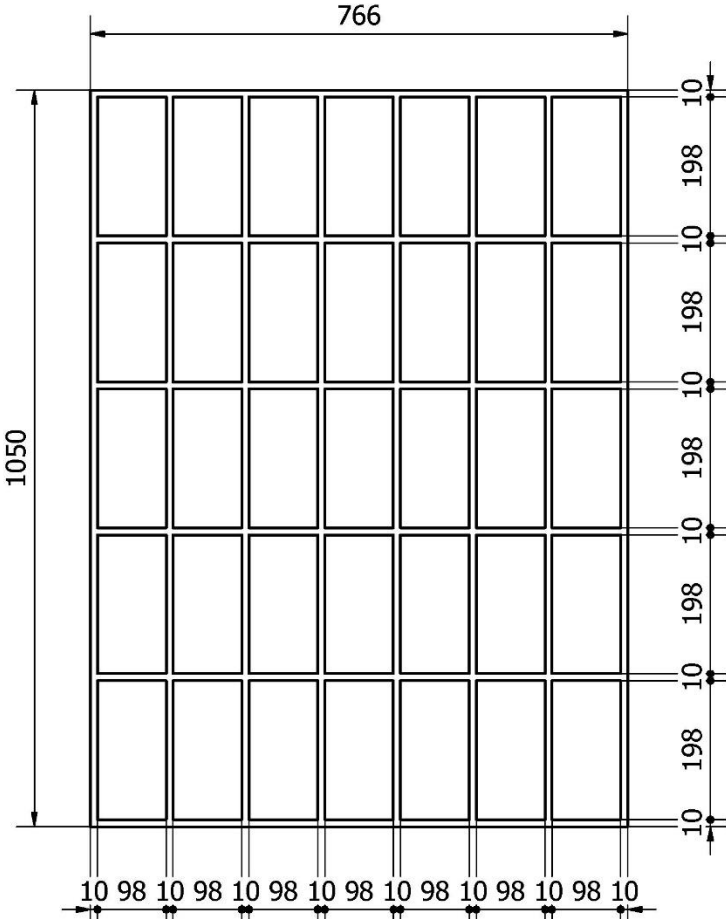
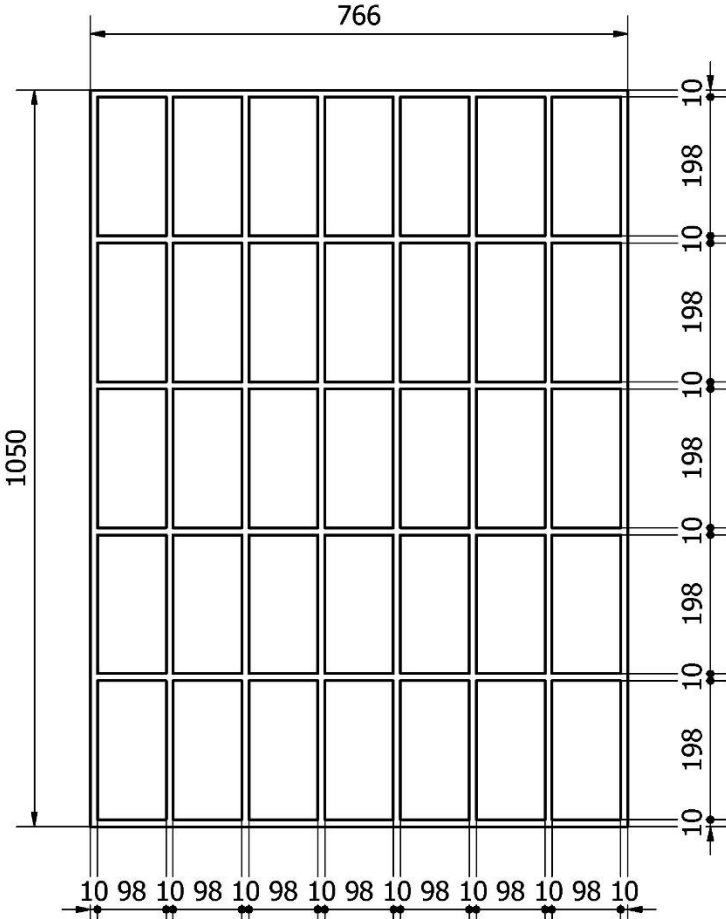
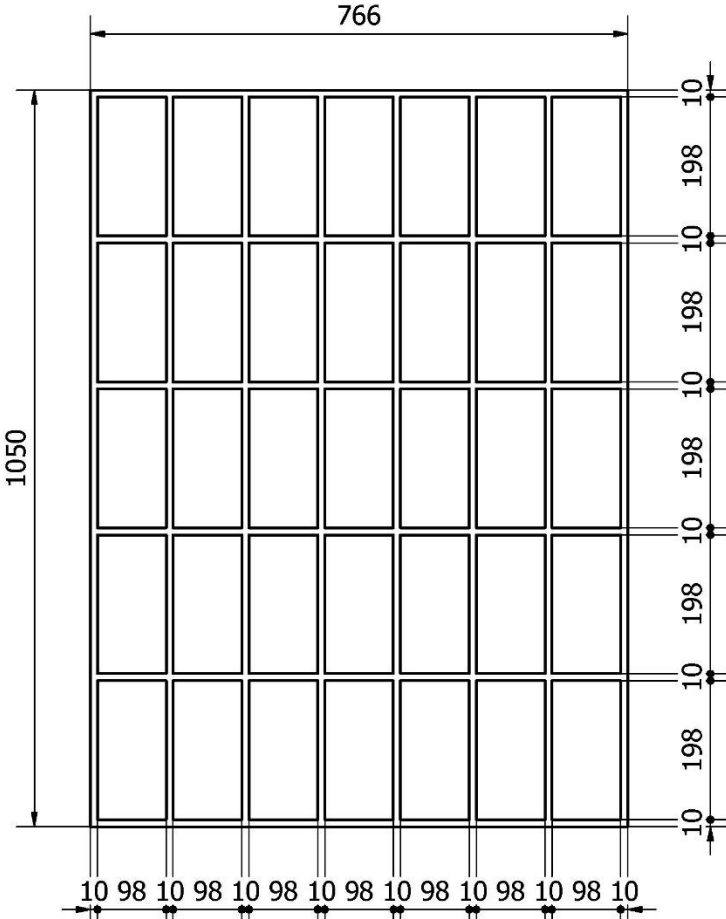
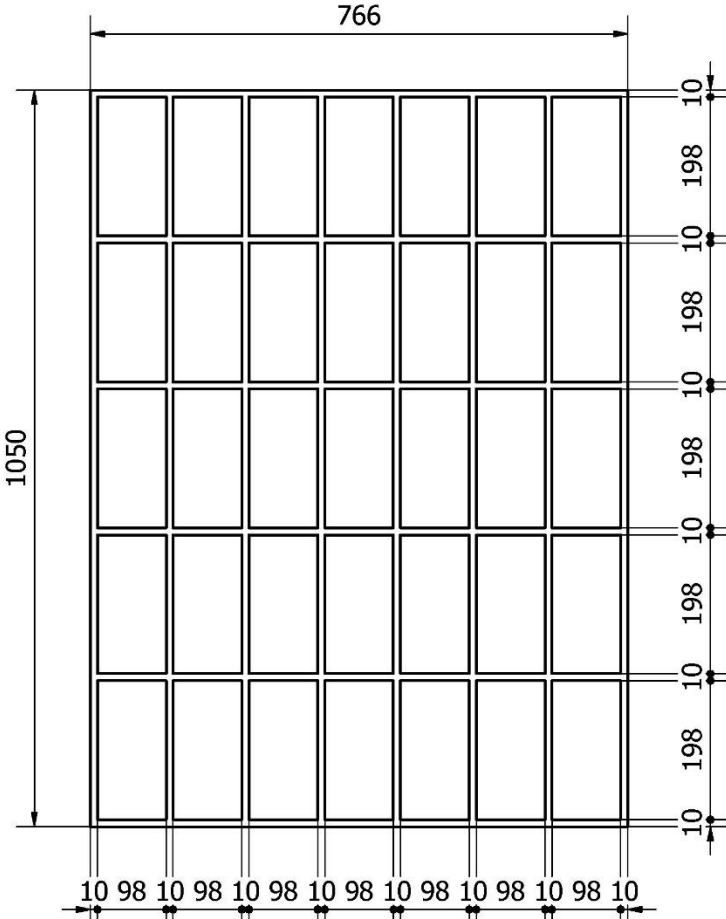
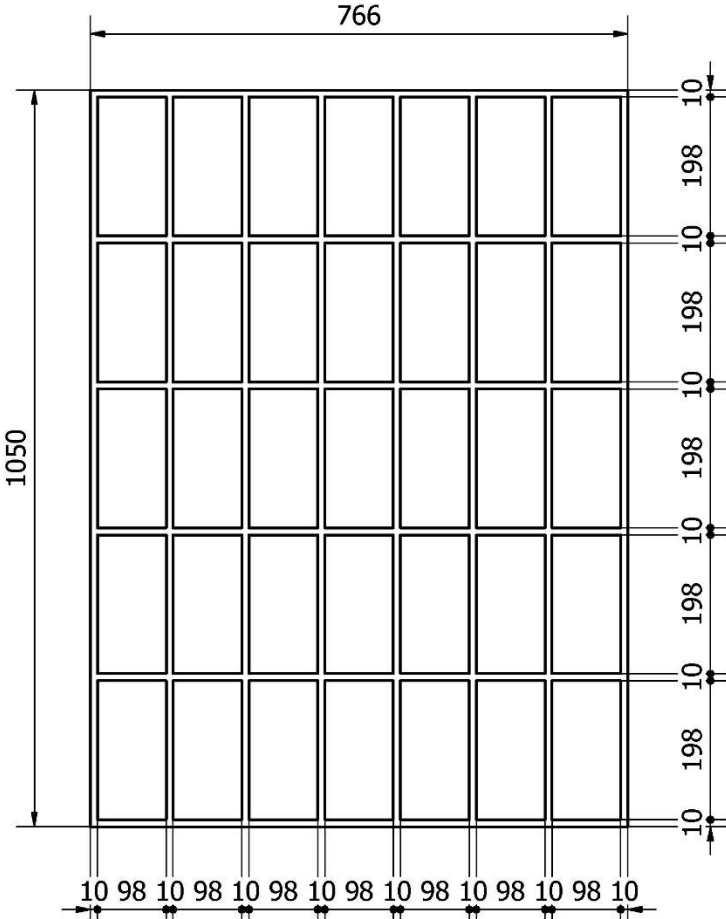
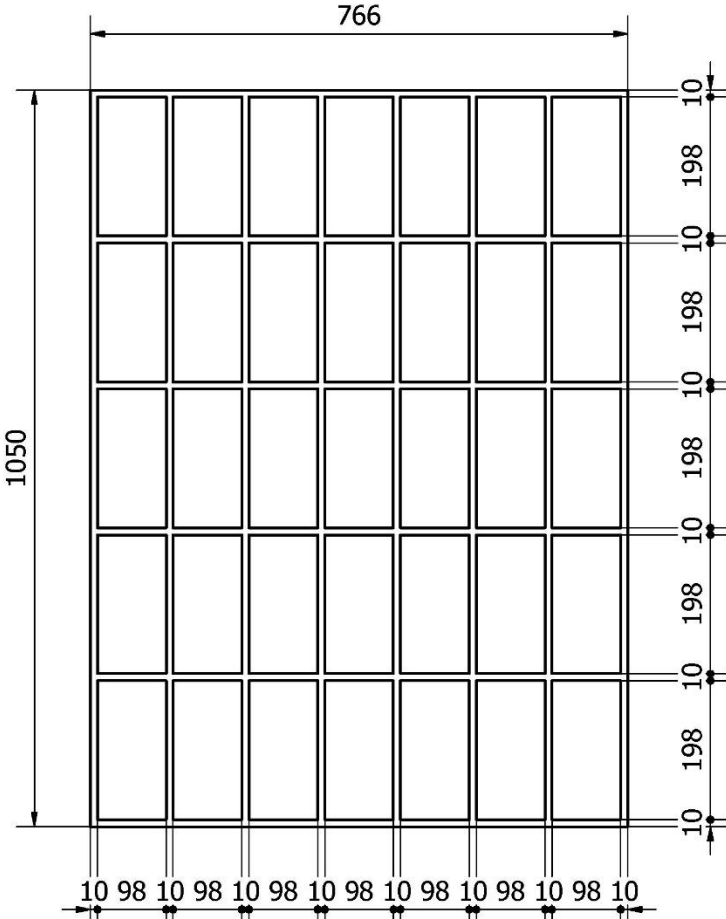
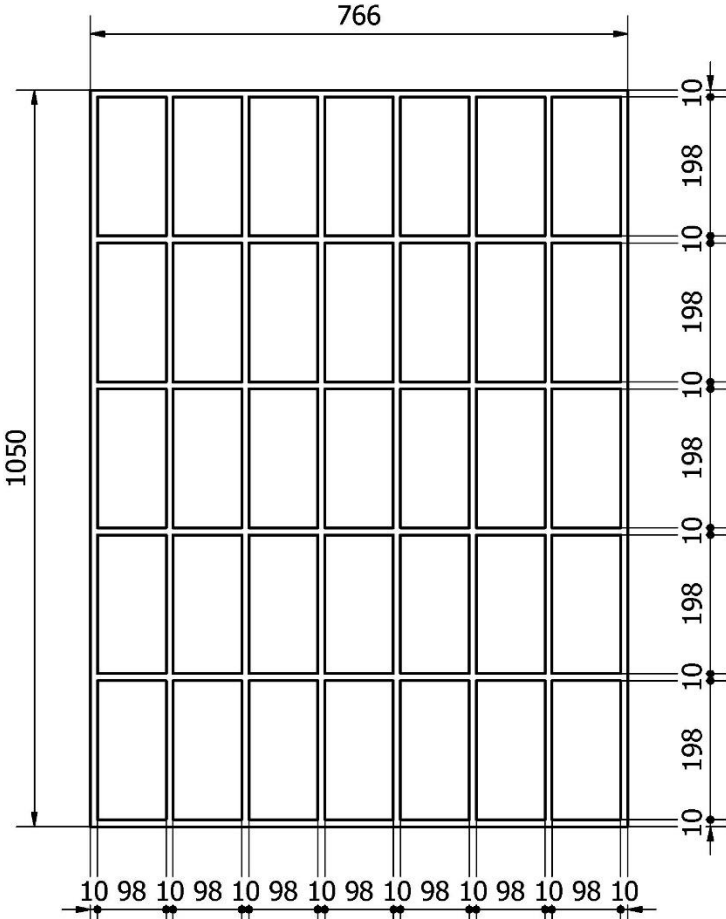
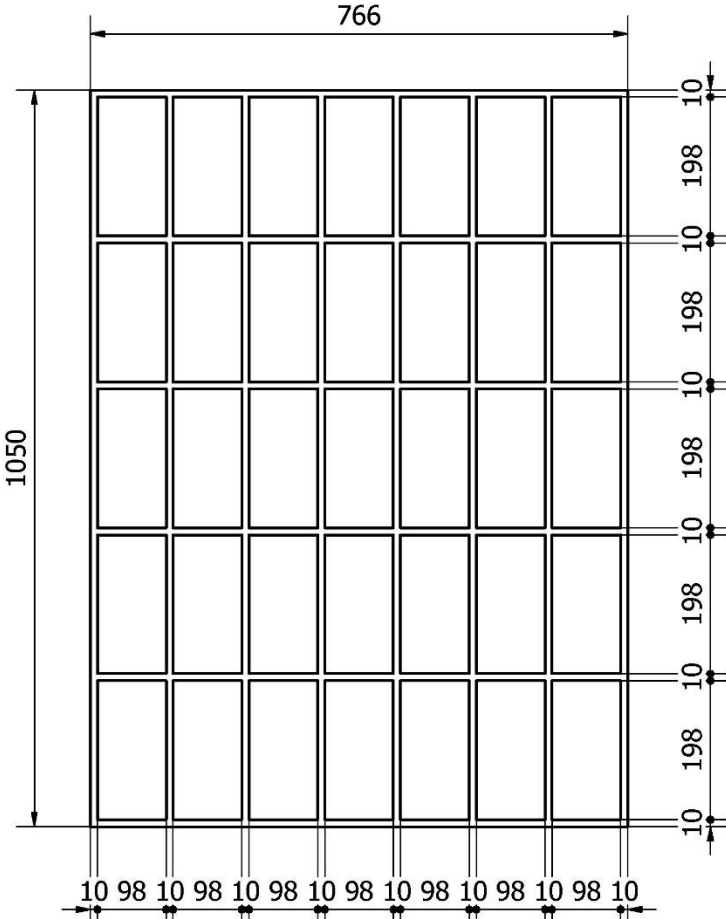
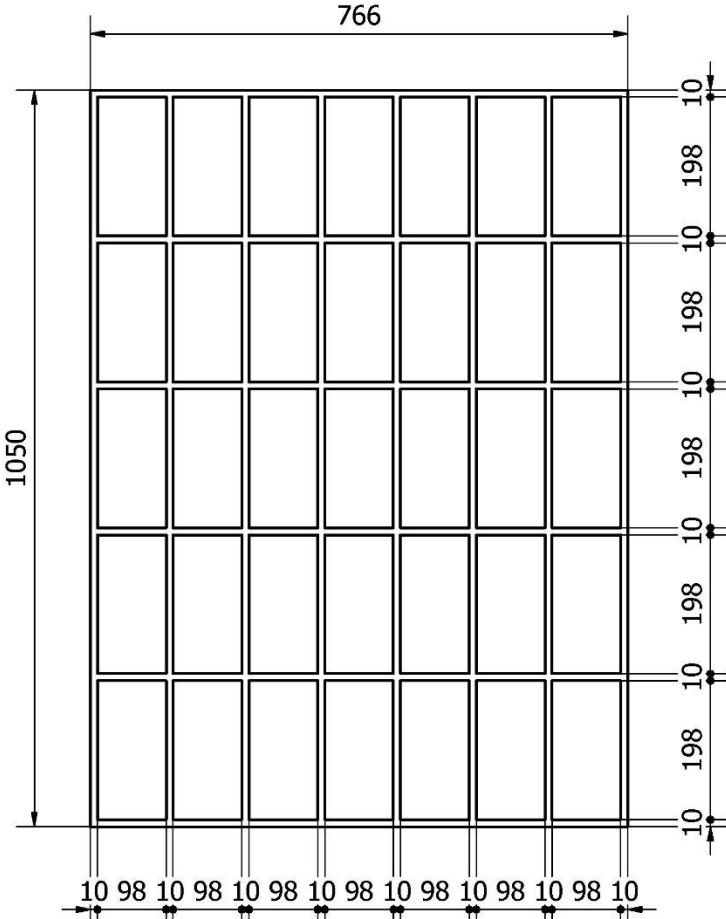
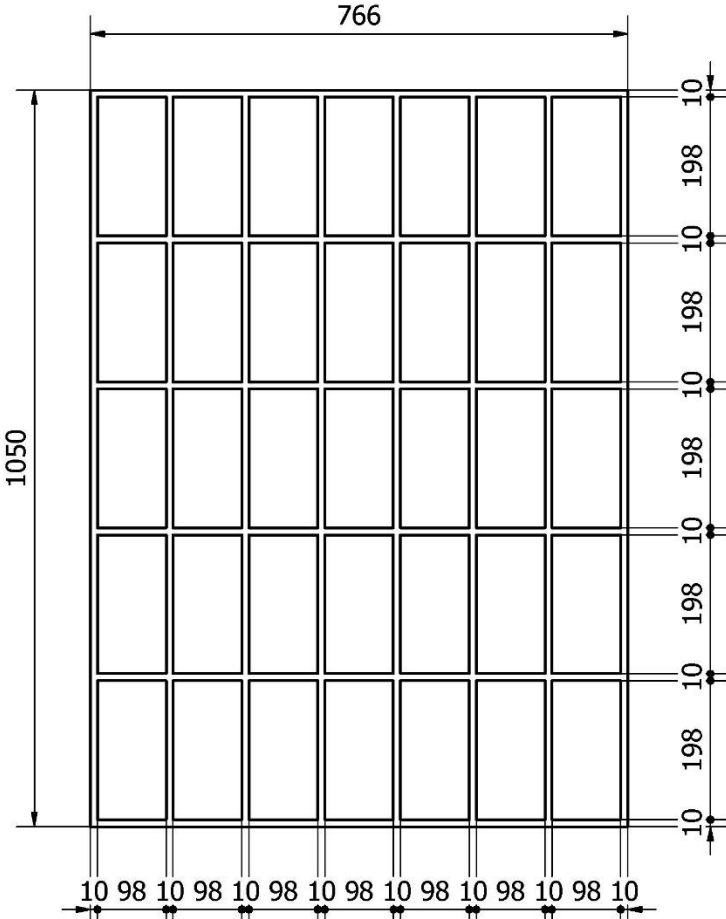
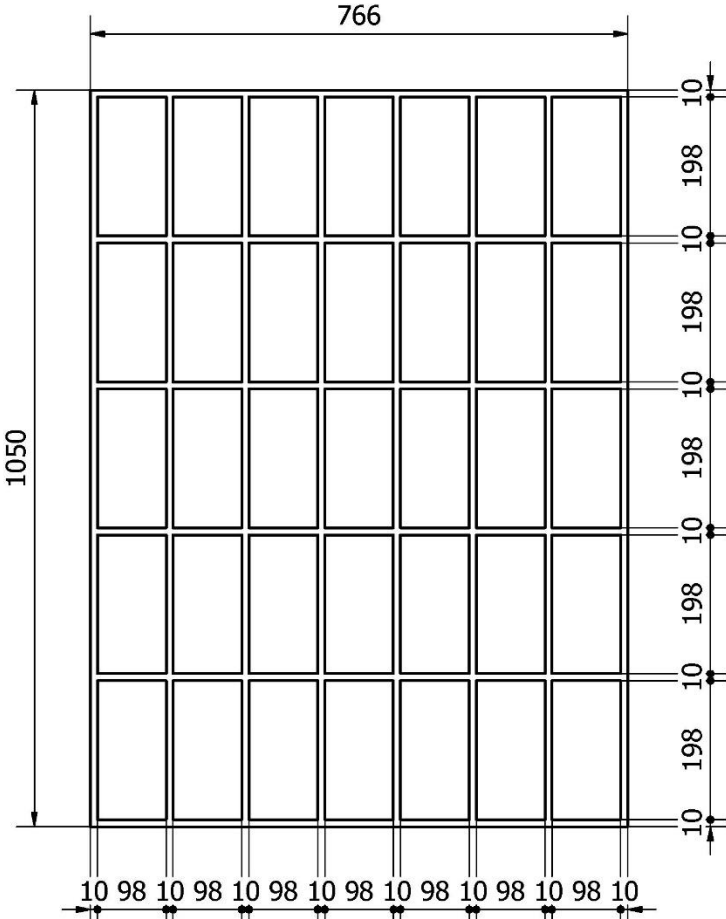
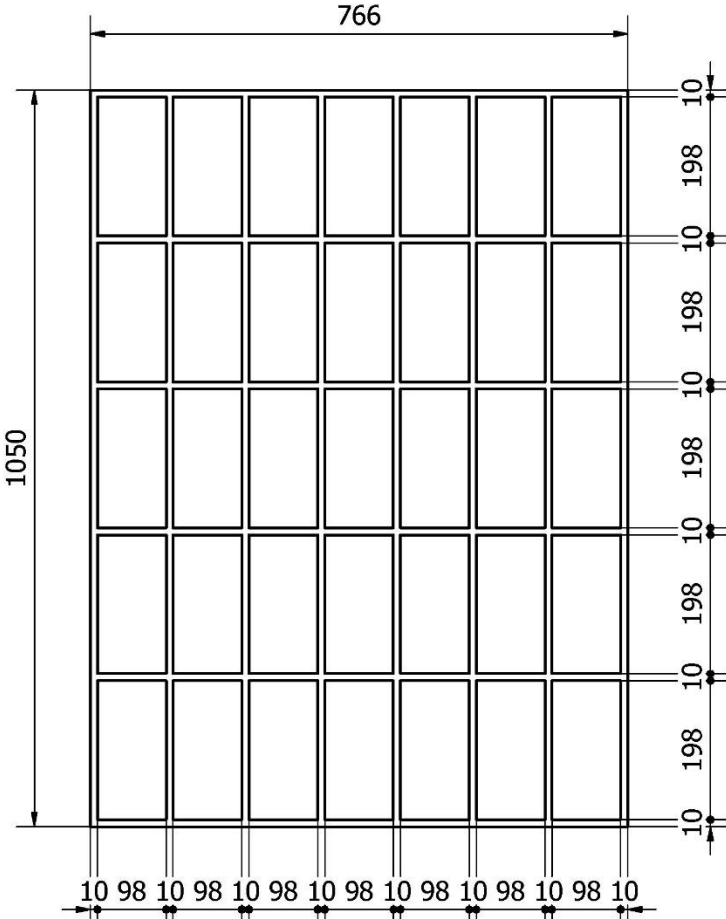
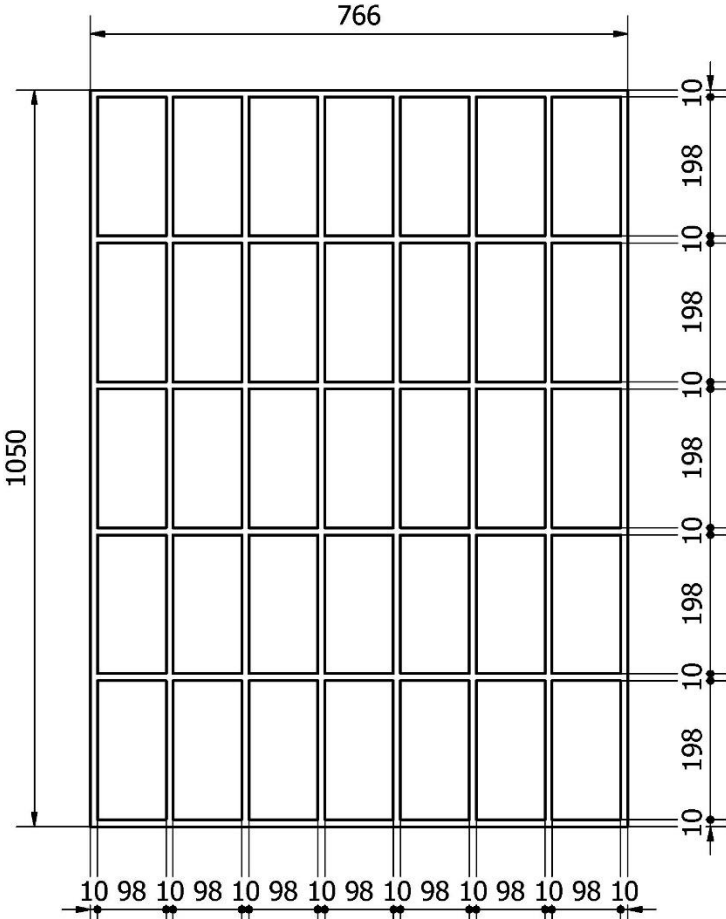
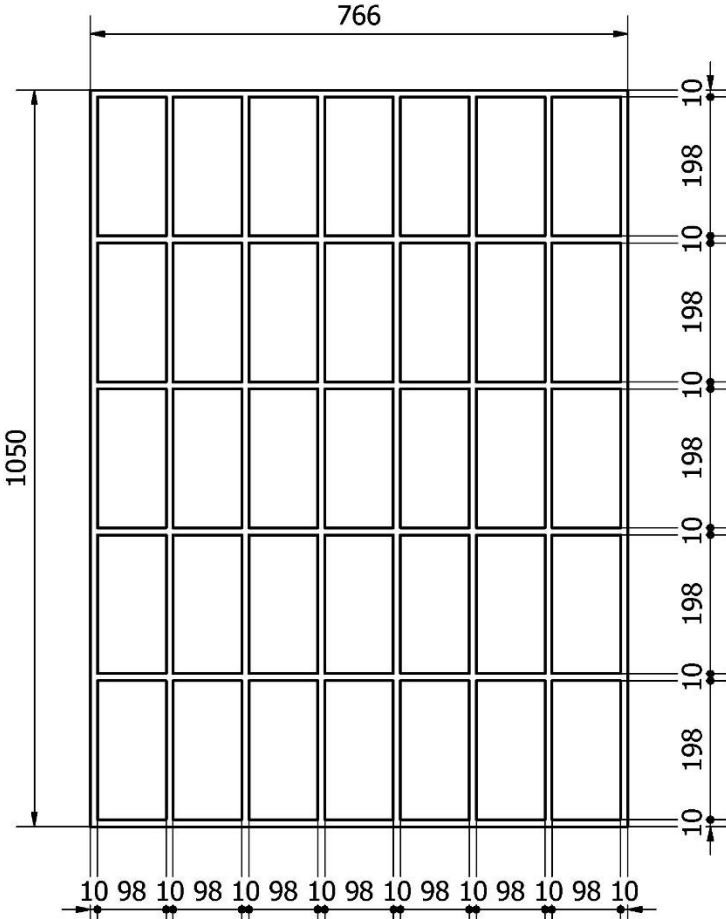
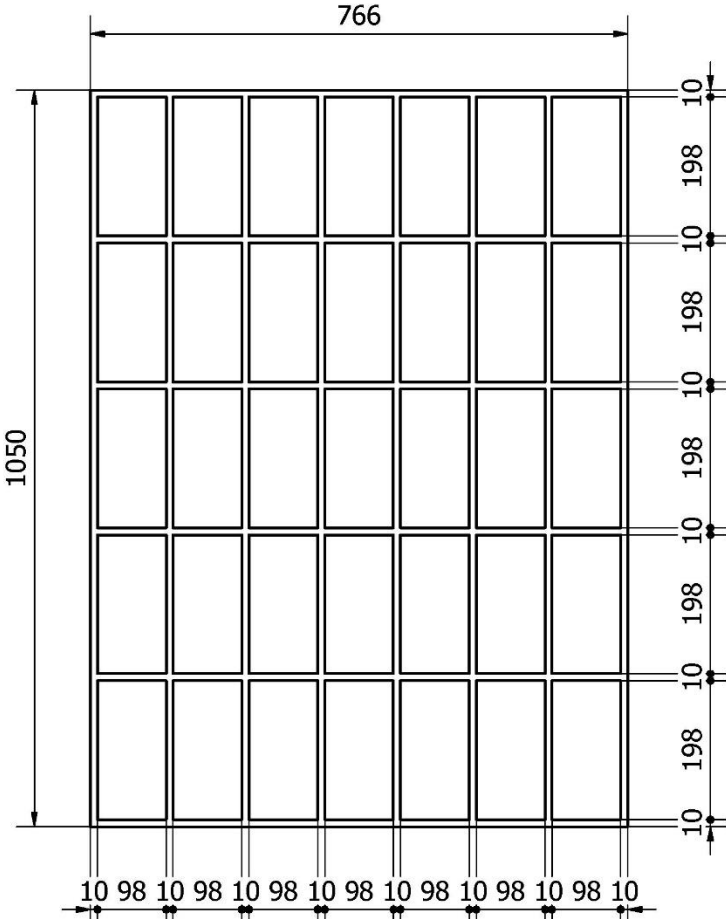
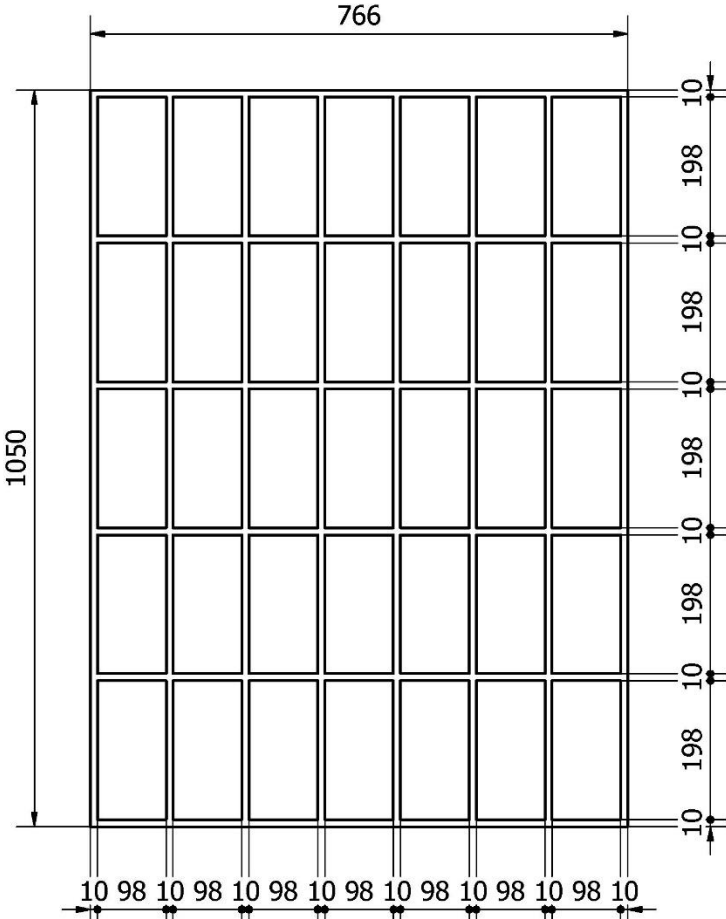
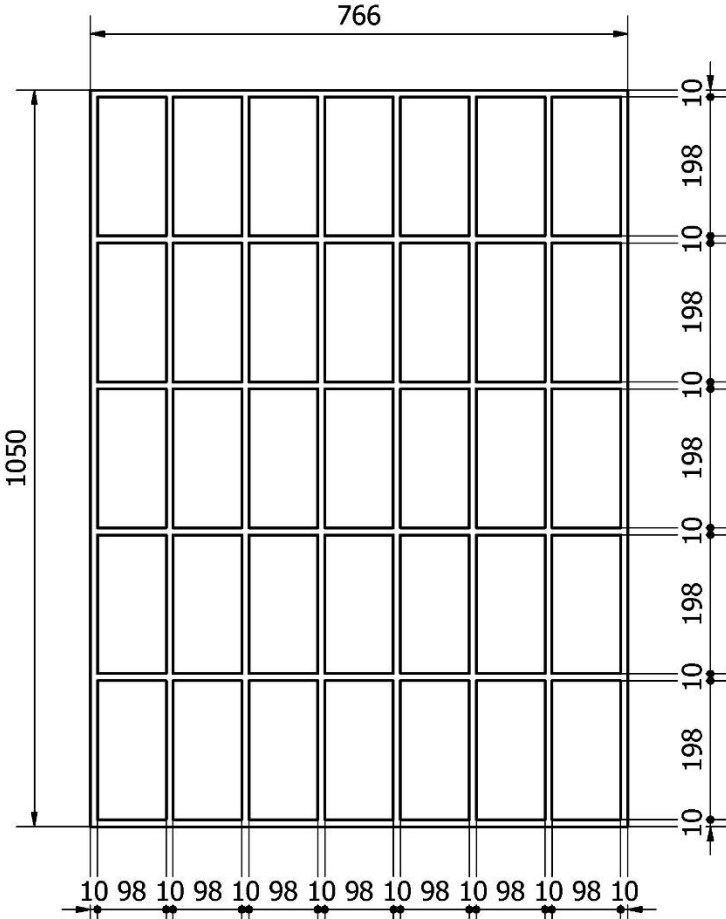
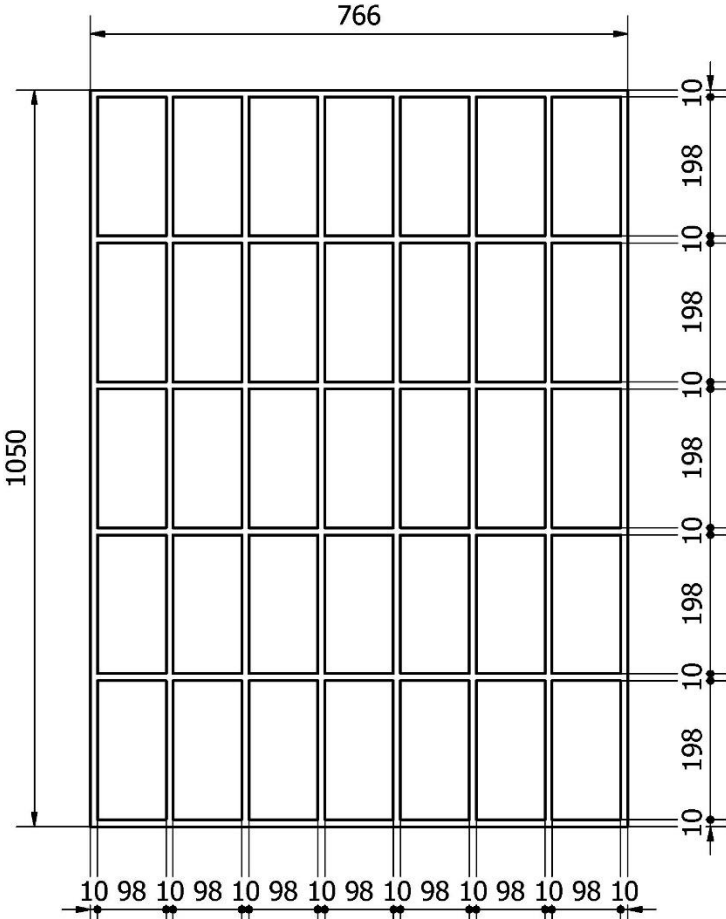
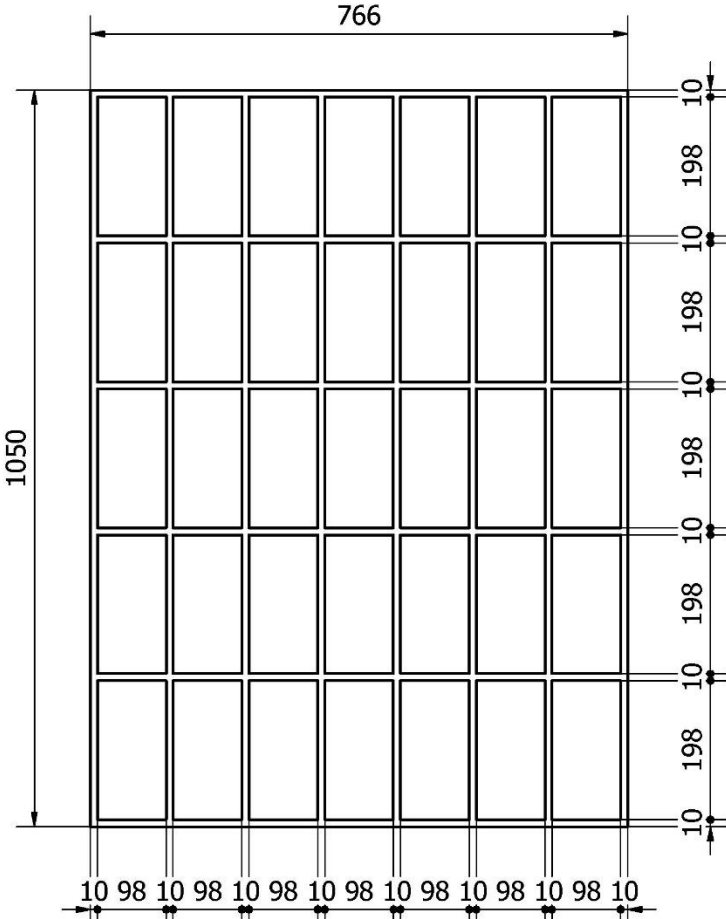
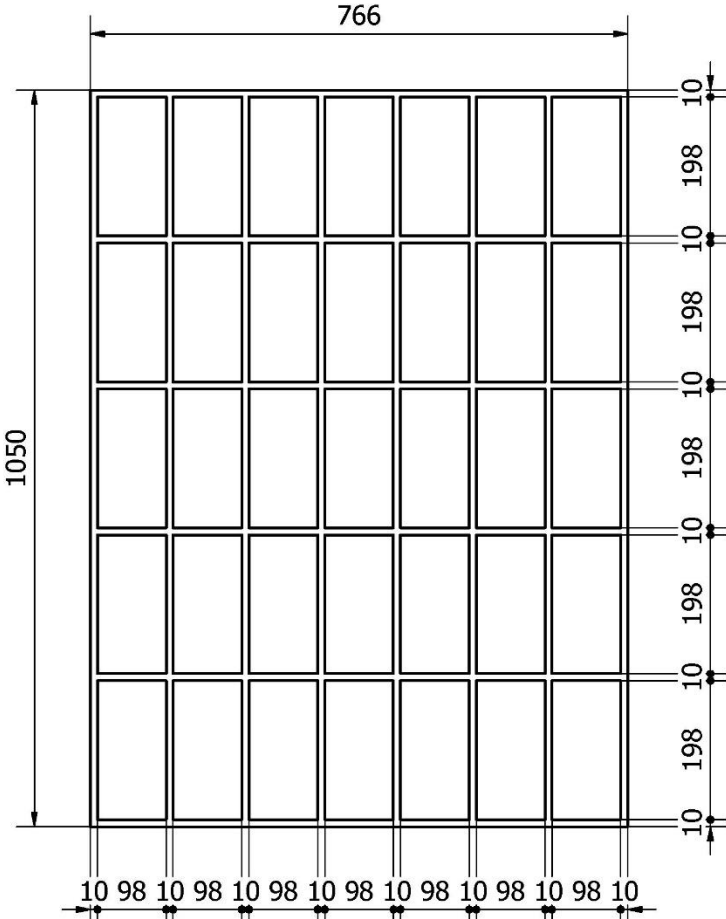
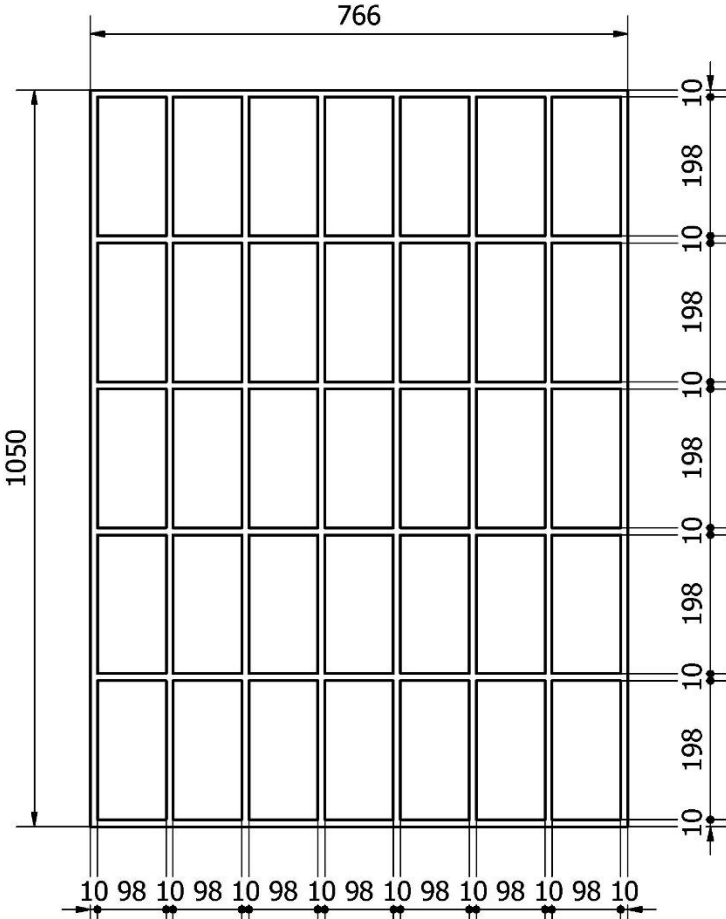
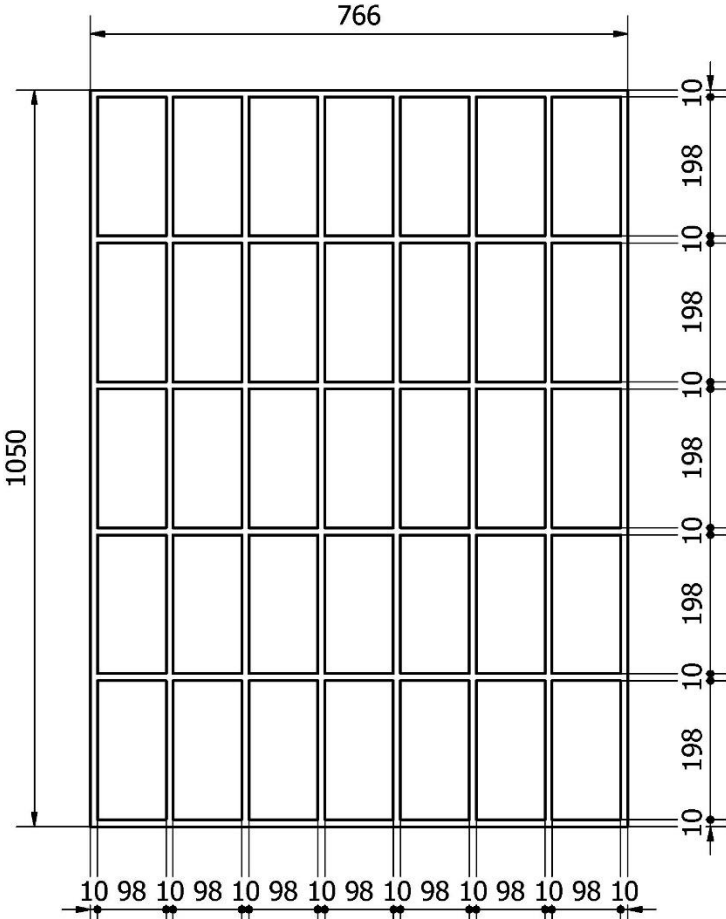
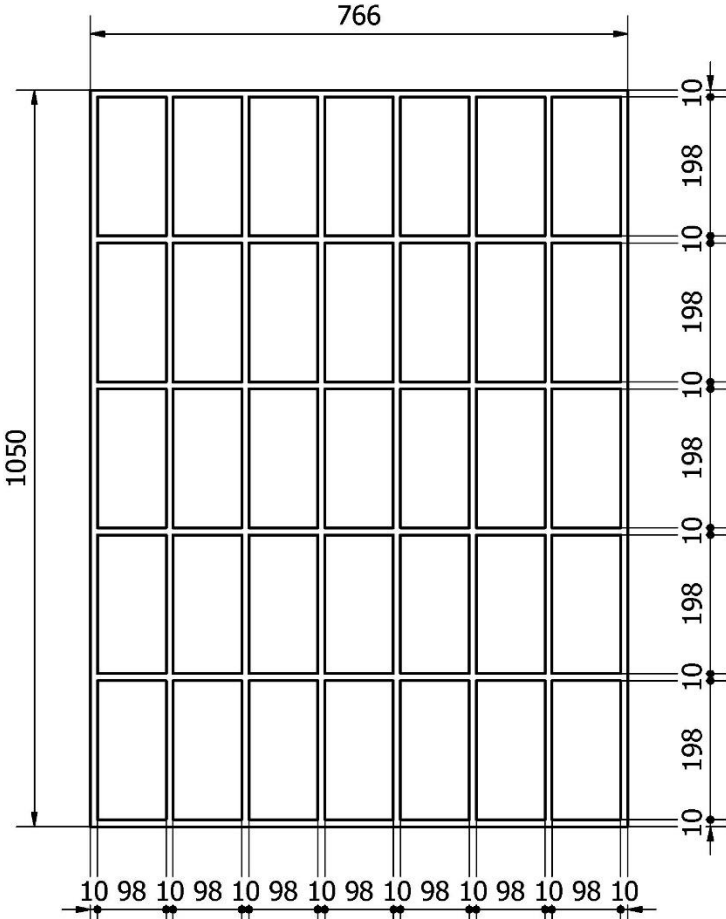
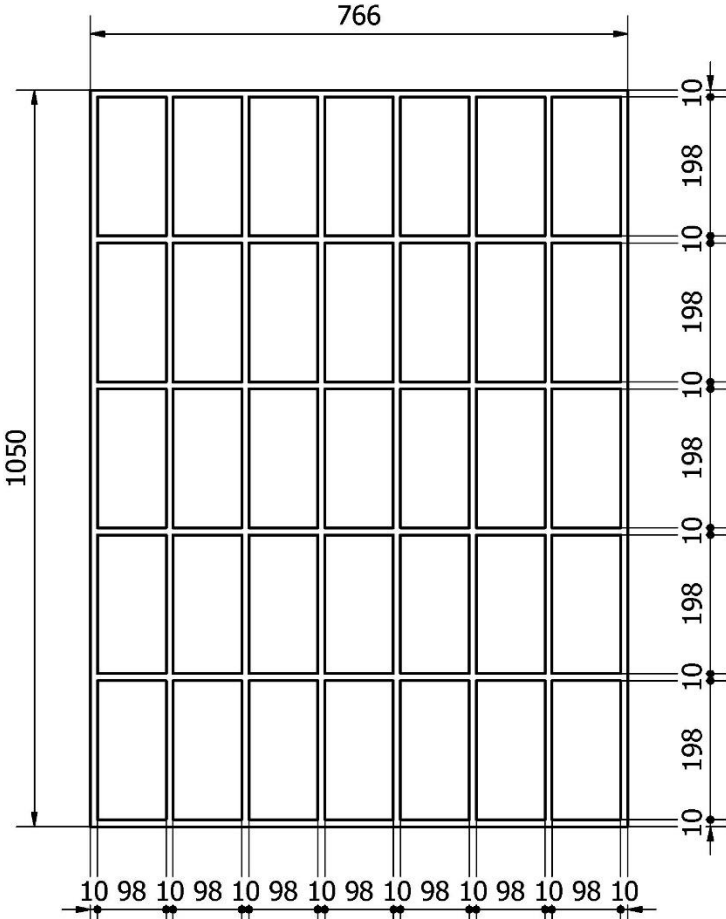
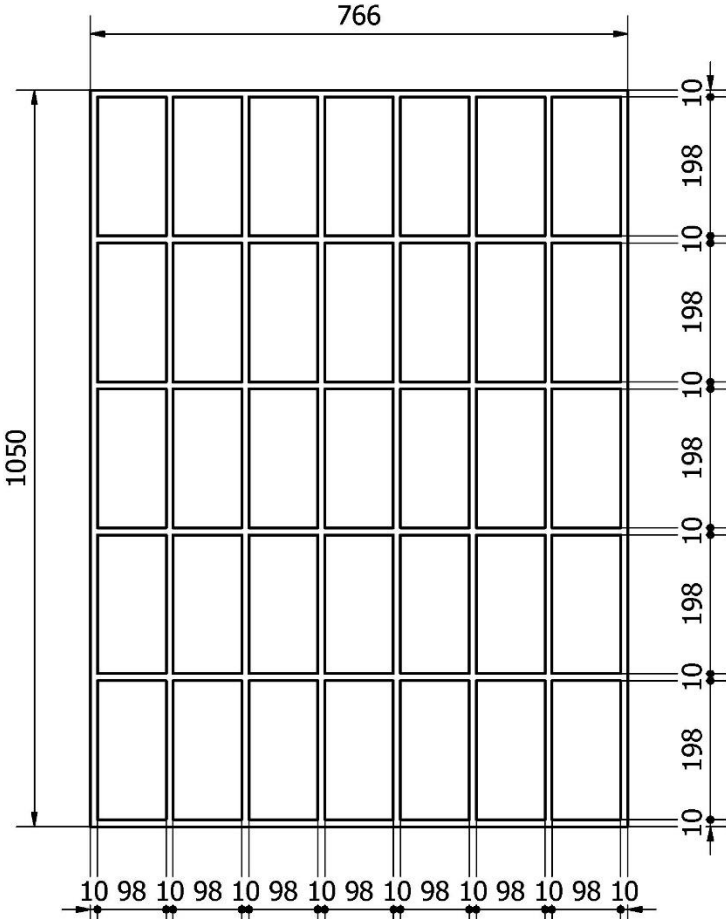
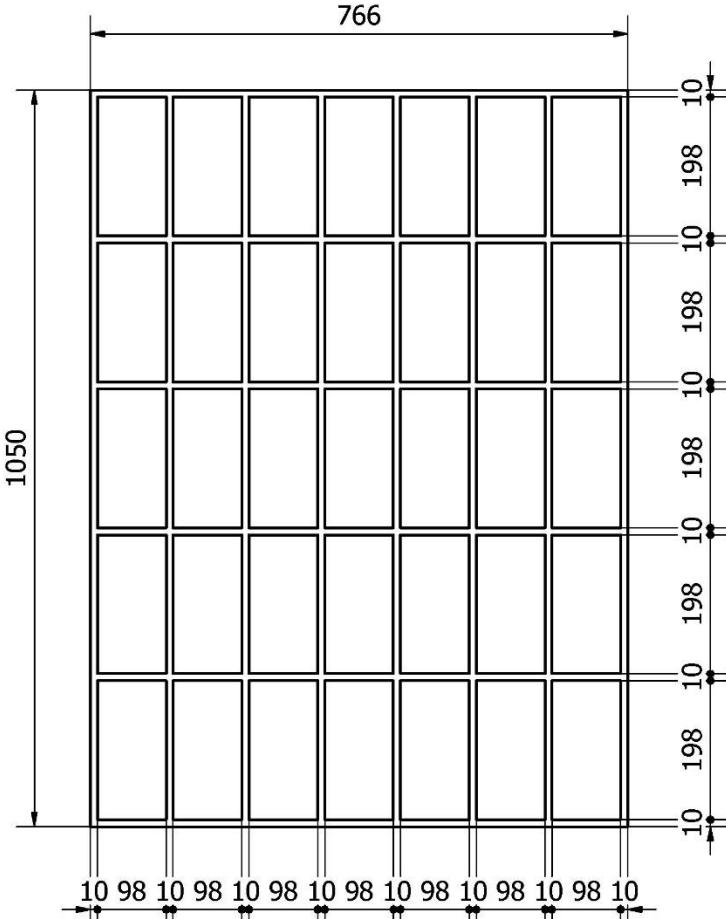
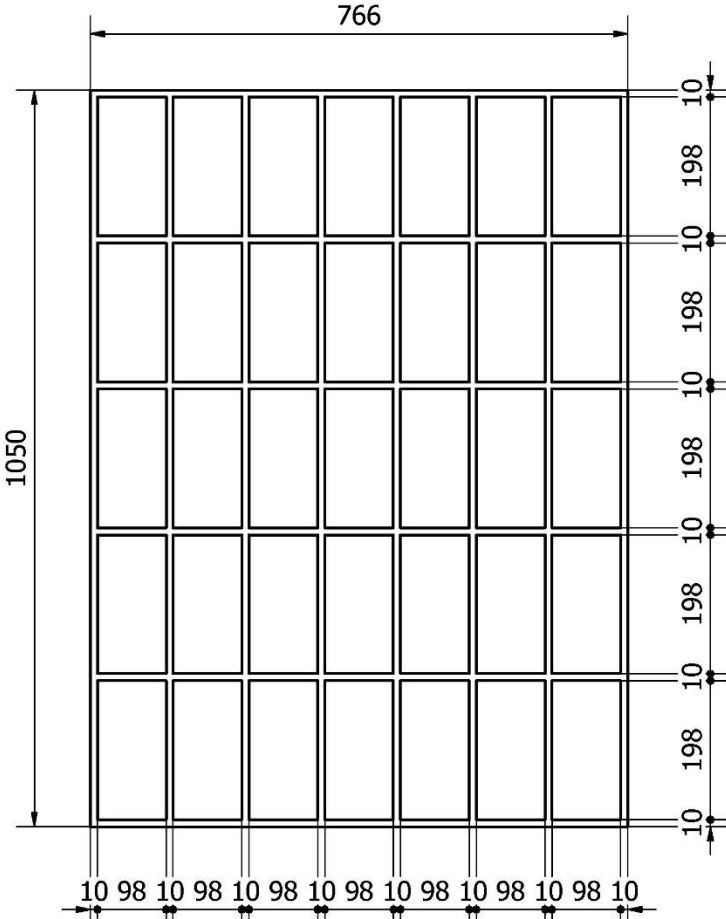
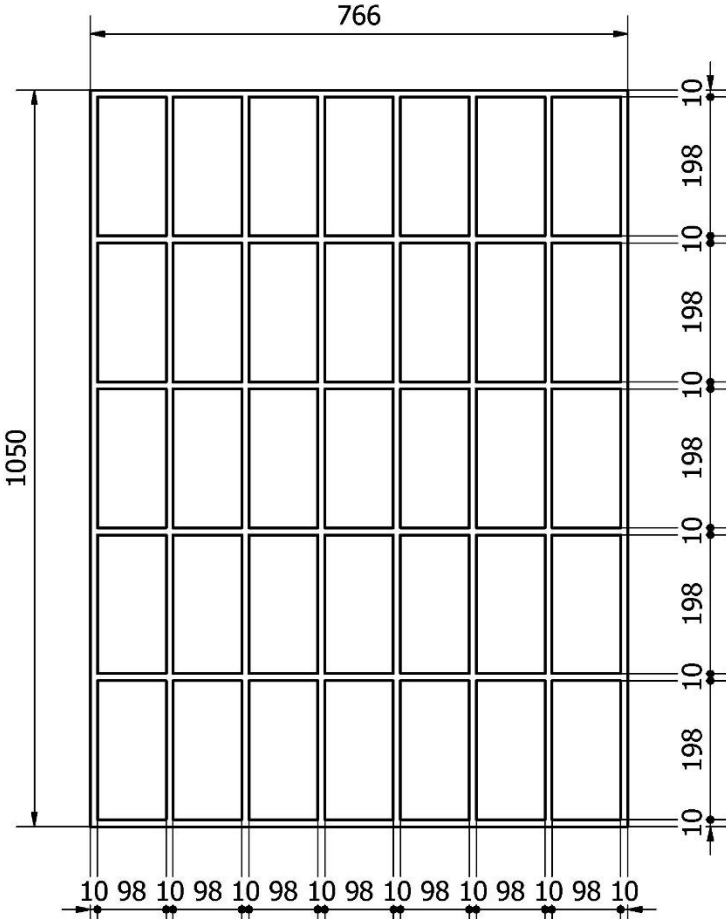
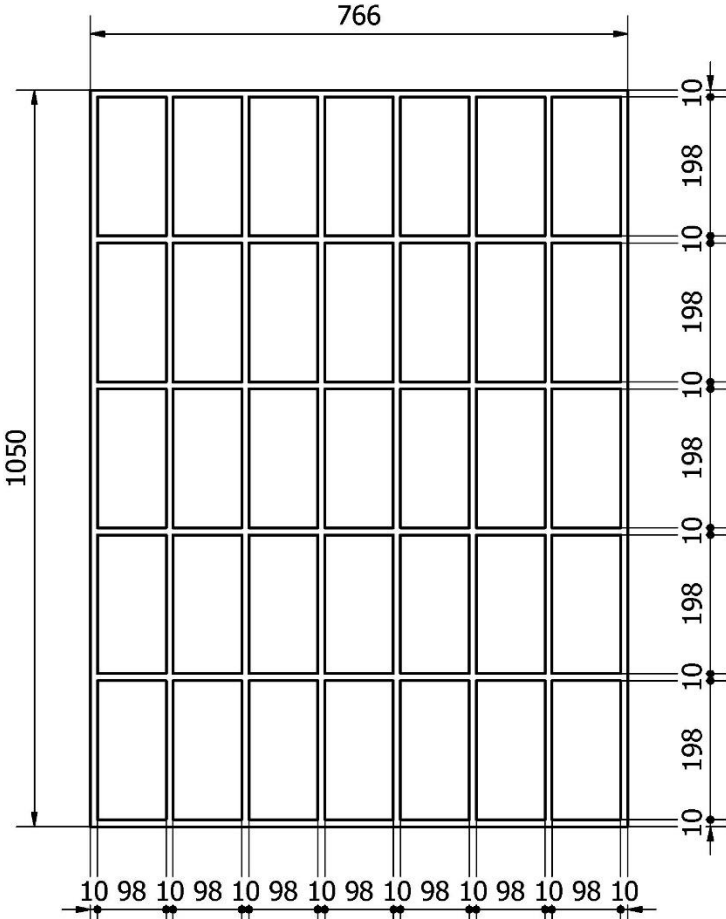
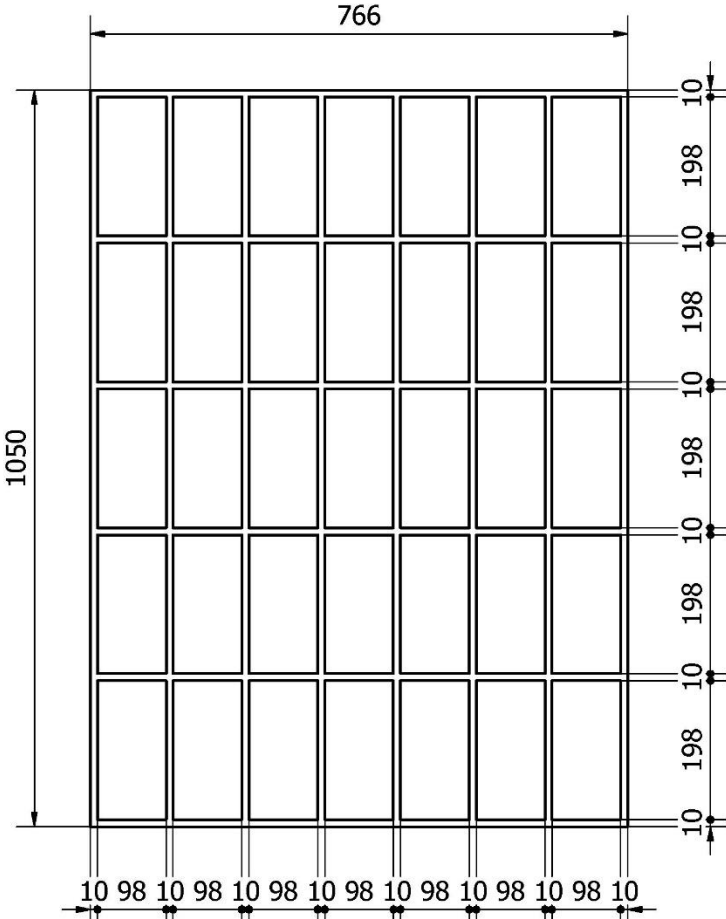
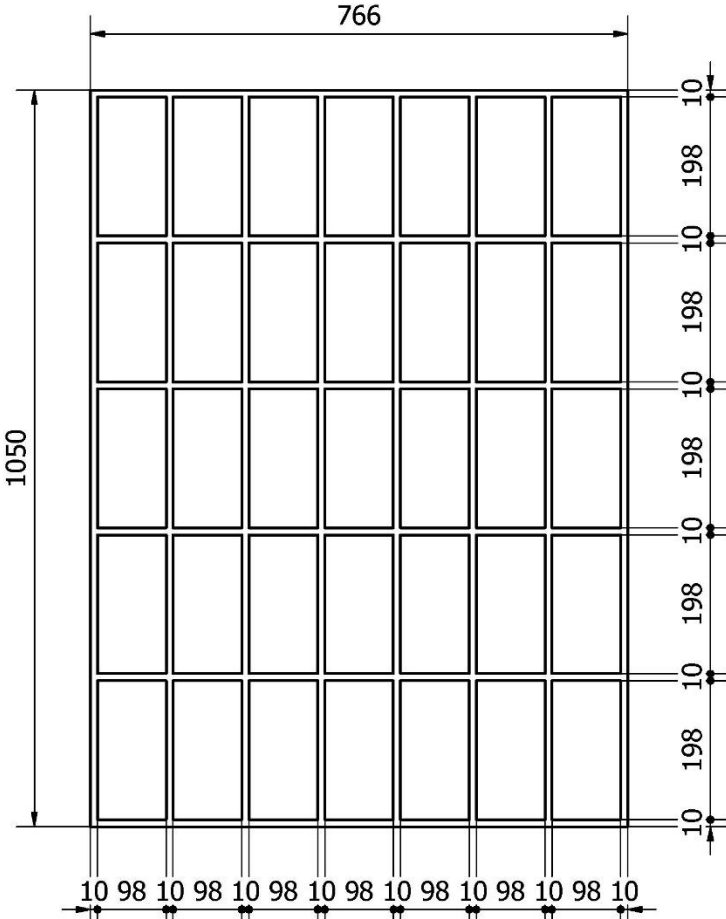
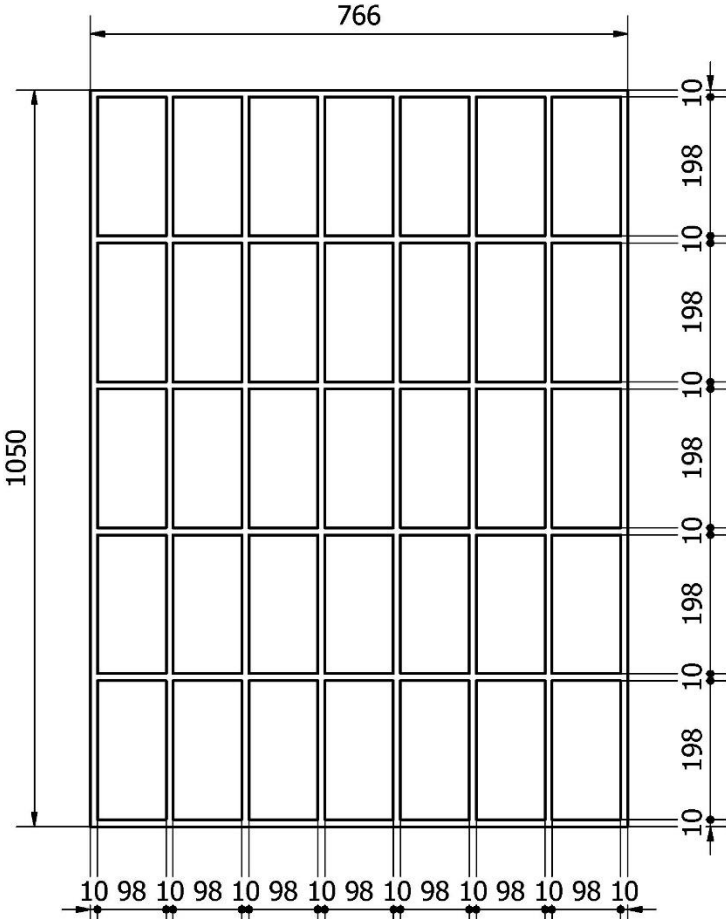
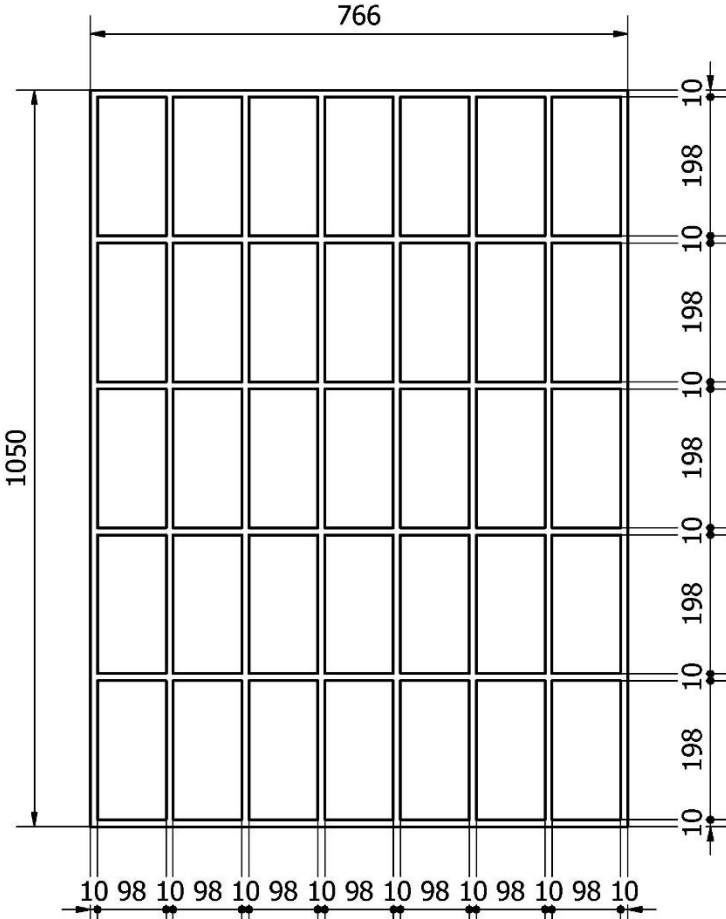
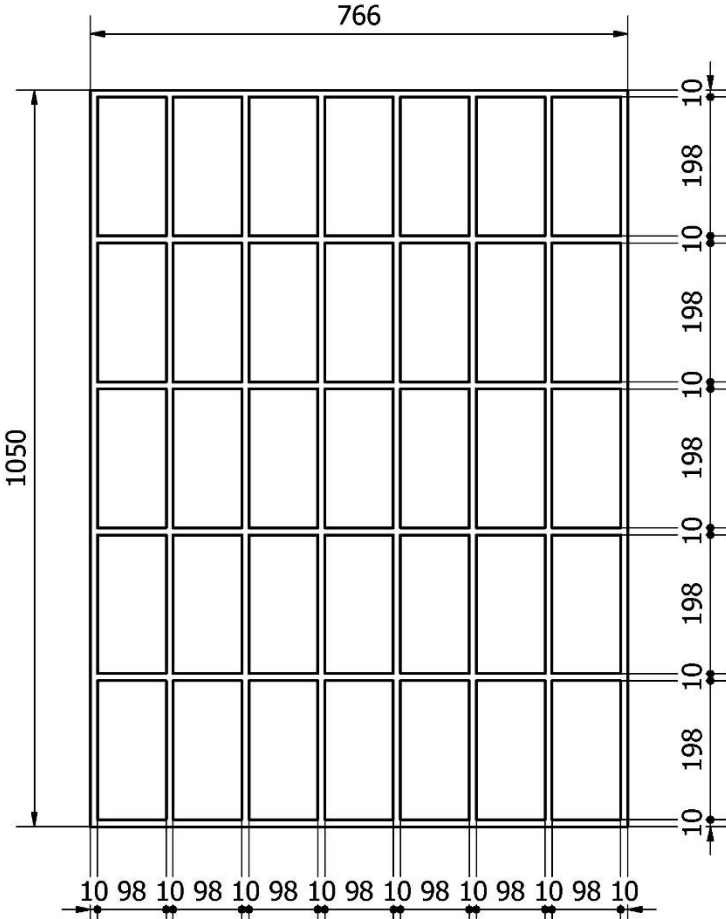
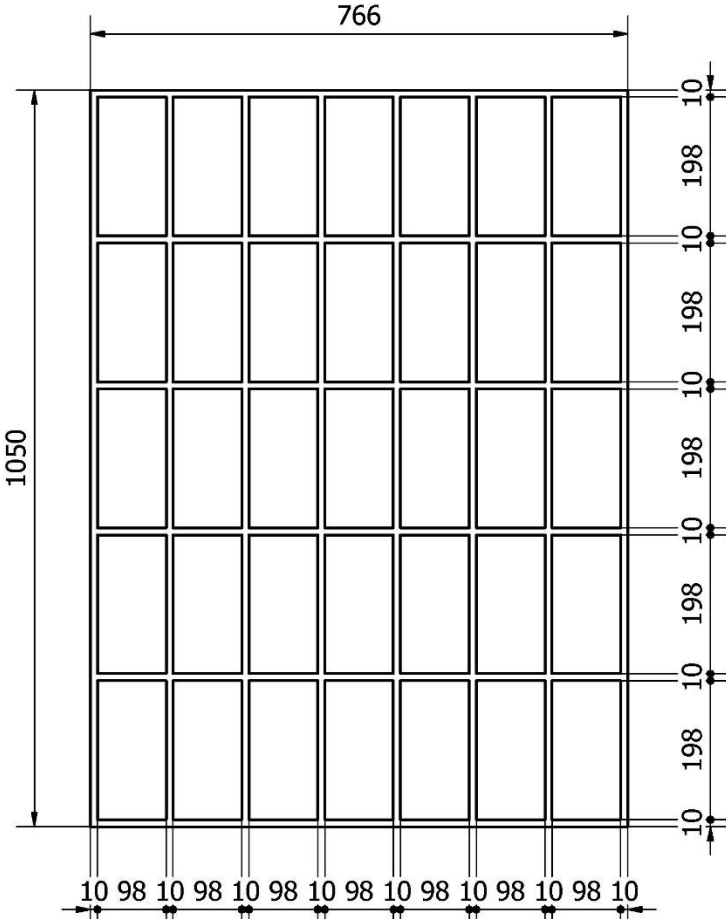
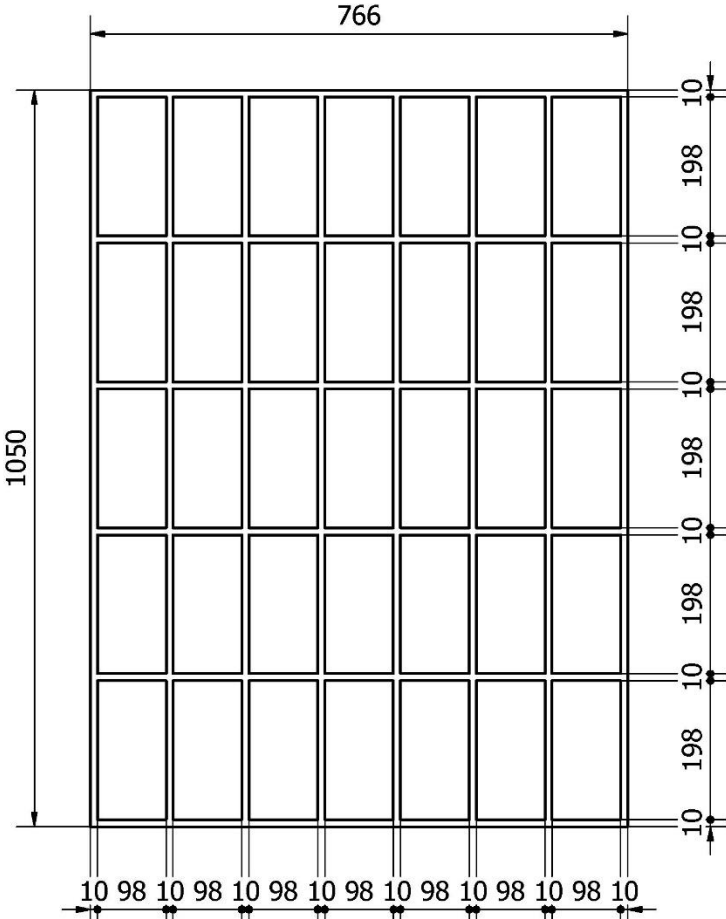
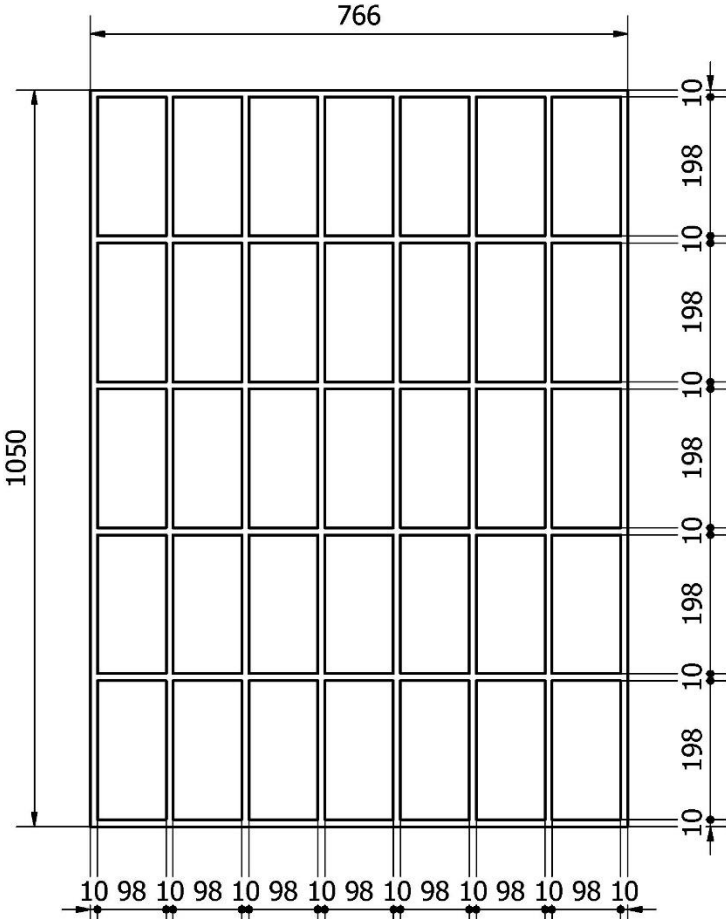
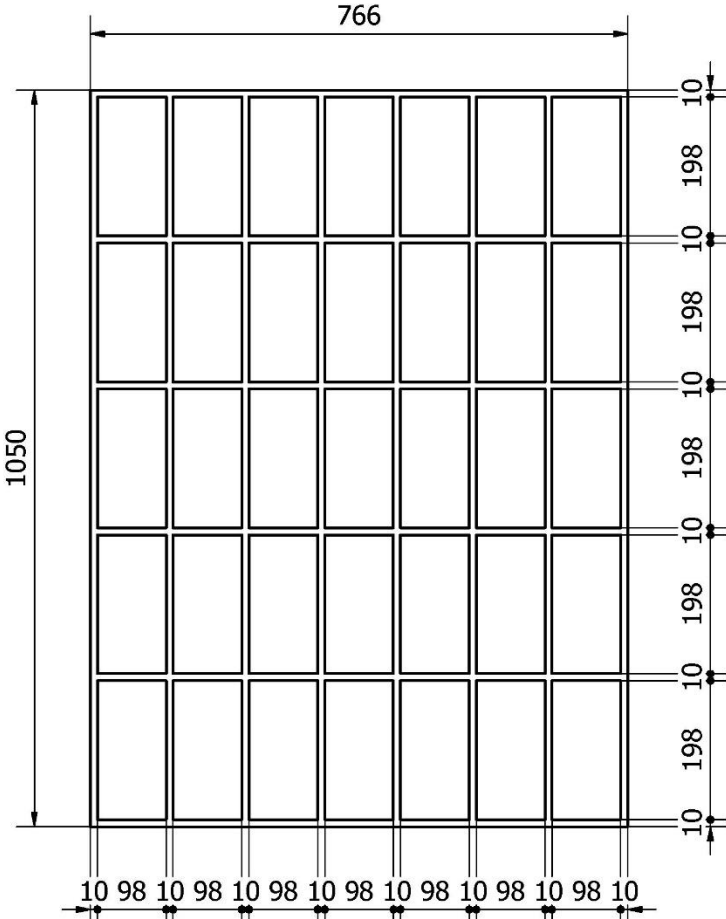
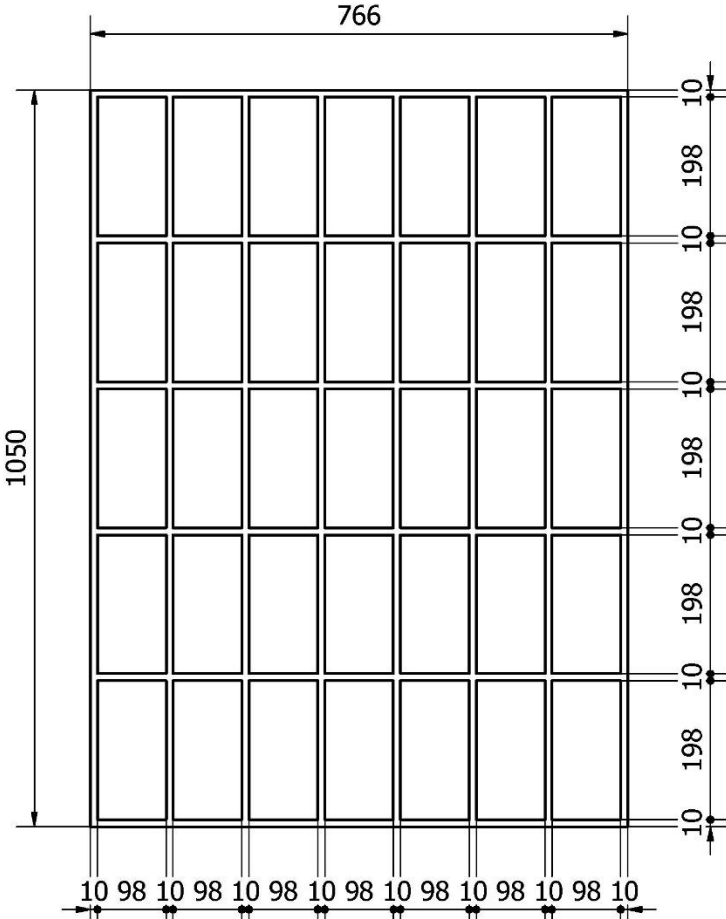
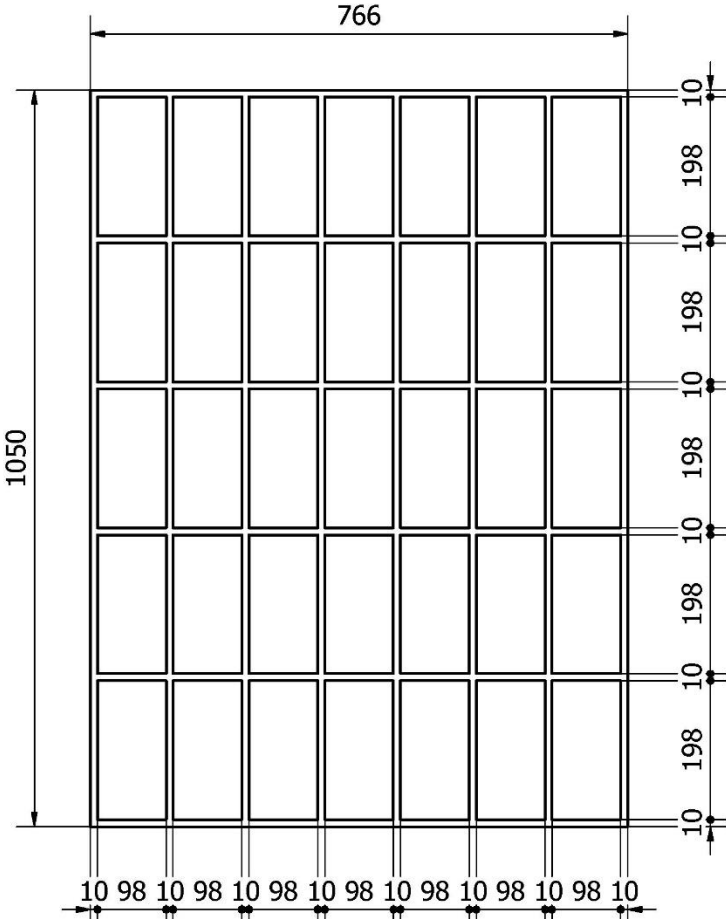
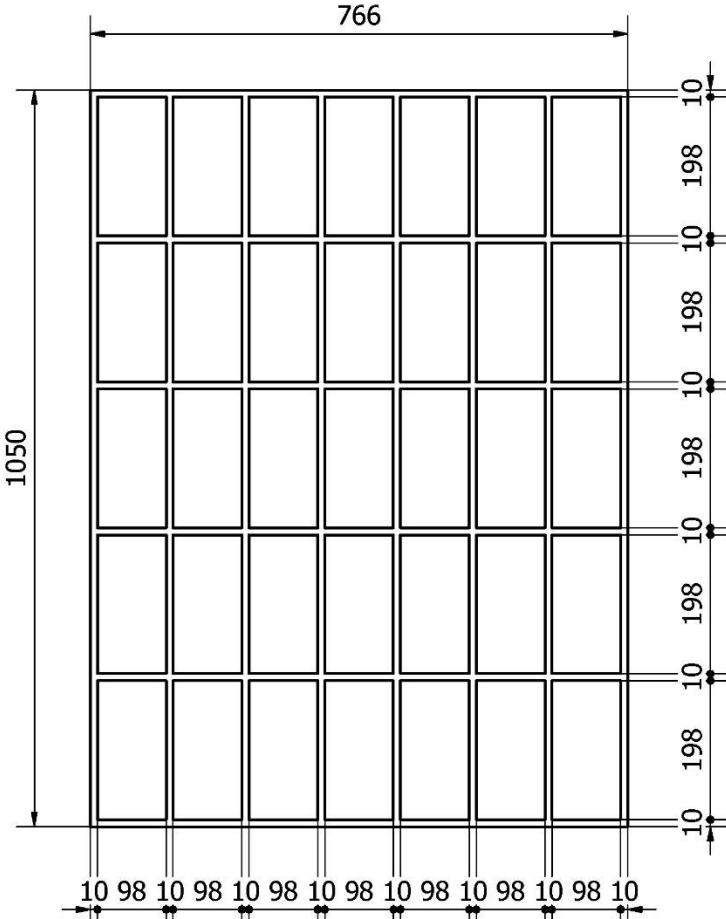
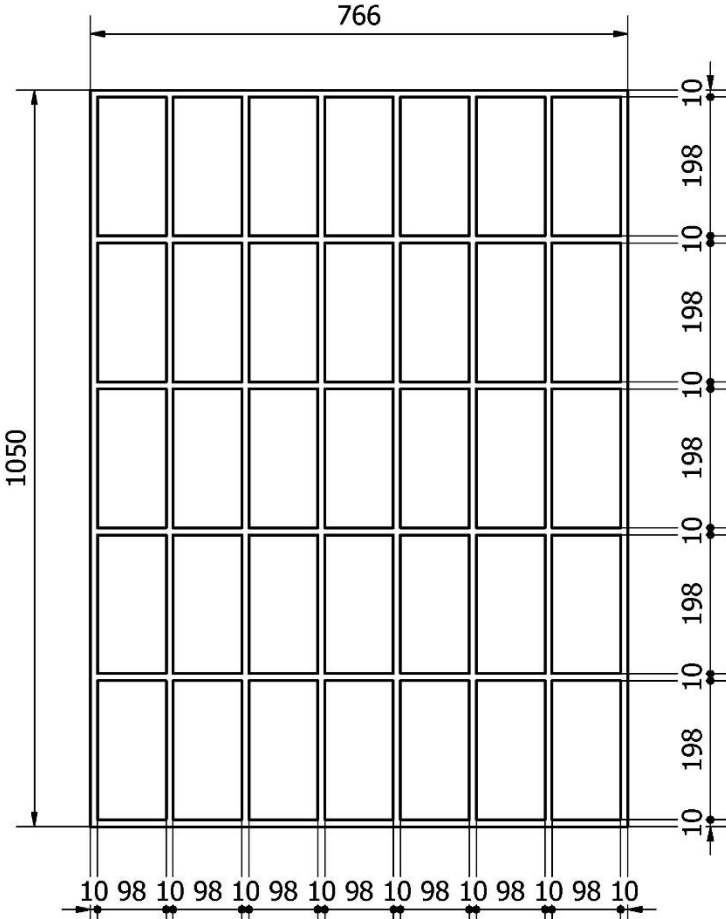
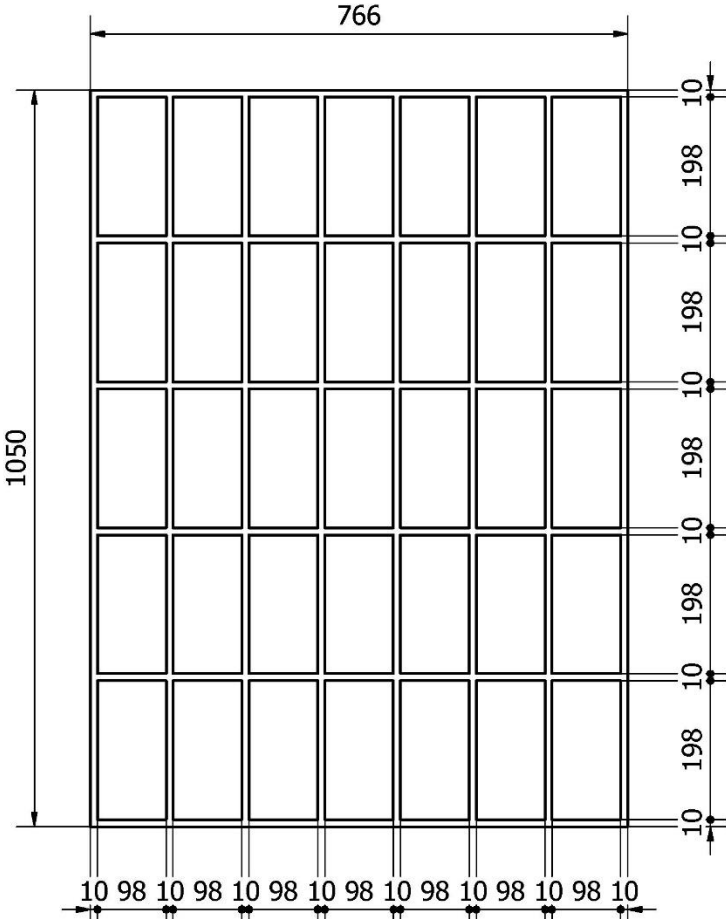
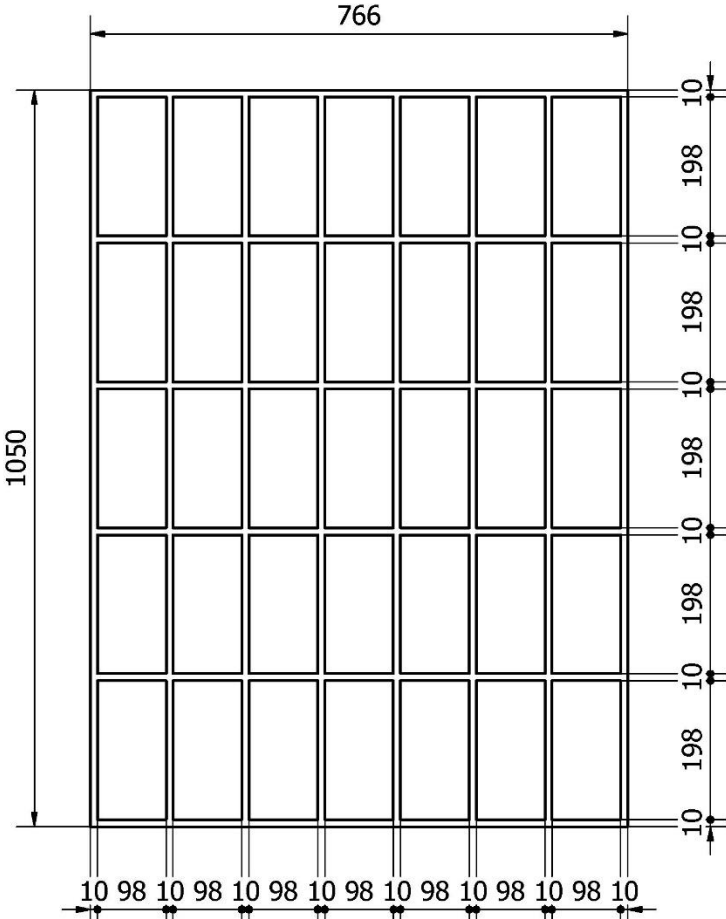
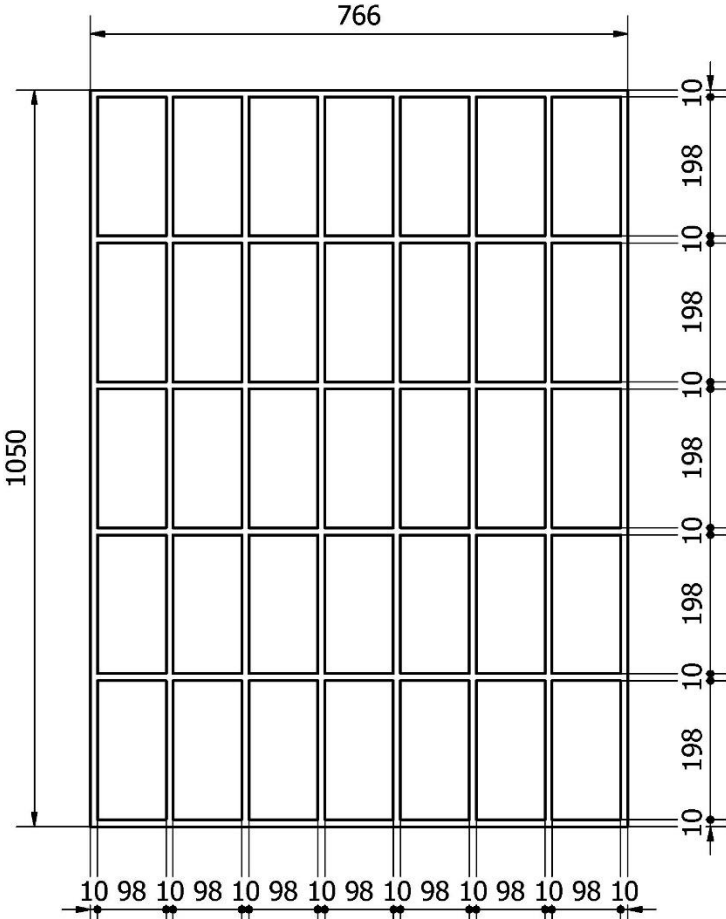
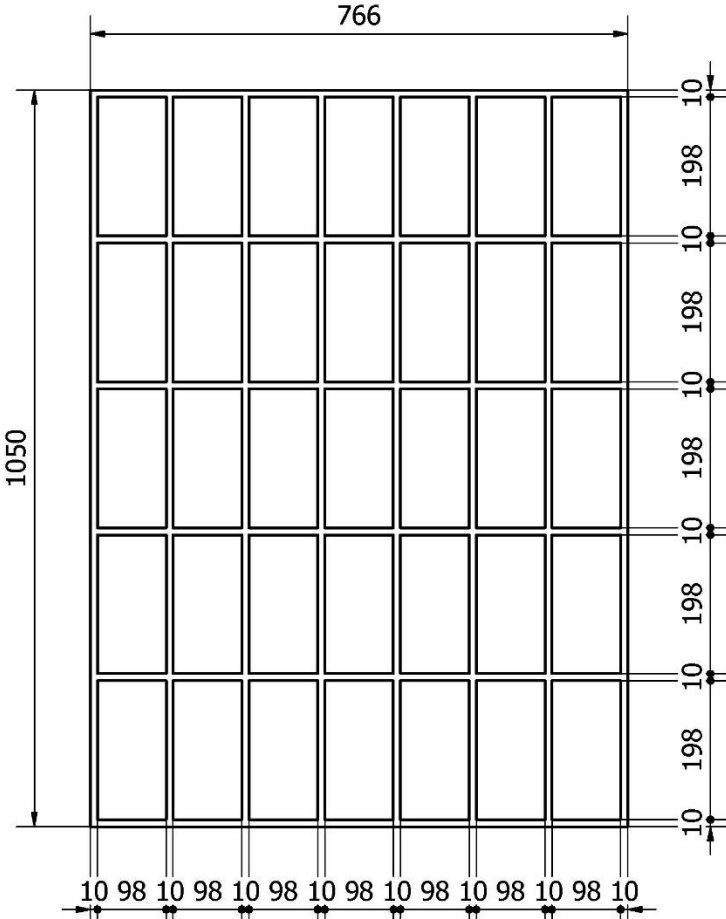
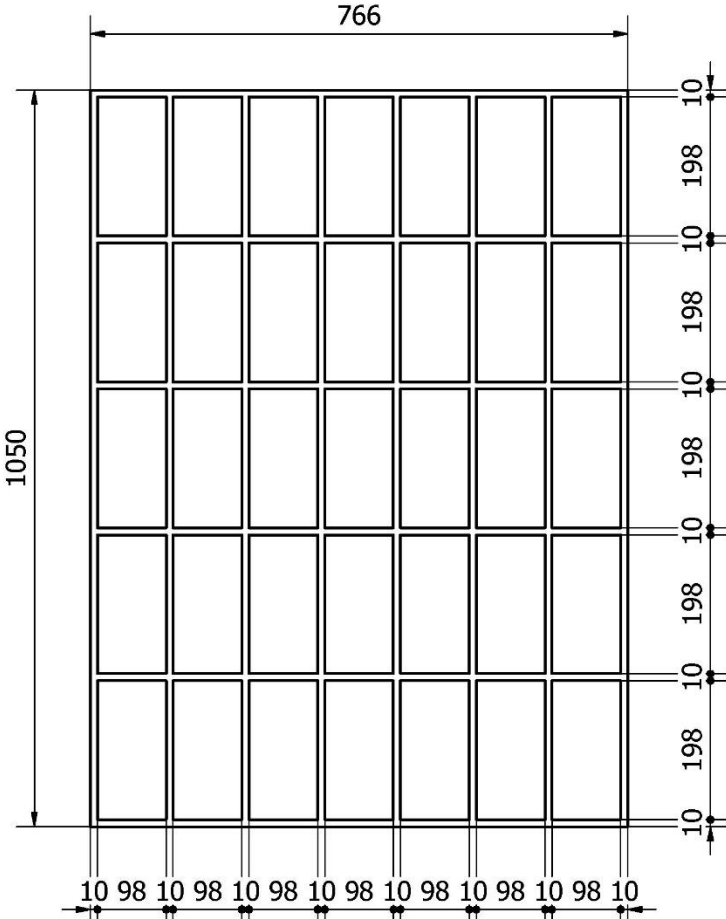
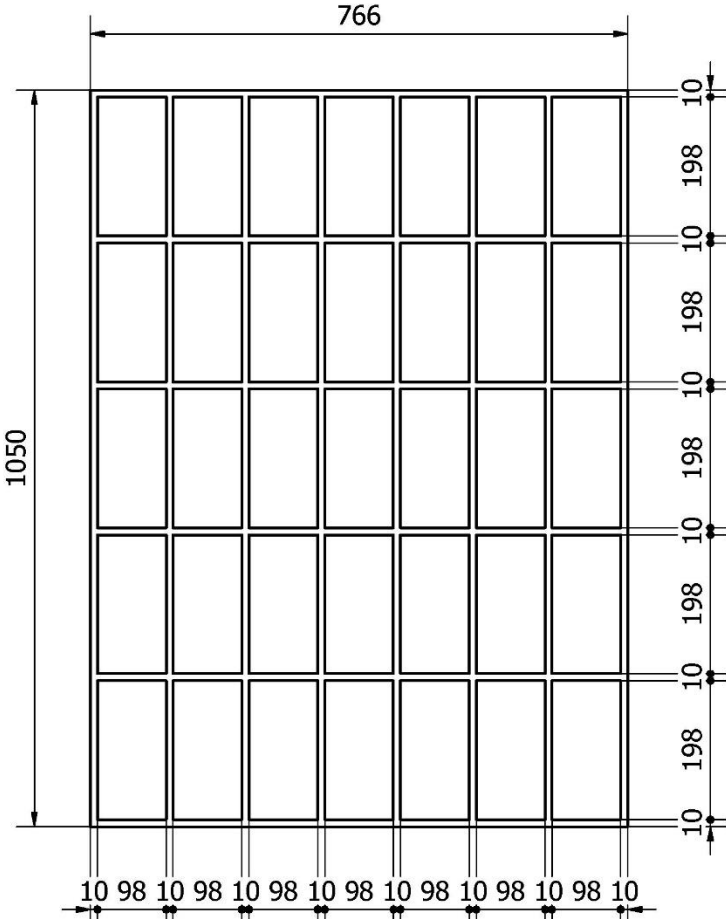
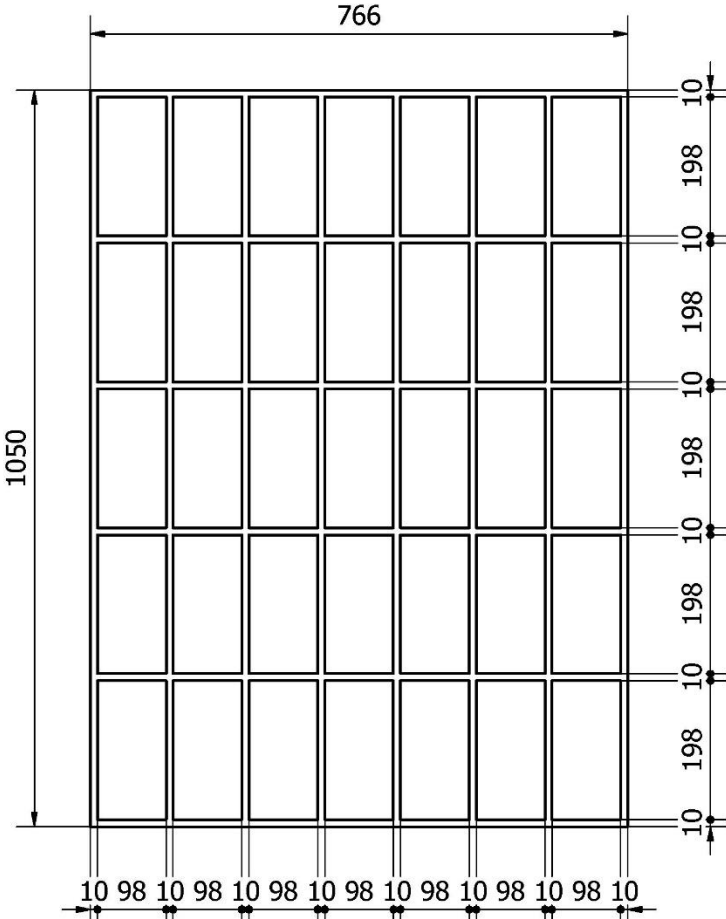
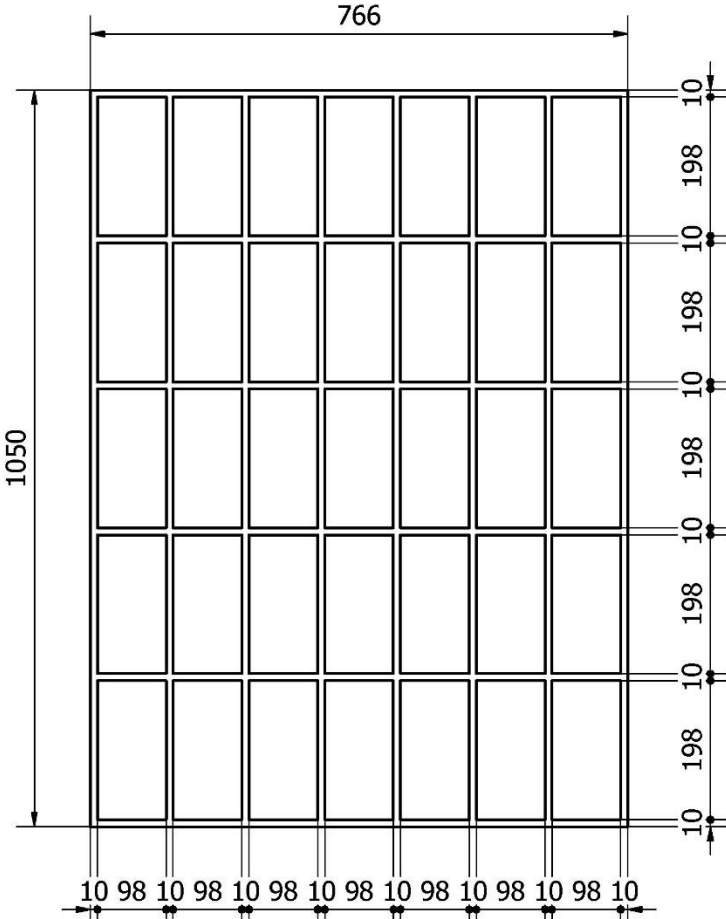
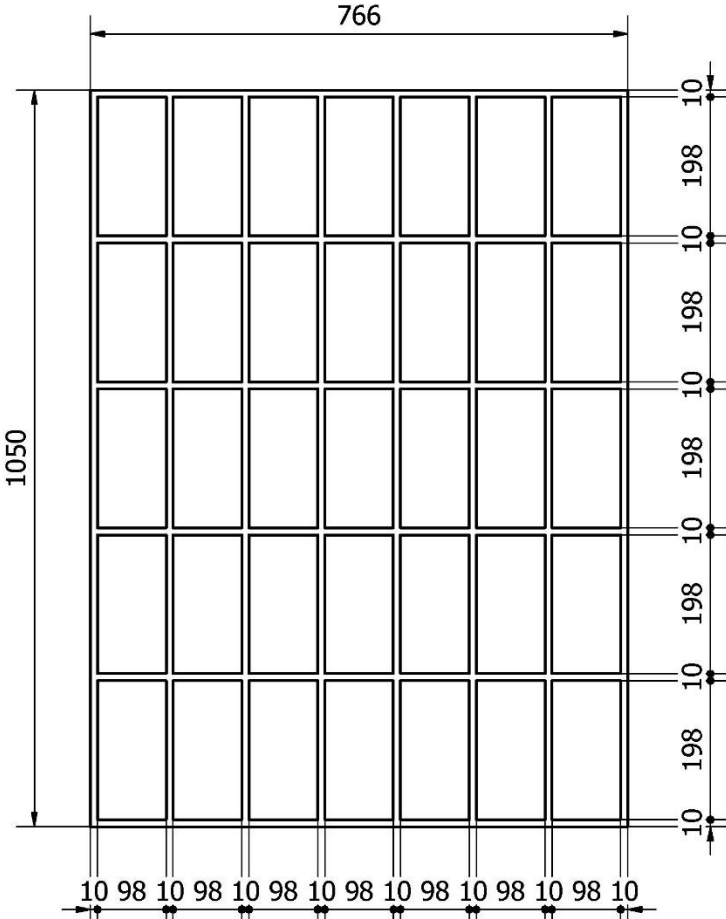
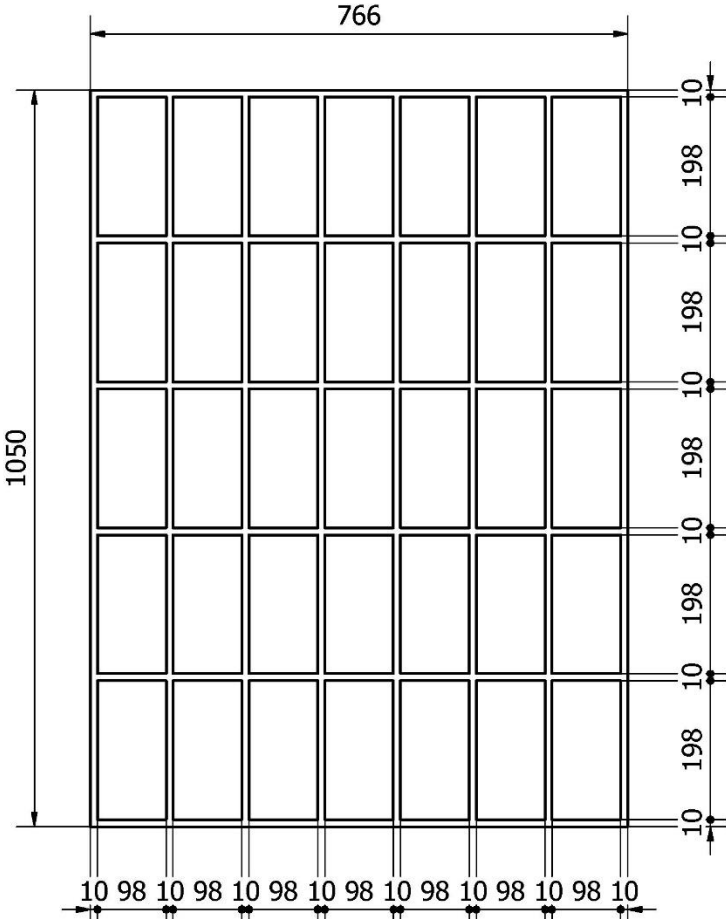
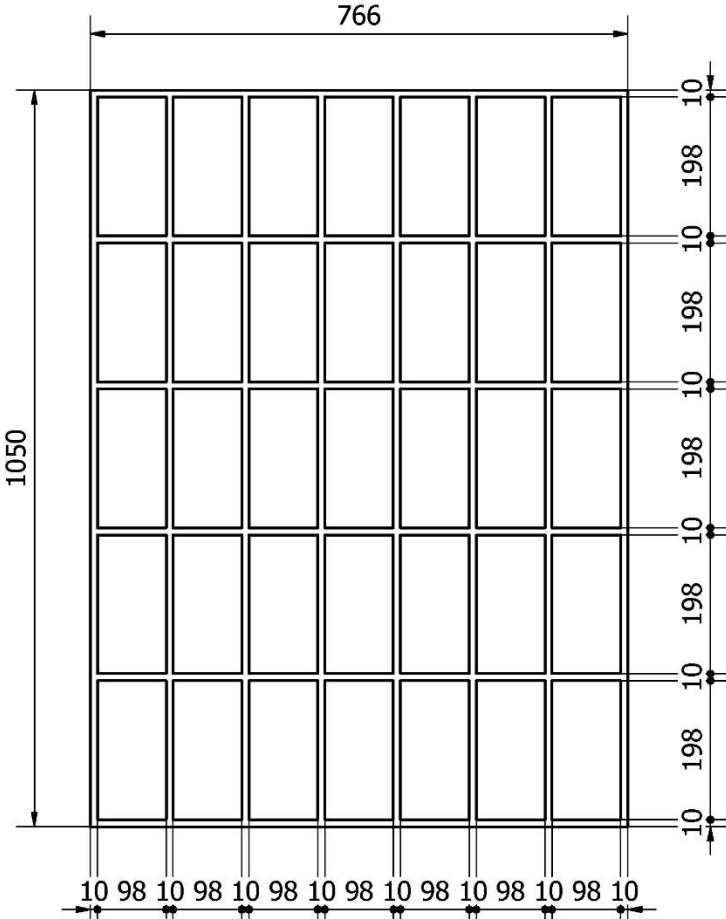
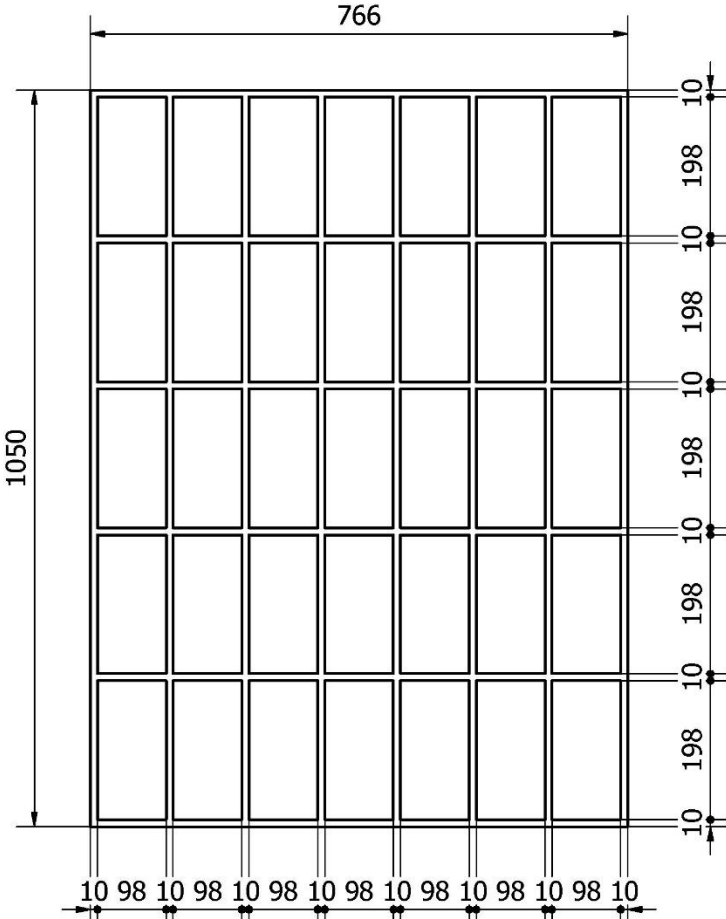
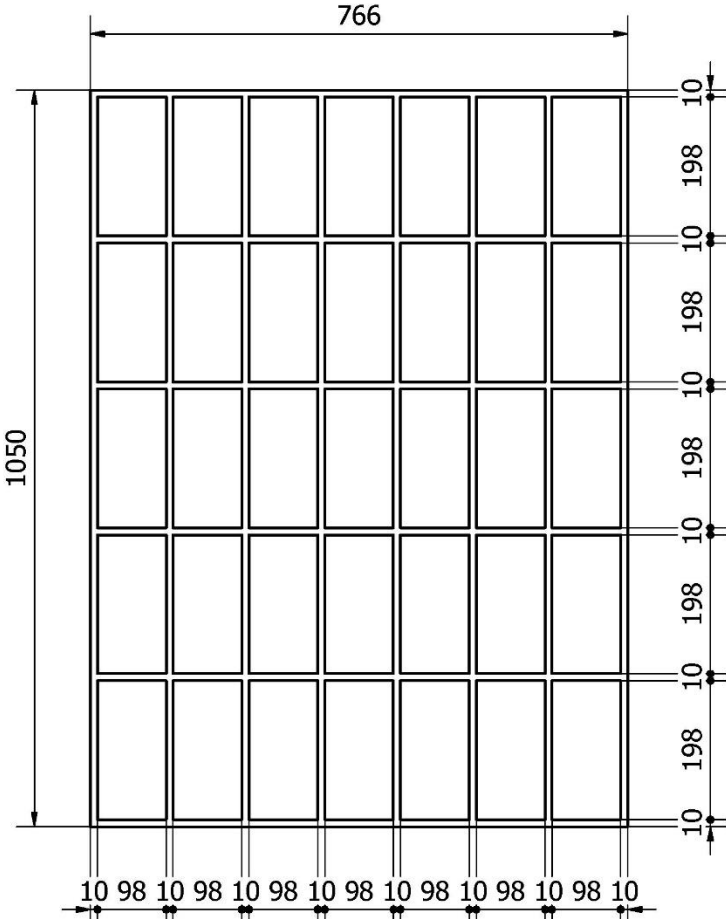
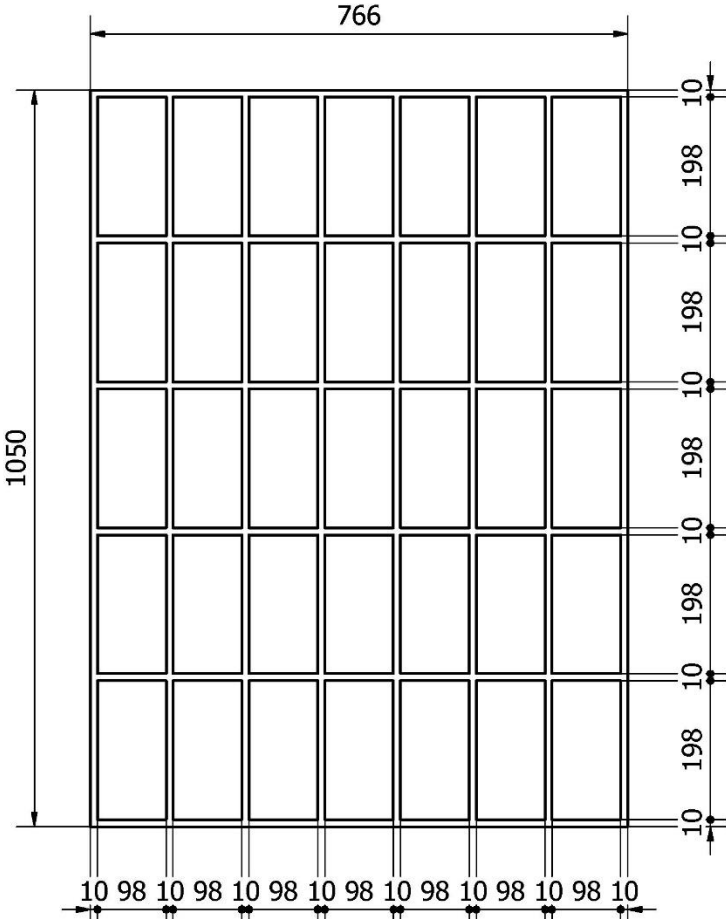
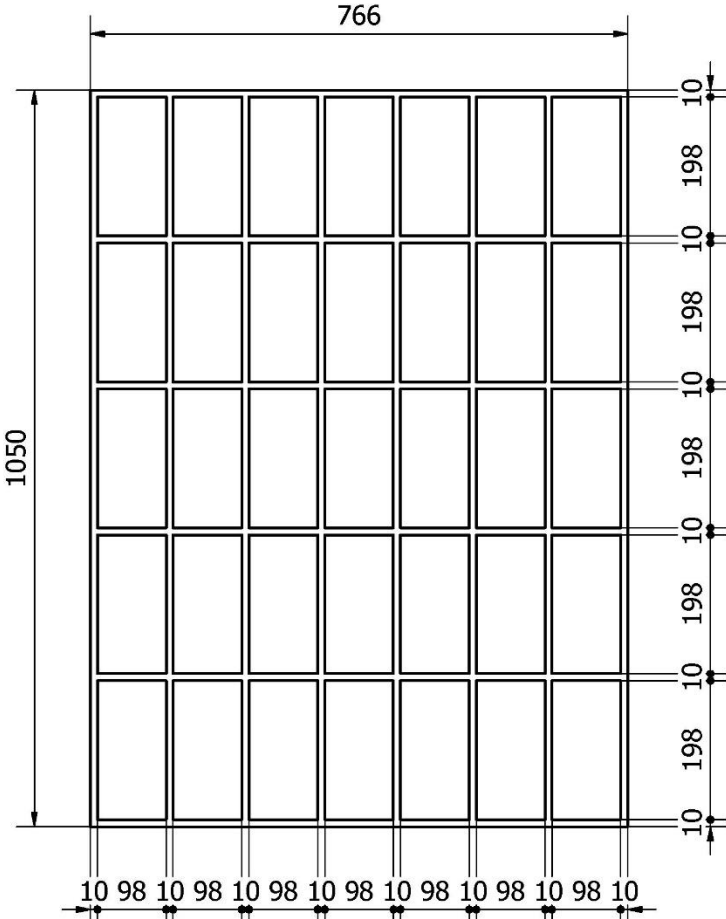
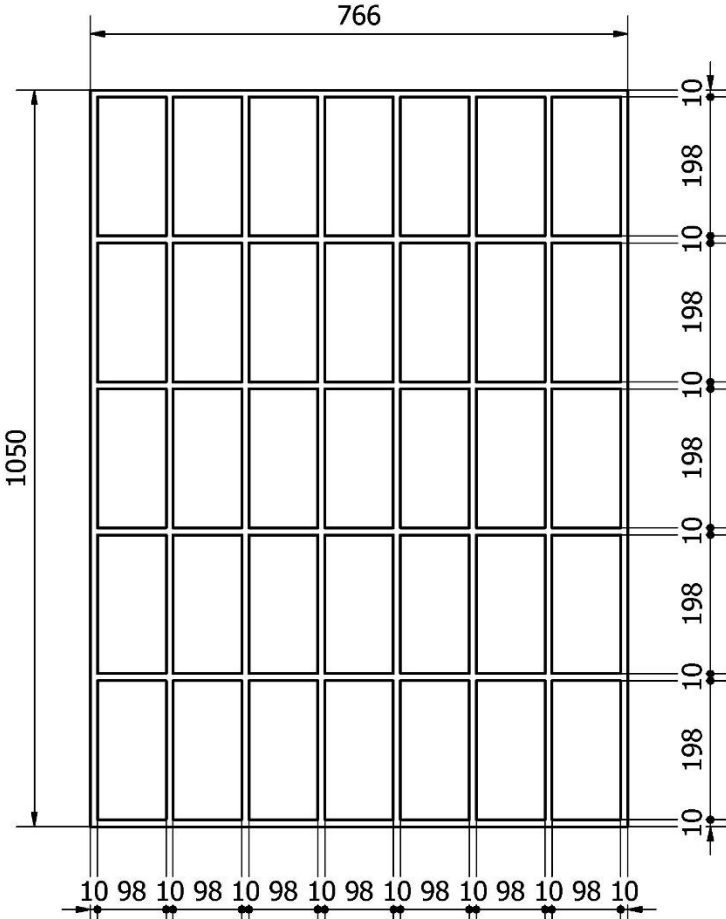
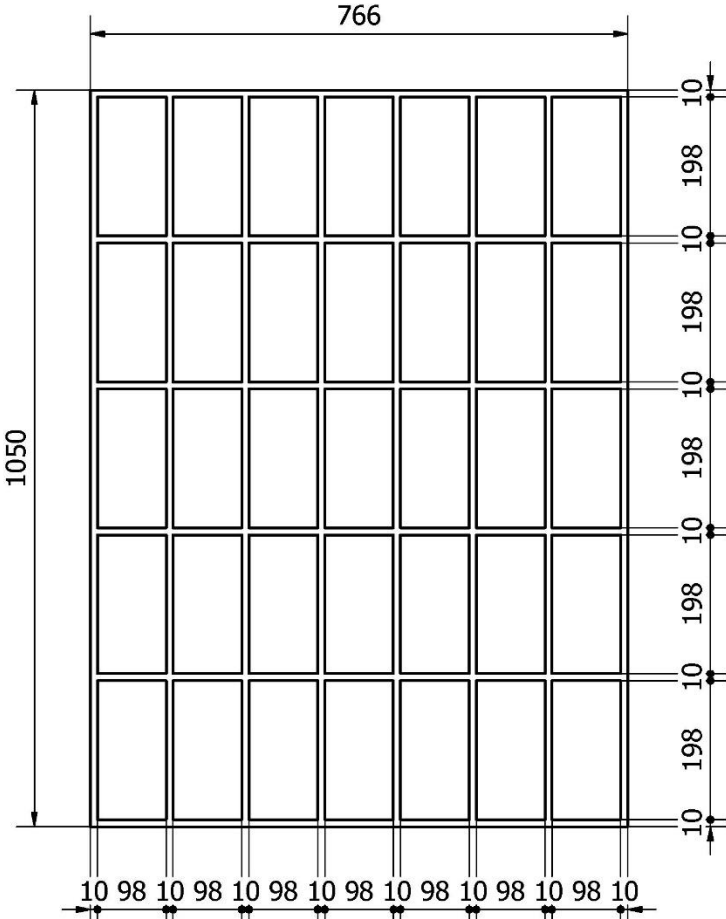
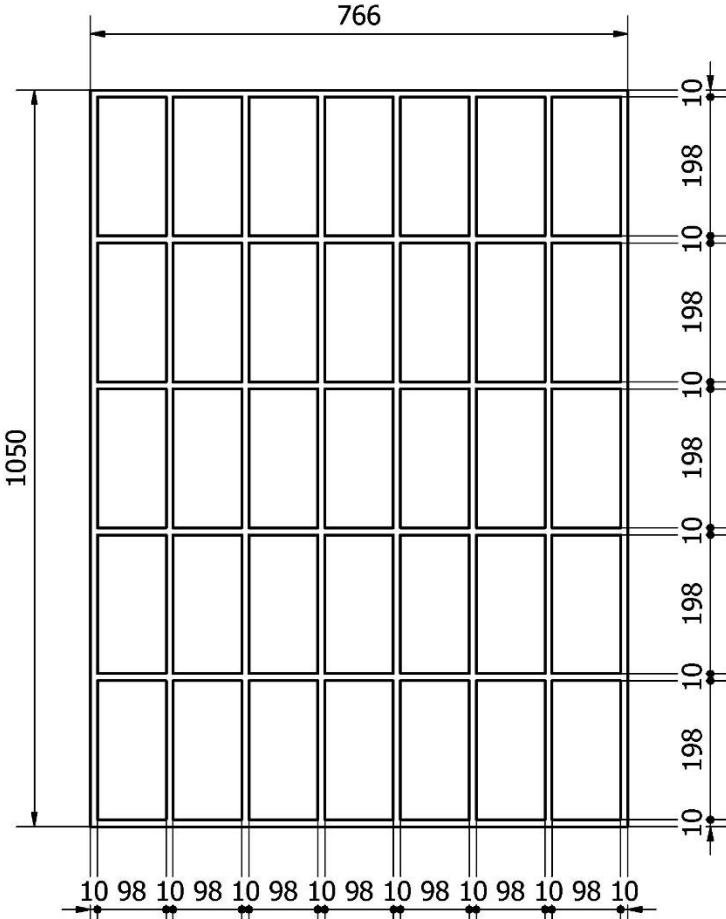
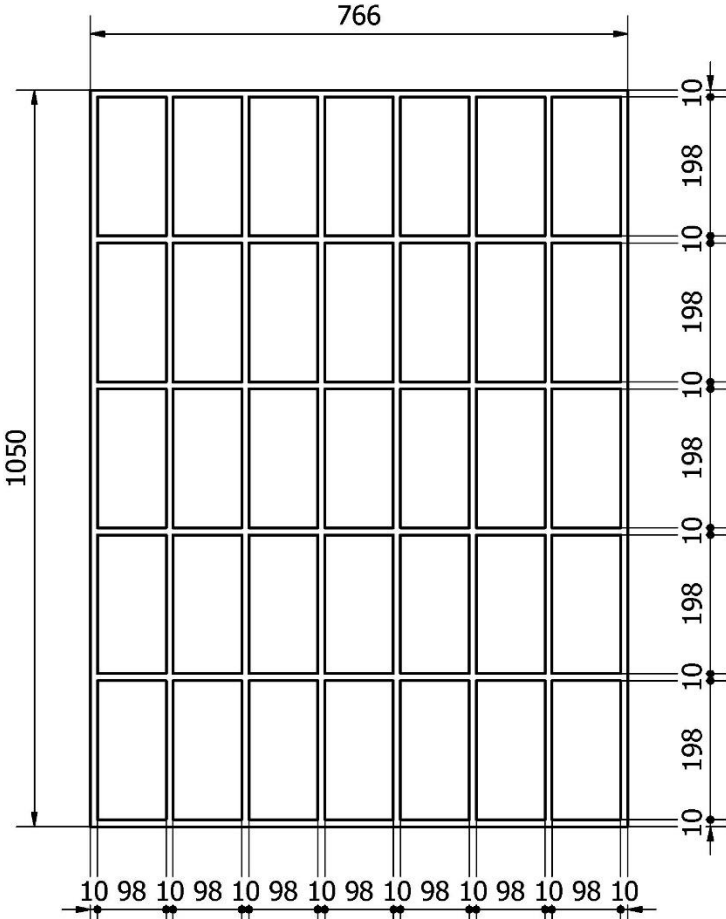
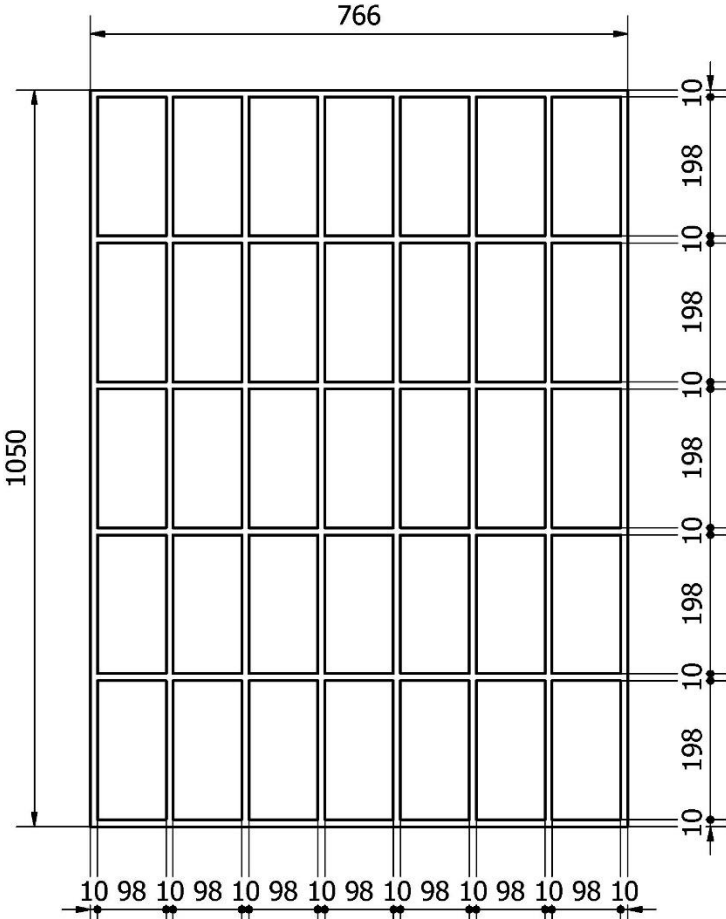
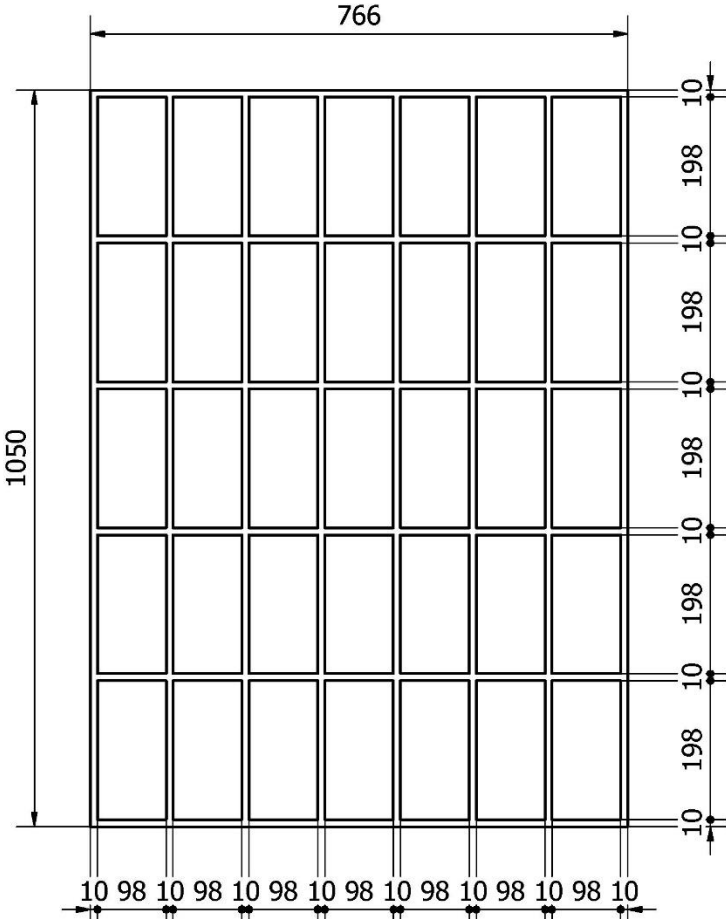
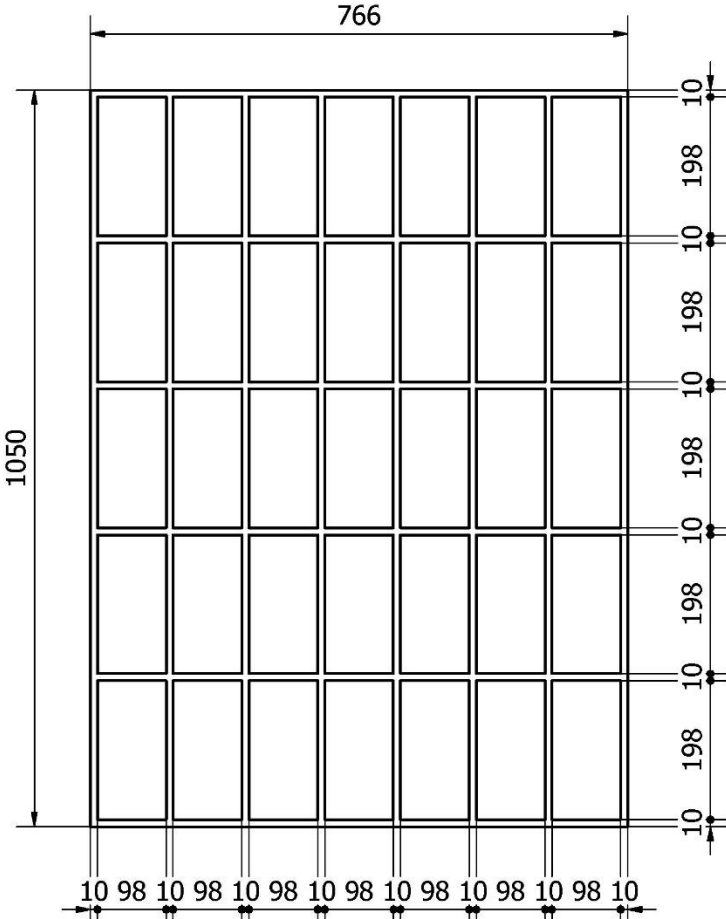
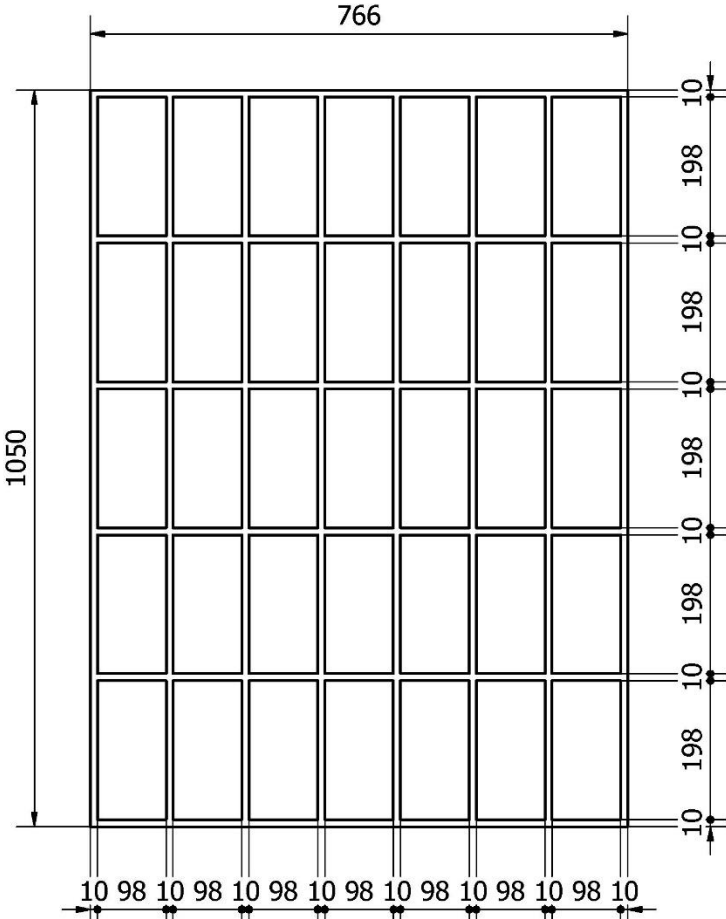
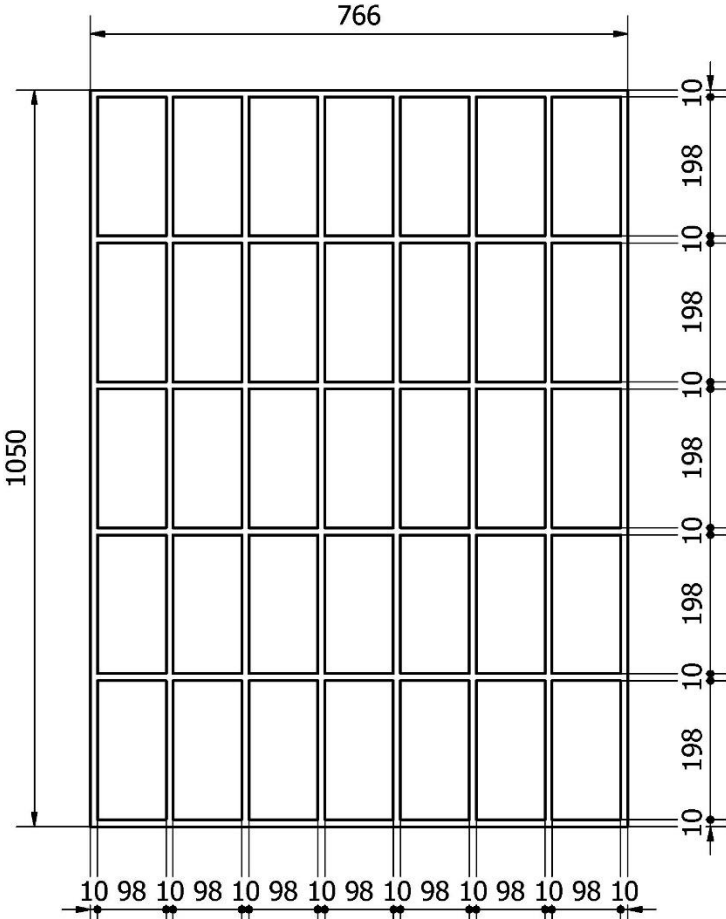
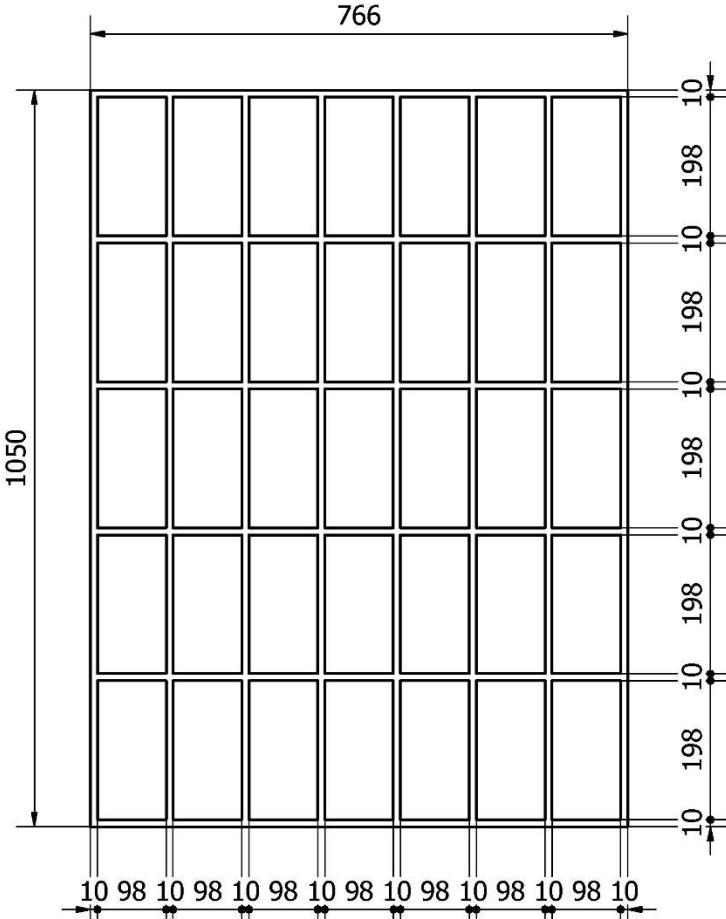
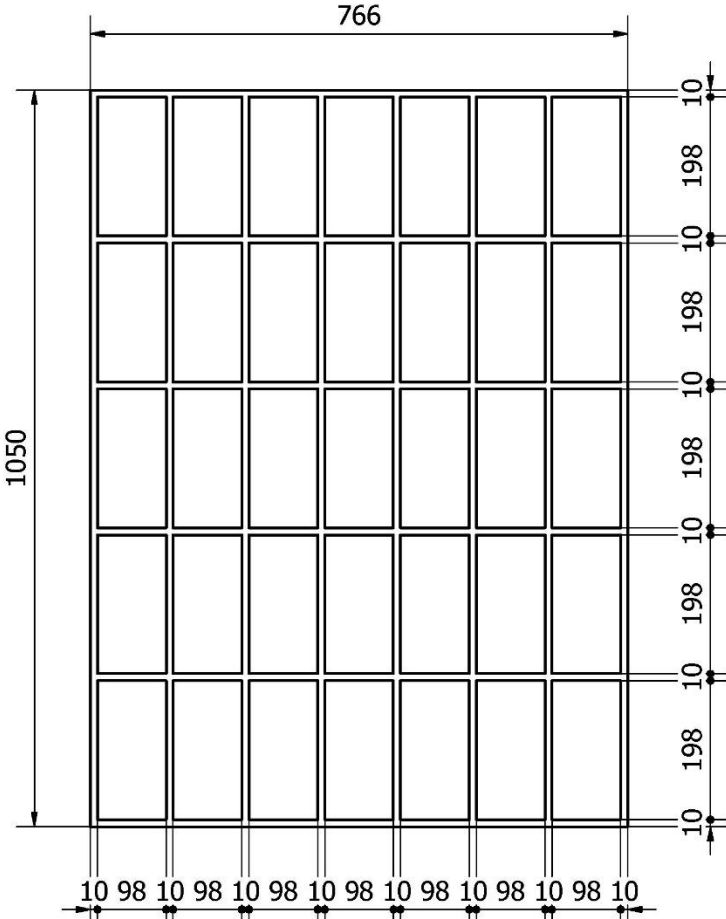
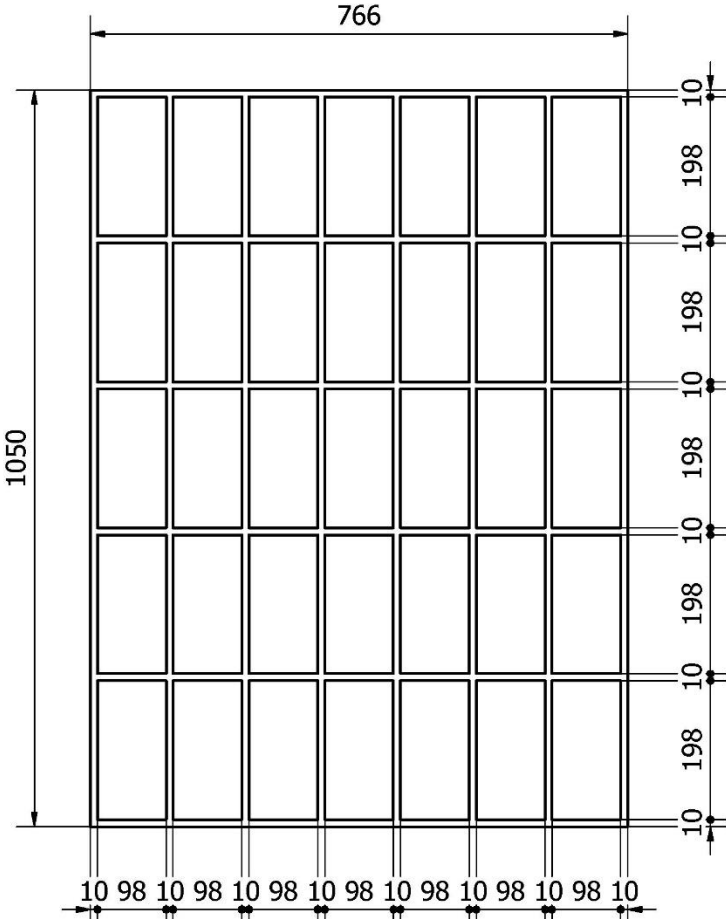
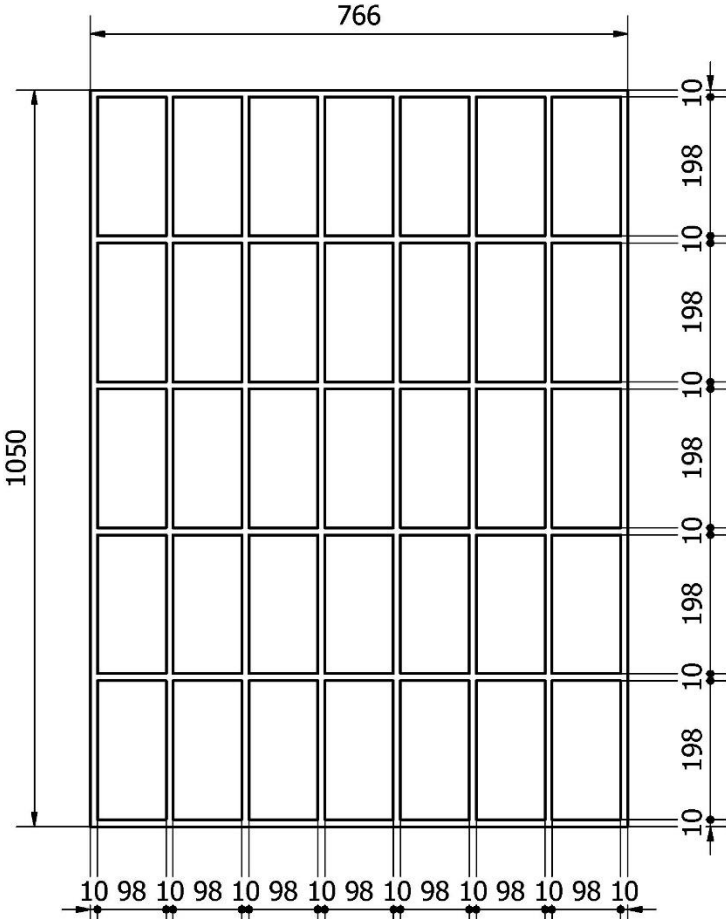






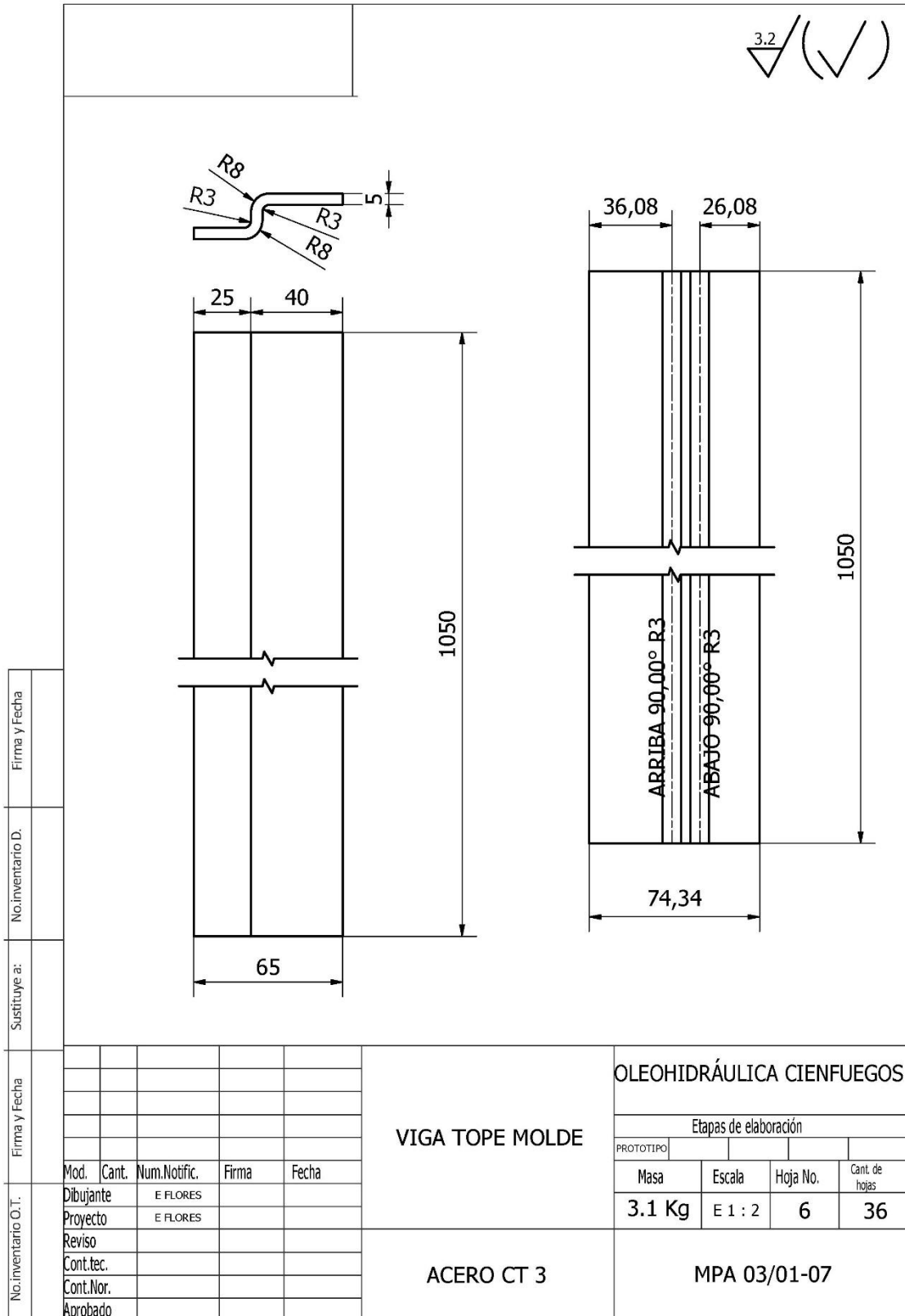
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	Subconjunto molde	
2	2	Subconjunto sujecion	
3	2	Subconjunt eje-bielas	
5	2	Tope pasador bielas	
21	8	Buje Correderas	
22	2	Pasador	

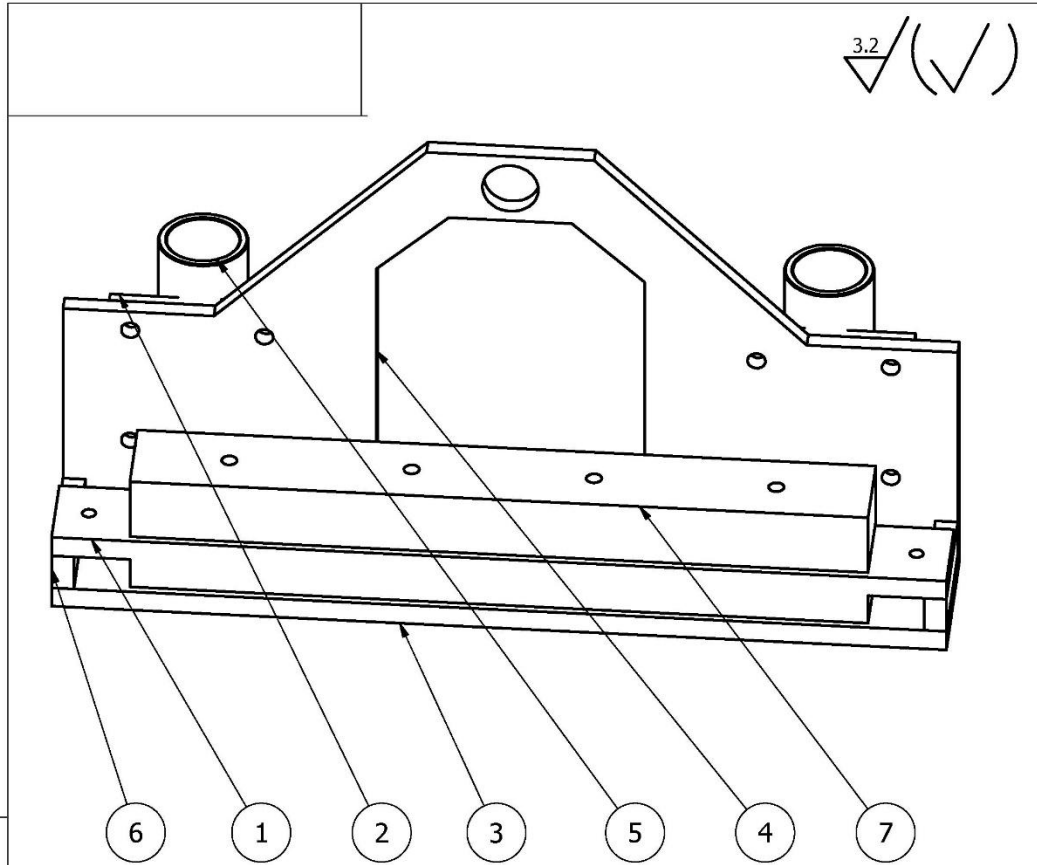
Firma y Fecha	No. inventario D.	Sustituye a:	Firma y Fecha	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	MOLDE ENSAMBLAJE	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS
No. inventario O. T.	Dibujante	E FLORES							ETAPAS DE ELABORACIÓN	MPA 03/00-00
	Proyecto	E FLORES								
	Reviso									
	Cont. tec.									
	Cont. Nor.									
	Aprobado									

						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
						
</						

181

182





LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Barra base Vibrador	
2	2	Pletina correderas	
3	1	Plancha base	
4	1	Plancha lateral de sujecion	
5	2	Correderas verticales	
6	2	Pletina 120x20x35	
7	1	Barra vibrador	

Firma y Fecha					
No. inventario D.					
Sustituye a:					
Firma y Fecha					
No. inventario O. T.					
Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	
Dibujante		E FLORES			
Proyecto		E FLORES			
Reviso					
Cont. tec.					
Cont. Nor.					
Aprobado					

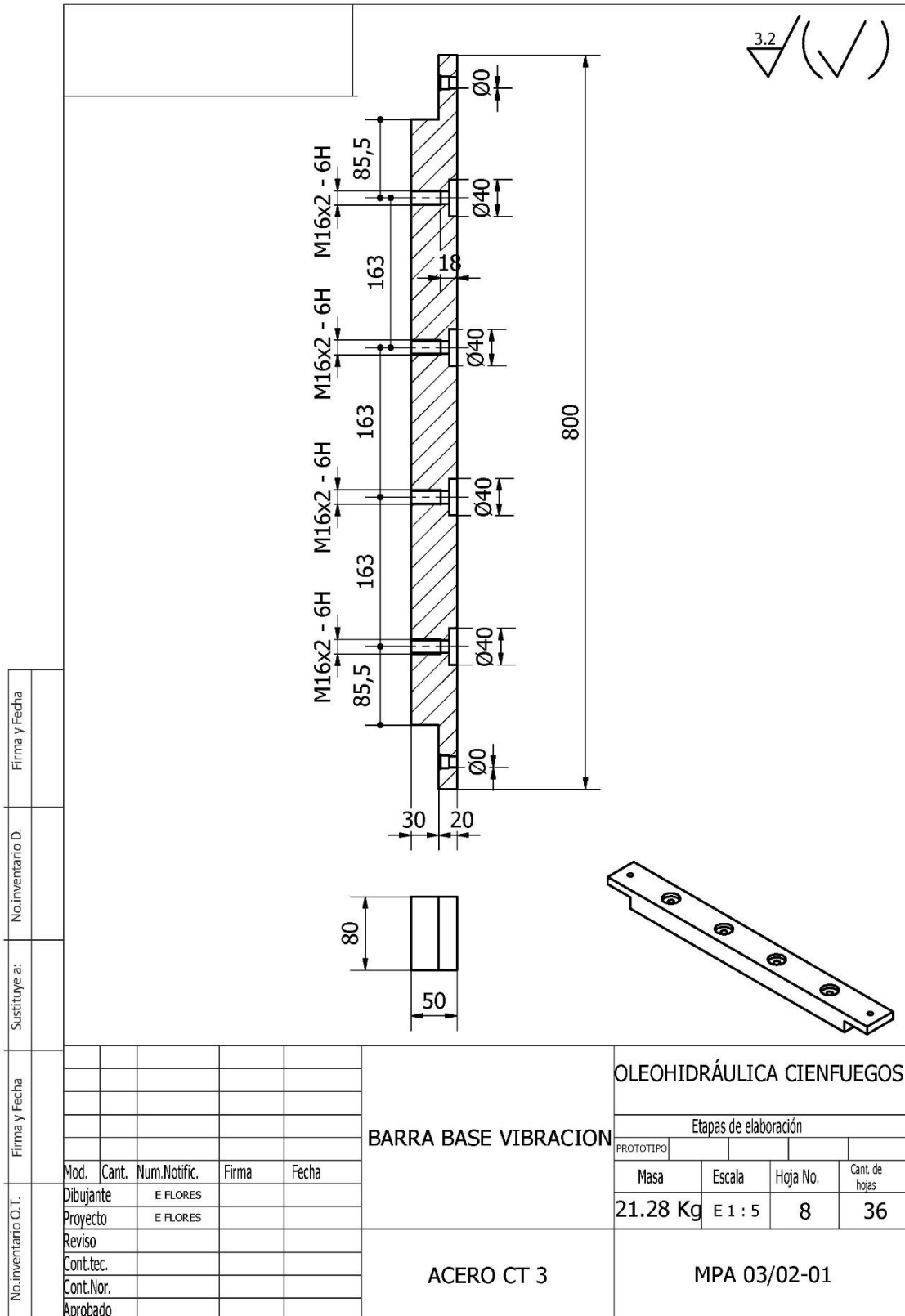
SUBCONJUNTO
SUJECION

OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS

Etapas de elaboración

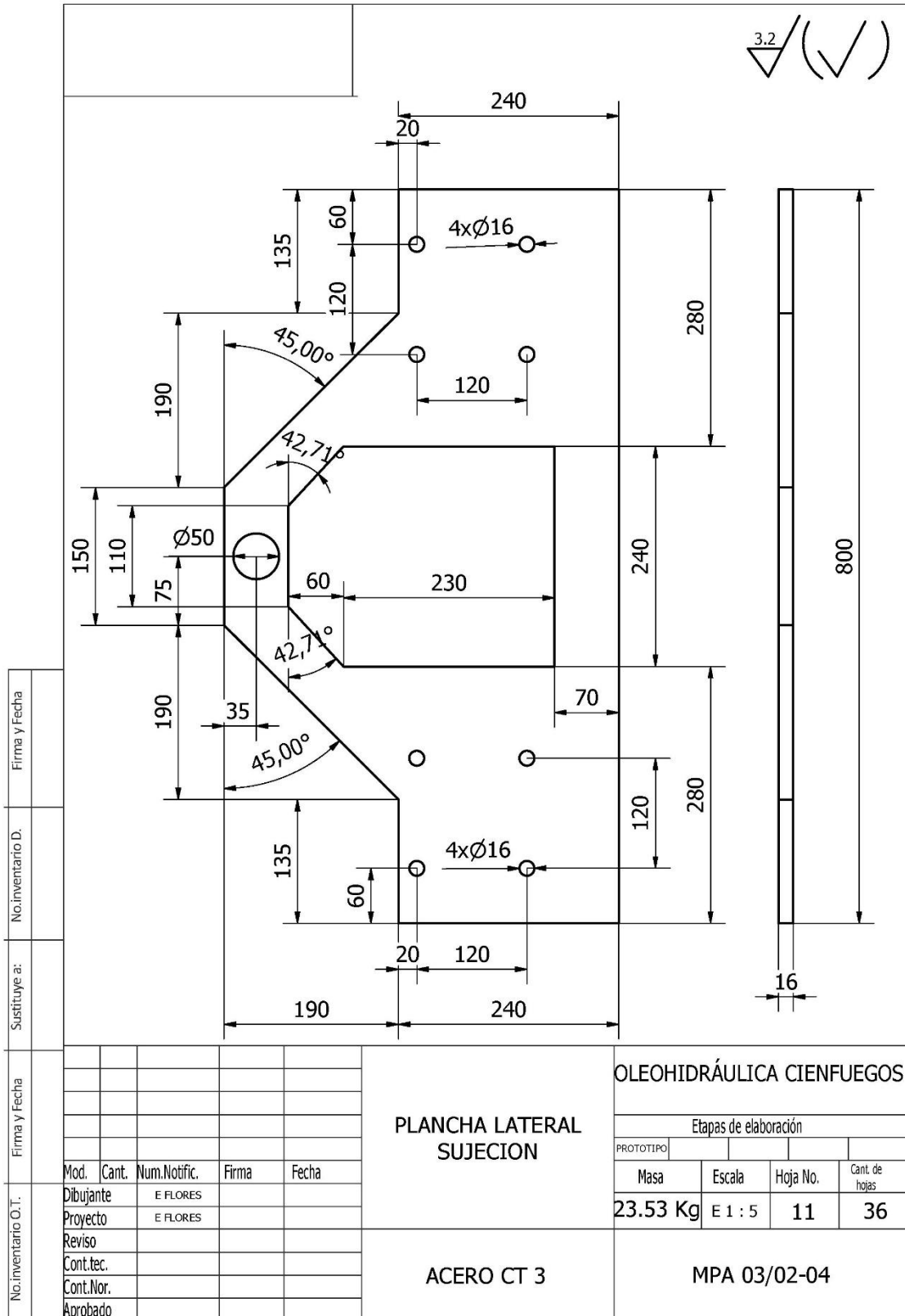
PROTOTIPO			
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas
95 Kg	E 1 : 5	7	36

MPA 03/02-00



186

187



Firma y Fecha					
No. inventario D.					
Sustituye a:					
Firma y Fecha					
No. inventario O. T.	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha
	Dibujante		E FLORES		
	Proyecto		E FLORES		
	Reviso				
	Cont. tec.				
	Cont. Nor.				
	Aprobado				
CORREDERA DESMOLDEO			OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS		
ACERO CT 3			Etapas de elaboración		
			PROTOTIPO		
			Masa	Escala	Hoja No.
			3.16 Kg	E 1 : 2	12
			Cant. de hojas	36	
			MPA 03/02-05		

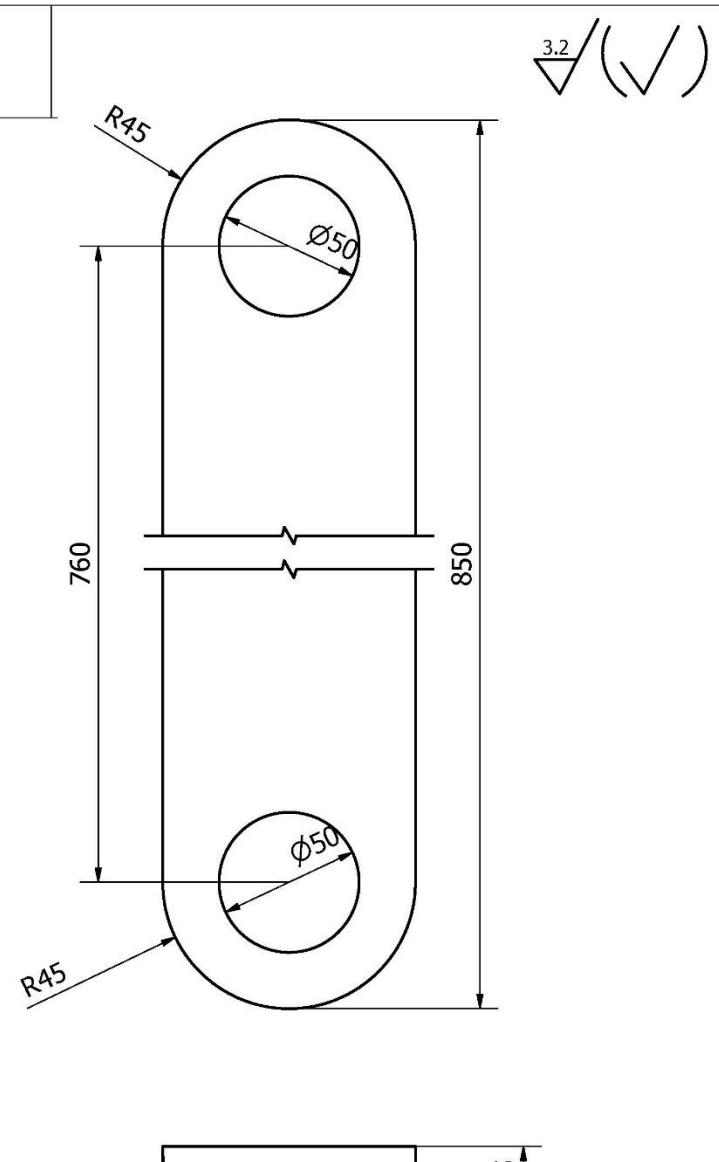
190

191

192

193

194

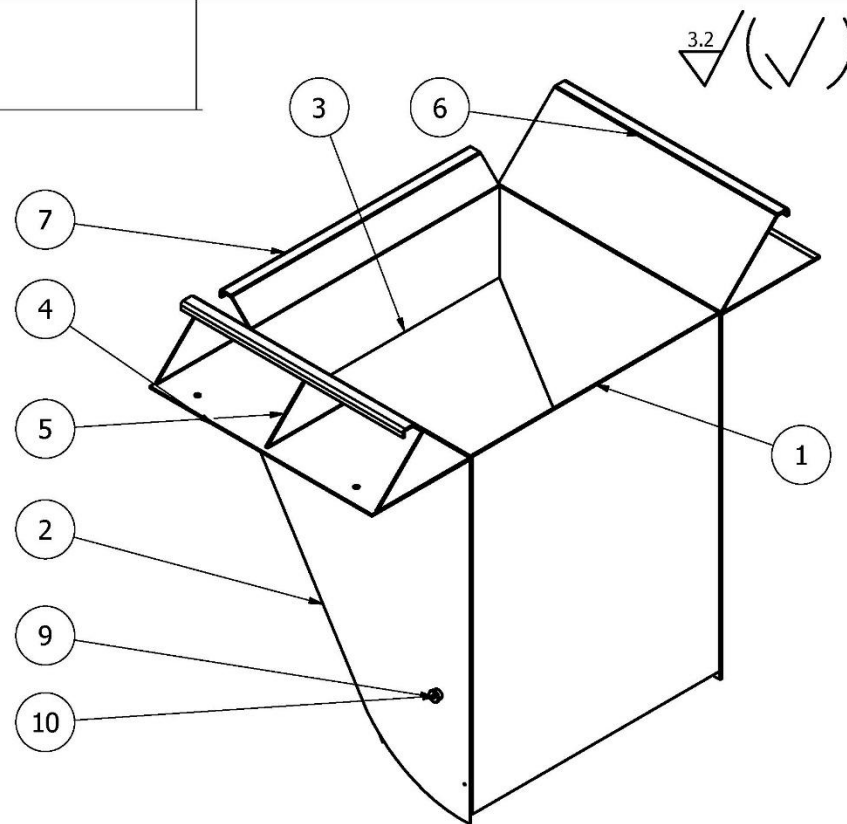
									
No. inventario O. T. Mod. Dibujante Proyecto Reviso Cont. tec. Cont. Nor. Aprobado	Firma y Fecha	Sustituye a:	No. inventario D.	Firma y Fecha	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS				
	BIELA SECUNDARIA					Etapas de elaboración			
					PROTOTIPO	Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas
					8.32 Kg	E 1 : 2	25	36	
					ACERO CT 3	MPA 03/03-03			

196

197

198

199

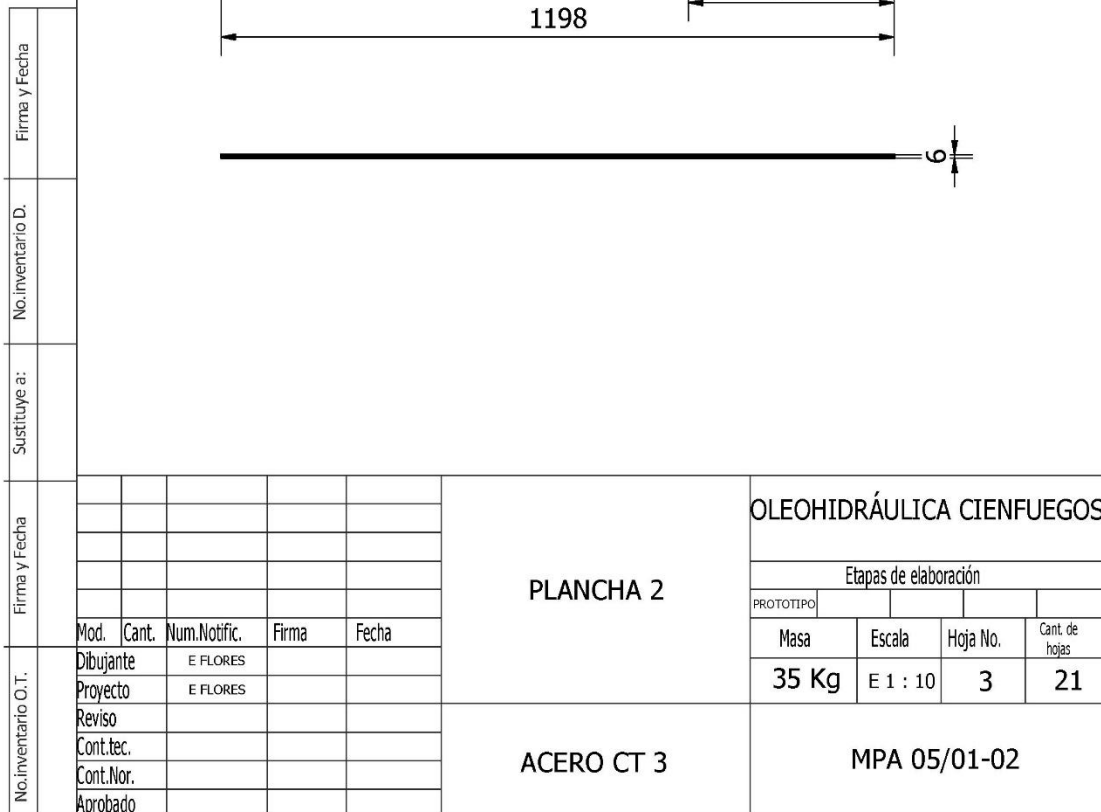


LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Plancha 1	
2	2	Plancha 2	
3	1	Plancha 3	
4	2	Plancha 6	
5	6	Triangulo refuerzo	
6	1	Plancha 5	
7	1	Plancha 4	
9	2	Pasador balancin	
10	2	Tope pasador balancin	

Firma y Fecha					
No. Inventario D.					
Sustituye a:					
Firma y Fecha					
No. Inventario O.T.					
Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS
Dibujante					Etapas de elaboración
Proyecto					PROTOTIPO
Reviso					Masa
					Escala
Cont. tec.					Hoja No.
					Cant. de hojas
Cont. Nor.					250 Kg
					E 1 : 15
Aprobado					1
					21
					MPA 05/01-00

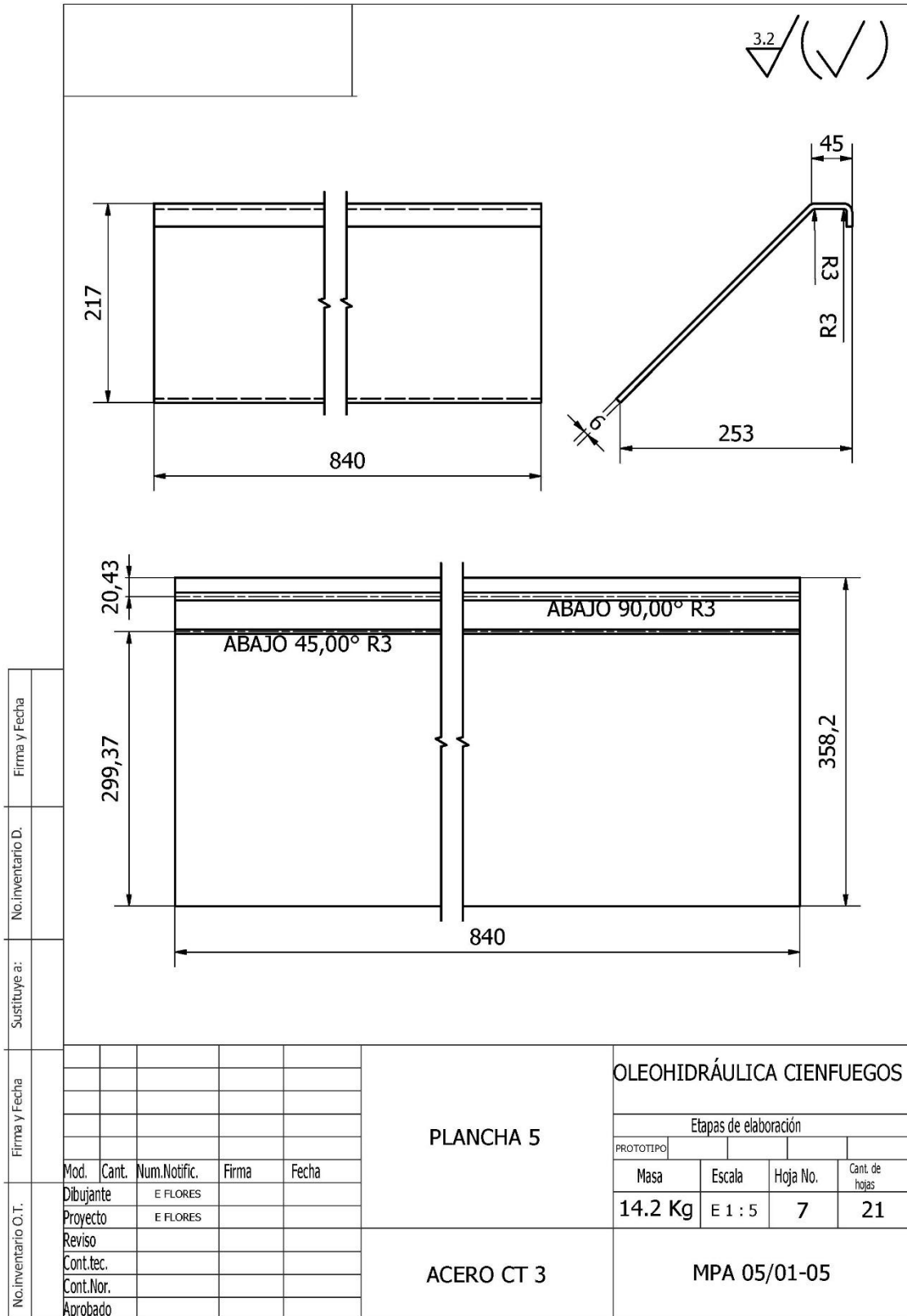


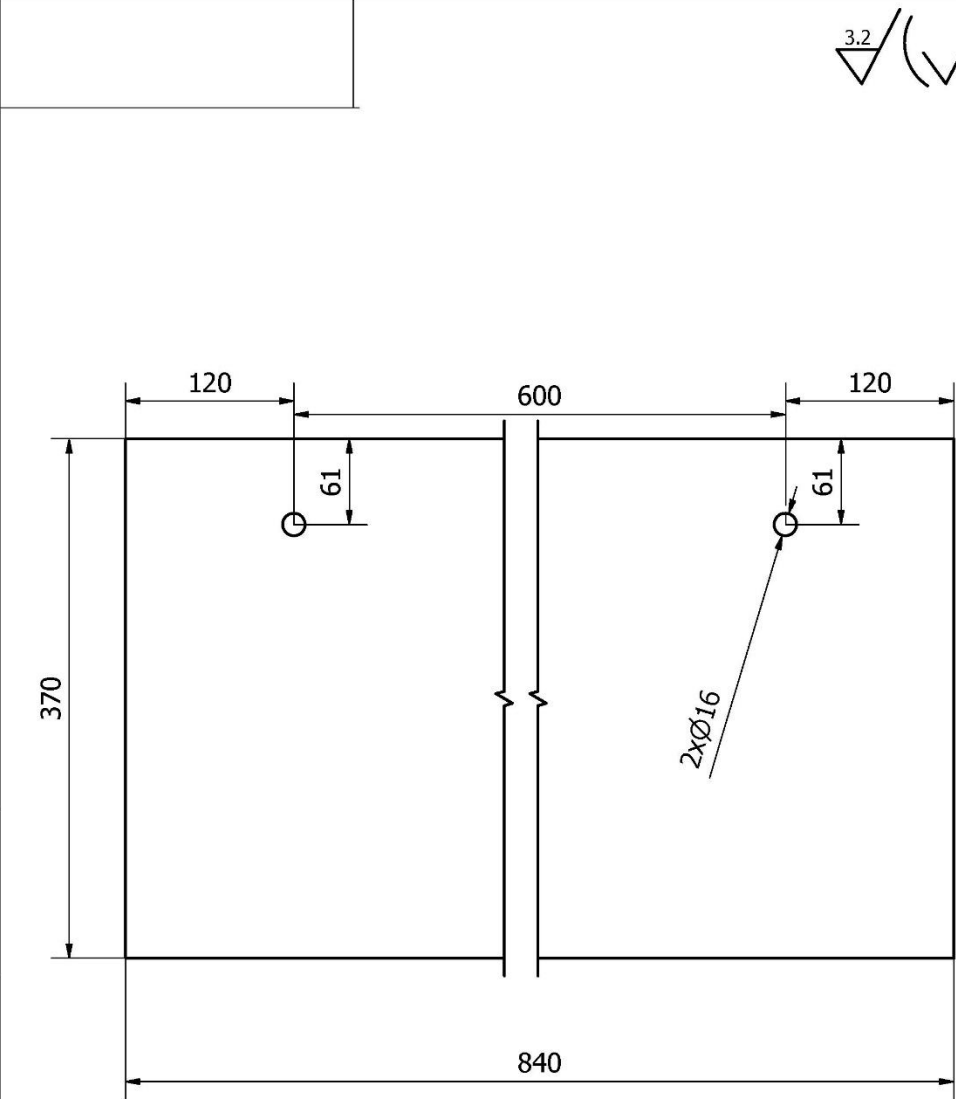


203



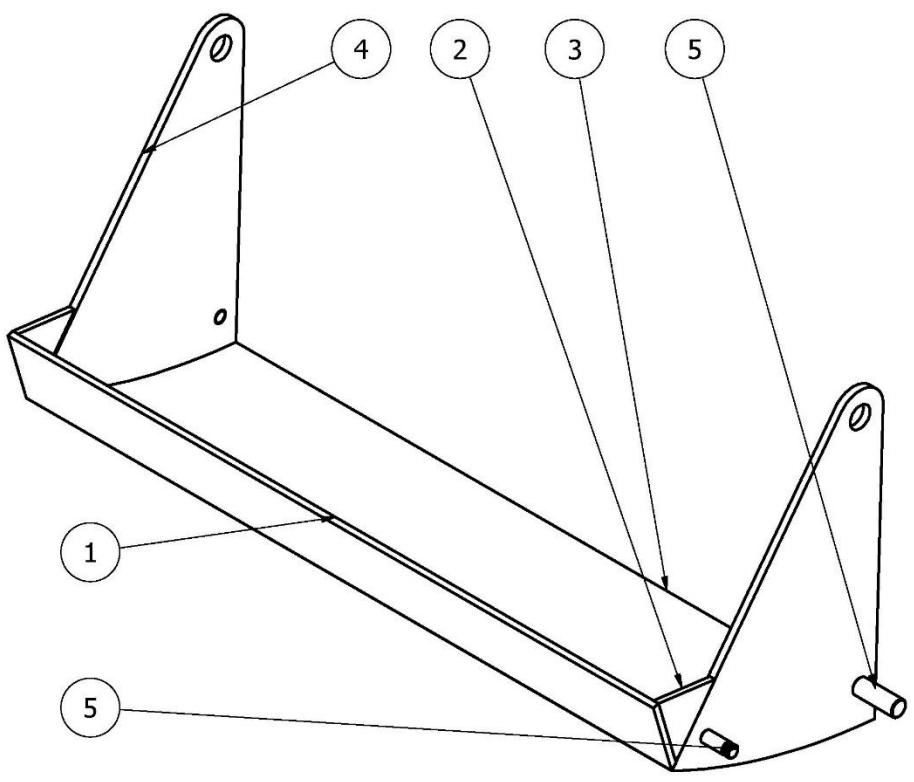




																									
No. inventario O.T.	Firma y Fecha	Sustituye a:	No. inventario D.	Firma y Fecha	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS PLANCHA 6 ACERO CT 3																				
					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">Etapas de elaboración</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">PROTOTIPO</td> <td style="text-align: center;">Masa</td> <td style="text-align: center;">Escala</td> <td style="text-align: center;">Hoja No.</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">14.55 Kg</td> <td style="text-align: center;">E 1 : 4</td> <td style="text-align: center;">8</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">21</td> </tr> </table>	Etapas de elaboración				PROTOTIPO	Masa	Escala	Hoja No.		14.55 Kg	E 1 : 4	8				Cant. de hojas				21
Etapas de elaboración																									
PROTOTIPO	Masa	Escala	Hoja No.																						
	14.55 Kg	E 1 : 4	8																						
			Cant. de hojas																						
			21																						
					MPA 05/01-06																				

208





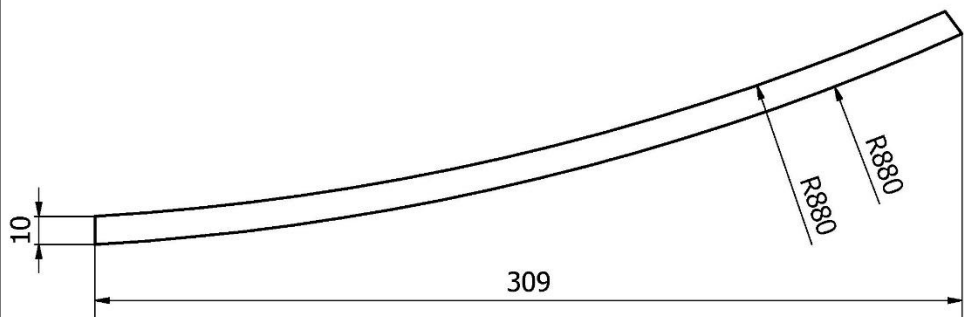
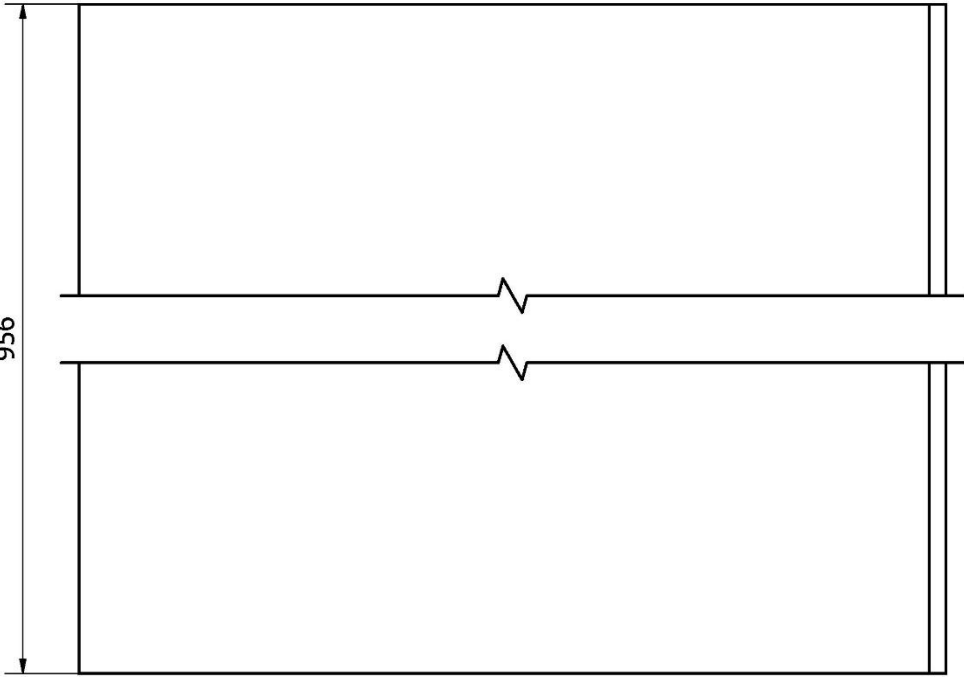
LISTA DE PIEZAS					
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN		
1	1	Respaldo de balancín			
2	2	Cartavón del balancín			
3	1	Fondo balancín			
4	2	Lateral balancin			
5	2	Tope muelle balancín			
6	2	Tope muelle tolva			

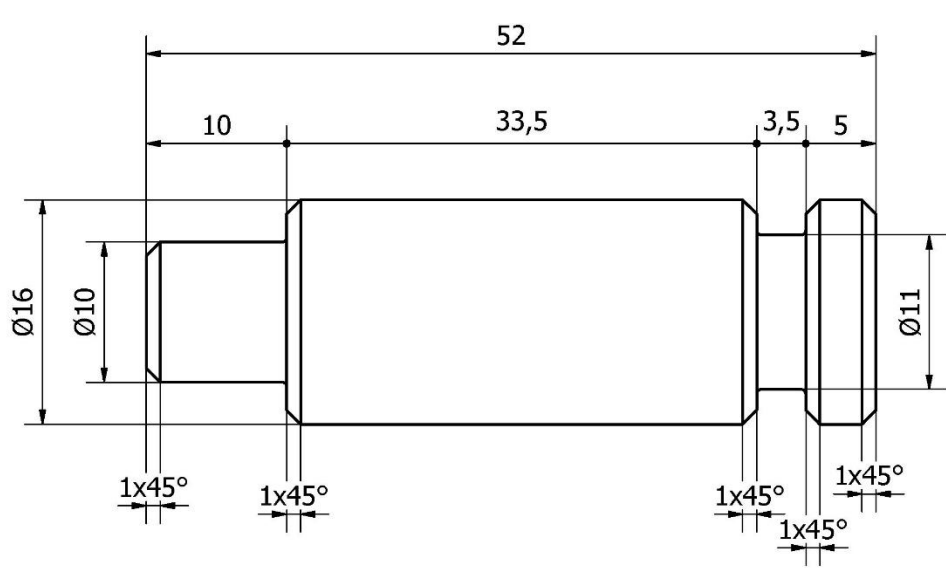
Firma y Fecha	No. inventario D.	Sustituye a:	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS												
			BALANCIN												
Firma y Fecha	No. inventario O.T.	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	Etapas de elaboración								
							<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> <td style="width: 25%;"></td> </tr> <tr> <td>Masa</td> <td>Escala</td> <td>Hoja No.</td> <td>Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td>43.44 Kg</td> <td>E 1 : 6</td> <td>12</td> <td>21</td> </tr> </table>				PROTOTIPO				Masa
PROTOTIPO															
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas												
43.44 Kg	E 1 : 6	12	21												
							MPA 05/02-00								

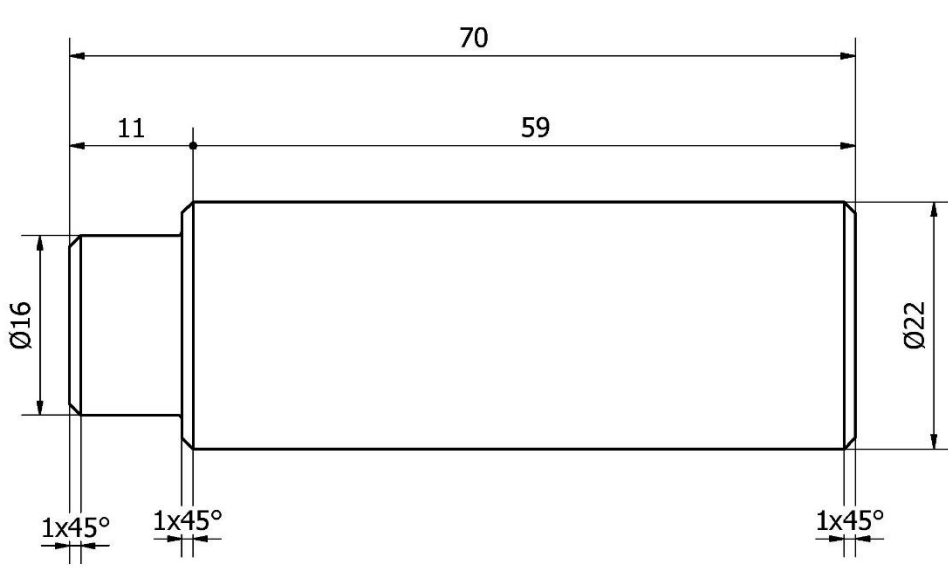
						3.2 / (✓)						
Firma y Fecha	No. Inventario D.	Sustituye a:					CARTABON					
Firma y Fecha	No. Inventario O.T.	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS					
							Etapas de elaboración					
							PROTOTIPO					
							Masa		Escala		Hoja No.	
							0.23 Kg		E 1 : 1		14	
							21		21		21	
							ACERO CT 3					
							MPA 05/02-02					

211



																									
																									
																									
No. inventario O.T.	Firma y Fecha	Sustituye a:	No. inventario D.	Firma y Fecha	FONDO ACERO CT 3 OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 5px;"> <tr> <th colspan="4" style="text-align: center; padding: 2px;">Etapas de elaboración</th> </tr> <tr> <td style="font-size: 0.8em; padding: 2px;">PROTOTIPO</td> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 20%;"></td> <td style="width: 20%;"></td> </tr> <tr> <td style="font-size: 0.8em; padding: 2px;">Masa</td> <td style="font-size: 0.8em; padding: 2px;">Escala</td> <td style="font-size: 0.8em; padding: 2px;">Hoja No.</td> <td style="font-size: 0.8em; padding: 2px;">Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 2px;">23.7 Kg</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">E 1 : 2</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">12</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">21</td> </tr> </table> MPA 05/02-03					Etapas de elaboración				PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	23.7 Kg	E 1 : 2	12	21
	Etapas de elaboración																								
	PROTOTIPO																								
	Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																					
	23.7 Kg	E 1 : 2	12	21																					
	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma						Fecha															
	Dibujante		E FLORES																						
Proyecto		E FLORES																							
Reviso																									
Cont. tec.																									
Cont. Nor.																									
Aprobado																									

																						
Firma y Fecha																						
No. Inventario D.																						
Sustituye a:																						
Firma y Fecha		TOPE MUELLE																				
No. Inventario O.T.						OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS																
	Mod.	Cant.	Num. Notific.	Firma	Fecha	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="4" style="text-align: center;">Etapas de elaboración</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">PROTOTIPO</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">Masa</td> <td style="text-align: center;">Escala</td> <td style="text-align: center;">Hoja No.</td> <td style="text-align: center;">Cant. de hojas</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">0.07 Kg</td> <td style="text-align: center;">E 2.5 : 1</td> <td style="text-align: center;">14</td> <td style="text-align: center;">21</td> </tr> </table>	Etapas de elaboración				PROTOTIPO				Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	0.07 Kg	E 2.5 : 1	14	21
Etapas de elaboración																						
PROTOTIPO																						
Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas																			
0.07 Kg	E 2.5 : 1	14	21																			
	Dibujante		E FLORES			MPA 05/02-05																
	Proyecto		E FLORES																			
	Reviso																					
	Cont. tec.																					
	Cont. Nor.																					
	Aprobado																					

										
Firma y Fecha	No. Inventario D.	Sustituye a:				TOPE APERTURA	OLEOHIDRÁULICA CIENFUEGOS			
							Etapas de elaboración			
No. Inventario O.T.	Firma y Fecha	Firma y Fecha	No. Inventario D.	Sustituye a:	Firma y Fecha	Firma y Fecha	PROTOTIPO			
							Masa			
							0.2 Kg			
							Escala			
							E 2 : 1			
							Hoja No.			
15										
Cant. de hojas										
21										
MPA 05/02-06										



217