



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO

PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO.”

AUTOR:

Francisco Xavier García Sánchez

TUTOR:

Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

AMBATO – ECUADOR

2020

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

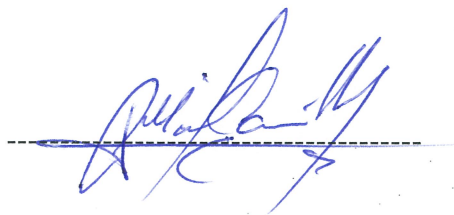
En mi calidad de Tutor del informe final técnico **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO.”** Elaborado por el señor Francisco Xavier García Sánchez con cédula de ciudadanía 1206131219, egresado de la facultad de ingeniería Civil y Mecánica, carrera de Ingeniería Mecánica.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, enero de 2020

EL TUTOR

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Carlos M. Carrillo Rosero', is written over a horizontal dashed line.


Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

AUTORÍA DEL ESTUDIANTE

YO, Francisco Xavier García Sánchez con cédula de ciudadanía 1206131219, declaro que todo el contenido del proyecto técnico de titulación con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO.”**, así como ideas de diseño, criterios, resultados, conclusiones y recomendaciones son legítimos y de mi autoría.

Ambato, enero de 2020

AUTOR



Francisco Xavier García Sánchez

C.I. 1206131219

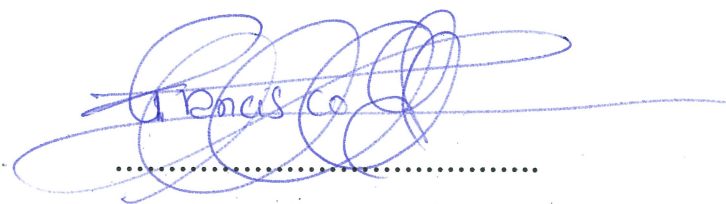
DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedemos los Derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice representando nuestros derechos de autores.

Ambato, enero de 2020

AUTOR



Francisco Xavier García Sánchez

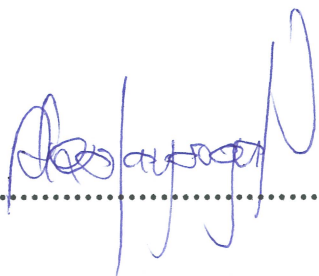
C.I. 1206131219

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por el estudiante Francisco Xavier García Sánchez de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO”**.

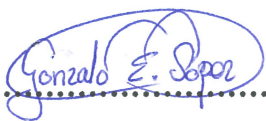
Ambato, enero de 2020

Para constancia firman:



.....

Ing. Mg. Alex Santiago Mayorga Pardo



.....

Ing. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacis

DEDICATORIA

AQUELLOS QUE CREEN, SIENTEN Y MIRAN MÁS ALLÁ.

*“EL LIBERALISMO ES EL RESPETO IRRESTRICTO DEL
PROYECTO DE VIDA DEL PRÓJIMO”*

ALBERTO BENEGAS LYNCH (H)

AGRADECIMIENTO

*A LOS QUE ME HAN DICHO LA VERDAD POR MÁS DURA
QUE ESTA SEA.*

*A LOS QUE ME HAN DADO LA MANO Y SE HAN
OLVIDADO QUE LO HAN HECHO, LOS QUIERO Y NUNCA
LOS OLVIDARE.*

VA POR USTEDES.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA.....	I
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DEL ESTUDIANTE	III
DERECHOS DE AUTOR	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	V
DEDICATORIA	VI
AGRADECIMIENTO	VII
ÍNDICE GENERAL.....	VIII
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS	XVI
RESUMEN.....	XVIII
SUMMARY	XIX
CAPÍTULO I.....	20
MARCO TEÓRICO.....	20
1.1 Antecedentes investigativos	20
1.2 Objetivos	21
1.2.1 Determinar los parámetros de diseño de una cortadora del tipo guillotina hidráulica, de láminas de acero de hasta 1.4 mm de espesor	21

1.2.1.1	Cizalla hidráulica para láminas de metal	22
1.2.1.2	Fuerza de corte	23
1.2.1.3	Herramienta de corte	36
1.2.2	Construir la estructura de una cortadora de láminas de acero del tipo guillotina hidráulica	61
1.2.2.1	Porta-cuchilla superior	62
1.2.2.2	Diseño del sistema de apoyo de la porta-cuchilla superior	78
1.2.2.3	Porta-cuchilla inferior	91
1.2.2.4	Diseño de la estructura superior	100
1.2.2.5	Diseño de las columnas principales	113
1.2.2.6	Diseño de los tornillos sujetadores de la cuchilla	117
1.2.2.7	Diseño de los tornillos de la viga superior	123
1.2.2.8	Diseño de los tornillos del apoyo de la porta cuchilla inferior	125
1.2.2.9	Diseño el pisador y la mesa.....	128
1.2.2.10	Selección de la chumacera	129
1.2.3	Construir una cortadora de láminas de acero del tipo guillotina hidráulica de hasta 1.4 mm de espesor, de capacidad de corte	133
1.2.3.1	Cálculo y selección del sistema hidráulico	133
1.2.3.2	Construcción	146
1.2.4	Realizar pruebas de operación y corte	152
CAPÍTULO II		153
METODOLOGÍA		153
2.1	Materiales	153
2.2	Métodos.....	154
2.2.1	Investigación cualitativa.....	154
2.2.2	Documental	154
2.2.3	Experimental	155
2.2.4	De campo	155
CAPÍTULO III.....		156

RESULTADOS Y DISCUSIÓN	156
3.1 Análisis y discusión de los resultados	156
CAPÍTULO IV	159
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	159
4.1 Conclusiones	159
4.2 Recomendaciones.....	160
MATERIALES DE REFERENCIA	161
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Fases del proceso de diseño en ingeniería mecánica	22
Figura 1.2 Esquema general de una cizalla hidráulica	22
Figura 1.3 Esquema del cizallado.	24
Figura 1.4 Etapas del cizallado.	25
Figura 1.5 Borde producido por el cizallado.....	25
Figura 1.6 Borde producido por el cizallado.....	26
Figura 1.7 Esquema del cizallado, vista frontal	27
Figura 1.8 Corte por cuchilla inclinada zona de corte	30
Figura 1.9 Corte por cuchilla inclinada zona de corte – fuerzas	35
Figura 1.10 Componentes de las fuerzas presentes que actúan durante el corte.....	36

Figura 1.11 Acero de herramientas	38
Figura 1.12 Ángulos para cuchillas de corte según su aplicación.....	42
Figura 1.13 Variables en cuchillas de corte	42
Figura 1.14 Fuerzas y sujeciones que actúan sobre la cuchilla.....	43
Figura 1.15 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y	44
Figura 1.16 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y	44
Figura 1.17 Fuerzas que actúan sobre los tramos 1-2 y 2-3.....	45
Figura 1.18 Fuerzas que actúan sobre los tramos 2-3 y 3-4.....	46
Figura 1.19 Tramo 1 de la viga analizada	48
Figura 1.20 Tramo 2 de la viga analizada	49
Figura 1.21 Tramo 3 de la viga analizada	50
Figura 1.22 Tramo 4 de la viga analizada	50
Figura 1.23 Tramo 5 de la viga analizada	51
Figura 1.24 Tramo 6 de la viga analizada	51
Figura 1.25 Tramo 7 de la viga analizada	52
Figura 1.26 Tramo 8 de la viga analizada	53
Figura 1.27 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	54
Figura 1.28 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y	54

Figura 1.29 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	56
Figura 1.30 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Z.....	56
Figura 1.31 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	58
Figura 1.32 Sección transversal rectangular	60
Figura 1.33 Porta-cuchilla superior.....	62
Figura 1.34 Cargas que soporta la porta cuchilla superior en el plano X-Y	63
Figura 1.35 Convención de signos método de las secciones	64
Figura 1.36 Corte de sección A-D.....	64
Figura 1.37 Corte de sección A-E	65
Figura 1.38 Corte de sección A-F	66
Figura 1.39 Corte de sección A-B.....	67
Figura 1.40 Diagrama de corte y momento flector	68
Figura 1.41 Esquema de la viga en el plano X-Y con F en el centro.....	69
Figura 1.42 Diagrama de corte y momento flector	70
Figura 1.43 Esquema de la viga en el plano X-Y con F a 0.925m.....	70
Figura 1.44 Diagrama de corte y momento flector	72
Figura 1.45 Esquema porta-cuchillas plano X-Z	72
Figura 1.46 Diagrama de corte y momento flector	73

Figura 1.47 Forma de la porta cuchilla superior	74
Figura 1.48 Esquema del corte por el método de cuchilla inclinada	76
Figura 1.49 Fuerzas que actúan sobre el eje	78
Figura 1.50 Fuerzas que actúan sobre el eje en el plano X-Y	78
Figura 1.51 Convención de signos método de las secciones	79
Figura 1.52 Sección A-B Eje	80
Figura 1.53 Sección A-C Eje	81
Figura 1.54 Diagrama de momentos y cortante	82
Figura 1.55 Fuerza que actúan en el eje, en el plano X-Z.....	82
Figura 1.56 Diagrama de momentos y cortante del eje en el plano X-Z	83
Figura 1.58 Fuerzas y momentos aplicados a la porta cuchillas inferior	92
Figura 1.59 Diagrama de momentos y cortante en la porta cuchillas inferior	94
Figura 1.60 Fuerzas y momentos aplicados a la porta cuchillas inferior	95
Figura 1.61 Diagrama de momentos y cortante en la porta cuchillas inferior	96
Figura 1.62 Porta cuchilla inferior	97
Figura 1.63 Viga superior	101
Figura 1.64 Elemento central de la viga superior	101

Figura 1.65 Grafica de momentos y cortantes, elemento central de la viga superior	103
Figura 1.66 Forma del central de la viga superior	104
Figura 1.67 Distribución de fuerzas y momentos en el lateral de la viga superior ..	107
Figura 1.68 División del lateral de la viga superior en tramos	107
Figura 1.69 Grafico de momentos y cortante del lateral de la viga superior	109
Figura 1.70 Forma que tendrá el lateral de la viga superior.....	110
Figura 1.71 Esquema general de un perfil del tipo I.....	113
Figura 1.72 Esquema de la columna y las fuerzas que soporta.....	114
Figura 1.73 Propiedades del perfil IPE AA 80	116
Figura 1.74 Disposición de los tornillos en la cuchilla	117
Figura 1.75 Distancia entre taladros.....	119
Figura 1.76 Espesores de las uniones.....	120
Figura 1.77 Esquema de la lámina con acción del pisador y las cuchillas.....	128
Figura 1.78 Diagrama de Fuerzas	128
Figura 1.79 Chumacera/Unidad de rodamientos.....	130
Figura 1.80 Estructura y principios generales de los cilindros hidráulicos.....	134
Figura 1.81 Fuerza de tracción y compresión del cilindro hidráulico.....	134

Figura 1.82 Esquema del sistema hidráulico de la cortadora.....	138
Figuras 1.83 Tabla de bombas	141
Figura 1.84 Gráfica presión –caudal de bombas TC 2.....	141
Figura 1.85 Aceite hidráulico utilizado en la cortadora.....	142
Figura 1.86 Presión – Rendimiento de bombas	146
Figura 1.87 Cuchilla terminada en acero K100	149
Figura 1.88 Porta cuchilla superior	149
Figura 1.89 Engranés	150
Figura 1.90 Eje del sistema de apoyo.....	150
Figura 1.91 Sistema hidráulico	151
Figura 1.92 Estructura base.....	151
Figura 1.93 Cortes acero galvanizado e inoxidable	152
Figura 1.94 Corte 1.4mm de espesor acero inoxidable.....	156
Figura 1.95 Corte 1.4mm de espesor acero galvanizado	157
Figura 1.96 Corte 1.0 mm de espesor acero inoxidable.....	157
Figura 1.97 Corte 1.1mm de espesor acero galvanizado	158
Figura 1.98 Corte 0.5 mm de espesor acero galvanizado	158

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Disposición de cuchillas.....	23
Tabla 2. Materiales utilizados y sus propiedades.....	32
Tabla 3. Cálculos de las fuerzas de corte, acero dulce.....	33
Tabla 4. Cálculos de las fuerzas de corte, acero inoxidable 304.....	34
Tabla 5. Clasificación operacional de situaciones de desgaste.....	40
Tabla 6. Procedimiento experimental del tratamiento térmico.....	41
Tabla 7. Resultados de los momentos de la cuchilla.....	47
Tabla 8. Resultados de las reacciones de la cuchilla.....	53
Tabla 9. Resultados de los momentos de la cuchilla.....	55
Tabla 10. Resultados de las reacciones de la cuchilla.....	55
Tabla 11. Resultados de los momentos de la cuchilla.....	57
Tabla 12. Resultados de las reacciones de la cuchilla.....	57
Tabla 13. Dimensiones para la herramienta de corte.....	60
Tabla 14. Valor de las reacciones.....	69
Tabla 15. Evaluación de los momentos.....	69
Tabla 16. Valor de las reacciones.....	71
Tabla 17. Evaluación de los momentos.....	71

Tabla 18. Resultados de los momentos de la porta-cuchilla	73
Tabla 19. Resultados de las reacciones de la porta-cuchilla	73
Tabla 20. Valor de las reacciones	83
Tabla 21. Evaluación de los momentos.....	83
Tabla 22. Propiedades físicas de algunas clases de resistencia de tornillo	118
Tabla 23. Holgura nominal de los taladros	119
Tabla 24. Características de un cilindro hidráulico de doble efecto	133
Tabla 25. Pérdidas en cilindros hidráulicos	135
Tabla 26. Cilindro h. seleccionado.....	137
Tabla 27. Diagrama de construcción de la máquina cortadora de planchas de acero, tipo guillotina	147
Tabla 28. Diagrama de construcción de la máquina cortadora de planchas de acero, tipo guillotina	148
Tabla 29. Listado materiales utilizados.....	153
Tabla 30. Listado materiales utilizados - hidráulicos.....	154
Tabla 31. Listado materiales utilizados - accesorios.....	154

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO”.

Autor: Francisco Xavier García Sánchez

Tutor: Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

Fecha: 06 de enero de 2020

RESUMEN

El presente informe final técnico se llevó a cabo con la finalidad de diseñar y construir una cortadora (Cizalla) de láminas de acero de hasta 1.4 mm de espesor en la empresa Ingeniería Del Acero Y Matricería.

Para el diseño de la cortadora se utilizó el método de Morris Asimow el cual se basa en dos fases: La planeación y el diseño detallado. La etapa de la planeación tuvo como principal punto, la selección de las propiedades de la máquina que se diseñó, para la selección se consideró: la economía, mantenimiento, factibilidad y versatilidad, con la finalidad de satisfacer las necesidades de corte de la empresa Ingeniería del Acero y Matricería. La máquina que cumplió con estos requisitos fue, la cizalla tipo guillotina propulsada por un sistema hidráulico (Oleo hidráulico), una cuchilla fija y otra móvil con ángulo de inclinación de dos grados.

Concluido el diseño, construcción y pruebas, la empresa implemento la máquina, donde se realizaron: la capacitación sobre el uso, mantenimiento de la máquina y cortes de planchas, de diferentes materiales y dimensiones. Dando estos últimos resultados satisfactorios para la empresa.

Palabras claves: Oleo hidráulico, cizalla, cuchilla, matricería, propulsión.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO

FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING

MECHANICAL ENGINEERING

“DESIGN AND CONSTRUCTION OF A STEEL SHEAR CUTTER, TYPE HYDRAULIC GUILLOTINE, UP TO 1.4 mm THICKNESS, FOR THE COMPANY INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO”.

Author: Francisco Xavier García Sánchez

Tutor: Ing. Carlos Mauricio Carrillo Rosero, Mg

Date: 06 January, 2020

SUMMARY

This final technical report was carried out with the purpose of designing and building a cutting machine (Shear) of steel sheets up to 1.4 mm thick in the company Ingeniería del Acero y Matricería.

The Morris Asimow method was used for the design of the cutter, which is based on two phases: Planning and detailed design. The planning stage had as its main point, the selection of the properties of the machine that was designed, for the selection it was considered: the economy, maintenance, feasibility and versatility, in order to meet the cutting needs of the company Ingeniería del Acero y Matricería. The machine that met these requirements was the guillotine-type shear powered by a hydraulic system (hydraulic oil), a fixed blade and a mobile blade with an inclination angle of two degrees.

Concluded the design, construction and testing, the company implemented the machine, where they were carried out: training on the use, maintenance of the machine and cutting of plates, of different materials and dimensions. Giving these last satisfactory results for the company.

Key words: Hydraulic oil, shear, blade, tooling, propulsion.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes investigativos

En este estudio según [1], concluye que: El diseño de los componentes de la cizalla debe ser planeado de tal manera que la fabricación no fuera compleja, y por lo tanto no tan costosa, factor que determina la factibilidad de su construcción; El empleo de los cilindros hidráulicos para transformar la presión de aceite en fuerza, permitirá cortar las láminas de aluminio de forma mecánica y no manual, logrando con esto hacer mejor uso del tiempo para aumentar la productividad del laminador.

Según [2], presenta las siguientes conclusiones: concluidos los cálculos y la selección de los diferentes materiales, y de los posibles instrumentos que pueden llegar a utilizar este tipo de maquinaria, se percataron que existen diferentes problemas que se pueden presentar en este proceso, sin embargo pudieron realizar los ajustes necesarios para la elaboración y la selección de estos; tomaron en cuenta todas las condiciones, ya sean de trabajo o del medio ambiente, para que su maquinaria pueda resistir las condiciones de trabajo que se le puedan presentar, sin olvidar los avances de la tecnología, los cuales permiten realizar por medio de la automatización, ciclos de trabajo mucho más productivos que manualmente.

En el estudio [3], concluye que: en este trabajo se han diseñado los elementos principales, y algunos menos importantes no se han hecho y se han seleccionado algunos por estética, por correspondencia con otros principales; en el diseño de los elementos mecánicos algunos tienen un diseño ajustado en su factor de seguridad y otros podrían optimizarse, esencialmente se usó un factor de seguridad alto por consideraciones dinámicas, por desgaste superficial.

Según [4], concluye que: en el diseño de la cuchilla se tomaron en cuenta parámetros como: el diseño para tratamiento térmico, el diseño para resistencia al desgaste y el

diseño para tenacidad. En cada uno de estos parámetros se obtuvo la información necesaria para el logro del objetivo de este proyecto que es el de obtener un diseño óptimo; al seleccionar aceros para cuchillas o herramientas de corte frecuentemente resulta difícil predecir qué factores serán decisivos para determinar la vida de la herramienta, pero en este proyecto se determinó que es primordial hacer el seguimiento de la cuchilla o herramienta desde el proceso de diseño hasta la etapa de operación y mantenimiento de la misma y de esta forma visualizar los problemas o dificultades que se presentan en todo el proceso y así poder tomar las acciones correctivas y lograr el objetivo deseado.

Según [5], en el cual se concluye: la industria metalúrgica y dentro del ámbito de la deformación metálica, se utilizan varios tipos de máquinas, entre ellas las cizalladoras, que por su funcionamiento representan un riesgo para el operario encargado de su manejo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Determinar los parámetros de diseño de una cortadora del tipo guillotina hidráulica, de láminas de acero de hasta 1.4 mm de espesor

El diseño en ingeniería mecánica se enfoca en gran medida al cálculo de transmisiones y elementos mecánicos. Es considerado vital por su importancia, pero sigue siendo un proceso dentro del proceso total de diseño. La integración de proceso mediante un método general permite al estudiante tener una visión más exacta del diseño, integrar los conocimientos adquiridos y aplicar un método.

La resolución de problemas de diseño en ingeniería es todo un proceso compuesto de diferentes pasos: análisis de las necesidades, donde el mayor trabajo consiste en formular preguntas. Los siguientes pasos son: Definición, análisis, síntesis, etc. Como se muestra en la figura 1.1. El proceso de diseño posee un carácter iterativo, ya que muchas veces durante el mismo se descubren nuevos datos que exigen repetir algunos de los pasos anteriores. En ciertos casos la resolución de un problema no requiere de todos los pasos del proceso de diseño [6].

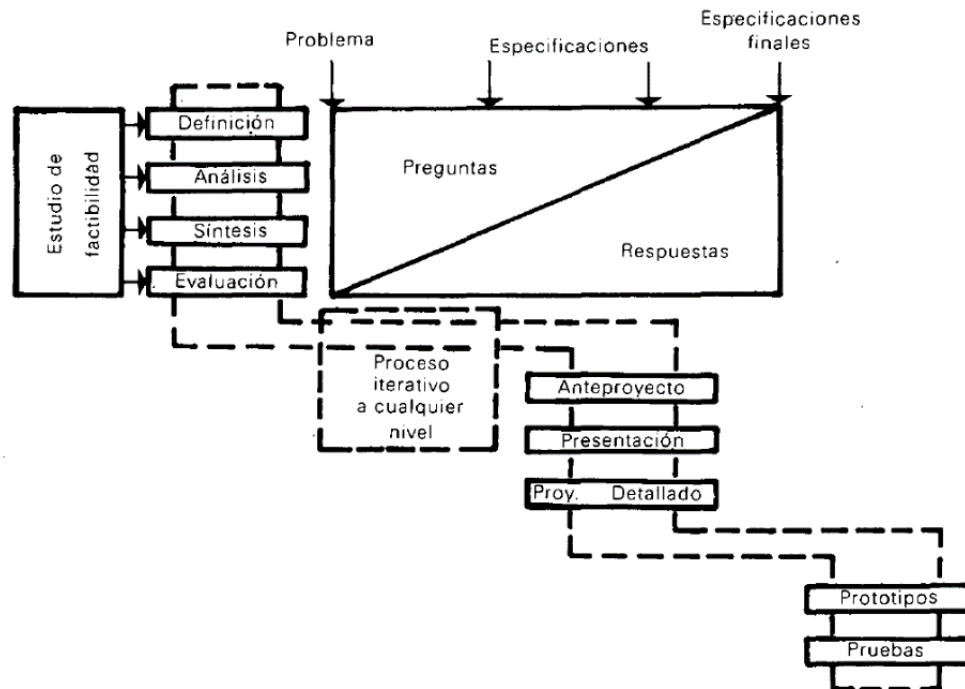


Figura 1.1 Fases del proceso de diseño en ingeniería mecánica; [6]

1.2.1.1 Cizalla hidráulica para láminas de metal

Una cortadora hidráulica de láminas de acero u otro material, de manera general está compuesta por: 1. Cilindro pistón (actuador hidráulico), 2. cuchilla móvil, 3. Cuchilla fija, 4. pisador, 5. bancada, 6. mesa, 7. mesa de descarga, 8. tope, 9. carro, componentes que se pueden visualizar en la figura 1.2.

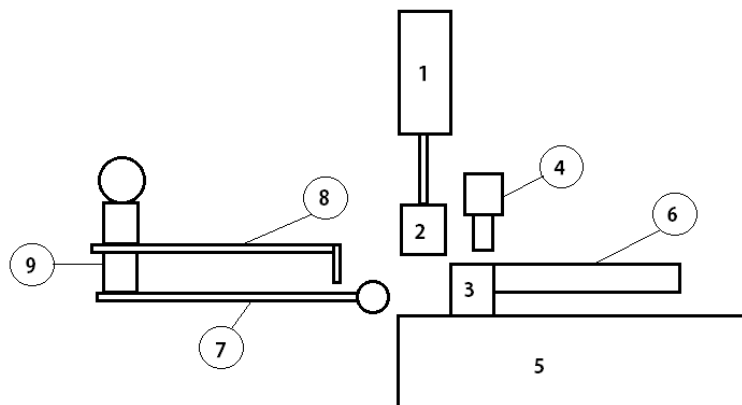


Figura 1.2 Esquema general de una cizalla hidráulica.

La estructura de la máquina figura 1.2, debe ser capaz de soportar las reacciones generadas por las cuchillas y el metal al momento de realizar el corte. El punto de partida para realizar el diseño, por la razón anteriormente mencionada, debe ser:

calcular la fuerza necesaria para llevar a cabo el corte de la lámina de metal (acero 1020), herramienta para cortar metales en frío (Cuchilla), seleccionar los actuadores responsables de generar esta fuerza y por último llevar a cabo el diseño de la estructura de la cortadora o cizalla.

1.2.1.2 Fuerza de corte

Es la fuerza necesaria para llevar a cabo el corte de las planchas del metal designado.

➤ Disposición de las cuchillas

El corte de láminas de metal, se lo realiza mediante las siguientes disposiciones presentadas en la tabla 1.

Tabla 1. Disposición de cuchillas; [7].

	Cuchilla deslizante		Cuchillas rotatorias
	Cuchillas paralelas	Cuchillas inclinadas	
Tipo de trabajo	Corte transversal de metal en caliente, planchones, lingotes, barras, etc.	Corte en frío y caliente de chapas fina, planchas, flejes, etc.	Recorte de bordes de planchas, cizallar longitudinalmente bandas y triturar

Si se coloca la cuchilla superior en posición horizontal, la fuerza necesaria es mucho más elevada, que su similar en posición inclinada. Si se opta por la posición horizontal el gasto por el sistema hidráulico será mucho mayor. Sin embargo, estudios experimentales han demostrado, que realizar un corte angulado similar a una tijera, utilizan menos fuerza para realizar el corte, pero el ángulo de corte no debe ser muy elevado [8].

El corte que desea realizar la empresa Ingeniería del Acero y Matricería es: de láminas de acero SAE 1020, con espesor de hasta 1.4 mm de espesor, corte en frío, material que será empleado en trabajos de troquelado, los que se realizan en frío. Por estas razones el tipo de disposición de las cuchillas para la cortadora deberán ser, inclinadas.

- **Corte por cuchilla deslizante**

Los factores que afectan al corte por cuchilla deslizante de láminas, se consideran en el plano principal y en el plano perpendicular: espacio entre cuchillas (juego u), el ángulo de corte (α), ángulo de oblicuidad (γ) y el ángulo de inclinación (β) figura 1.3.

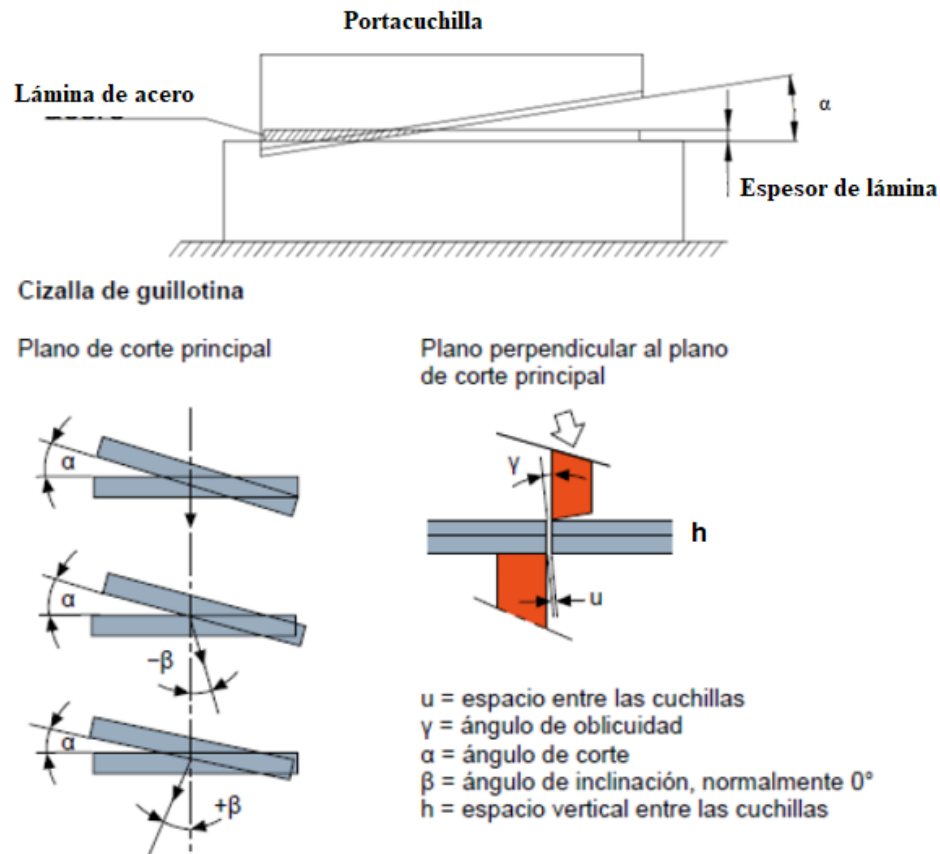


Figura 1.3 Esquema del cizallado; [9].

El ángulo de corte (α), determina el comportamiento de la máquina en: ángulo superior a cero es cizalla, ángulo igual a cero es troquel esto implica que las cuchillas superior e inferior sean paralelas y el corte se realice al mismo tiempo sobre toda la superficie.

Los espacios (u) y (h) que se dan entre cuchillas, puede ajustarse considerando ciertos límites en la máquina de corte, estos límites vienen dados por el metal/material a cortar: su espesor y propiedades mecánicas. Así entre más grueso el material se necesitará más juego entre cuchillas (u) y la dimensión vertical entre cuchillas (h) aumentará o disminuirá dependiendo de los requerimientos de carrera.

Los ángulos (γ) de oblicuidad y (β) de inclinación, son de incidencia directa en parámetros como lo son: fuerza de corte, fallos de corte y desgaste de la cuchilla.

- **Etapas del corte [10]**

Al iniciar el corte o primera etapa, el material se comporta elásticamente. Al superar el límite elástico del material, segunda etapa, inicia la deformación plástica. El corte continúa y pasa a la tercera etapa o alcanza el límite de ruptura. En la cuarta etapa o final, se encuentran las fracturas iniciadas desde el punto en el que las cuchillas superior e inferior presionan el material, originando una superficie de fractura granulosa ver figura 1.4.

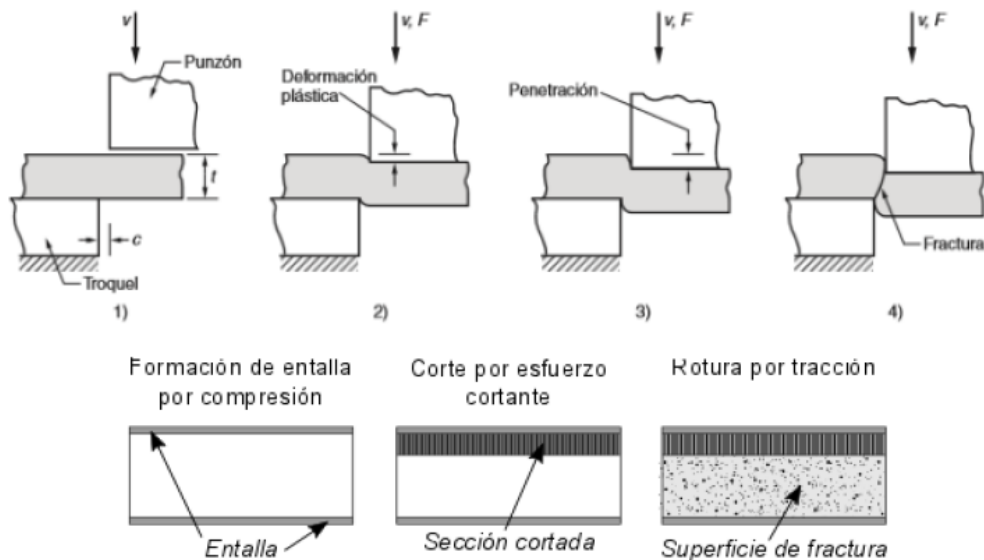


Figura 1.4 Etapas del cizallado; [10].

El proceso de cizallado, en los bordes presenta formas características, la parte superior se llama redondeado, la zona relativamente lisa o bruñido, penetración de la cuchilla superior, la zona de fractura y por último la zona de rebaba, ver figura 1.5.

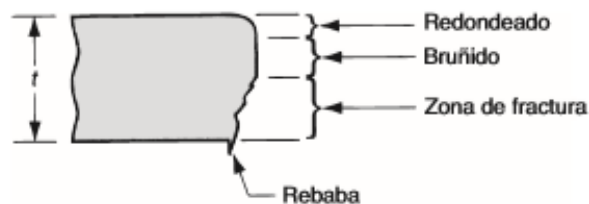


Figura 1.5 Borde producido por el cizallado; [10].

- **Evaluación y fallos en el corte [11]**

Para evaluar el corte se considera: la forma y precisión dimensional de la pieza o lámina, el aspecto del borde y la altura de la rebaba. Otros aspectos importantes son la máquina de corte y el tipo de material que se corte. Los factores esenciales en el acero son: la fuerza de tracción, la tenacidad y su capacidad de deformación.

Parámetros a considerar que pueden ocasionar fallos en el corte: ángulo de corte muy grande, cuchillas en mal estado (filo deteriorado/dobladas), mala regulación de los espacios entre cuchillas, plegado del bastidor y los ejes en la máquina de corte. Los tipos de fallos se muestran en la figura 1.6.



Figura 1.6 Borde producido por el cizallado; [9].

➤ **Métodos para determinar la fuerza de corte**

Para calcular la fuerza necesaria para cortar las láminas de acero, del material y espesor requerido por la empresa. Se utiliza dos métodos: Nosal y Quercy, los cuales se muestran a continuación.

- **Fuerza corte con cuchilla inclinada [12]**

Utilizando el método Nosal según [12] es ideal para cortar láminas finas o anchas de acero en frío o en caliente, el ángulo de inclinación disminuye de manera considerable la fuerza necesaria para realizar un corte.

Para el cálculo, de la fuerza de corte con base a experimentos, viene dada por la fórmula (1), mientras que en la figura 1.6 se muestra el esquema general de cómo se realiza el corte.

$$P = P1 + P2 + P3 \quad (1)$$

Donde:

P = Fuerza de corte.

$P1$ = Esfuerzo de corte actual.

$P2$ = Fuerza de doblado de la parte cortada hacia atrás.

$P3$ = Fuerza de doblado del metal de la zona de corte donde se forma una doblez local en forma de copa.

- **Análisis fuerza P1**

El esfuerzo de corte actual $P1$, se determina utilizando la siguiente fórmula según [12].

$$dPx = qx * dx = \tau * h * dx \quad (2)$$

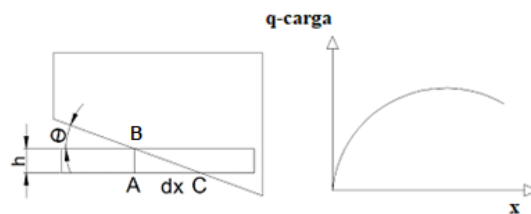


Figura 1.7 Esquema del cizallado, vista frontal; [7]

Donde:

qx = Esfuerzo de corte por unidad de la longitud de la cuchilla.

h = Espesor de la lámina a cortar.

θ = Ángulo de inclinación de la cuchilla superior.

τ = Esfuerzo del material o resistencia específica al cizallamiento.

B = Punto inicial del corte.

$B - A$ = Espesor de la lámina a cortar.

C = Punto final del corte.

La profundidad relativa al corte, según [12].

$$\epsilon = \frac{x \tan \theta}{h} \quad ; \quad dx = \frac{h}{\tan \theta} d\epsilon \quad (3)$$

Donde:

θ = Ángulo de las cuchillas.

ϵ = Profundidad relativa al corte.

Igualando, de las fórmulas (2) y (3), considerando que $qx = f(x)$ a lo largo de la línea de contacto del metal a cortar con las cuchillas es igual a la curva $\tau = f(\epsilon)$.

$$P1 = \frac{h^2}{\tan \theta} \int \tau d\epsilon \quad (4)$$

Integrando esta ecuación dará como resultado el valor de la fuerza de corte para cuchillas inclinadas. P1 fórmula (5) donde se consideran las propiedades plásticas del metal y donde se trabaja en base a datos de la materia del ensayo a tracción simple, se denota así:

$$P1 = \frac{h^2}{\tan \theta} * a \quad (5)$$

La resistencia específica, según [12].

$$a = K_1 * \sigma_t * K_2 * \varphi \quad (6)$$

Donde:

K_1 y K_2 = Coeficientes de penetración; $K_1 \approx 0.6$, $K_2 \approx 1.2 - 1.6$ y $K_1 * K_2 \approx 0.7$ a 0.96 [12].

Según [12] se puede considerar de manera estándar para cortes en frío.

$$a = 0.6 * \sigma_t * \varphi \quad (7)$$

Donde:

φ = Alargamiento relativo a tracción simple hasta la ruptura.

σ_t = Carga de rotura en tracción simple A2.

* El valor de (a) se lo obtiene considerando el material a cortar del anexo A3.

• **Ecuación donde se considera P1 y P2 es:**

$$P = P1 \left[\left(1 + Z \frac{\tan\theta}{0.6\varphi} \right) + \left(\frac{1}{1 + \frac{10\varphi}{\sigma_t Y^2 x}} \right) \right] \quad (8)$$

Donde:

El Valor de Z se determina del anexo A1; Z= 2-5 recomendado para profundidades de corte menores 6 mm [13].

Para la obtención de Y se utiliza la fórmula (9).

$$Y = \frac{A}{h} \quad (9)$$

Donde:

Y = relación entre juego y el ancho de lámina.

A = Es el juego (luz) relativo lateral entre cuchillas. Dependiendo del espesor del material a cortar con: $h \leq 5$ mm, A es de 0.07 mm; cuando $h = 10$ a 20 mm, A es de 0.05 mm, incluyendo la acción del sujetador de la plancha para facilitar el corte [14].

h = Ancho de la plancha a cortar.

Para el valor de x, se procede a utilizar la siguiente fórmula (8), según [12].

$$x = \frac{d}{h} \quad (10)$$

Dónde:

d = Es la distancia del plano de corte sujetador y podría tomarse según [11] un valor de 10 mm.

- **Fuerza de corte con cuchilla inclinada [13]**

Utilizando el método de Quercy según [13], para el cálculo de la fuerza de corte de cizallas con cuchillas inclinadas, da una expresión simple del análisis geométrico.

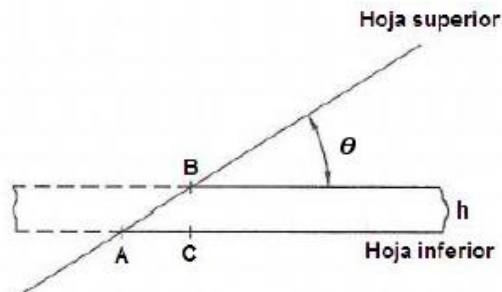


Figura 1.8 Corte por cuchilla inclinada zona de corte

Según [13] se desarrolla las diferentes variables para determinar la fuerza de corte considerando:

- **Longitud del Cizallamiento:**

$$L = \frac{h}{\tan\theta} = \frac{CB}{\tan\theta} \quad (11)$$

Donde:

h = Espesor de la plancha de metal.

CB = Distancia = h ver figura 1.8.

θ = Ángulo de ataque de la cuchilla superior.

- **La fuerza a aplicarse para el corte según [13] es:**

$$F_c = K * h * L * \tau \quad (12)$$

Remplazado la fórmula (11) en (12).

$$F_c = \frac{K * h^2 * \tau}{\tan\theta} \quad (13)$$

Donde:

$K = (0.3 \text{ a } 0.5)$ Coeficiente de penetración [13] .

h = Espesor de la plancha, chapa o lámina de acero.

θ = Ángulo de inclinación de la cuchilla superior.

τ = Resistencia del material al cizallamiento.

- **Trabajo de corte de metal con cuchillas inclinadas**

El trabajo depende del recorrido de las cuchillas, y se podría expresar también por el área de la curva según [3].

$$W = F_c * b * \tan\theta \quad (14)$$

Donde:

W = Trabajo.

F_c = Fuerza de corte.

$b * \tan\theta$ = Recorrido nominal de la cuchilla inclinada móvil (para $b * \tan\theta > h$).

➤ **Recomendaciones prácticas para el diseño**

- **Velocidad de corte**

Según [14], la velocidad de corte para planchas de acero debe estar entre:

$$V = (0.1 \text{ a } 0.13) \text{ m/s}$$

* Debido a los costos que tiene un sistema oleo hidráulico y por requerimientos de la empresa la máquina se utiliza a la velocidad mínima recomendada.

- **Ángulo de la cuchilla superior**

Con respecto a la cuchilla inferior que estará en posición horizontal. Según [14]: $\theta = 2^\circ$ a 10° y según [12]: $\theta = 1^\circ$ a 6° .

- **Fuerza de corte final**

Según [12], la fuerza de corte para diseño, debe incrementarse entre 15 % a 20 %. Para compensar un posible embotamiento.

$$F_{c \text{ diseño}} = F_{c \text{ calculada}} * (1.15 - 1.2) \quad (15)$$

- **Cálculo del juego en el cizallado**

Se utiliza la siguiente ecuación obtenida del libro [14].

$$D = \frac{h}{25} \quad (16)$$

Donde:

h = Espesor de la lámina a cortar.

D = Juego.

- **Cálculo de las fuerzas de corte**

Datos

Tabla 2. Materiales utilizados y sus propiedades; [15], [16]

Acero	Acero dulce hasta 25 % C.	Galvanizado	Inoxidable 304
Espesor	1.4 mm	1.4 mm	1.4 mm
Resistencia última de rotura	48 – 55 kg/mm ²	A 36 hasta 56.2 kg/mm ²	55 – 76.5 kg/ mm ²
Ángulo de inclinación	1.5 a 2 grados	1.5 a 2 grados	1.5 a 2 grados

Tabla 3. Cálculos de las fuerzas de corte, acero dulce; [13], [12]

Cálculo según:	Variabes	Resultado
Nosal	<p>$a = 10.4 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$ Anexo A3</p> <p>$a = 11.55 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^3}$ Calculado</p> <p>Z = 2 recomendado</p> <p>d = 10 mm recomendado</p> <p>ϕ =alargamiento relativo a tracción simple hasta la rotura o elongación, en el caso del acero 1020 es de 35 % (según la Norma INEN 109:2009; $\phi \geq 21\%$) [17].</p> <p>σ_t = Carga de rotura en tracción simple o límite de rotura $53.7 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ o $55 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ (Trabajo en frio).</p> <p>A = 0.07 mm Para $h < 5$ mm</p>	<p>$P1 = \frac{1.4^2}{\tan 1.5} * 11.55 = 864.51 \text{ kgf}$</p> <p>$Y = \frac{A}{h} = \frac{0.07 \text{ mm}}{1.4 \text{ mm}} = 0.05$</p> <p>$x = \frac{d}{h} = \frac{10 \text{ mm}}{1.4 \text{ mm}} = 7.14$</p> <p>P</p> <p>$= 834.06 * \left(\left(1 + 2 * \frac{\tan 1.5}{0.6 * (0.35)} \right) + \left(\frac{1}{1 + \frac{10 * (0.217)}{(55) * (0.05)^2 * 7.14}} \right) \right)$</p> <p>P = 1269.485 kgf</p> <p>Por el incremento de seguridad</p> <p>P = 1269.485 kgf * 1.2</p> <p>P = 1523.38 kgf</p>
Quercy	<p>K = Coeficiente de penetración 0.3 a 0.5</p> <p>h = Ancho de la lámina a cortar 1.4 mm</p> <p>τ = Resistencia máxima al corte por cizallamiento $38 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Anexo A2</p>	<p>$F_c = \frac{K * h^2 * \tau}{\tan \theta} = 1422.138 \text{ kgf}$</p> <p>Por el incremento de seguridad</p> <p>$F_c = 1422.138 \text{ kgf} * 1.2$</p> <p>$F_c = 1706.56 \text{ kgf}$</p>

Tabla 4. Cálculos de las fuerzas de corte, acero inoxidable 304; [13], [12]

Cálculo según:	Variables	Resultado
Nosal	<p>$a = 20.65 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$ Calculado</p> <p>Z = 2 recomendado</p> <p>φ =alargamiento relativo a tracción simple hasta la rotura o elongación, en el caso del acero 304 es > 45 %.</p> <p>σ_t = Carga de rotura en tracción simple o límite de rotura $55 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ o $76.4 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ (Trabajo en frio) [17].</p> <p>A = 0.07 mm Para h < 5 mm</p>	<p>$P1 = \frac{1.4^2}{\tan 1.5} * 20.65 = 1545.639 \text{ kgf}$</p> <p>$Y = \frac{A}{h} = \frac{0.07 \text{ mm}}{1.4 \text{ mm}} = 0.05$</p> <p>$x = \frac{d}{h} = \frac{10 \text{ mm}}{1.4 \text{ mm}} = 7.14$</p> <p>P</p> <p>$= 834.06 * \left(\left(1 + 2 * \frac{\tan 1.5}{0.6 * (0.45)} \right) + \left(\frac{1}{1 + \frac{10 * (0.217)}{(55) * (0.05)^2 * 7.14}} \right) \right)$</p> <p>P = 2205.28 kgf</p> <p>Por el incremento de seguridad</p> <p>P = 2205.28 kgf * 1.2</p> <p>P = 2646.33 kgf</p>
Quercy	<p>K = Coeficiente de penetración 0.3 a 0.5</p> <p>h = Ancho de la lámina a cortar 1.4 mm</p> <p>τ = Resistencia máxima al corte por cizallamiento $38 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$ Anexo A2; $0.8 * \sigma_t$</p>	<p>$F_c = \frac{K * h^2 * \tau}{\tan \theta} = 2287.39 \text{ kgf}$</p> <p>Por el incremento de seguridad</p> <p>$F_c = 2287.39 \text{ kgf} * 1.2$</p> <p>$F_c = 2744.87 \text{ kgf}$</p>

Para los cálculos se utiliza la fuerza de corte de **2744.87 kgf**.

➤ **Reacciones de la fuerza de corte**

En el proceso de corte por el método de guillotina, se producen las siguientes fuerzas, ver la figura 1.9. Son F_h es la fuerza de reacción de la pieza contra la herramienta, F_v' es la fuerza que se opone al avance del corte es parecida a F_c o F_v , F_a es la fuerza que se opone al avance de la herramienta y F_c la fuerza de corte.

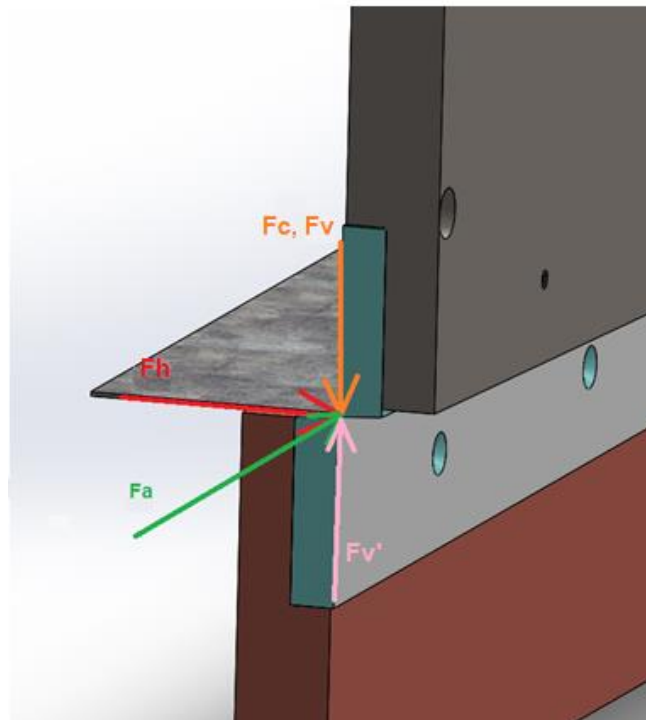


Figura 1.9 Corte por cuchilla inclinada zona de corte – fuerzas

Los esfuerzos de compresión radial están presentes entre la cuchilla superior, la lámina metálica y en la cuchilla inferior. Esfuerzos que ocasionan fuerzas de fricción, dependiendo de las condiciones (calidad de la superficie) y de los esfuerzos radiales (material, dimensiones y herramienta), las fuerzas de retracción se las puede manejar asumiendo valores de 1% a 40% de la fuerza de corte. En la figura 1.10 se observa como la fuerza de corte (F_s) se descompone en una fuerza horizontal (F_h) y una componente vertical (F_v) y a la vez se producen fuerzas reacciones a estas (F_v' , F_h') [19].

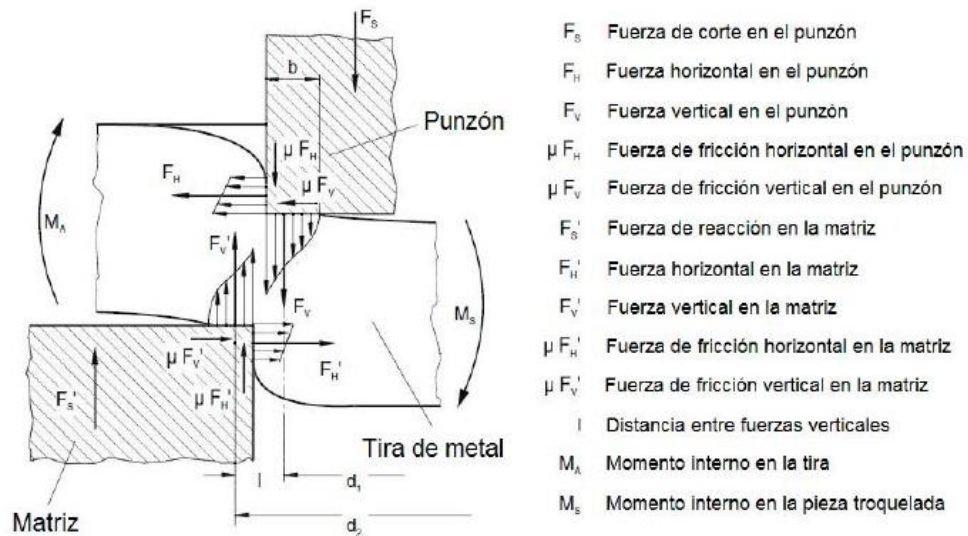


Figura 1.10 Componentes de las fuerzas presentes que actúan durante el corte [19].

- **Relación entre fuerzas**

Según [19]: $F_v' : F_a : F_h \rightarrow 4 : 2 : 1$

$$F_v' \cong F_c = 2744.84 \text{ kgf}$$

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf} : F_a = 1372.435 \text{ kgf} : F_h = 686.2175 \text{ kgf}$$

1.2.1.3 Herramienta de corte

- **Criterio de diseño de la hoja de corte**

Los principales conceptos que se deben considerar para realizar el diseño de una cuchilla o herramienta de corte son:

- Funcionalidad.
- Requerimientos necesarios para un buen desempeño durante el corte.
- Geometría de la forma dependerá del trabajo que se realizará con esta.
- La composición química.
- Las propiedades mecánicas del material.
- El proceso de fabricación.
- El tratamiento térmico.
- Condiciones de trabajo.

- Pruebas de funcionalidad [15].

- **Requerimiento**

Los requerimientos principales se refieren a necesidades como:

- Maquinabilidad.
- Geometría.

Al tratarse de un acero de herramienta, la maquinabilidad es muy importante porque debe tomarse en cuenta que puede utilizarse en un maquinado con arranque de viruta. La geometría dependerá del material con el que se desea trabajar y la disposición de la herramienta.

- **Funcionalidad**

Comprende la resistencia que puede soportar dentro del ambiente de trabajo, o la resistencia al desgaste y tenacidad.

- **Resistencia al desgaste**

Dependerá de la dureza del acero y de su contenido de elementos aleados (carburos - metales). La combinación de estos dos factores da al acero de herramienta su resistencia al desgaste.

- **Tenacidad**

Dependerá del espesor del material a cortar, en este caso 1.4 mm máximo [16].

- **Materiales para herramientas para trabajo en frío**

Dentro de los aceros para herramientas, existen los aceros de alto carbono, alto cromo, los cuales bajo la norma AISI se representan bajo las siguientes letras: W, O, A, D, H,

T, M, S, L. Los aceros en este grupo muestran alta resistencia al desgaste, buen nivel de endurecimiento y pocos cambios dimensionales en el temple, ver Anexo A5.

Los aceros de herramienta para trabajo en frío pueden utilizarse en diversos tipos de herramientas y matrices; los templados en aceite son los más comunes. Propiedades principales - características:

- Baja deformación en el temple.
- Alta dureza de temple.
- Alta templabilidad en bajas temperaturas de austenización.
- Libres de fisuras en zonas intrincadas luego del temple.
- Mantienen el filo de corte por más tiempo.

Sin embargo, no poseen propiedades de dureza a altas temperaturas (al rojo) como los aceros rápidos y no pueden utilizarse para trabajos en caliente.

- **AISI D**

Alta aleación. Contienen alto porcentaje de carbono para formar carburos de cromo (1,10 – 1,80 %C) ver figura 1.11. Gran resistencia al desgaste. Estos aceros fueron originalmente desarrollados para sustituir a los aceros rápidos para herramientas de corte, pero mostraron poca dureza en caliente y probaron ser frágiles para este tipo de trabajo. Cuando se solidifican, sus granos son fuertemente segregados, con menor contenido de cromo (Cr) y carbono (C) en el centro, que en las periferias y rodeando cada grano se encuentra un eutéctico de austenita y carburo [17].

Tipo AISI	%C	%Mn	%Si	%Cr	%Ni	%V	%Mo	%Co
D2	1,50	0,30	0,25	12,0		0,60	0,80	
D4	2,20	0,30	0,25	12,0		0,50	0,80	
D3	2,20	0,30	0,25	12,0	0,50	0,60		
D5	1,50	0,30	0,50	12,5	0,35	0,50	1,00	2,00
D1	1,00	0,30	0,25	12,0		0,60	0,80	

Figura 1.11 Acero de herramientas; [18]

Acero Böhler K-100 (AISI D3)

➤ Material seleccionado

Según [19], el material recomendado para cuchillas cuya función será cortar acero, es el K100, ideal para corte en frío, ver anexo A5.

Datos generales.

- Marca standard de los aceros ledeburíticos al 12 % de cromo con mínima variabilidad de medidas.
- Composición química: Carbono (C) = 2 %, Silicio (Si) = 0.25 %, Manganeso (Mn) = 0.35 %, Cromo (Cr) = 11.50 %. Ver anexo A5.
- Tratamientos térmicos ver anexo A6. Que proporcionan al material mejores propiedades.

- **Aplicación**

Herramientas de corte y estampado:

Principalmente matrices cortantes de gran rendimiento, en especial para cortes complicados, consecutivos e integrales, sobre todo para las industrias eléctricas y de herrajes, de hojalatería y cartonería, también para la industria relojera, cortes de dientes para sierra, rasquetas y herramientas de repasar para grandes series, herramientas de estampar sometidas a altas exigencias, cizallas de gran eficiencia de corte para cortar chapas de hasta 4 mm de espesor, herramientas de desbastar, cuchillas para la fabricación de puntas de parís (puntas de clavos), etc. [18]

Según [19] también sirve para realizar o utilizar como: herramienta de virutaje, herramienta de medición, herramientas sin virutaje, herramienta de componentes resistentes al desgaste, herramientas para trabajar en caliente.

- **Diseño para resistencia al desgaste**

Desgaste o el daño a la superficie de un material, resultado de un movimiento relativo entre dos superficies. En ingeniería se mide con el cambio en la apariencia y dimensiones.

Factores del comportamiento de desgaste:

Las propiedades de los materiales, la naturaleza del movimiento entre elementos, la carga, el acabado y la forma de la superficie, temperatura de trabajo y la atmosfera.

Formas para reducir el desgaste:

- Modificar la superficie.
- Material resistente al desgaste.
- Controlar las superficies, separación y severidad del contacto.

- **Mecanismos de desgaste**

- Desgaste adhesivo
- Desgaste abrasivo
- Desgaste por fatiga

Tabla 5. Clasificación operacional de situaciones de desgaste [4]

Movimiento	Ambiente	Mecanismo
Dos cuerpos en contacto		
Rolado con deslizamiento	Sin partículas	Fatiga, adhesivo
	Con partículas	Fatiga, adhesivo, abrasivo
Sin deslizamiento		Fatiga

- **Diseño para el tratamiento térmico**

Los materiales y procesos de manufactura para diseñar una herramienta de corte en frío (cuchilla), por su complejidad siempre se requiere de hacer varias iteraciones para

poder decidir cuál es la mejor opción. La cuchilla es diseñada para cumplir funciones, las cuales están limitadas por parámetros como: espacio, costos, fuerzas mecánicas. En la tabla V se muestra el procedimiento experimental.

Tabla 6. Procedimiento experimental del tratamiento térmico [4]

Selección del acero:
Grado de acero > Composición química
Selección de la cuchilla:
Forma > Tamaño
Selección de la secuencia de tratamiento térmico:
Austenitización > Temperatura > Tiempo de estancia > Atmosfera
Templado:
Medio de enfriamiento > Temperatura > Agitación
Revenido:
Temperatura > Tiempo
Resultados del tratamiento térmico:
Dureza obtenida > Microestructura > Distorsión > Esfuerzos residuales
Registro de parámetros del tratamiento térmicos:
Temperatura > Tiempos > Características del enfriamiento

- **Diseño de una herramienta de corte**

El corte con cizalla, se considera un método versátil y de los más comunes que existen. Requiere de mucha atención en lo que concierne a control de variables de operación específicas, para cortes de alta calidad. Entre las principales variables (figura 1.9 y 1.10) se incluyen:

- Perfil de la cuchilla.
- Angulo de inclinación.
- Superposición.
- Fuerza lateral.
- Velocidad de corte.
- Geometría de corte.
- Residuos del corte.

- **Geometría de la hoja de corte**

De acuerdo al trabajo que se realizará, la forma de la cuchilla puede cambiar como se muestra en la figura 1.12 [8].

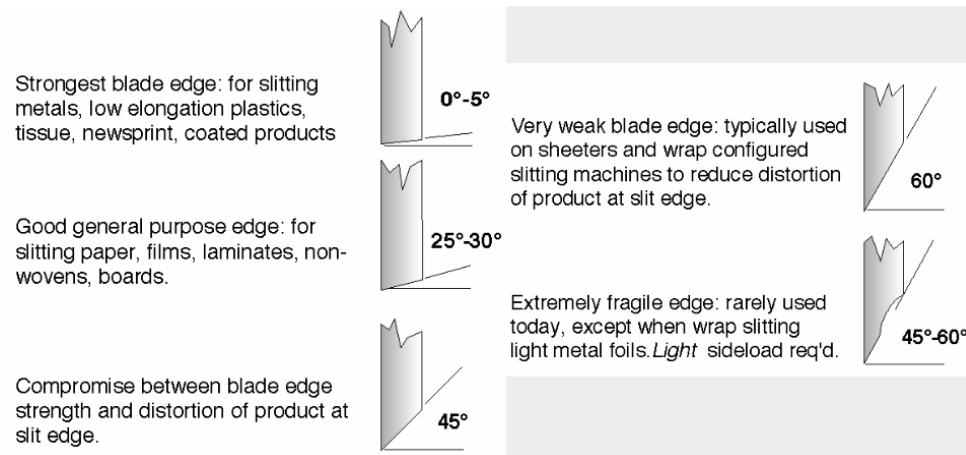


Figura 1.12 Ángulos para cuchillas de corte según su aplicación; [8]

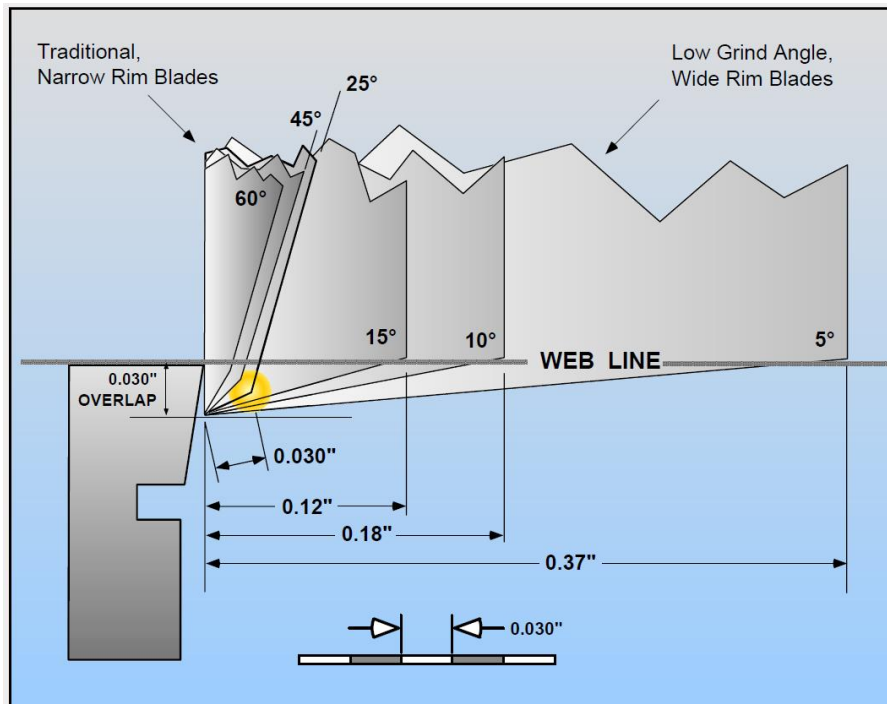


Figura 1.13 Variables en cuchillas de corte; [8]

Para desarrollar el diseño o cálculo de la cuchilla se supondrá una viga simplemente apoyada. Las fuerzas: F_h , F_a y F_c que se describen en la sección fuerzas de corte.; que son necesarias para llevar acabo el corte de las láminas, las cuales se considerarán puntuales y actuarán a lo largo de la cuchilla dependiendo de la progresión del corte y

los apoyos serán cada uno de los tornillos (9) que fijan la cuchilla a la porta-cuchillas, como se describe en la figura 1.14. Lo que respecta al material se considerará el Acero Böhler K-100 (AISI D3), anteriormente mencionado como ideal para realizar esta función (corte en frío), por sus propiedades y la disponibilidad en el mercado.

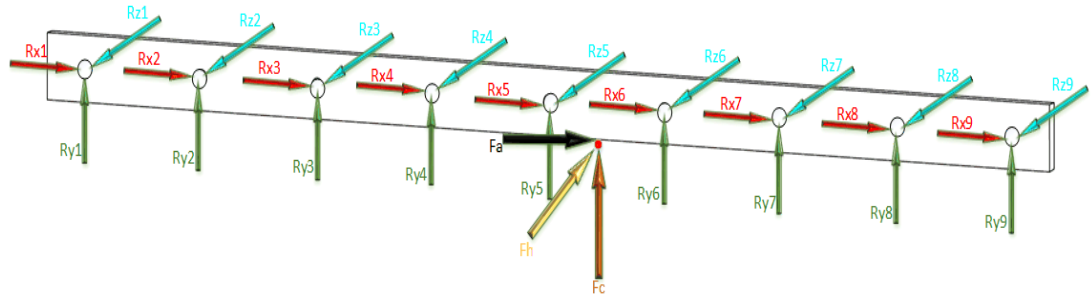


Figura 1.14 Fuerzas y sujeciones que actúan sobre la cuchilla

➤ **Diseño de elementos por flexión**

• **Fuerza cortante y momentos flexionantes en vigas**

En la figura 1.14 se muestra a la herramienta para trabajo en frío (cuchilla), como una viga apoyada en las reacciones R_{xx} , R_{xy} y R_{xz} (reacciones resultantes de la sujeción por tornillo 9 en total), cargada con las fuerzas concentradas F_c , F_a y F_h . Si la fuerza de corte se aplica sobre viga(cuchilla) en alguna sección localizada en $x = n$, para determinar las fuerzas y los momentos flexionantes M que se producen en los apoyos. Se llevará a cabo el método de los tres momentos como se muestra en la ecuación (15) [20].

• **Análisis en los diferentes planos**

Las fuerzas que actúan sobre la herramienta, se presentan en dos planos X-Y y X-Z.

➤ **Plano X-Y**

En este plano vemos las reacciones en Y de los tornillos (R_n) y la fuerza de corte (F_c), figuras 1.15 y 1.16 y para determinar con que método se la puede resolver se calcula el grado de indeterminación.

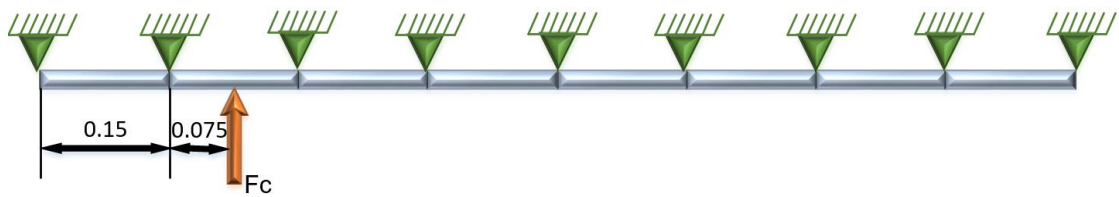


Figura 1.15 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y

- **Grado de indeterminación**

$$G. I. = R - 3 \quad (17)$$

Donde:

R = Número de reacciones en los apoyos.

Resolviendo

$$G. I. = 18 - 3 = 15$$

La viga es 15 veces hiperestática.

- **Carga móvil**

Considerando que la carga es móvil y puntual, para determinar el punto crítico o donde se dé el momento flector máximo, para consideraciones de diseño se realizará los cálculos en varios puntos (X varia) el punto inicial de cálculo se muestra en la figura 1.16.

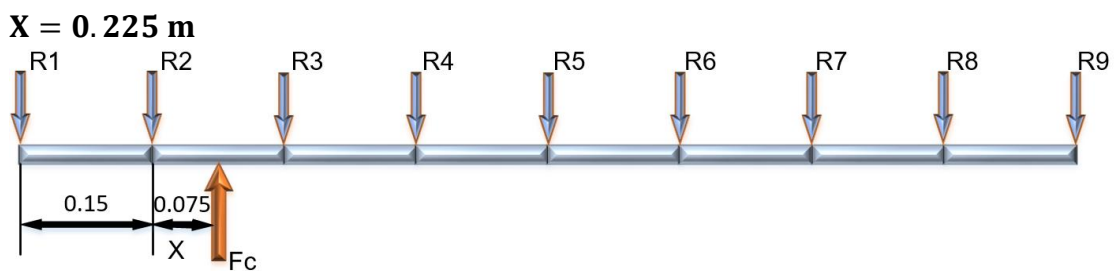


Figura 1.16 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y

➤ **Método de los tres momentos**

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 = -\frac{6A_1a_1}{L_1} - \frac{6A_2a_2}{L_2} \quad (18)$$

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1 \quad (19)$$

* Las ecuaciones de α vienen dadas en el anexo A8

Tramo 1-2-3

En el proceso del método de los tres momentos, la viga se la divide en tramos, separados por los apoyos, en este caso existen 8 tramos. Para el análisis se realizan los cálculos por en pares de tramos 1 y 2 como se muestra en la figura 1.17 en orden desde el primero hasta el último, figura 1.16.

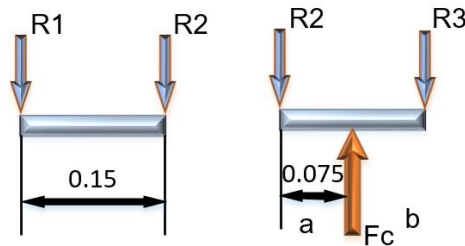


Figura 1.17 Fuerzas que actúan sobre los tramos 1-2 y 2-3

Remplazando

$$(0) * 0.15 + 2M_2(0.15 + 0.15) + M_3 * 0.15 = -6 \frac{Pab}{6L} (a + L) - 0$$

$$0.6M_2 + M_3 * 0.15 = -0 - 6 \frac{(2744.87)(0.075)(0.075)}{6 * 0.15} (0.075 + 0.15)$$

$$0.6M_2 + M_3 * 0.15 = -23.16$$

$$M_2 = -38.599 - 0.25M_3$$

Tramo 2-3-4

En el proceso para obtener el momento máximo mediante el método de los tres momentos, se lleva a cabo el análisis en los tramos 2 y 3 como se muestra en la figura 1.18.

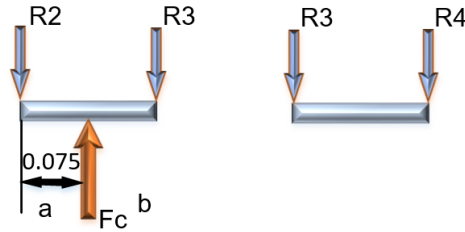


Figura 1.18 Fuerzas que actúan sobre los tramos 2-3 y 3-4

$$M_2L_2 + 2M_3(L_3 + L_2) + M_4L_3 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

Remplazando

$$(M_2) * 0.15 + 2M_3(0.15 + 0.15) + (M_4)0.15 = -0 - 6 \frac{Pab}{6L} (b + L)$$

$$0.15M_2 + 0.6M_3 = -6 \frac{(2744.87)(0.075)(0.075)}{6 * 0.15} (0.075 + 0.15) - 0$$

$$0.15M_2 + 0.6M_3 + 0.15M_4 = -23.16$$

Tramo 3-4-5

$$M_3L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5L_4 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

$$(M_3) * 0.15 + 2M_4(0.15 + 0.15) + M_50.15 = -0 - 0$$

$$0.15M_3 + 0.6M_4 + 0.15M_5 = 0$$

Tramo 4-5-6

$$M_4L_4 + 2M_5(L_4 + L_5) + M_6L_5 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

$$(M_4) * 0.15 + 2M_5(0.15 + 0.15) + M_6 0.15 = -0 - 0$$

$$0.15M_4 + 0.6M_5 + 0.15M_6 = 0$$

Tramo 5-6-7

$$M_5 L_5 + 2M_6(L_5 + L_6) + M_7 L_6 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

$$(M_5) * 0.15 + 2M_6(0.15 + 0.15) + M_7 0.15 = -0 - 0$$

$$0.15M_5 + 0.6M_6 + 0.15M_7 = 0$$

Tramo 6-7-8

$$M_6 L_6 + 2M_7(L_6 + L_7) + M_8 L_7 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

$$(M_6) * 0.15 + 2M_7(0.15 + 0.15) + M_8 0.15 = -0 - 0$$

$$0.15M_6 + 0.6M_7 + 0.15M_8 = 0$$

Tramo 7-8-9

$$M_7 L_7 + 2M_8(L_7 + L_8) + M_9 L_8 = -6\alpha_2 - 6\alpha_1$$

$$(M_7) * 0.15 + 2M_8(0.15 + 0.15) + (0)0.15 = -0 - 0$$

$$0.15M_7 + 0.6M_8 = 0$$

Remplazando para determinar los momentos

Tabla 7. Resultados de los momentos de la cuchilla

Tramo	Momento	Resultado
1-2-3	$M_2 = -30.268 \text{ Kgfm}$	$M_2 = -30.268 \text{ Kgfm}$
2-3-4	$M_3 = -41.371 - \frac{780}{2911} M_3$	$M_3 = -33.261 \text{ Kgfm}$
3-4-5	$M_4 = -\frac{209}{780} M_3$	$M_4 = 8.912 \text{ Kgfm}$

4-5-6	$M_5 = -\frac{56}{209}M_4$	$M_5 = -2.388 \text{ Kgfm}$
5-6-7	$M_6 = -\frac{15}{56}M_5$	$M_6 = 0.639 \text{ Kgfm}$
6-7-8	$M_7 = -\frac{4}{15}M_6$	$M_7 = -0.17 \text{ Kgfm}$
7-8-9	$M_8 = -0.25M_7$	$M_8 = 0.042 \text{ Kgfm}$

- **Cálculo de las reacciones**

Tramo 1-2

El cálculo de las reacciones en el método de los tres momentos, se da dividiendo la viga en tramos de uno en uno, en la reacción donde se divide el tramo se genera la reacción V_2 si es al final (figura 1.19) y la versión V_2' (figura 1.20) si es al inicio del tramo y se le añadirá los momentos anteriormente calculados para cada punto como se ve en la figura 1.19. Para obtener la reacción final R_2 se llevará a cabo la suma de estas reacciones generadas (V_2+V_2').

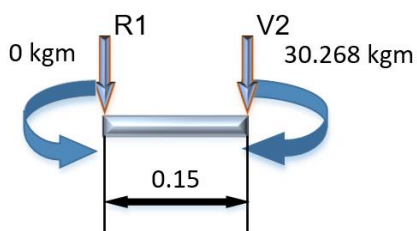


Figura 1.19 Tramo 1 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0 \quad (18)$$

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0 \quad (19)$$

$$-R_1 - V_2 = 0$$

$$R_1 = -V_2$$

$$+\cup \Sigma M_1 = 0$$

$$V2 = -201.786 \text{ Kgf}$$

$$-30.268 - V2 * 0.15 = 0$$

Tramo 2-3

Tramo 2 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones $V2'$ y $V3$ mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.20.

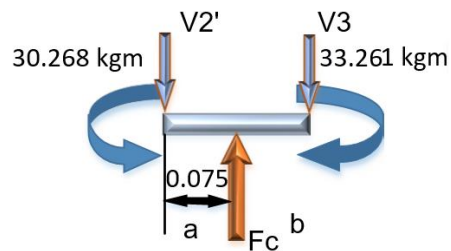


Figura 1.20 Tramo 2 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V2' + Fc - V3 = 0$$

$$V2' = 2744.87 - V3$$

$$+\cup \Sigma M2 = 0$$

$$30.268 + 2744.87 * 0.075 - V3 * 0.15 - 33.261 = 0$$

$$30.268 + 2744.87 * 0.075 - V3 * 0.15 - 30.88 = 0$$

$$V3 = 1352.481667 \text{ kgf}$$

Tramo 3-4

Tramo 3 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones $V3'$ y $V4$ mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.21.

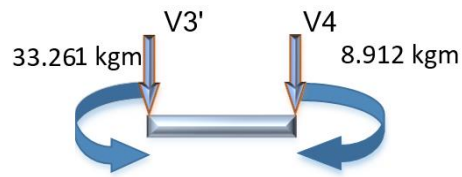


Figura 1.21 Tramo 3 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V3' - V4 = 0$$

$$V4 = -V3'$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M3 = 0$$

$$33.261 - V4 * 0.15 - 8.912 = 0$$

$$V4 = 162.327 \text{ Kgf}$$

Tramo 4-5

Tramo 4 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones $V4'$ y $V5$ mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.22.

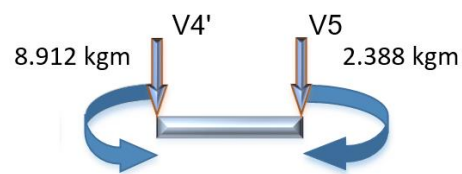


Figura 1.22 Tramo 4 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V4' - V5 = 0$$

$$V5 = -V4'$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M4 = 0$$

$$8.912 - V5 * 0.15 - 2.388 = 0$$

$$V5 = 43.493 \text{ Kgf}$$

Tramo 5-6

Tramo 5 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones $V5'$ y $V6$ mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.23.

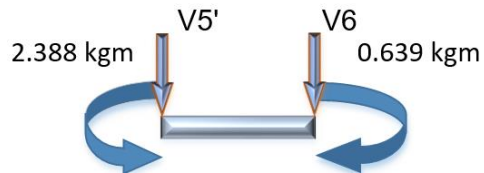


Figura 1.23 Tramo 5 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V5' - V6 = 0$$

$$V6 = -V5'$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M5 = 0$$

$$2.388 - V6 * 0.15 - 0.639 = 0$$

$$V6 = 11.66 \text{ Kgf}$$

Tramo 6-7

Tramo 6 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones $V6'$ y $V7$ mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.24.

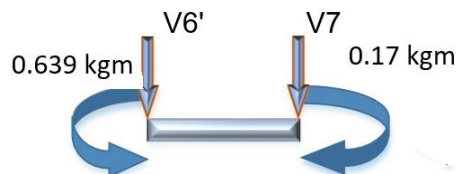


Figura 1.24 Tramo 6 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V6' - V7 = 0$$

$$V7 = -V6'$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M6 = 0$$

$$0.639 - V7 * 0.15 - 0.17 = 0$$

$$V7 = 3.126 \text{ Kgf}$$

Tramo 7-8

Tramo 7 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones V7' y V8 mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.25.

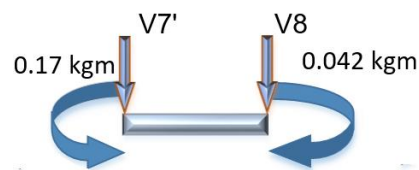


Figura 1.25 Tramo 7 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V7' - V8 = 0$$

$$V8 = -V7'$$

$$+\circlearrowleft \Sigma M7 = 0$$

$$V8 = 0.853 \text{ Kgf}$$

$$0.17 - V8 * 0.15 - 0.042 = 0$$

Tramo 8-9

Tramo 8 para llevar a cabo el cálculo de las reacciones V8' y R9 mediante la suma de momentos y fuerzas, será como el que se muestra en la figura 1.26.

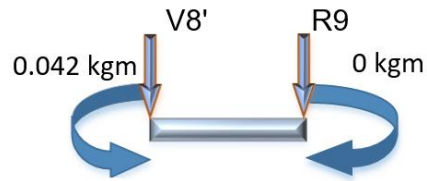


Figura 1.26 Tramo 8 de la viga analizada

$$+\uparrow \Sigma Fy = 0$$

$$-V8' - R9 = 0$$

$$R9 = -V8'$$

$$+\curvearrowright \Sigma M7 = 0$$

$$0.042 - R9 * 0.15 = 0$$

$$R9 = 0.28 \text{ Kgf}$$

Resultados

Tabla 8. Resultados de las reacciones de la cuchilla

Número de apoyo	Vector	Reacción
1	R1 = 201.786 Kgf	R1 = 201.786 Kgf
2	V2 = -201.786 Kgf	R2 = 1190.602 Kgf
	V2' = 1392.388 Kgf	
3	V3 = 1352.4816 Kgf	R3 = 1190.1546 Kgf
	V3' = -162.327 Kgf	
4	V4 = 162.327 Kgf	R4 = 118.834 Kgf
	V4' = -43.493 Kgf	
5	V5 = 43.493 Kgf	R5 = 31.833 Kgf
	V5' = -11.66 Kgf	
6	V6 = 11.66 Kgf	R6 = 8.534 Kgf
	V6' = -3.126 Kgf	
7	V7 = 3.126 Kgf	R7 = 2.273 Kgf
	V7' = -0.853 Kgf	
8	V8 = 0.853 Kgf	R8 = 0.573 Kgf
	V8' = -0.28 Kgf	
9	R9 = 0.28 Kgf	R9 = 0.28 Kgf

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones tabla 7 y momentos tabla 8, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.27.

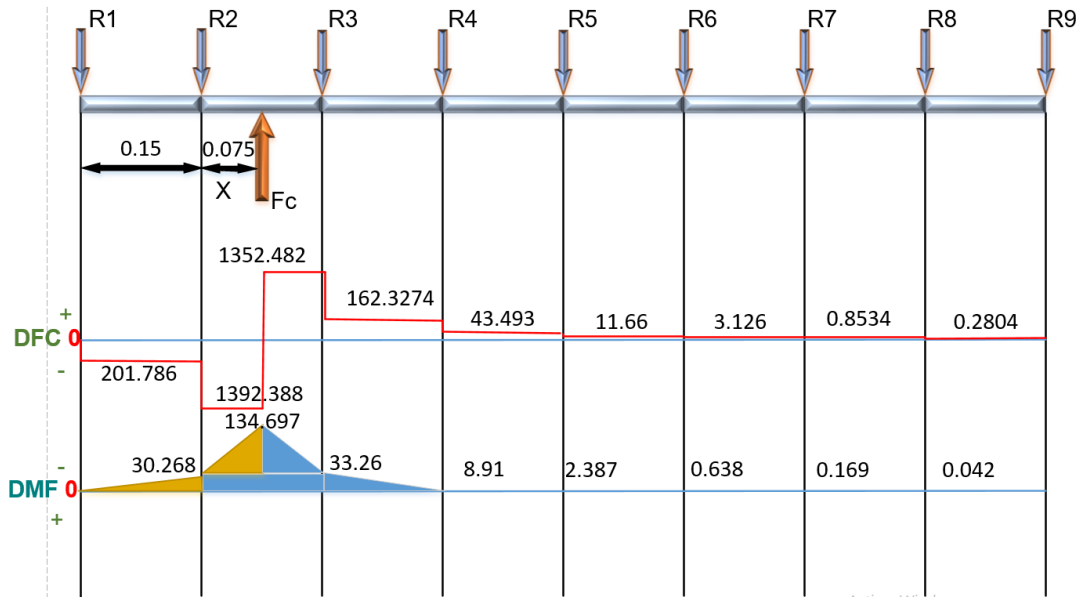


Figura 1.27 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

➤ **Segunda ubicación de la fuerza**

Para determinar el punto crítico o donde se dé el momento flector máximo, para consideraciones de diseño se realizará los cálculos en varios puntos (X) el siguiente punto de cálculo se muestra en la figura 1.28.

X = 0.17 m

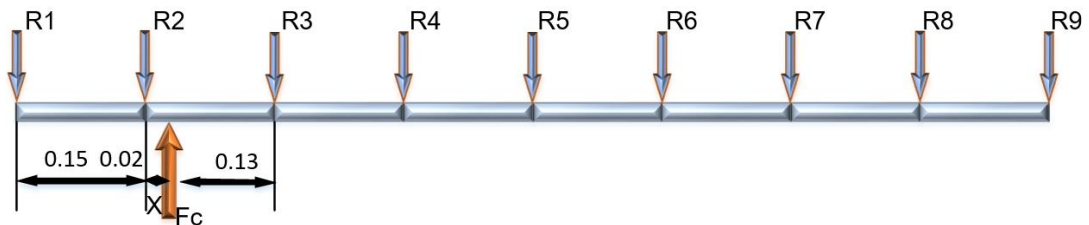


Figura 1.28 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Y

Para determinar el valor de las reacciones, los momentos en cada apoyo y por ende el momento máximo se aplicará el método de los tres momentos, descrito en la sección 1.2.1.3 y se presentan los siguientes resultados, tabla 9 y 10.

Tabla 9. Resultados de los momentos de la cuchilla

Tramo	Momento	Resultado
1-2-3	$M_2 = -8.072 \text{ Kgfm}$	$M_2 = -8.072 \text{ Kgfm}$
2-3-4	$M_3 = -23.794 - \frac{780}{2911}M_2$	$M_3 = -21.631 \text{ Kgfm}$
3-4-5	$M_4 = -\frac{209}{780}M_3$	$M_4 = 5.796 \text{ Kgfm}$
4-5-6	$M_5 = -\frac{56}{209}M_4$	$M_5 = -1.55 \text{ Kgfm}$
5-6-7	$M_6 = -\frac{15}{56}M_5$	$M_6 = 0.416 \text{ Kgfm}$
6-7-8	$M_7 = -\frac{4}{15}M_6$	$M_7 = -0.11 \text{ Kgfm}$
7-8-9	$M_8 = -0.25M_7$	$M_8 = 0.027 \text{ Kgfm}$

Tabla 10. Resultados de las reacciones de la cuchilla

Número de apoyo	Vector	Reacción
1	$R1 = 53.81 \text{ Kgf}$	$R1 = 53.81 \text{ Kgf}$
2	$V2 = -53.81 \text{ Kgf}$	$R2 = 2415.47 \text{ Kgf}$
	$V2' = 2469.28 \text{ Kgf}$	
3	$V3 = 275.589 \text{ Kgf}$	$R3 = 170.023 \text{ Kgf}$
	$V3' = -105.566 \text{ Kgf}$	
4	$V4 = 105.566 \text{ Kgf}$	$R4 = 77.2594 \text{ Kgf}$
	$V4' = -28.3066 \text{ Kgf}$	
5	$V5 = 28.3066 \text{ Kgf}$	$R5 = 20.74 \text{ Kgf}$
	$V5' = -7.56 \text{ Kgf}$	
6	$V6 = 7.56 \text{ Kgf}$	$R6 = 5.52 \text{ Kgf}$
	$V6' = -2.04 \text{ Kgf}$	
7	$V7 = 2.04 \text{ Kgf}$	$R7 = 1.487 \text{ Kgf}$
	$V7' = -0.553 \text{ Kgf}$	
8	$V8 = 0.553 \text{ Kgf}$	$R8 = 0.373 \text{ Kgf}$
	$V8' = -0.18 \text{ Kgf}$	
9	$R9 = 0.18 \text{ Kgf}$	$R9 = 0.18 \text{ Kgf}$

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones tabla 9 y momentos tabla 10, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.29.

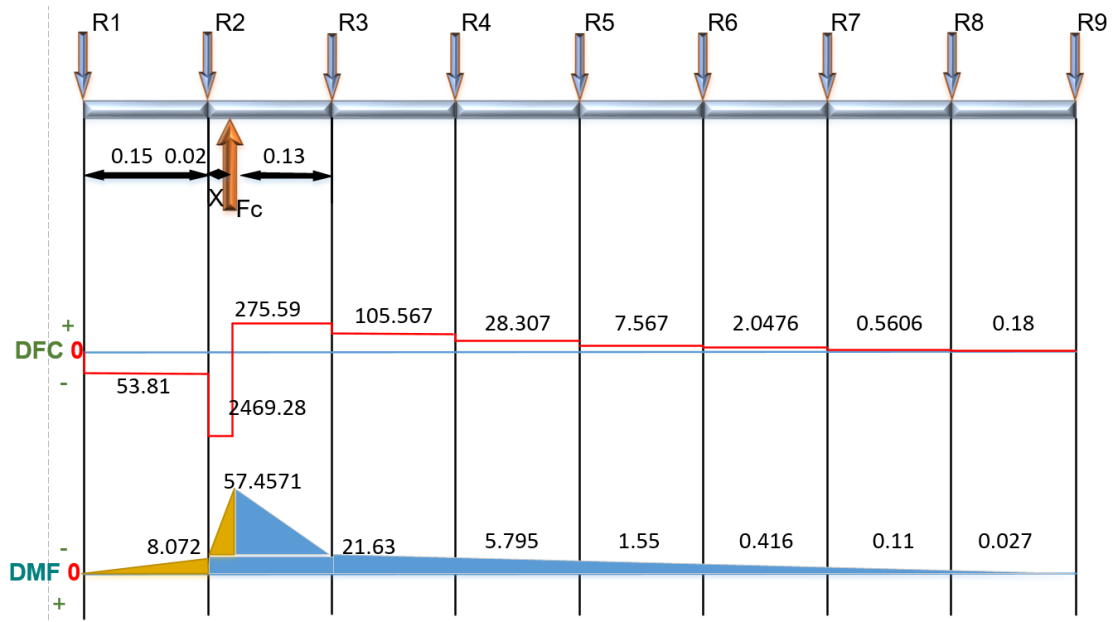


Figura 1.29 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

➤ **Plano X-Z**

En el plano X-Z las fuerzas y reacciones que actúan sobre la cuchilla (ver figura 1.30) son:

$F_h = 686.217$ kgf es la fuerza móvil producida por la reacción en el eje Z al momento de cortar la plancha del metal, ver figura 1.9.

$R = 9$ Son los apoyos que se producen por los tornillos en el eje Z, figura 1.30.

$X = 0.225$ en este plano se considera esta distancia, porque en el plano anterior fue el punto del momento máximo.

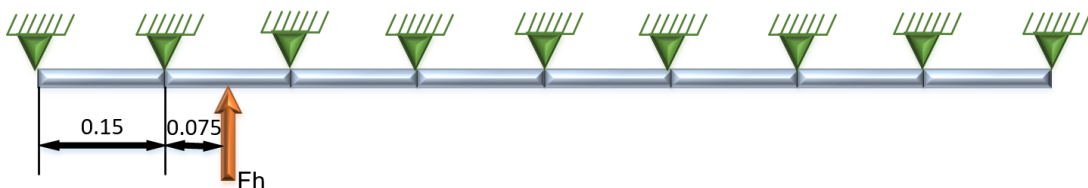


Figura 1.30 Fuerzas que actúan sobre la cuchilla, plano X-Z

Para determinar el valor de las reacciones, los momentos en cada apoyo y por ende el momento máximo se aplicará el método de los tres momentos, descrito en la sección 1.2.1.3 y se presentan los siguientes resultados, tabla 11 y 12.

Tabla 11. Resultados de los momentos de la cuchilla

Tramo	Momento	Resultado
1-2-3	$M_2 = -7.571 \text{ Kgfm}$	$M_2 = -7.571 \text{ Kgfm}$
2-3-4	$M_3 = -10.343 - \frac{780}{2911} M_2$	$M_3 = -8.314 \text{ Kgfm}$
3-4-5	$M_4 = -\frac{209}{780} M_3$	$M_4 = 2.228 \text{ Kgfm}$
4-5-6	$M_5 = -\frac{56}{209} M_4$	$M_5 = -0.597 \text{ Kgfm}$
5-6-7	$M_6 = -\frac{15}{56} M_5$	$M_6 = 0.16 \text{ Kgfm}$
6-7-8	$M_7 = -\frac{4}{15} M_6$	$M_7 = -0.042 \text{ Kgfm}$
7-8-9	$M_8 = -0.25 M_7$	$M_8 = 0.01 \text{ Kgfm}$

Tabla 12. Resultados de las reacciones de la cuchilla

Número de apoyo	Vector	Reacción
1	$R1 = 50.473 \text{ Kgf}$	$R1 = 50.473 \text{ Kgf}$
2	$V2 = -50.473 \text{ Kgf}$	$R2 = 297.589 \text{ Kgf}$
	$V2' = 348.062 \text{ Kgf}$	
3	$V3 = 338.155 \text{ Kgf}$	$R3 = 297.582 \text{ Kgf}$
	$V3' = -40.573 \text{ Kgf}$	
4	$V4 = 40.573 \text{ Kgf}$	$R4 = 29.7 \text{ Kgf}$
	$V4' = -10.873 \text{ Kgf}$	
5	$V5 = 10.873 \text{ Kgf}$	$R5 = 7.96 \text{ Kgf}$
	$V5' = -2.913 \text{ Kgf}$	
6	$V6 = 2.913 \text{ Kgf}$	$R6 = 2.127 \text{ Kgf}$
	$V6' = -0.786 \text{ Kgf}$	
7	$V7 = 0.786 \text{ Kgf}$	$R7 = 0.573 \text{ Kgf}$
	$V7' = -0.213 \text{ Kgf}$	
8	$V8 = 0.213 \text{ Kgf}$	$R8 = 0.146 \text{ Kgf}$
	$V8' = -0.067 \text{ Kgf}$	
9	$R9 = 0.067 \text{ Kgf}$	$R9 = 0.067 \text{ Kgf}$

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones tabla 11 y momentos tabla 12, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.31.

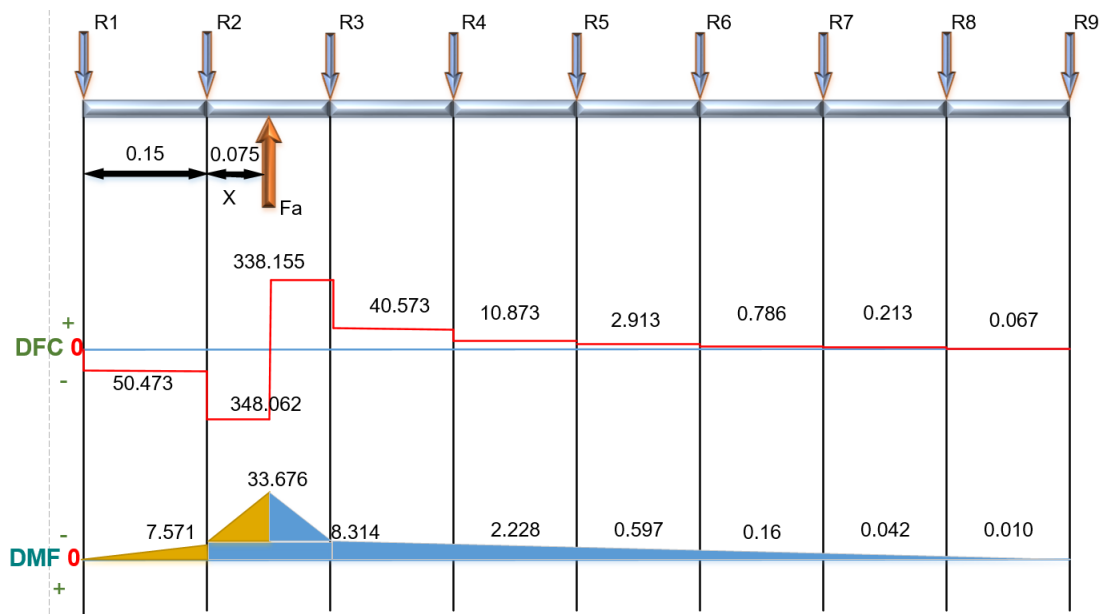


Figura 1.31 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

- **Obtención del momento máximo total**

Para este proceso lo primero es determinar el punto donde se lleve a cabo el momento máximo en la viga, ya identificado y considerando los planos analizados, se utiliza la siguiente ecuación.

$$\| M \| = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (20)$$

$$\| M \| = \sqrt{134.697^2 + 33.676^2} = 138.843 \text{ Kgfm}$$

➤ **Tensión admisible**

La tensión admisible para una viga de sección rectangular es:

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y \quad (21)$$

Donde:

σ_{ADM} : tensión admisible.

S_y : resistencia la fluencia.

$S_y = 1200 \text{ Mpa} = 122\,365\,944 \text{ Kgf/m}^2$ Acero K100; DIN 12080.

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y$$

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * 1200 \text{ MPa} = 720 \text{ MPa} = 73419566 \text{ Kgf/m}^2$$

Entonces un buen diseño viene dado por:

$$\sigma_{ADM} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S} \quad (22)$$

Donde:

$S = I/c$: Módulo de sección.

c : Eje neutro (secciones diferentes a cuadros o rectángulos).

M : Momento máximo.

$\frac{Mc}{I}$: Secciones diferentes a cuadros o rectángulos.

$\frac{M}{S}$: Secciones como cuadros o rectángulos.

$$\sigma_{ADM} = 73419566 \text{ Kgf/m}^2 \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$\sigma_{ADM} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad \sigma_{ADM} \geq \frac{M}{S}$$

$$73419566 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad 73419566 \text{ Kgf/m}^2 \geq \frac{M}{S}$$

Rectángulo.

$$\sigma_{ADM} \geq \frac{M}{S} ; S = \frac{M}{\sigma_{ADM}}$$

$$73419566 \text{ Kgf/m}^2 \geq \frac{M}{S} ; S = \frac{M}{73419566 \text{ Kgf/m}^2}$$

Resolviendo.

$$73419566 \text{ Kgf/m}^2 \geq \frac{M}{S}$$

$$S \geq \frac{138.843 \text{ Kgf}\cdot\text{m}}{73419566 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}} ; S \geq 1.891 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

Como se trata de una sección rectangular como se puede ver en la figura 1.32, se asumen valores (recomendados) [21].

Tabla 13. Dimensiones para la herramienta de corte [25]

h = 50 mm	Dimensiones recomendadas por aceros Böhler [18] , con capacidad máxima de corte 4 mm. anexo A7.
b = 10 mm	

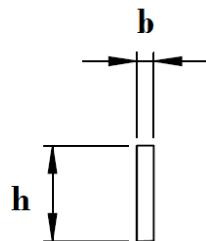


Figura 1.32 Sección transversal rectangular

Módulo de sección Z en sección rectangular:

$$Z = \frac{b * h^2}{6} \tag{23}$$

$$Z = \frac{0.01 * 0.05^2}{6} = 4.1667 * 10^{-6} \text{ m}^3$$

Resistencia del material a la tracción.

$$M = R * Z \quad \text{o}; \quad M = \sigma * Z \quad (24)$$

Despejando y resolviendo en función de la resistencia del material

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$
$$\sigma = \frac{138.843 \text{ Kgfm}}{4.1667 * 10^{-6} \text{ m}^3} = 33322032.8 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

Comprobación

$$73419566 \text{ Kgf/m}^2 \geq 33322032.8 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

El cumplimiento de la desigualdad, demuestra que las dimensiones impuestas para la viga o porta cuchilla, Soportaran las fuerzas aplicadas.

a) Factor de seguridad

$$\sigma = \frac{S_y}{n} ; n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (25)$$
$$n = \frac{122\,365\,944 \text{ Kgf/m}^2}{33322032.8 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}} = 3.672$$

1.2.2 Construir la estructura de una cortadora de láminas de acero del tipo guillotina hidráulica

En esta sección se llevará a cabo el diseño de las partes constitutivas de la estructura: porta cuchillas superior e inferior, ejes, mesa, columnas, vigas.

1.2.2.1 Porta-cuchilla superior

Las hojas de corte (cuchillas) estarán colocadas en una especie de mango o porta cuchillas como se puede observar en la siguiente figura 1.53, se supondrá una estructura de una viga con dos apoyos que serán los cilindros hidráulicos, además de considerar la carga móvil y un momento ubicado en el centro de la viga, este momento, viene dado por el mecanismo de soporte de la porta cuchilla que tiene como finalidad mantener el ángulo de inclinación de la porta-cuchilla y de igualar las fuerzas que generan los actuadores, su valor viene dado por $M = F_c * (0.65 - d)$, donde d es la distancia entre la fuerza de corte y el inicio de la cuchilla. Se determina el método para realizar el cálculo, con el grado de indeterminación como en la sección 1.2.1.3.

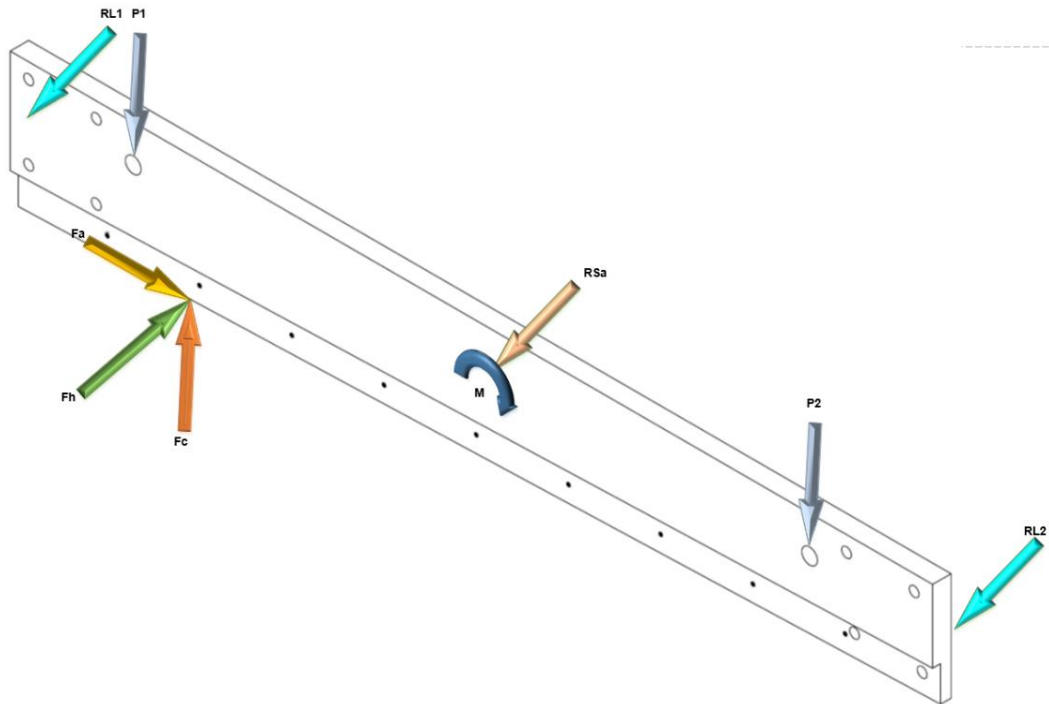


Figura 1.33 Porta-cuchilla superior

➤ Método de corte o secciones

- Análisis en el plano X-Y

Debido a que se trata de una carga F (fuerza de corte) móvil se analizará la viga con F en tres posiciones: $d = 0 \text{ m}$; $d = 0.65 \text{ m}$; $d = 0.925 \text{ m}$, en la figura 1.34 se muestra la primera posición de F .

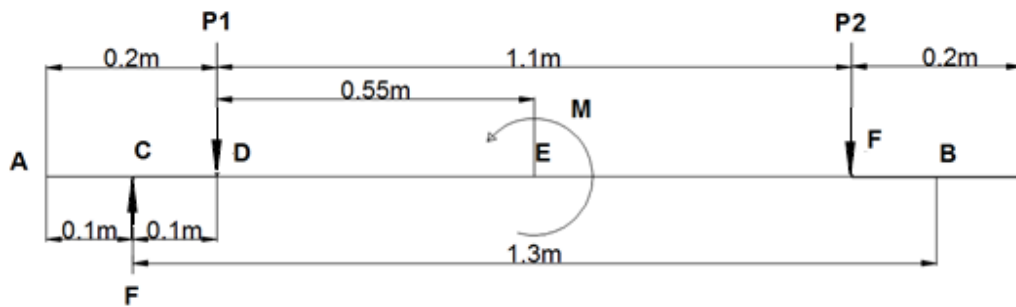


Figura 1.34 Cargas que soporta la porta cuchilla superior en el plano X-Y

Datos

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf}$$

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

$$M = (0.65 \text{ m} - 0 \text{ mm}) * 2744.87 \text{ kgf} = 1784.1655 \text{ kgfm}$$

$$P1 = ?$$

$$P2 = ?$$

- Cálculo de las reacciones

Sumatoria de fuerzas

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$F_c - P1 - P2 = 0$$

$$F_c - P1 = P2 \quad ; \quad P1 = F_c - P2$$

Sumatoria de momentos

$$+\uparrow \Sigma MD = 0$$

$$-F_c * 0.1 \text{ m} + M - P2 * 1.1 \text{ m} = 0$$

$$P2 = \frac{-F_c * 0.1 \text{ m} + M}{1.1 \text{ m}}$$

$$P2 = \frac{-F_c * 0.1 \text{ m} + F_c * (0.65 \text{ m} - 0)}{1.1 \text{ m}} = \frac{0.55 \text{ m} * F_c}{1.1 \text{ m}}$$

$$P2 = 0.5 * F_c = 0.5 * 2744.87 \text{ kgf} = 1372.435 \text{ kgf}$$

Resolviendo.

$$P1 = 2744.87 - 1372.435 = 1372.435 \text{ kgf}$$

- **Cálculo del momento máximo**

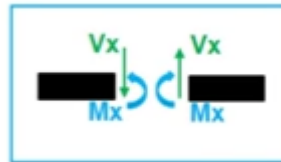


Figura 1.35 Convención de signos método de las secciones

Sección A-C

No Existen fuerzas o momentos por ende los resultados serán:

$$V(x) = 0 \tag{26}$$

$$M(x) = 0 \tag{27}$$

Sección A-D

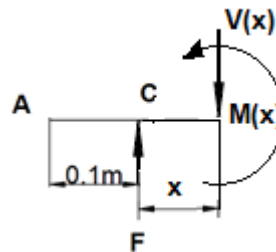


Figura 1.36 Corte de sección A-D

Sumatoria de Fuerzas

$$+\downarrow \Sigma Fy = 0$$

$$-F_c + V(x) = 0$$

$$V(x) = 2744.87 \text{ kgf}$$

Sumatoria de momentos

$$+\uparrow \Sigma Mx = 0$$

$$-F_c * x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 2744.87 \text{ kgf} * x$$

- **Evaluando**

X	0.0 m	0.1 m
M(x)	0	274.487

Sección A-E

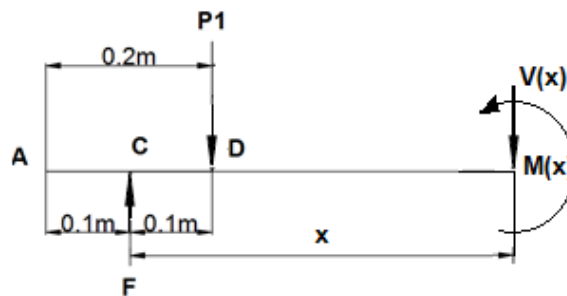


Figura 1.37 Corte de sección A-E

Sumatoria de Fuerzas

$$+\downarrow \Sigma Fy = 0$$

$$-F_c + P1 + V(x) = 0$$

$$V(x) = F_c - P1 = 1372.435 \text{ kgf}$$

Sumatoria de momentos

$$+\uparrow \Sigma Mx = 0$$

$$-F_c * (x) + P1 * (x - 0.1 \text{ m}) + M(x) = 0$$

$$M(x) = F_c * (x) - \frac{F_c}{2} * (x - 0.1 \text{ m})$$

$$M(x) = F_c * (x) - \frac{F_c}{2} * x + \frac{F_c}{2} * 0.1 \text{ m}$$

$$M(x) = \frac{2744.87 \text{ kgf}}{2} * (x) + \frac{0.1 \text{ m} * 2744.87 \text{ kgf}}{2}$$

• Evaluando

X	0.1 m	0.65 m
M(x)	274.487	1029.32625

Sección A-F

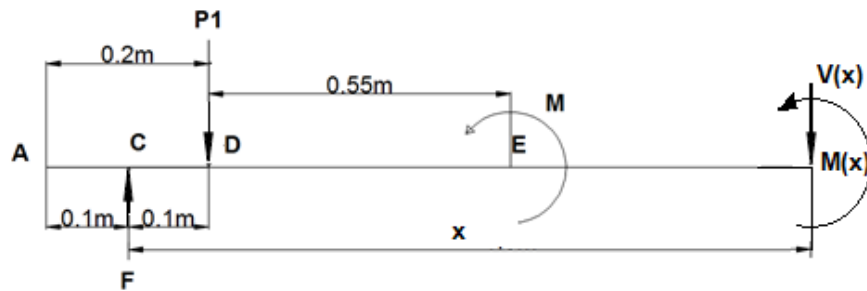


Figura 1.38 Corte de sección A-F

Sumatoria de Fuerzas

$$+\downarrow \Sigma Fy = 0$$

$$-F_c + P1 + V(x) = 0$$

$$V(x) = \frac{F_c}{2} = \frac{2744.87 \text{ kgf}}{2} = 1372.435 \text{ kgf}$$

Sumatoria de momentos

$$+\uparrow \Sigma MD = 0$$

$$-F_c * x + P1 * (x - 0.1 \text{ m}) + M + M(x) = 0$$

$$M(x) = F_c * x - \frac{F_c}{2} * x + \frac{F_c}{2} * 0.1 \text{ m} - F_c * 0.65 \text{ m}$$

$$M(x) = F_c * x - \frac{F_c}{2} * (x - 0.1 \text{ m}) - F_c * 0.65 \text{ m}$$

$$M(x) = \frac{F_c}{2} * x - F_c * 0.6 \text{ m} = \frac{2744.87 \text{ kgf}}{2} * x - 2744.87 \text{ kgf} * 0.6 \text{ m}$$

- **Evaluando**

X	0.65 m	1.2 m
M(x)	-754.8399	0

Sección A-B

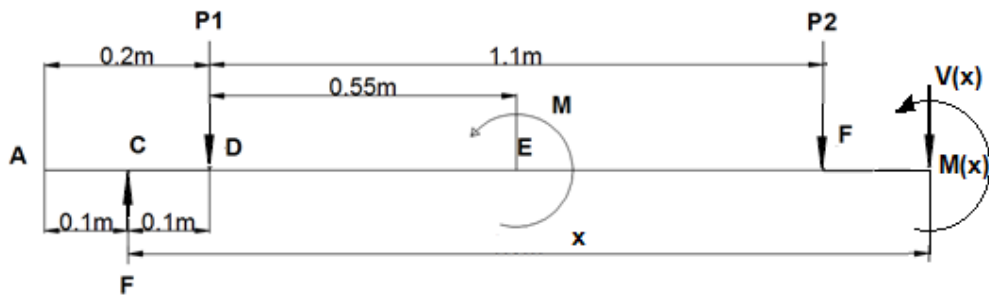


Figura 1.39 Corte de sección A-B

Sumatoria de Fuerzas

$$+\downarrow \Sigma Fy = 0$$

$$-F_c + P1 + P2 + V(x) = 0$$

$$V(x) = 0$$

Sumatoria de momentos

$$+\uparrow \Sigma MD = 0$$

$$-F_c * x + P1 * (x - 0.1 \text{ m}) + M + P2 * (x - 1.2 \text{ m}) + M(x) = 0$$

$$-F_c * x + P1 * x - P1 * 0.1 \text{ m} + M + P1 * x - P1 * 1.2 \text{ m} + M(x) = 0$$

$$-F_c * x + 2 * \frac{F_c}{2} * x + F_c * 0.65 \text{ m} - \frac{F_c}{2} * 1.3 \text{ m} + M(x) = 0$$

$$M(x) = 0$$

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.40.

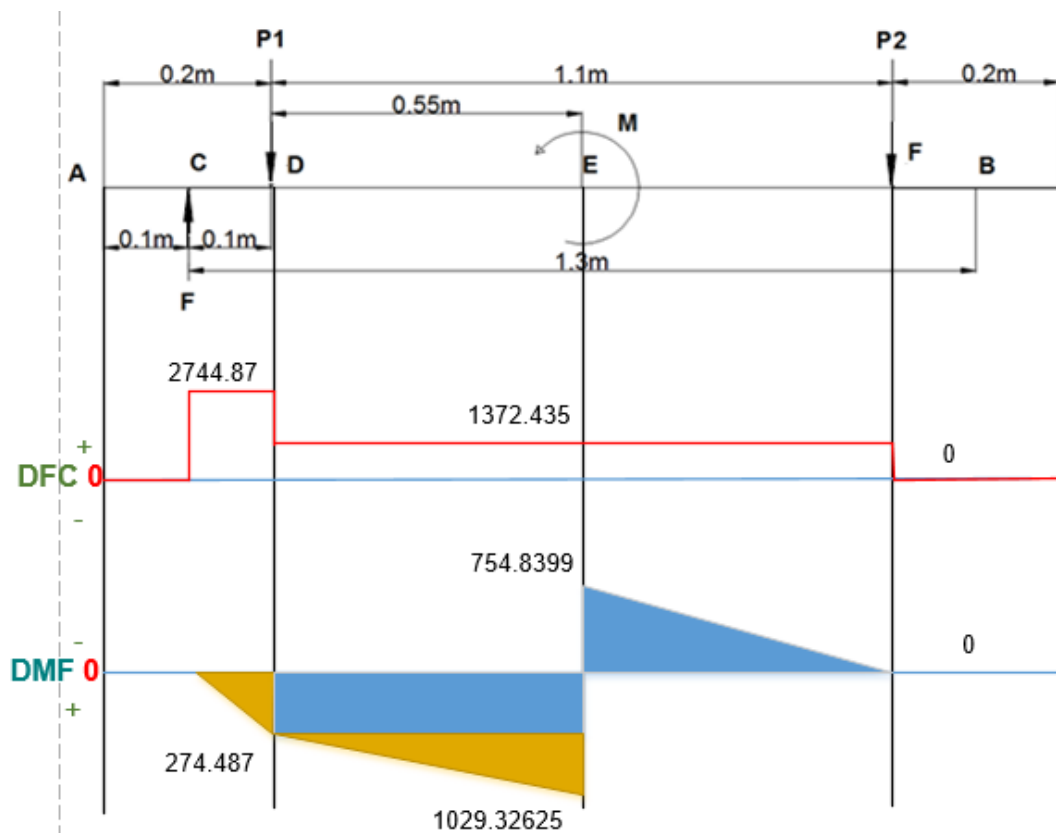


Figura 1.40 Diagrama de corte y momento flector

➤ Cálculos del momento máximo distancia $d = 0.65 \text{ m}$

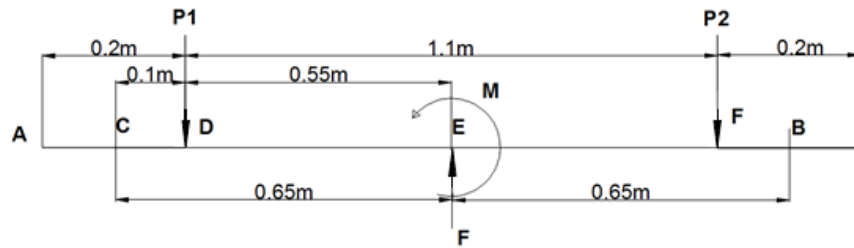


Figura 1.41 Esquema de la viga en el plano X-Y con F en el centro

Datos

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf.}$$

$$d = 0.65 \text{ m.}$$

$$M = (0.65 \text{ m} - 0.65 \text{ m}) * 2744.87 \text{ kgf} = 0.$$

Resultados

Para determinar las reacciones, los momentos y el momento máximo, con la fuerza colocada a $d = 0.65 \text{ m}$, se emplea el método de las secciones expuesto en la sección 1.2.2.1 y en las tablas 14 y 15 se muestran los resultados.

Tabla 14. Valor de las reacciones

Reacción	Valor
P1	1372.435 Kgf
P2	1372.435 Kgf

Tabla 15. Evaluación de los momentos

Sección	Reacción	Momento		
A-C	$V(x) = 0$	$M(x) = 0$		
A-D		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">0 m = 0</td> <td style="width: 50%;">0.1 m = 0</td> </tr> </table>	0 m = 0	0.1 m = 0
0 m = 0	0.1 m = 0			
A-E	$V(x) = -1372.435 \text{ kgf}$	$M(x) = -1372.435 \text{ kgf} * x + 1372.43 \text{ kgf} * 0.1 \text{ m}$		
		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">0.1 m = 0</td> <td style="width: 50%;">0.65 m = -754.839</td> </tr> </table>	0.1 m = 0	0.65 m = -754.839
0.1 m = 0	0.65 m = -754.839			
A-F	$V(x) = 1305.813 \text{ kgf}$	$M(x) = \frac{F_c}{2} * x - 0.6 * F_c$		
		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">0.65 m = -754.839</td> <td style="width: 50%;">1.2 m = 0</td> </tr> </table>	0.65 m = -754.839	1.2 m = 0
0.65 m = -754.839	1.2 m = 0			
A-B	$V(x) = 0$	$M(x) = 0$		
		<table border="1" style="width: 100%;"> <tr> <td style="width: 50%;">1.2 m = 0</td> <td style="width: 50%;">1.5 m = 0</td> </tr> </table>	1.2 m = 0	1.5 m = 0
1.2 m = 0	1.5 m = 0			

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.42.

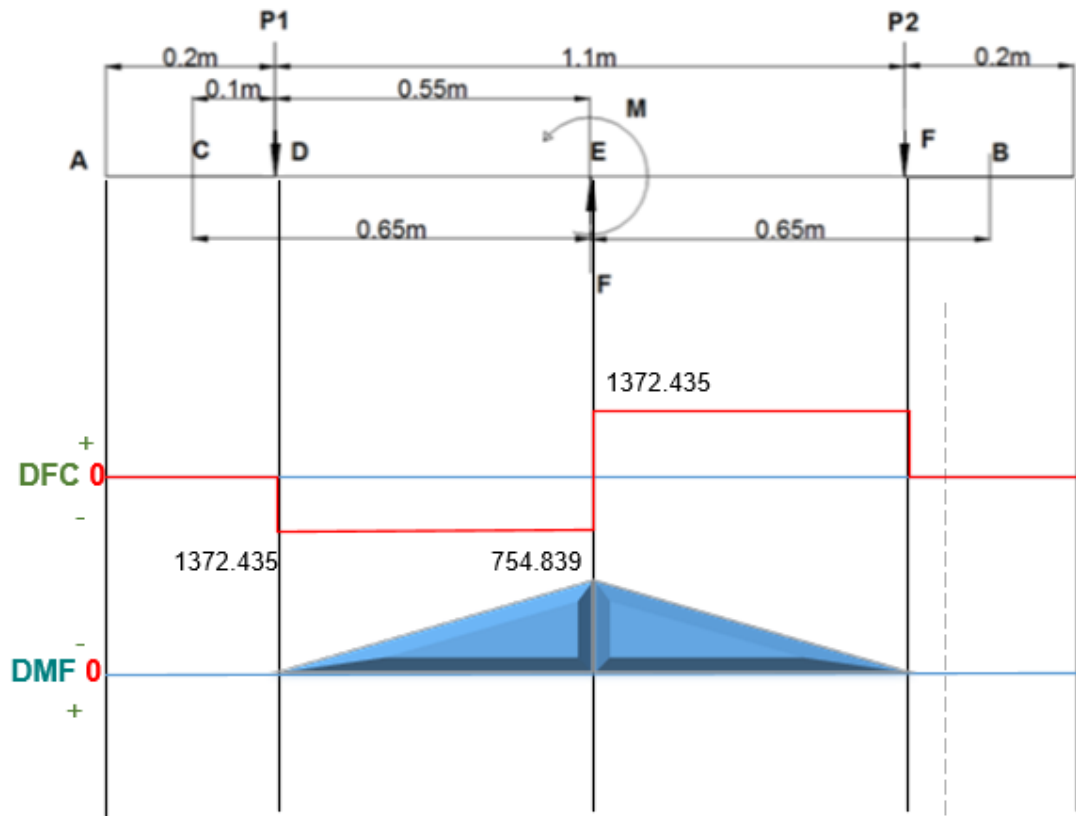


Figura 1.42 Diagrama de corte y momento flector

➤ **Cálculos del momento máximo distancia $d = 0.925$ m**

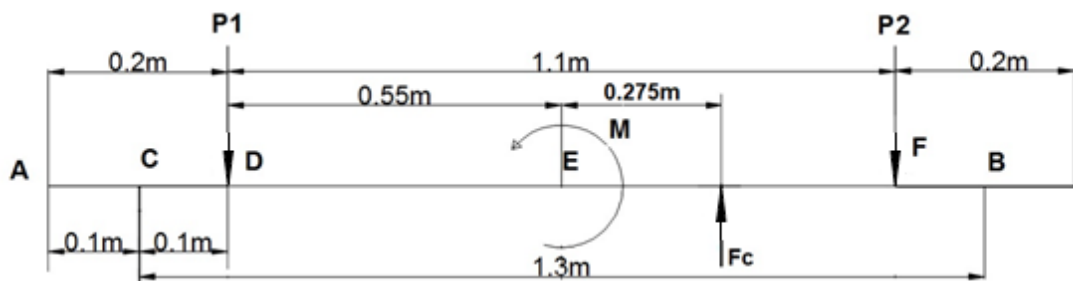


Figura 1.43 Esquema de la viga en el plano X-Y con F a 0.925 m

Datos

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf.}$$

$$d = 0.925 \text{ m.}$$

$$M = (0.65 \text{ m} - 0.925 \text{ m}) * 2744.87 \text{ kgf} = -754.839 \text{ kgfm.}$$

Resultados

Para determinar las reacciones, los momentos y el momento máximo, con la fuerza colocada a $d = 0.925 \text{ m}$, se emplea el método de las secciones expuesto en la sección 1.2.2.1 y en las tablas 16 y 17 se muestran los resultados.

Tabla 16. Valor de las reacciones

Reacción	Valor
P1	1372.435 Kgf
P2	1372.435 Kgf

Tabla 17. Evaluación de los momentos

Sección	Reacción	Momento
A-C	$V(x) = 0$	$M(x) = 0$
A-D		0 m = 0 0.1 m = 0
A-E	$V(x) = -1372.435 \text{ kgf}$	$M(x) = -1372.435 \text{ kgf} * x + 1372.435 \text{ kgf} * 0.1 \text{ m}$
		0.1 m = 0 0.65m = -754.839
A-Fc	$V(x) = 1372.435 \text{ kgf}$	$M(x) = 1372.435x - 892.08275$
		0.65 m = 0 0.925 m = 377.42
A-F	$V(x) = 1372.435 \text{ kgf}$	$M(x) = 1372.435x - 1646.922$
		0.925 m = 377.42 1.2 m = 0
A-B	$V(x) = 0$	$M(x) = 0$
		1.2 m = 0 1.5 m = 0

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.44.

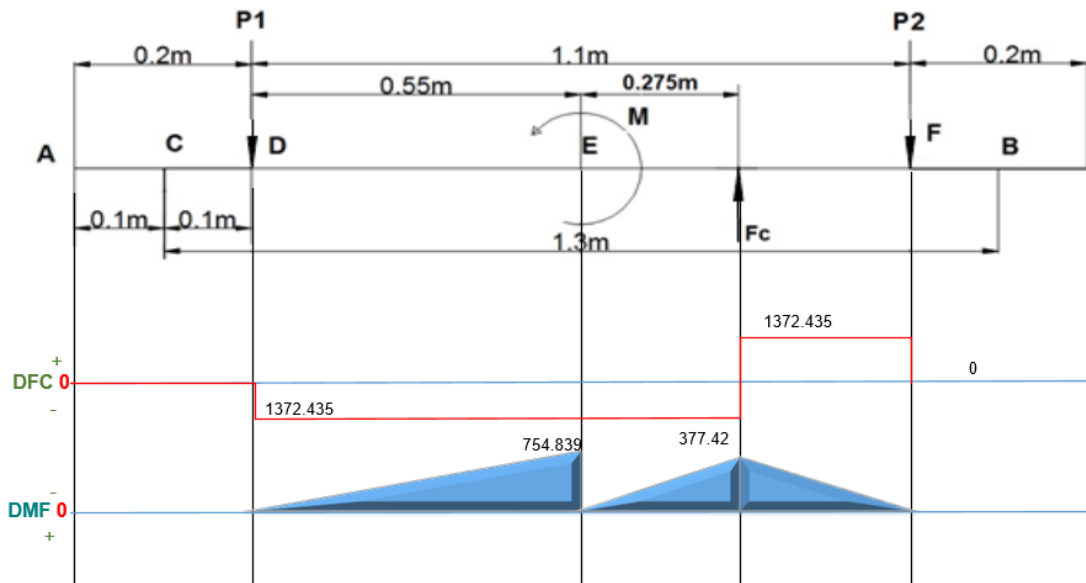


Figura 1.44 Diagrama de corte y momento flector

Luego de analizar la viga y moviendo la carga a lo largo de esta, se determinó que los momentos máximos se dan cuando la fuerza está en uno de los extremos y el momento máximo se encuentra en el centro de la viga.

$$M_{\max} = 1029.32625 \text{ kgfm}$$

➤ Análisis en el plano X-Z

En el plano X-Z las fuerzas y reacciones que actúan sobre la cuchilla (ver figura 1.45) son:

$F_h = 686.217 \text{ kgf}$ es la fuerza móvil producida por la reacción en el eje Z al momento de cortar la plancha del metal, ver figura 1.9.

$R = 3$ son los apoyos que se producen por los tornillos en el eje Z, figura 1.45.

$X = 0.10 \text{ m}$ en este plano se considera esta distancia, porque en el plano anterior fue el punto del momento máximo.

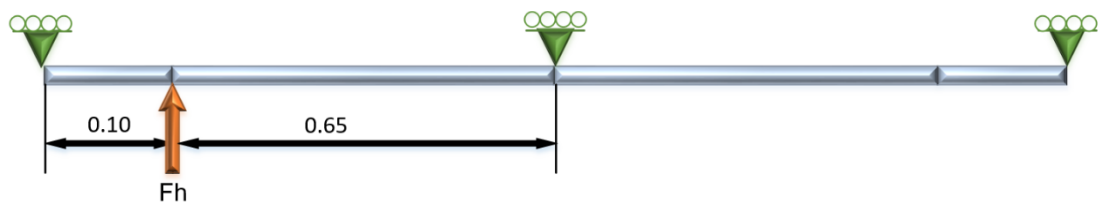


Figura 1.45 Esquema porta-cuchillas plano X-Z

Para determinar el valor de las reacciones, los momentos en cada apoyo y por ende el momento máximo se aplicará el método de los tres momentos, descrito en la sección 1.2.1.3 y se presentan los siguientes resultados, tabla 18 y 19.

Tabla 18. Resultados de los momentos de la porta-cuchilla

Tramo	Momento	Resultado
1-2-3	$M_2 = -16.85 \text{ kgfm}$	$M_2 = -16.85 \text{ kgfm}$

Tabla 19. Resultados de las reacciones de la porta-cuchilla

Número de apoyo	Vector	Reacción
1	$R1 = 617.188 \text{ Kgf}$	$R1 = 617.188 \text{ Kgf}$
2	$Vsa = 69.029 \text{ Kgf}$	$Rsa = 46.562 \text{ Kgf}$
	$Vsa' = -22.467 \text{ Kgf}$	
3	$R2 = 22.467 \text{ Kgf}$	$R2 = 22.467 \text{ Kgf}$

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.46.

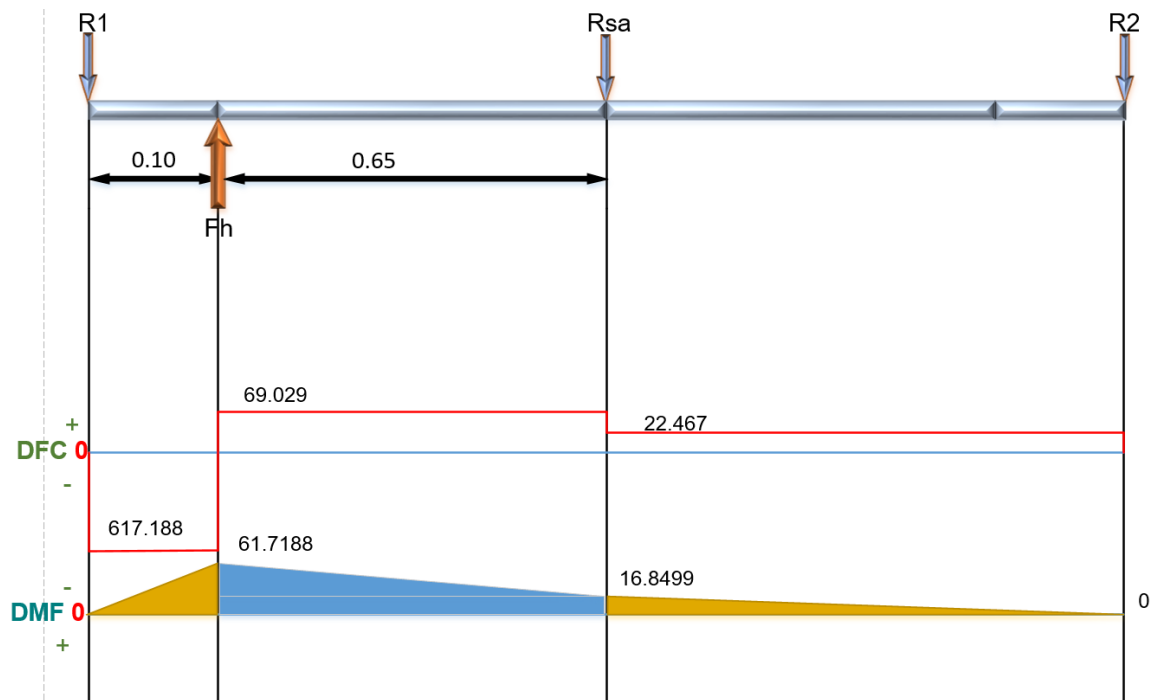


Figura 1.46 Diagrama de corte y momento flector

➤ **Obtención del momento máximo total**

Para este proceso lo primero es determinar el punto donde se lleve a cabo el momento máximo en la viga, ya identificado y considerando los planos analizados, se utiliza la siguiente ecuación.

$$\| M \| = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

$$\| M \| = \sqrt{1029.32625^2 + 16.8499^2} = 1029.454 \text{ Kgfm}$$

• **Cálculo de la porta cuchilla a flexión**

Datos

Material SAE 1020.

$$S_y = 2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 21.09 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}.$$

El tipo de sección que se escoge es una sección rectangular, para insertar la cuchilla en esta, ver figura 1.47.

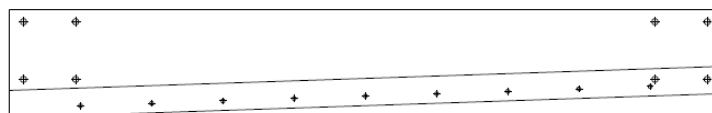


Figura 1.47 Forma de la porta cuchilla superior

• **Tensión admisible**

La tensión admisible para una viga de sección rectangular es:

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y$$

Resolviendo.

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * 2109.21 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Debe ocurrir constantemente.

$$\sigma_{ADM} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma \leq 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Entonces.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Sustituyendo valores en la expresión.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Resolviendo.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{1029.454 \text{ Kgf} \cdot \text{m} \cdot 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{S}$$
$$S \geq \frac{1029.454 \text{ Kgf} \cdot \text{m} \cdot 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \geq 81.346 \text{ cm}^3$$

- **Carrera mínima de la porta-cuchilla superior**

La forma de la porta-cuchilla está representada en la siguiente figura 1.48, para determinar la altura se consideran: el tipo de sujeción de los actuadores, la carrera que necesita para penetrar totalmente y las dimensiones de la cuchilla insertada.

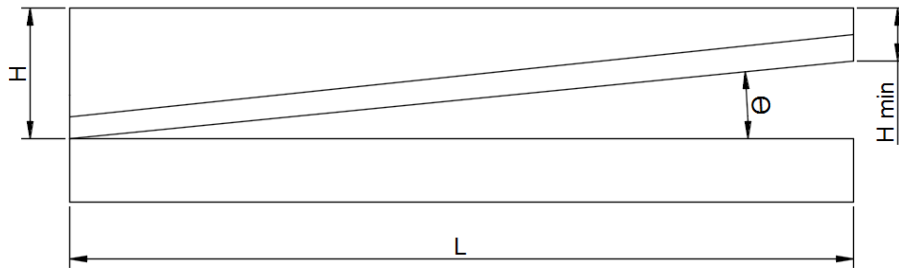


Figura 1.48 Esquema del corte por el método de cuchilla inclinada

$$C = h + L * \tan\theta \quad (28)$$

Donde:

C = Carrera mínima de la porta cuchilla superior.

h = Espesor de la lámina a cortar 1.4 mm.

$\theta = 2$ grados.

L = Longitud de la porta cuchilla.

Remplazando.

$$C = 1.4 \text{ mm} + 1500 \text{ mm} * \tan 2 = 53.78 \text{ mm}$$

$$C = 60 \text{ mm}$$

Consideraciones para dimensionar la porta cuchilla superior

- La cuchilla por diseño tiene un alto de 50 mm x 10 mm de espesor, esta va insertada en la porta cuchilla (tabla 13).
- Los actuadores (cilindros hidráulicos), sostienen a la porta cuchilla mediante pasadores, estos necesitan mínimo 12 cm.

Como se trata de una sección rectangular asumimos valores, tomando en cuenta lo anteriormente analizado:

$$H = 225 \text{ mm}; H \text{ min} = 170 \text{ mm}$$

$$b = 30 \text{ mm}$$

Módulo de sección Z (anexo A18) en sección rectangular:

$$Z = \frac{b * h^2}{6}$$

Resolviendo con H = 170 mm

$$Z = \frac{30 \text{ mm} * (170 \text{ mm})^2}{6} = 144500 \text{ mm}^3 = 144.5 \text{ cm}^3$$

Resistencia del material a la tracción.

$$M = R * Z \quad \text{o}; \quad M = \sigma * Z$$

Despejando y resolviendo en función de la resistencia del material

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{1029.454 \text{ Kgm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{144.5 \text{ cm}^3} = 712.4249 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 712.425 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comprobando la desigualdad anterior:

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

El cumplimiento de la desigualdad, demuestra que las dimensiones impuestas para la viga o porta cuchilla, Soportaran las fuerzas aplicadas.

- **Factor de seguridad**

$$\sigma = \frac{Sy}{n} ; n = \frac{Sy}{\sigma} = \frac{2109.21}{712.425} = 2.96$$

1.2.2.2 Diseño del sistema de apoyo de la porta-cuchilla superior

➤ Diseño del eje

Las fuerzas que actúan sobre el eje se muestran en la figura 1.49. Se determina el método para realizar el cálculo, con el grado de indeterminación como en la sección 1.2.1.3.

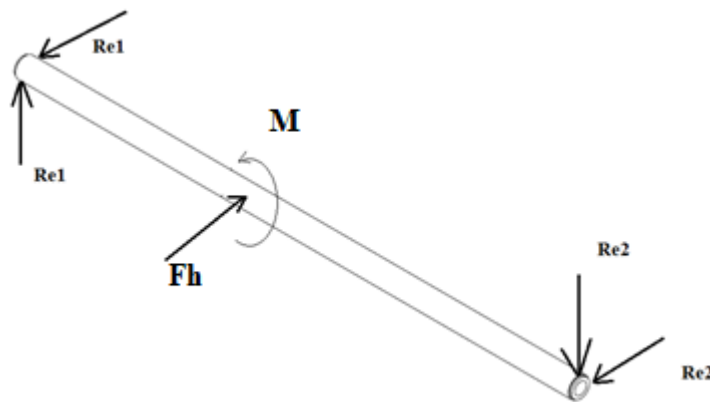


Figura 1.49 Fuerzas que actúan sobre el eje

- **Análisis en el plano X-Y**

Las fuerzas que actúan en este plano son las reacciones Re1 y Re2, que son productos del momento M, como se muestra en la figura 1.50, momento que tiene como función regular la porta-cuchilla superior para que mantenga el ángulo de corte.

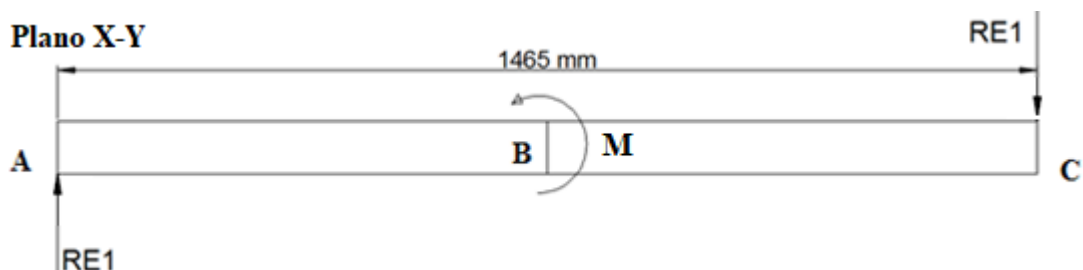


Figura 1.50 Fuerzas que actúan sobre el eje en el plano X-Y

Datos

$$M = 1029.32625 \text{ kgfm.}$$

$$L = 1.46 \text{ m.}$$

Sumatoria de fuerzas

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$RE1 - RE2 = 0$$

$$RE1 = RE2$$

Sumatoria de Momentos

$$+\uparrow \Sigma MA = 0$$

$$M - R2 * 1.465 \text{ m} = 0$$

$$R2 = \frac{1029.32625 \text{ kgfm}}{1.465 \text{ m}} = 702.612 \text{ kgf}$$

Remplazando.

$$RE1 = RE2 = 702.612 \text{ kgf}$$

Cálculo del momento máximo

En la figura 1.51 se muestra la convención de signos que se utilizarán.

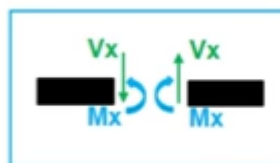


Figura 1.51 Convención de signos método de las secciones; Autor

Sección A-B

Para llevar a cabo el cálculo se precisa dividir la viga en secciones, en la figura 1.52 se muestra la primera.

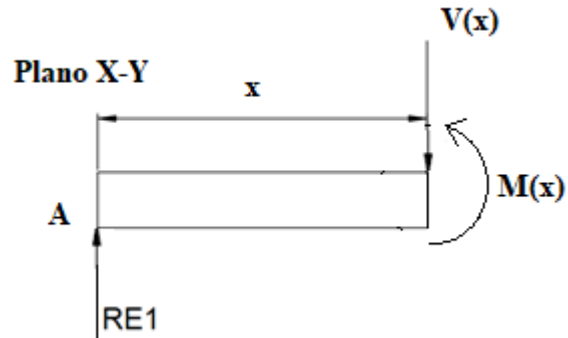


Figura 1.52 Sección A-B Eje; Autor

Sumatoria de fuerzas

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$+\downarrow \Sigma F_y = 0$$

$$V(x) - RE1 = 0$$

$$V(x) = 702.612 \text{ kgf}$$

Sumatoria de Momentos

$$+\uparrow \Sigma MA = 0$$

$$-RE1 * x + M(x) = 0$$

$$M(x) = 702.612 \text{ kgf} * x$$

• Evaluando

X m	0 m	0.732 m
M(x)	0	514.312

- **Sección A-C**

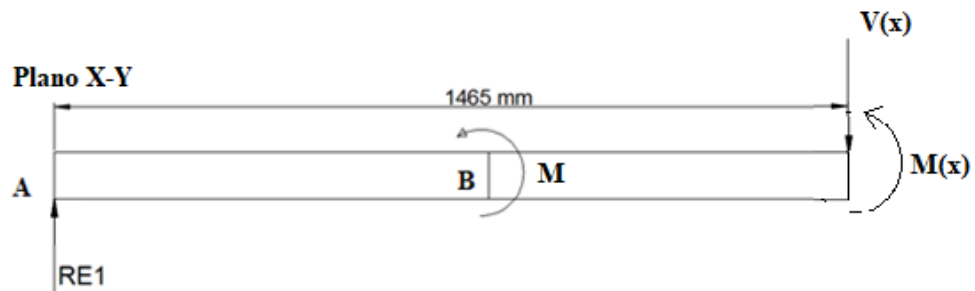


Figura 1.53 Sección A-C Eje

Sumatoria de fuerzas

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$+\downarrow \Sigma F_y = 0$$

$$V(x) - RE1 = 0$$

$$V(x) = 702.612 \text{ kgf}$$

Sumatoria de Momentos

$$+\uparrow \Sigma M_x = 0$$

$$-RE1 * x + M + M(x) = 0$$

$$M(x) = 702.612 \text{ kgf} * x - 1029.32625 \text{ kgf m}$$

- **Evaluando**

X	0.732 m	1.465 m
M(x)	-515.014	0

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.54.

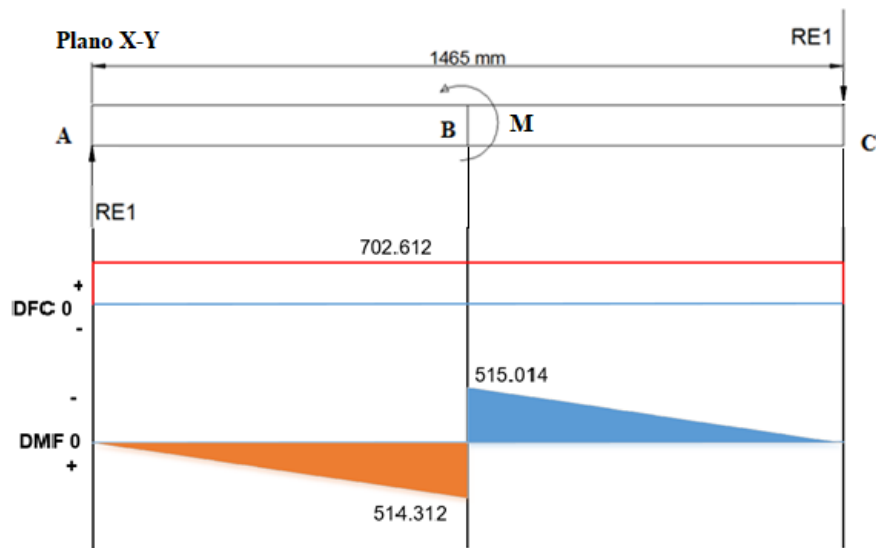


Figura 1.54 Diagrama de momentos y cortante

Análisis en el plano X-Z

Datos

Acero 1045 (anexo A4).

La fuerza F_h que es la fuerza que impulsa hacia atrás a la cuchilla en el momento de realizar el corte, como se muestra en la figura 1.55.

$$F_h = 686.217 \text{ kgf}$$

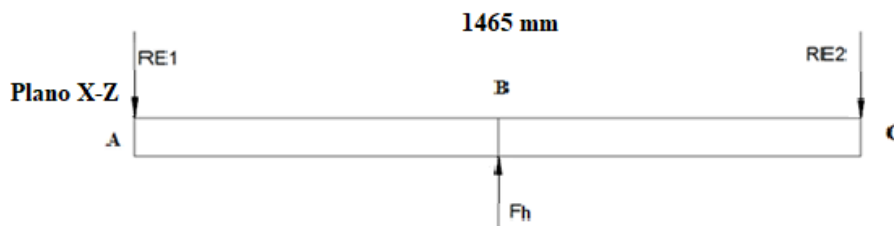


Figura 1.55 Fuerza que actúan en el eje, en el plano X-Z

Resultados

Para determinar las reacciones, los momentos y el momento máximo, con la fuerza colocada a $d = 0.07325 \text{ m}$, se emplea el método de las secciones expuesto en la sección 1.2.2.1 y en las tablas 20 y 21 se muestran los resultados.

Tabla 20. Valor de las reacciones

Reacción	Valor
Re1	343.1085 kgf
Re2	343.1085 kgf

Tabla 21. Evaluación de los momentos

Sección	Reacción	Momento
A-B	$V(x) = -343.1085 \text{ kgf}$	$M(x) = -343.1085 \text{ kgf} * x$
		0 m = 0 0.732 m = -251.155
A-C	$V(x) = 343.1085 \text{ kgf}$	$M(x) = 343.1085 \text{ kgf} * x - 502.311 \text{ kgf}$
		0.732 m = -251.155 1.465 m = 0

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.56.

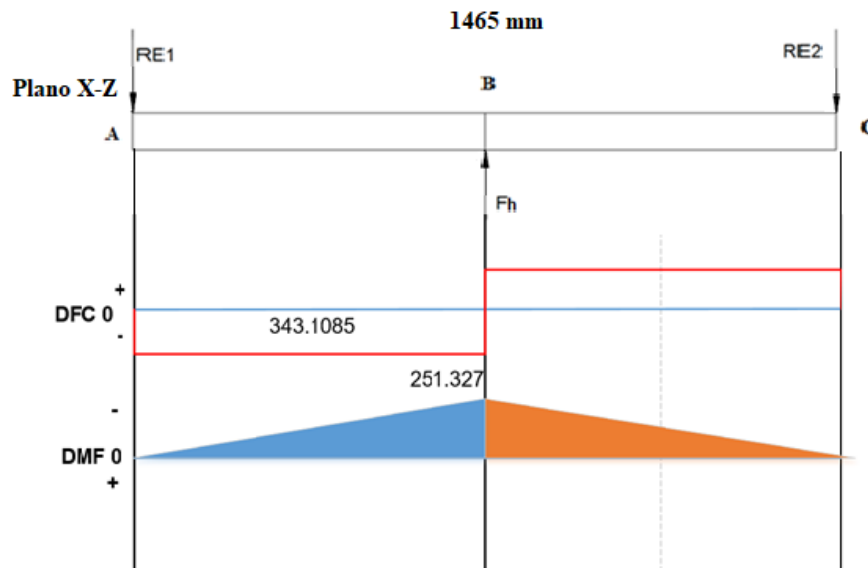


Figura 1.56 Diagrama de momentos y cortante del eje en el plano X-Z

- **Determinación del momento máximo que soporta el eje**

$$\| M \| = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

$$\| M \| = \sqrt{(515.014)^2 + (251.327)^2} = 573.066 \text{ kgfm}$$

- **Cálculo del eje a flexión**

Datos

Material SAE 1045 estirado en frío.

$$S_y = 5413.64 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 54.14 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}.$$

Tensión admisible para un eje

$$\sigma_{ADM} = 0.84 * S_y \quad (29)$$

Resolviendo.

$$\sigma_{ADM} = 0.84 * 5413.64 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Debe ocurrir constantemente.

$$\sigma_{ADM} = 4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma \leq 4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Entonces considerando las fórmulas de esfuerzo.

$$4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad 4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Sustituyendo valores en la expresión.

$$4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Resolviendo.

$$4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{573.066 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{S}$$

$$S \geq \frac{573.066 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{4547.46 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \geq 12.602 \text{ cm}^3$$

Módulo de sección Z en sección circular (anexo A18):

$$Z = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (30)$$

Cambiando la ecuación en función de d

$$d = \sqrt[3]{\frac{Z * 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{12.602 \text{ cm}^3 * 32}{\pi}} = 5.044 \text{ cm}$$

El diámetro seleccionado será de 2 pulgadas - 5.08 cm. Por ser la dimensión inmediata superior estándar en el mercado.

➤ Diseño de engrane – cremallera

El mecanismo doble; de piñón- cremallera ver figura 1.57 y anexo A26, que forma parte del sistema de apoyo, el cual tiene dos funciones reguladoras: la primera igualar las dos reacciones producidas en los actuadores y la segunda de evitar que la porta cuchillas superior se deforme por la fuerza F_c y F_h que es generada en el plano Z.

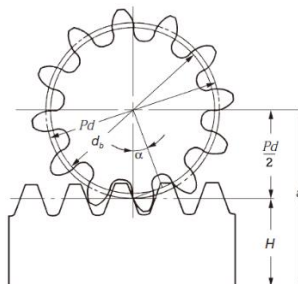


Figura 1.57 Engrane – Cremallera; [22]

Potencia

$$P = \frac{F_e \cdot V}{33000} \quad (31)$$

Donde:

F_e = Fuerza aplicada en el engrane.

V = velocidad lineal a la que se mueve el engrane.

Datos

Número de dientes 8, ángulo de presión 20° , profundidad total.

Número de calificación de la exactitud de la transmisión $Q_v = 6$.

La cremallera es fija (Figura 1.57).

El engrane velocidad lineal $v = 0.1 \frac{m}{s} = 19.68 \frac{pie}{min}$.

Paso diametral PD = $4 \frac{Dientes}{Pulgada}$.

Numero de dientes $N_p = 8$ Dientes

El engrane velocidad angular $n_p = 38.19$ rpm.

Ancho de la cara del diente $F = 1.5$ pulgada.

Al engrane se le aplica una fuerza de $F_{ey} = 702.612$ kgf; $F_{ez} = 343.1085$ kgf

$F_{ey} = 1548.994$ lbf; $F_{ez} = 756.42476344$ kgf.

La fuerza máxima que soporta el eje

$$\| F \| = \sqrt{X^2 + Y^2} \quad (32)$$

$$\| F \| = \sqrt{(1548.994)^2 + (756.42476344)^2} = 1723.8216 \text{ lbf}$$

La fuerza tangencial

$$F_t = 1723.8216 \text{ lbf} * \cos 20^\circ = 1619.86 \text{ lbf}$$

Entonces.

$$P = \frac{1619.86 \text{ lbf} * 19.68 \frac{\text{pie}}{\text{min}}}{33000} = 0.966 \text{ HP}$$

Cálculo del esfuerzo esperado:

$$S_t = \frac{W_t P_D}{FJ} K_o K_s K_m K_B K_v \quad (33)$$

Donde:

S_t = Esfuerzo esperado.

W_t = Carga transmitida.

P_D = Paso diametral.

F = Ancho de la cara del engrane.

J = 0.2 de tablas.

K_o = Factor de sobre carga.

K_s = Factor de tamaño.

K_m = Factor de distribución de carga.

K_B = Factor de espesor de orilla.

K_v = Factor dinámico.

Cálculo de la carga transmitida a los dientes de los engranes

$$D_p = \frac{N_p}{P_D} = \frac{8}{4} = 2 \text{ pulg} \quad (34)$$

$$v_t = \frac{\pi D_p n_p}{12} = \frac{\pi(2)(38.19)}{12} = 20 \frac{\text{pie}}{\text{min}} \quad (35)$$

$$W_t = \frac{33000(P)}{v_t} = \frac{33000(0.966)}{20 \frac{\text{pie}}{\text{min}}} = 1593.95 \text{ lbf} \quad (36)$$

Donde:

D_p = diámetro de paso.

v_t = velocidad lineal.

n_p = velocidad angular rpm.

El factor de sobrecarga se determina de la siguiente tabla del anexo A9, el sistema que impulsa es un sistema hidráulico que no genera ningún choque y esta tiene como objetivo el chocar contra el metal para cortarlo, por esto se seleccionara choque ligero.

El valor del factor de tamaño sugerido, con $P_D = 4 \frac{\text{Dientes}}{\text{Pulgada}}$, se lo obtiene del anexo A10.

$$K_s = 1.05.$$

El Factor de distribución de carga, se obtiene de la siguiente ecuación, con ancho de cara del engrane $F = 1.5 \text{ pulg}$.

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma} \quad (37)$$

$$\frac{F}{D_p} = \frac{1.5}{2} = 0.75 \quad (38)$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F = 0.056 \quad (39)$$

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.765 * 10^{-4} * F^2 = 0.271 \quad (40)$$

Remplazando valores.

$$K_m = 1.0 + 0.056 + 0.271 = 1.32$$

El factor de espesor de orilla, por los engranajes se fabrican a partir de modelos solidos será de:

$$K_B = 1.0$$

El factor dinámico se lo obtiene del anexo A11, con $v_t = 20 \frac{pie}{min}$ y $Q_v = 6$.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B \quad (41)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{0.667}}{4} = \frac{(12 - 6)^{0.667}}{4} = 0.826 \quad (42)$$

$$A = 50 + 56(1.0 - B) = 50 + 56(1.0 - 0.826) = 59.744 \quad (43)$$

$$v_{tmax} = (A + (Q_v - 3))^2 \quad (44)$$

$$K_v = \left(\frac{59.744 + \sqrt{20}}{59.744} \right)^{0.826} = 1.06$$

Remplazando valores en la ecuación de esfuerzo

El valor del factor J de tablas es:

$$J \approx 0.2$$

$$S_t = \frac{(1593.95)(4)}{(1.5)(0.2)} (1.25)(1.05)(1.32)(1)(1.06)$$

$$S_t = 39029.46 \text{ psi}$$

Factor de Seguridad

El factor por número de ciclos de esfuerzo flexionante YN: De acuerdo con los datos:

Cortadora de láminas de acero-máquina industrial tiene una vida de diseño $L = 20000$ h anexo A12.

Datos

$$n_p = 38.19 \text{ rpm.}$$

$$N_p = 8.$$

$$L = 20000 \text{ h Vida de diseño en horas.}$$

$q = 1$ Numero de cargas por revolución.

El número de ciclos de esfuerzo para el piñón

$$N_{cp} = (60)(L)(n_p)(q) = (60)(20000)(38.19)(1) \quad (45)$$

$$N_{cp} = 45836623.61 \text{ ciclos}$$

El valor de N_{cp} es superior a 10^7 se debe determinar un valor de Y_N de la siguiente tabla expuesta en el anexo A13.

$$Y_N = 1.2$$

Factor de confiabilidad K_R : Para la meta de diseño de menos de una falla en 10000, la tabla del anexo A14.

$$K_R = 1.5$$

Factor de seguridad: es una decisión de diseño. Al repasar la descripción de los factores en el problema. Se observa que se han considerado prácticamente todos los factores para ajustar el esfuerzo al diente, y la resistencia del material. Además, al seleccionar un material, probablemente tenga una resistencia y una dureza algo mayores que los valores mínimos aceptables. Por consiguiente, como decisión de diseño se usará:

$$SF = 1.1$$

Valor ajustado de S_{at} :

$$\frac{K_R(SF)}{Y_{NP}} S_t < S_{at} \quad (46)$$

$$\frac{(1.5)(1.1)}{1.2} \left(39029.46 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} \right) = 53665.5075 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} < S_{at}$$

Consultando el anexo A15 con 370.011 MPa, se obtiene el esfuerzo flexionante admisible S_{at} . Se opta por el acero grado 2, se observa que el número de esfuerzo

flexionante admisible requerido para el engrane es mayor que el que se permite en un acero templado total. Por esta razón se opta por los expuestos en el anexo A16.

$$S_{at} = 102 HB + 16400 \quad (47)$$

- **Selección del material**

En el anexo A17, se puede usar casi cualquiera de los materiales cementados mencionados. Se especificará AISI 4320 SOQT 300, como resistencia a la tensión de 218 ksi en el núcleo, 13 % de elongación y dureza superficial de 62 HRC.

Material Seleccionado datos

AISI 4320 SOQT 300.

HB = 429.

$$S_{at} = 102 (429) + 16400 = 60158 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2}$$

Comprobación de la desigualdad

$$\frac{K_R(SF)}{Y_{NP}} S_t < S_{at}$$

$$\frac{K_R(SF)}{Y_{NP}} S_t = 53665.5075 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2} < S_{at} = 60158 \frac{\text{lbf}}{\text{pulg}^2}$$

Se cumple la desigualdad, esto afirma que el engrane es capaz de soportar la fuerza aplicada.

1.2.2.3 Porta-cuchilla inferior

La porta cuchilla inferior, es muy similar a la superior, pero con la diferencia que esta es estática y recibe a la fuerza de corte. Esta fuerza de corte al igual que su par superior, se moverá a lo largo de 1.3 m, que es la distancia de la cuchilla y capacidad máxima de corte de la máquina, en lo que respecta a largo.

El análisis se realizará: asumiendo que esta será una viga empotrada en sus extremos y la fuerza de corte será móvil, para este análisis se la situará en el punto más cercano a la reacción P1 y en el centro. Para llevar a cabo este diseño tomaremos del apéndice de [26] la tabla A-9 (anexo A32).

Datos

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf}$$

➤ Asumiendo que la fuerza se encuentra en el punto inicial

• Plano X-Y

El primer lugar donde se realizará el análisis es asumiendo que la fuerza F_c (móvil) se encuentra en el punto inicial donde penetra la cuchilla ($a=0.1 \text{ m}$) como se ve en la figura 1.58.

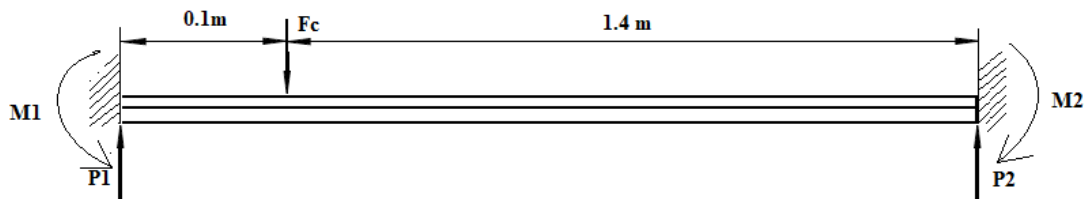


Figura 1.58 Fuerzas y momentos aplicados a la porta cuchillas inferior

Para el cálculo de las reacciones P1 – P2.

$$P1 = \frac{F_c \cdot b^2}{l^3} (3a + b) \quad (48)$$

$$P2 = \frac{F_c \cdot a^2}{l^3} (3b + a) \quad (49)$$

Donde:

b = La distancia entre la fuerza y la reacción 2=1.4 m.

a = La distancia entre la fuerza y la reacción 1=0.1 m.

l = Longitud de la viga=1.5 m.

Resolviendo.

$$P1 = \frac{2744.87 * 1.4^2}{1.5^3} (3(0.1) + 1.4) = 2709.898 \text{ kgf}$$

$$P2 = \frac{2744.87 * 0.1^2}{1.5^3} (3(1.4) + 0.1) = 34.972 \text{ kgf}$$

Para el cálculo de M1 – M2.

$$M1 = \frac{F_c * a * b^2}{l^2} \quad (50)$$

$$M2 = \frac{F_c * b * a^2}{l^2} \quad (51)$$

Resolviendo la ecuación.

$$M1 = \frac{2744.87 * 0.1 * 1.4^2}{1.5^2} = 239.108 \text{ kgfm}$$

$$M2 = \frac{2744.87 * 1.4 * 0.1^2}{1.5^2} = 17.079 \text{ kgfm}$$

Cálculo de las fuerzas cortantes

$$V_{AB} = P1 \quad (52)$$

$$V_{BC} = -P2 \quad (53)$$

Cálculo del momento máximo

$$M_{AB} = \frac{F_c * b^2}{l^3} (x(3a + b) - al) \quad (54)$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F_c(x - a) \quad (55)$$

- Evaluando M_{AB} $0 \leq x \leq 0.1$

X (m)	0 m	0.1 m
Mab	-239.108	31.881

- Evaluando M_{BC} $0.1 \leq x \leq 1.5$

X (m)	0.1 m	1.5 m
Mbc	47.822	-17.079

- Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.59.

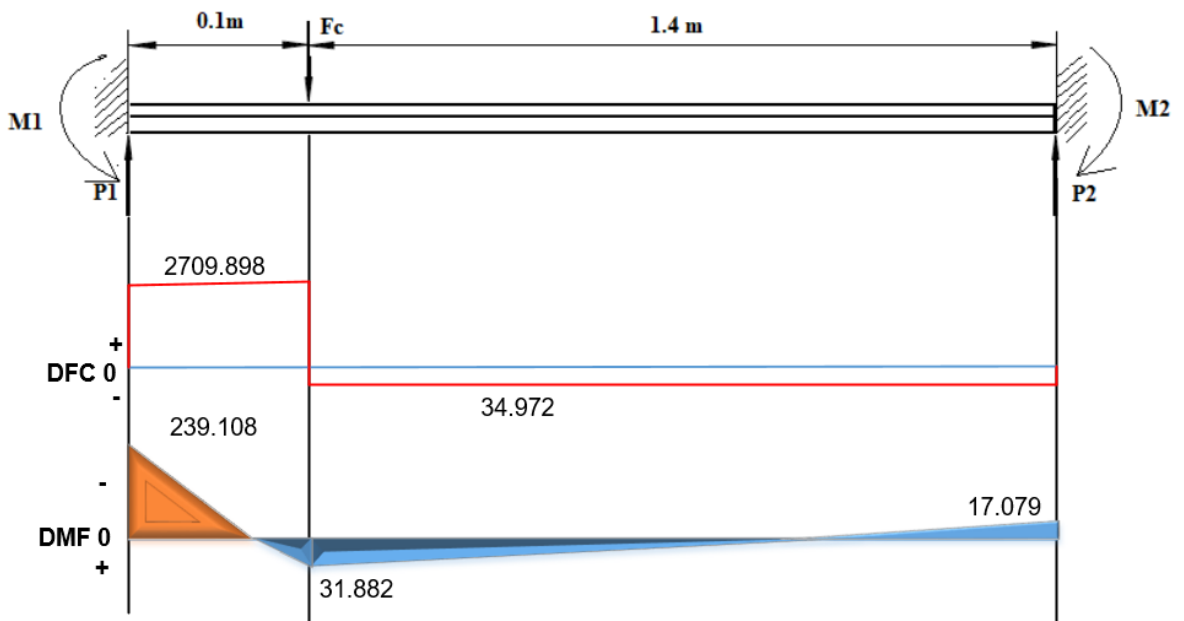


Figura 1.59 Diagrama de momentos y cortante en la porta cuchillas inferior

- Asumiendo que la fuerza está en el centro

El siguiente punto donde se ubicará la fuerza F_c para realizar el análisis es en el centro de la viga como se muestra en la figura 1.60.

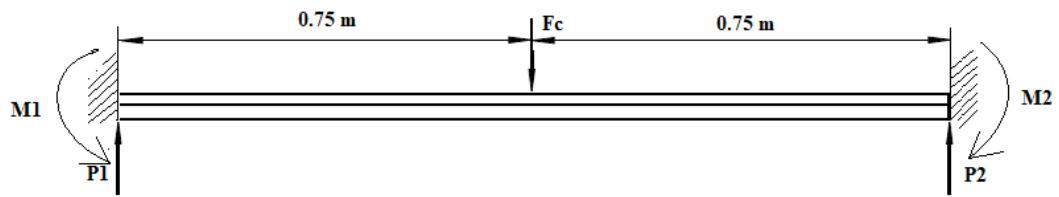


Figura 1.60 Fuerzas y momentos aplicados a la porta cuchillas inferior

Para el cálculo de $P_1 - P_2$.

$$P_1 = P_2 = \frac{F_c}{2} \quad (56)$$

Resolviendo.

$$P_1 = P_2 = \frac{2744.87}{2} = 1372.435 \text{ kgf}$$

Para el cálculo de $M_1 - M_2$.

$$M_1 = M_2 = \frac{F_c * l}{8} \quad (57)$$

Resolviendo.

$$M_1 = M_2 = \frac{2744.87 * 1.5}{8} = 514.663 \text{ kgfm}$$

Cálculo de las fuerzas cortantes

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F_c}{2} \quad (58)$$

Cálculo del momento máximo

$$M_{BC} = \frac{F_c}{8} (3l - 4x) \quad (60)$$

$$M_{AB} = \frac{F_c}{8} (4x - l) \quad (59)$$

- Evaluando M_{AB} $0 \leq x \leq 0.75$

X (m)	0 m	0.75 m
M _{ab}	-514.663	514.663

- Evaluando M_{BC} $0.75 \leq x \leq 1.5$

X (m)	0.75 m	1.5 m
M _{bc}	514.663	-514.663

- Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.61.

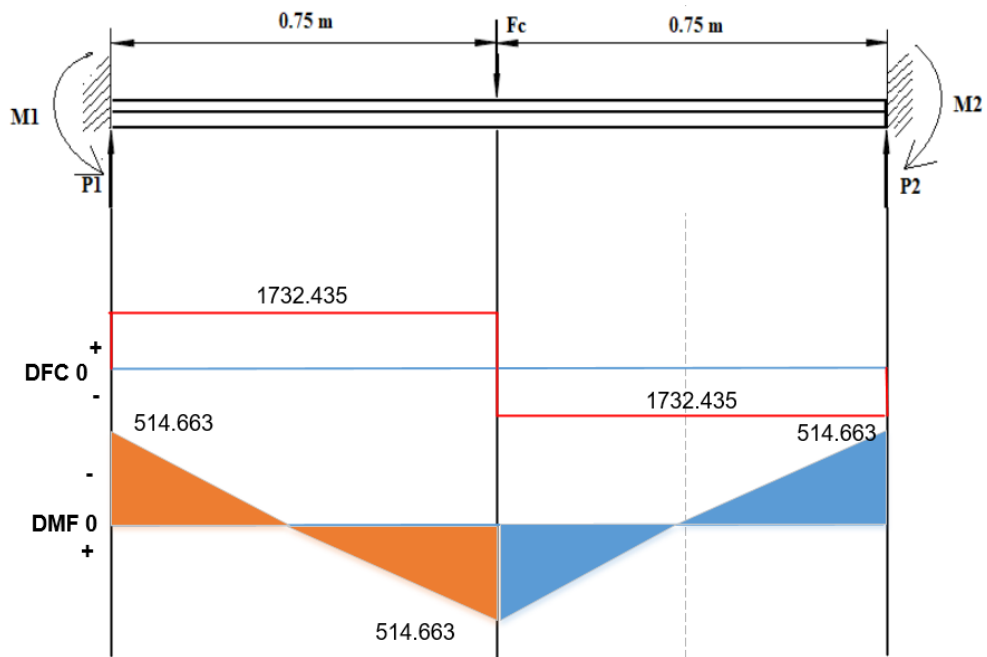


Figura 1.61 Diagrama de momentos y cortante en la porta cuchillas inferior

➤ Plano X-Z

En el plano X-Z como ya vimos anteriormente actúa la fuerza que impulsara hacia atrás a la porta cuchillas o F_h . Para el cálculo asumiremos que la porta cuchilla inferior la soportara en su totalidad.

Datos

$$F_h = 686.217 \text{ kgf}$$

El momento máximo se da cuando la fuerza se encuentra en el centro de la viga, por lo tanto, el análisis en el plano X-Z se realizará en el mismo lugar. Y como es el mismo caso del plano X-Y el momento máximo se obtendrá de:

Resolviendo.

$$M1 = M2 = \frac{686.217 * 1.5}{8} = 128.666 \text{ kgfm}$$

Momento máximo total

$$\| M \| = \sqrt{X^2 + Y^2}$$

$$\| M \| = \sqrt{(514.663)^2 + (128.666)^2} = 530.5 \text{ kgfm}$$

➤ Diseño del elemento

Datos.

Material SAE 1020 (anexo A4).

$$S_y = 2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 21.09 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}.$$

El tipo de sección que se escoge es una sección rectangular, ver figura 1.62.

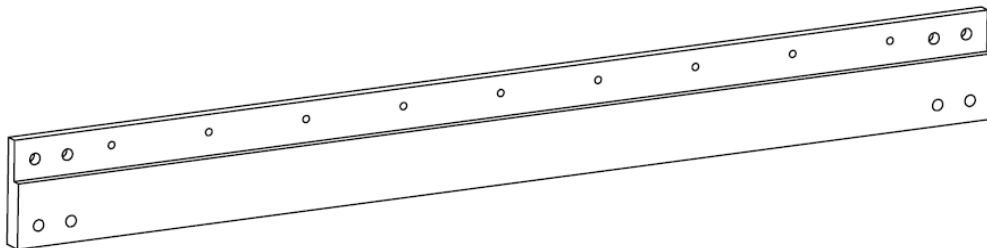


Figura 1.62 Porta cuchilla inferior

- **Tensión admisible para una viga de sección rectangular**

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y$$

Resolviendo.

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * 2109.21 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Debe ocurrir constantemente.

$$\sigma_{ADM} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma \leq 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Entonces.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Sustituyendo valores en la expresión.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Resolviendo.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{530.5 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{S}$$

$$S \geq \frac{530.5 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \geq 41.92 \text{ cm}^3$$

- **Dimensiones**

Como se trata de una sección rectangular se asume valores. Consideraciones:

- Dimensiones de la cuchilla (tabla 13).
- Tornillos de soporte.

Dimensiones mínimas permitidas:

$$H = 100 \text{ mm.}$$

$$b = 30 \text{ mm.}$$

Dimensiones establecidas, considerando el espacio para los tornillos de soporte:

$$H = 150 \text{ mm.}$$

$$b = 30 \text{ mm.}$$

Módulo de sección Z en sección rectangular (anexo A18).

$$Z = \frac{b * h^2}{6}$$

Resolviendo.

Z con dimensiones considerando el espacio para tornillos.

$$Z = \frac{30 \text{ mm} * (150 \text{ mm})^2}{6} = 112500 \text{ mm}^3 = 112.5 \text{ cm}^3$$

Z con dimensiones mínimas necesarias.

$$Z = \frac{30 \text{ mm} * (100 \text{ mm})^2}{6} = 50000 \text{ mm}^3 = 50 \text{ cm}^3$$

El análisis se lo llevará acabo con las dimensiones mínimas

Resistencia del material a la tracción.

$$M = R * Z \quad \text{o}; \quad M = \sigma * Z$$

Despejando y resolviendo en función de la resistencia del material.

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{530.5 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{50 \text{ cm}^3} = 1061 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 1061 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comprobando la desigualdad anterior:

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma$$

El cumplimiento de la desigualdad, demuestra que las dimensiones impuestas para la viga o porta cuchilla, Soportaran las fuerzas aplicadas.

- **Factor de seguridad**

$$\sigma = \frac{S_y}{n} ; n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{1061 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 1.98$$

1.2.2.4 Diseño de la estructura superior

Es la estructura superior encargada de sostener a los actuadores y se sostiene en la parte superior de las columnas principales, por factores económicos, será el lugar donde se posicionará el motor, bomba, mangueras y el tanque de aceite hidráulico, esto con las siguientes finalidades:

- Reducir las distancias de las manqueras hidráulicas.
- Reducir la altura entre la bomba y el tanque.

Por estos factores se planea darle una forma como la que se presenta en la siguiente figura 1.63.

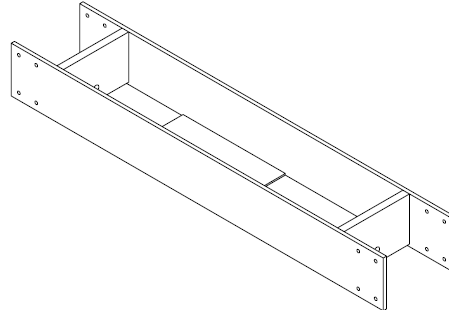


Figura 1.63 Viga superior

➤ **Viga central**

El diseño se desarrollará por partes. Viga central donde van sujetos los actuadores (figura 1.64) y vigas laterales que van acopladas a las columnas principales. Se determina el método para realizar el cálculo, con el grado de indeterminación como en la sección 1.2.1.3., ver figura 1.63.

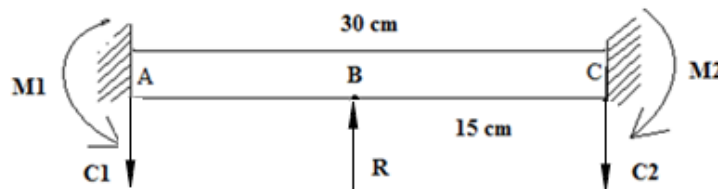


Figura 1.64 Elemento central de la viga superior

Datos

$$R = 1372.435 \text{ Kgf}$$

b = La distancia entre la fuerza y la reacción 2.

a = La distancia entre la fuerza y la reacción 1.

l = Longitud de la viga.

• **Cálculo de C1 – C2**

$$C1 = C2 = \frac{R}{2} \tag{61}$$

Resolviendo.

$$C1 = C2 = \frac{1372.435}{2} = 686.2175 \text{ kgf}$$

- **Cálculo de M1 – M2**

$$M1 = M2 = \frac{R * l}{8} \quad (62)$$

Resolviendo.

$$M1 = M2 = \frac{1372.435 * 0.3}{8} = 51.466 \text{ kgfm}$$

- **Cálculo de las fuerzas cortantes**

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{R}{2} \quad (63)$$

- **Cálculo del momento máximo**

$$M_{AB} = \frac{R}{8} (4x - l) \quad (64)$$

$$M_{BC} = \frac{R}{8} (3l - 4x) \quad (65)$$

- **Evaluando M_{AB} $0 \leq x \leq 0.15$**

X (m)	0 m	0.15 m
Mab	-51.466	51.466

- **Evaluando M_{BC} $0.15 \leq x \leq 0.3$**

X (m)	0.15 m	0.3 m
Mab	51.466	-51.466

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.65.

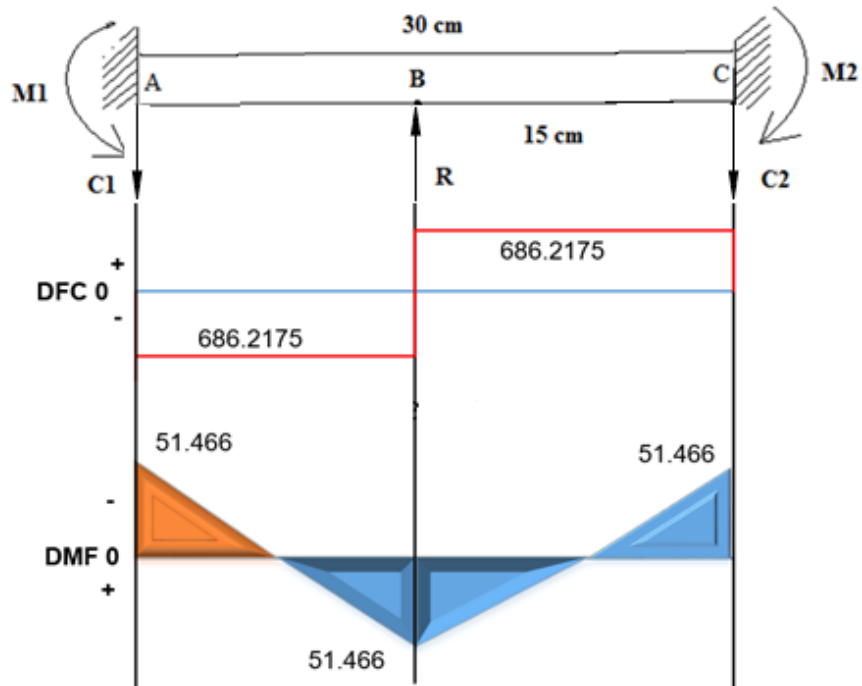


Figura 1.65 Grafica de momentos y cortantes, elemento central de la viga superior

- **Momento máximo**

$$M_{\max} = 51.466 \text{ kgfm}$$

➤ **Diseño a flexión**

Datos

Material SAE 1020.

$$S_y = 2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 21.09 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}.$$

El tipo de sección que se escoge es una sección rectangular, ver figura 1.66.

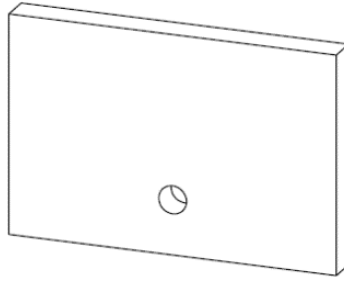


Figura 1.66 Forma del central de la viga superior

Tensión admisible para una viga de sección rectangular es:

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y$$

Resolviendo.

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * 2109.21 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Debe ocurrir constantemente.

$$\sigma_{ADM} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma \leq 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Entonces.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{Mc}{I} \quad \text{o tambien:} \quad 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Sustituyendo valores en la expresión.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{M}{S}$$

Resolviendo.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{51.466 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{S}$$
$$S \geq \frac{51.466 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \geq 4.067 \text{ cm}^3$$

- **Dimensiones**

Como se trata de una sección rectangular se asumen valores, tomando en cuenta, el acoplamiento del cilindro hidráulico y las dimensiones que este trae de fábrica:

Dimensiones mínimas permitidas en la viga:

$$H = 50 \text{ mm.}$$

$$b = 15 \text{ mm.}$$

Dimensiones establecidas por las características del soporte del cilindro, el motor y tanque hidráulico.

$$H = 200 \text{ mm.}$$

$$b = 30 \text{ mm.}$$

Módulo de sección Z en sección rectangular anexo A18:

$$Z = \frac{b * h^2}{6}$$

El cálculo de Z se realizará con las dimensiones mínimas, esto para demostrar que la viga, puede soportar la carga. *Estas dimensiones aumentarían por las características de las demás piezas y por factores de diseño.

$$Z = \frac{15 \text{ mm} * (50 \text{ mm})^2}{6} = 6250 \text{ mm}^3 = 6.25 \text{ cm}^3$$

El análisis se lo llevará acabo con las dimensiones mínimas.

Resistencia del material a la tracción.

$$M = R * Z \quad \text{o}; \quad M = \sigma * Z$$

Despejando y resolviendo en función de la resistencia del material.

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$
$$\sigma = \frac{51.466 \text{kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{6.25 \text{ cm}^3} = 823.456 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
$$\sigma = 823.456 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
$$\sigma_{\text{ADM}} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comprobando la desigualdad anterior:

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma$$

El cumplimiento de la desigualdad, demuestra que las dimensiones impuestas para la viga. Soportaran las fuerzas aplicadas.

- **Factor de seguridad**

$$\sigma = \frac{S_y}{n} ; n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{823.456 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 2.56$$

➤ **Viga lateral**

Esta es la segunda pieza constitutiva de la estructura superior expuesta anteriormente, esta se apoyará en las dos columnas principales, para llevar a cabo el análisis se partirá de la siguiente distribución de fuerzas y momentos como se ve en la figura 1.67. Se

determina el método para realizar el cálculo, con el grado de indeterminación como en la sección 1.2.1.3.

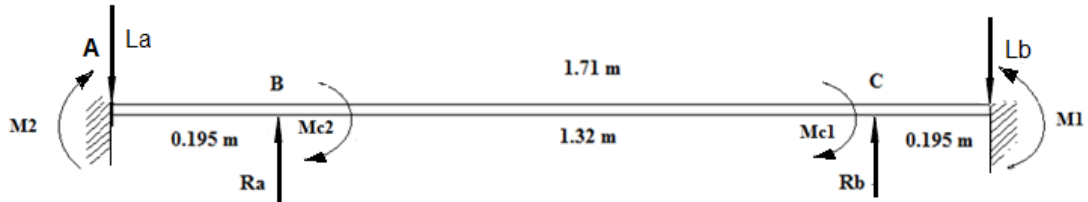


Figura 1.67 Distribución de fuerzas y momentos en el lateral de la viga superior

Datos

$$R_a = R_b = 686.2175 \text{ kgf.}$$

$$L_a = L_b = 686.21751 \text{ kgf la viga es simétrica.}$$

$$M_1 = M_2 = M \text{ la viga es simétrica.}$$

$$M_{c1} = M_{c2} = 51.466 \text{ kgfm estos son momentos que se aplican en el plano X-Z.}$$

- **Cálculo del momento máximo**

La dividimos la viga en tramos como se muestra en la figura 1.68.

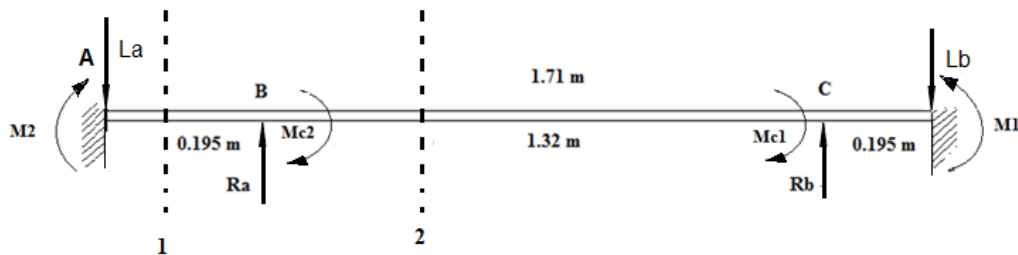


Figura 1.68 División del lateral de la viga superior en tramos

Tramo 1 $(0 \leq x \leq 0.195)$

$$EIY'' = 686.21751 * x - M \tag{66}$$

Integrando.

$$EIY' = 686.21751 * \frac{x^2}{2} - Mx + C_1$$

$$EIY = 686.21751 * \frac{x^3}{6} - \frac{Mx^2}{2} + C_1x + C_2$$

Condiciones primer tramo.

$$a) X=0 \Rightarrow \theta_{x=0} \Rightarrow 0 = 0 - 0 + C_1 \quad \therefore C_1 = 0$$

$$b) X=0 \Rightarrow Y_{x=0} \Rightarrow 0 = 0 - 0 + 0 + C_2 \quad \therefore C_2 = 0$$

Tramo 2 1 (0.195 ≤ x ≤ 1.305)

$$EIY'' = 686.21751 * x - M - 686.21751 * (x - 0.195) \quad (67)$$

Integrando.

$$EIY' = 686.21751 * \frac{x^2}{2} - Mx - \frac{686.21751 * (x - 0.195)^2}{2} + C_3$$

$$EIY = 686.21751 * \frac{x^3}{6} - \frac{Mx^2}{2} - \frac{686.21751 * (x - 0.195)^3}{6} + C_3x + C_4$$

Para determinar C_3 y C_4 , se aplica el principio de continuidad.

$$1. \theta_{x=0.195}^I = \theta_{x=0.195}^{II}$$

$$686.22 * \frac{0.195^2}{2} - M0.195 - 0 = 686.22 * \frac{0.195^2}{2} - M0.195 - 0 + C_3 \quad (68)$$

$$\Rightarrow C_3 = 0$$

$$2. Y_{x=0.195}^I = Y_{x=0.195}^{II}$$

$$686.22 * \frac{0.195^3}{6} - \frac{M0.195^2}{2} = 686.22 * \frac{0.195^3}{6} - \frac{M0.195^2}{2} - 0 + 0 + C_4 \quad (69)$$

$$\Rightarrow C_4 = 0$$

Como en el centro se encuentra la máxima deflexión, se plantea la siguiente condición, para determinar M.

$$\theta_{x=0.75}^I = 0 \Rightarrow$$

$$686.22 * \frac{0.75^2}{2} - M(0.75) - \frac{686.22 * (0.75 - 0.195)^2}{2} = 0 \quad (70)$$

$$M = 116.42 \text{ kgf m}$$

- **Diagrama de fuerza cortante y momento flector**

Con la obtención de las reacciones y momentos, se procede a realizar el diagrama para representar gráficamente el momento máximo, como se ve en la figura 1.69.

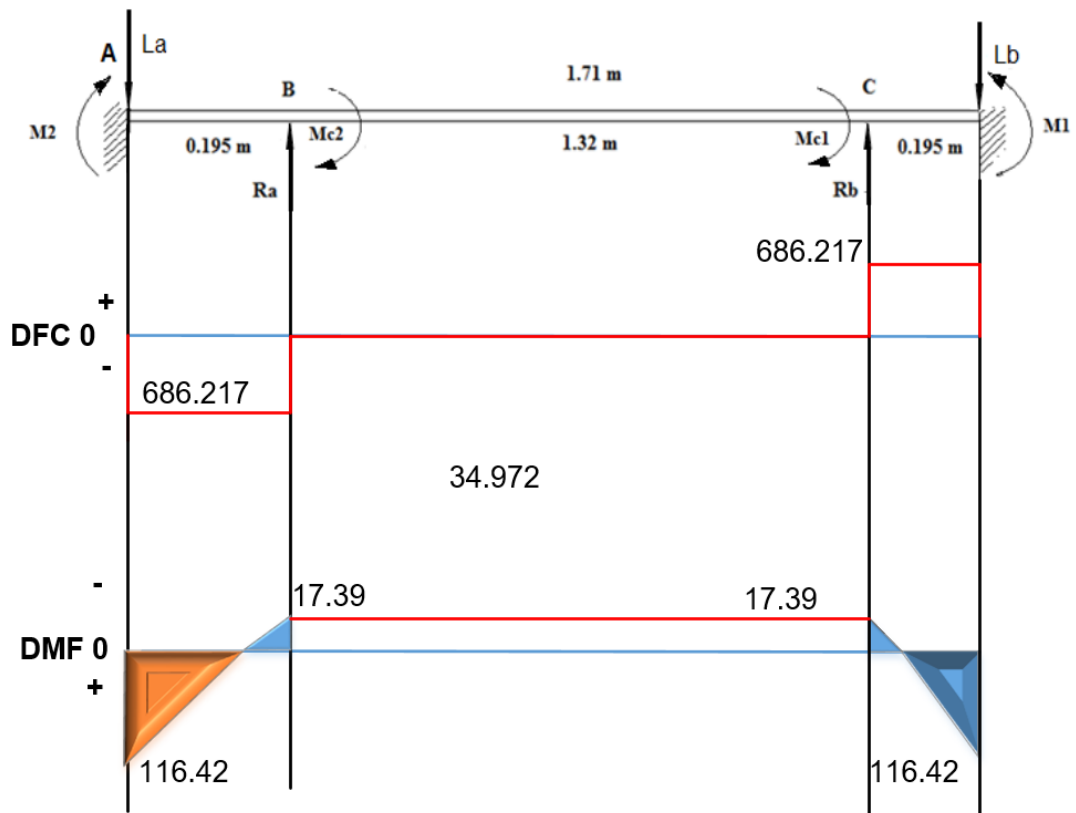


Figura 1.69 Grafico de momentos y cortante del lateral de la viga superior

$$M_{\max} = 116.42 \text{ kgf m.}$$

M del plano X-Z.

$$M_{\max} = 51.466 \text{ kgf m.}$$

- **Momento máximo total**

$$M_{\max} = \sqrt{116.42^2 + 51.466^2} = 127.289 \text{ kgfm}$$

- **Diseño a flexión**

Datos

Material SAE 1020.

$$S_y = 2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 21.09 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}.$$

El tipo de sección que se escoge es una sección rectangular, ver figura 1.70.

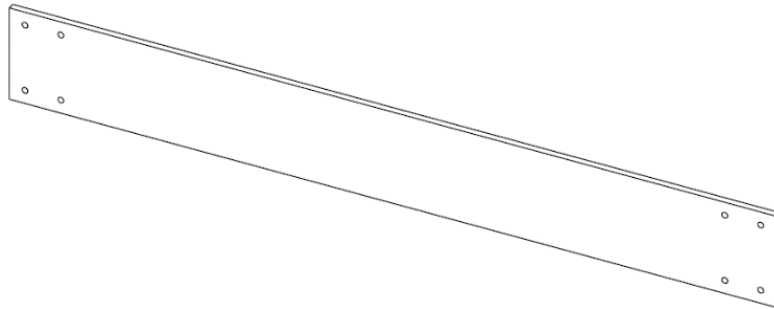


Figura 1.70 Forma que tendrá el lateral de la viga superior

- **Tensión admisible para una viga de sección rectangular**

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * S_y$$

Resolviendo.

$$\sigma_{ADM} = 0.6 * 2109.21 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Debe ocurrir constantemente.

$$\sigma_{ADM} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \Rightarrow \sigma \leq 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Entonces.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma = \frac{M_c}{I} = \frac{M}{S}$$

Selección de una sección que haga cumplir la desigualdad, tomando los valores del resultado del análisis.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{\text{Mc}}{\text{I}} \quad \text{o tambien:} \quad 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{\text{M}}{\text{S}}$$

Sustituyendo valores en la expresión.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{\text{M}}{\text{S}}$$

Resolviendo.

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \frac{127.289 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{\text{S}}$$
$$\text{S} \geq \frac{127.289 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}} \geq 10.058 \text{ cm}^3$$

Dimensiones

Como se trata de una sección rectangular se asumen valores, tomando en cuenta la pieza anteriormente diseñada y las necesidades expuestas anteriormente para esta viga.

Dimensiones mínimas permitidas asumiendo que la viga, no es influenciada por ninguna otra pieza:

H = 70 mm.

b = 15 mm.

Dimensiones establecidas por las características del sistema hidráulico y partes que se acoplaran a esta pieza (viga central ver figura 1.66).

H = 200 mm.

b = 15 mm.

Módulo de sección Z en sección rectangular anexo A18.

$$Z = \frac{b * h^2}{6}$$

Resolviendo Z con dimensiones máximas.

$$Z = \frac{15 \text{ mm} * (200 \text{ mm})^2}{6} = 100000 \text{ mm}^3 = 100 \text{ cm}^3$$

Z con dimensiones mínimas necesarias.

$$Z = \frac{15 \text{ mm} * (70 \text{ mm})^2}{6} = 12250 \text{ mm}^3 = 12.25 \text{ cm}^3$$

El análisis se lo llevará acabo con las dimensiones mínimas.

Resistencia del material a la tracción.

$$M = R * Z \quad \text{o}; \quad M = \sigma * Z$$

Despejando y resolviendo en función de la resistencia del material.

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{127.289 \text{ kgfm} * 100 \frac{\text{cm}}{\text{m}}}{12.25 \text{ cm}^3} = 1039.092 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma = 1039.092 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\text{ADM}} = 1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Comprobando la desigualdad anterior:

$$1265.526 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \geq \sigma$$

El cumplimiento de la desigualdad, demuestra que las dimensiones impuestas para la viga o porta cuchilla, Soportaran las fuerzas aplicadas.

- **Factor de seguridad**

$$\sigma = \frac{S_y}{n} ; n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2109.21 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{1039.092 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 2.03$$

1.2.2.5 Diseño de las columnas principales

➤ **Designación del tipo de perfil**

Estas piezas son las bases de la máquina, tienen como principal función soportar el proceso de corte y toda la estructura, esta será una columna del tipo I como se puede ver en la figura 1.71. Por facilidades para colocar los demás elementos.

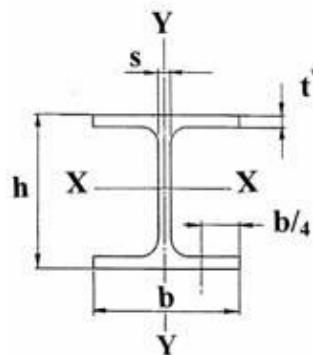


Figura 1.71 Esquema general de un perfil del tipo I; [16]

La columna del tipo I que se desea emplear, y principalmente la dimensión h está condicionada por las demás piezas, que se ubicaran en este “canal”:

1. Sistema de guías para que se deslice la porta cuchillas superior.
2. La porta cuchilla será de 3 cm de espesor.
3. La porta cuchillas inferior será de 3 cm de espesor y estará colocada en soportes de 6cm.

Tomando como referencia la disposición y las piezas que estarán incluidas. La dimensión h mínima es de 12 cm. Pero por razones de mantenimiento y espacio para facilitar el trabajo, el valor de h que se va a asumir será de 20 cm mínimo.

➤ Diseño de la columna

Para el diseño de las columnas principales, se van a considerar las siguientes fuerzas que actuarán sobre ella, ver figura 1.72.

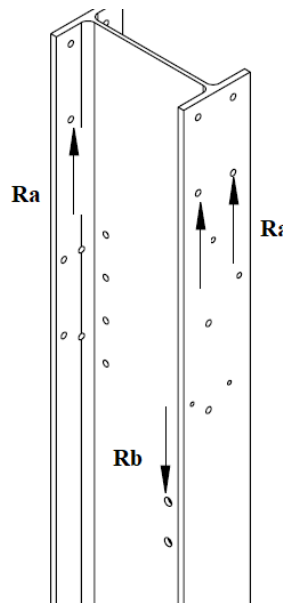


Figura 1.72 Esquema de la columna y las fuerzas que soporta

Datos

$R_a = 1372.435$ kgf fuerza que se genera por soportar a los actuadores.

$R_b = 781.912$ kgf fuerza que se genera por el sistema de soporte de la porta cuchilla superior.

Supondremos una columna empotrada-articulada.

Factor de seguridad de 4.

La columna es de acero estructural A36 (anexo A4).

$S_y = 250$ MPa.

$E = 200$ GPa.

$L_e = 1L$.

- **Cálculo de I**

El esfuerzo normal de un elemento es:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} \quad (71)$$

Donde:

$$F = R_a + R_a = 1372.435 + 1372.435 = 2744.87 \text{ kgf} = 26917.97939 \text{ N}$$

Esfuerzo torsional:

$$\tau_{zx} = \frac{Tr}{J} \quad (72)$$

Esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{zx}^2} \quad (73)$$

Con base al factor de diseño dado.

$$\sigma' \leq \frac{S_y}{n_d} \quad (74)$$

Resolviendo asumiendo un factor de seguridad de 4.

$$\sigma' \leq \frac{0.250}{4} = 0.0625 \text{ GPa}$$

Debido a que no hay torsión.

$$\sigma' = \sigma_x \quad (75)$$

$$\sigma' = \frac{F}{A}$$

Despejando A.

$$A = \frac{F}{\sigma'} = \frac{26917.97939 \text{ N}}{0.0625 \text{ GPa}} = 0.00043 \text{ m}^2 = 430.687 \text{ mm}^2$$

El perfil seleccionado sería un: IPE AA 80 con $I = 641000 \text{ mm}^4$ es el perfil en I más pequeño para ser seleccionado, ver figura 1.73.

Denominación Designation Designazione	Dimensiones Dimensions Dimensioni						Dimensiones de construcción Dimensions for detailing Dimensioni di dettaglio						Superficie Surface Superficie	
	G kg/m	h mm	b mm	t _w mm	t _f mm	r mm	A mm ² x10 ²	h _k mm	d mm	Ø	p _{min} mm	p _{max} mm	A _k m ² /m	A _c m ² /t
IPE AA 80*	4,9	78	46	3,2	4,2	5,0	6,31	69,6	59,6	-	-	-	0,325	65,62
Denominación Designation Designazione	Propiedades del perfil / Section properties / Proprietà geometriche del profilo													
	eje fuerte y-y strong axis y-y asse forte y-y							eje débil z-z weak axis z-z asse debole z-z						
G kg/m	I _y mm ⁴ x10 ⁴	W _{el,y} mm ³ x10 ³	W _{pl,y} ♣ mm ³ x10 ³	i _y mm	A _x mm ² x10 ²	I _z mm ⁴ x10 ⁴	W _{el,z} mm ³ x10 ³	W _{pl,z} ♣ mm ³ x10 ³	i _z mm	s _x mm	l _t mm ⁴ x10 ⁴	l _w mm ⁶ x10 ⁹		
IPE AA 80	4,9	64,1	16,4	18,9	3,19	3,00	6,85	2,98	4,7	1,04	17,5	0,40	0,09	

Figura 1.73 Propiedades del perfil IPE AA 80; [29]

Pero sus dimensiones no satisfacen las necesidades de espacio, por este motivo se seleccionará un perfil del tipo I, que satisfaga las necesidades de construcción y espacio.

Un perfil que se adecua a esta dimensión puede ser el W200x100, con $A = 19.4 \text{ cm}^2$. (anexo A19).

Comprobación con el perfil seleccionado.

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \tag{76}$$

$$\sigma' = \frac{F}{A} = \frac{26917.97939 \text{ N}}{0.00194 \text{ m}^2} = 13875247.11 \text{ Pa}$$

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{13875247.11 \text{ Pa}} = 18.017$$

En este caso el factor de seguridad, satisface con creces las necesidades de diseño. Pero por motivos de espacio para colocar los demás componentes y para lograr estabilidad por peso. Se optará por columnas que por lo menos tengan 20 cm de altura del perfil.

1.2.2.6 Diseño de los tornillos sujetadores de la cuchilla

En el cálculo y posterior selección de los tornillos, estos deberán soportar la F_c (fuerza de corte) a simple cortadura. La empresa encargada de fabricar la cuchilla recomienda utilizar tornillos Allen de cabeza avellanada M10 de grado 10.9, irán a lo largo de la cuchilla como se muestra en la figura 1.74. Debido a la inclinación que tiene la cuchilla (2°) no se dividirá la fuerza de corte entre el número total de tornillos, ya que la fuerza máxima se aplicará de manera puntual, desde el primer punto en el cual penetrará la cuchilla en el metal y recorrerá a lo largo de la cuchilla hasta realizar el corte. Por esta razón el tornillo deberá ser capaz de soportar la totalidad de la fuerza de corte. Las distancias entre tornillos y los bordes son satisfactorias, ver anexo A20.

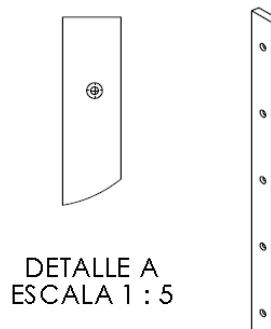


Figura 1.74 Disposición de los tornillos en la cuchilla

Resistencia a corte tornillo de grado 4.6, 5.6, y 8.8

$$F_{v,Rd} = n * 0.6 * S_{ub} * \frac{A}{\xi_{M2}} \quad (80)$$

Resistencia a corte tornillo de grado 4.8, 5.8, 6.8, y 10.9

$$F_{v,Rd} = n * 0.5 * S_{ub} * \frac{A}{\xi_{M2}} \quad (81)$$

Donde:

$F_{v,Rd}$ = resistencia a cortante del tornillo.

$F_{v,Ed}$ = es el esfuerzo cortante que actúa sobre la unión, en este caso F_c .

n = número de planos de corte, de valor 1 para simple cortadura y 2 para doble cortadura.

S_{ub} = tensión última del acero de los tornillos.

A = área del tornillo. Se toma A_d si el plano de corte está en el vástago del tornillo o A_s si el plano de corte está en la parte roscada del tornillo en el anexo A22 se muestran.

$\xi_{M2} = 1.25$ es el coeficiente de minoración del acero estructural para uniones o coeficiente de seguridad en tornillos. (anexo 21).

Datos

$$F_{v,Rd} = 2744.87 \text{ kgf} = 26917.98 \text{ N.}$$

$$\xi_{M2} = 1.25.$$

$$n = 1.$$

$$d = 10 \text{ mm.}$$

$$A_s = 58 \text{ mm}^2.$$

Resolviendo.

$$\frac{F_{v,Rd} * \xi_{M2}}{A * n * 0.6} = S_{ub}$$

$$S_{ub} = \frac{(26917.98 \text{ N}) * 1.25}{(58 \text{ mm}^2) * 1 * 0.6} = 966.88 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 22. Propiedades físicas de algunas clases de resistencia de tornillo [28]

Clase de resistencia	Resistencia a rotura S_{ub} (N/mm^2)	Limite elástico R_e (N/mm^2)
4.6	400	240
5.6	500	300
5.8	500	400
6.8	600	480
8.8	800	640
10.9	1000	900
12.9	1200	1080

El tornillo seleccionado será de clase de resistencia 10.9, entonces:

$$F_{v,Rd} = n * 0.5 * S_{ub} * \frac{A}{\xi_{M2}}$$

$$F_{v,Rd} = 1 * 0.5 * 1000 * \frac{58}{1.25} = 23200 \text{ N}$$

- **Resistencia al aplastamiento.**

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 * \alpha * S_u * d * t}{\xi_{M2}} \quad (82)$$

Donde:

$F_{b,Rd}$ = resistencia a aplastamiento de la chapa contra el tornillo.

d = diámetro del tornillo.

α = El menor de:

$$\alpha \leq \left(\frac{e_1}{3 * d_0}; \frac{p_1}{3 * d_0} - \frac{1}{4}; \frac{S_{ut}}{S_u}; 1 \right)$$

Donde

e_1 = Distancia entre el borde frontal y agujero del tornillo (figura 1.75).

p_1 = Distancia entre agujeros de los tornillos en dirección del esfuerzo (figura 1.75).

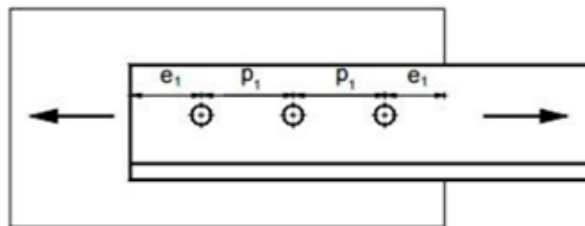


Figura 1.75 Distancia entre taladros; [24]

d_0 = Diámetro del taladro más la holgura nominal.

Tabla 23. Holgura nominal de los taladros [29]

M10	M12	M16	M20	M24
1 mm	1 mm	2 mm	2 mm	2 mm

S_u = tensión última del acero de las chapas (anexo A4).

t = espesor mínimo a aplastamiento, el menor entre t_1 y t_2 en simple cortadura o $t_3 + t_2$ en cortadura doble ver figura 1.76.

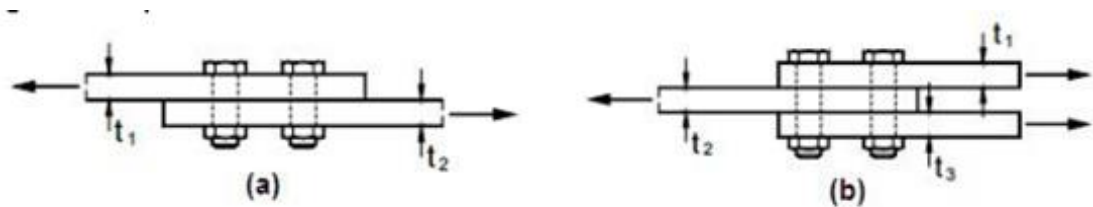


Figura 1.76 Espesores de las uniones [24]

$\xi_{M2} = 1.25$ es el coeficiente de minoración del acero estructural para uniones o coeficiente de seguridad en tornillos.

Datos

$d = 10$ mm.

$S_u = 440$ MPa acero 1020.

$t = 15$ mm.

$\xi_{M2} = 1.25$.

$\alpha = 1$ es la menor.

Resolviendo.

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 * \alpha * S_u * d * t}{\xi_{M2}}$$

$$F_{b,Rd} = \frac{2.5 * 1 * 440 \text{ MPa} * 0.01 * 0.015}{1.25} = 132000 \text{ N}$$

La condición $F_{b,Rd} = 132000 \text{ N} > F_{v,Rd} = 23200 \text{ N}$ las chapas y el tornillo resiste el aplastamiento.

➤ Método tomado de [16]

Resistencia al aplastamiento.

$$\sigma = \frac{F}{t * d} = \frac{S_p}{n_d} \quad (83)$$

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d}$$

Donde:

S_p = Resistencia de prueba.

F = Fuerza cortante.

n_d = Factor de diseño.

t = Espesor de la placa más delgada.

d = Diámetro del tornillo.

Datos

$F = 2744.87 \text{ Kgf}; 26917.98 \text{ N.}$

$n_d = 3.$

$t = 0.015 \text{ m.}$

$d = 0.01 \text{ m.}$

Resolviendo.

$$S_p = \frac{26917.98 \text{ N} * 3}{0.015 \text{ m} * 0.01 \text{ m}} = 538.36 \text{ MPa}$$

Selección de un tornillo

Clase 9.8 de propiedad M10 (anexo 23).

$d = 0.01 \text{ m.}$

$S_p = 650 \text{ MPa.}$

- **Comprobación**

Aplastamiento de los pernos.

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d} \quad (84)$$

Resolviendo en función de n_d .

$$n_d = \frac{S_p * t * d}{F} = \frac{(650 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.01 \text{ m})}{26917.98} = 3.62$$

Aplastamiento de los elementos

Datos

$S_y = 390 \text{ MPa}$ acero 1020.

$$n_d = \frac{S_y * t * d}{F} = \frac{(390 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.01 \text{ m})}{26917.98} = 2.17$$

Cortante del perno: la rosca del perno no se extiende en los planos de cortante para dos cuerpos.

$$\tau = \frac{F}{2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)} = 0.577 \frac{S_p}{n_d} \quad (85)$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)}{F} = \frac{0.577(650 \text{ MPa}) * 2\pi\left(\frac{0.01^2}{4}\right)}{26917.98} = 2.19$$

Si las roscas del tornillo se extienden en uno de los planos.

Datos

$A_{r'} = 56.3 \text{ mm}^2$ (anexo A23).

$$\tau = \frac{F}{4A_{r'}} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 4A_{r'}}{F}$$

$$n_d = 0.577 \frac{(650 \text{ MPa}) * 4 \left(\frac{56.3 \text{ mm}^2}{1000^2} \right)}{26917.98} = 3.14$$

1.2.2.7 Diseño de los tornillos de la viga superior

El cálculo y posterior selección de los tornillos, estos deberán soportar la fuerza que soportara la viga superior a simple cortadura. Se utilizarán tornillos Allen. Para facilitar los cálculos se supondrá que la fuerza que soportará el tornillo, será igual a la reacción que se obtiene en ese lado de la viga y esta no se dividirá entre el número total de tornillos. Por esta razón el tornillo deberá ser capaz de soportar la totalidad de la ración de ese punto.

Resistencia al aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t * d} = \frac{S_p}{n_d}$$

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d}$$

Donde:

S_p = Resistencia de prueba.

F = Fuerza o reacción calculada en ese lado de la viga.

n_d = Factor de diseño.

t = Espesor de la placa más delgada.

d = Diámetro del tornillo.

Datos

$F = 686.2175 \text{ kgf} = 6729.49 \text{ N}$.

$n_d = 3$.

$t = 0.015 \text{ m}$.

$d = 0.012 \text{ m}$.

Resolviendo.

$$S_p = \frac{6729.49 \text{ N} * 3}{0.015 \text{ m} * 0.012 \text{ m}} = 112.158 \text{ MPa}$$

Selección de un tornillo

Clase 4.6 de propiedad M12 (anexo A23).

$$d = 0.012 \text{ m.}$$

$$S_p = 225 \text{ MPa.}$$

- **Comprobación**

Aplastamiento de los pernos.

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d}$$

Resolviendo en función de n_d .

$$n_d = \frac{S_p * t * d}{F} = \frac{(225 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.012 \text{ m})}{6729.49 \text{ N}} = 6.02$$

Aplastamiento de los elementos

Datos

$$S_y = 390 \text{ MPa acero 1020.}$$

$$n_d = \frac{S_y * t * d}{F} = \frac{(390 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.012 \text{ m})}{6729.49 \text{ N}} = 10.43$$

Cortante del perno: la rosca del perno no se extiende en los planos de cortante para dos cuerpos.

$$\tau = \frac{F}{2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)}{F} = \frac{0.577(225 \text{ MPa}) * 2\pi\left(\frac{0.012^2}{4}\right)}{6729.49 \text{ N}} = 4.36$$

Si las roscas del tornillo se extienden en uno de los planos.

Datos

$$A_{r'} = 157 \text{ mm}^2 \text{ (anexo A23)}$$

$$\tau = \frac{F}{4A_{r'}} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 4A_{r'}}{F}$$

$$n_d = 0.577 \frac{(225 \text{ MPa}) * 4\left(\frac{157 \text{ mm}^2}{1000^2}\right)}{6729.49 \text{ N}} = 12$$

1.2.2.8 Diseño de los tornillos del apoyo de la porta cuchilla inferior

El cálculo y posterior selección de los tornillos, se realizará suponiendo que la fuerza se encontrará al inicio de la cuchilla, ya que en este punto la reacción será la más grande que soportará. Se utilizarán tornillos Allen. Para facilitar los cálculos se supondrá que la fuerza que soportará el tornillo, será igual a la reacción que se obtiene en ese lado de la viga y esta no se dividirá entre el número total de tornillos. Por esta razón el tornillo deberá ser capaz de soportar la totalidad de la ración de ese punto.

Resistencia al aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t * d} = \frac{S_p}{n_d}$$

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d}$$

Donde:

S_p = Resistencia de prueba.

F = Fuerza cortante.

n_d = Factor de diseño.

t = Espesor de la placa más delgada.

d = Diámetro del tornillo.

Datos

$F = 2709.898 \text{ kgf} = 26575.022 \text{ N}$.

$n_d = 3$.

$t = 0.015 \text{ m}$.

$d = 0.0158 \text{ m}$.

Resolviendo.

$$S_p = \frac{26575.022 \text{ N} * 3}{0.015 \text{ m} * 0.0158 \text{ m}} = 336.39 \text{ MPa}$$

Selección de un tornillo

Clase 4.8 de propiedad M16 (anexo A23).

$d = 0.0158 \text{ m}$.

$S_p = 310 \text{ MPa}$.

• Comprobación

Aplastamiento de los pernos.

$$S_p = \frac{F * n_d}{t * d}$$

Resolviendo en función de n_d .

$$n_d = \frac{S_p * t * d}{F} = \frac{(310 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.0158 \text{ m})}{26575.022 \text{ N}} = 2.764$$

Aplastamiento de los elementos

Datos

$S_y = 390 \text{ MPa}$ acero 1020.

$$n_d = \frac{S_y * t * d}{F} = \frac{(390 \text{ MPa})(0.015 \text{ m})(0.0158 \text{ m})}{26575.022 \text{ N}} = 3.48$$

Cortante del perno: la rosca del perno no se extiende en los planos de cortante para dos cuerpos.

$$\tau = \frac{F}{2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 2\pi\left(\frac{d^2}{4}\right)}{F} = \frac{0.577(310 \text{ MPa}) * 2\pi\left(\frac{0.0158^2}{4}\right)}{26575.022 \text{ N}} = 2.64$$

Si las roscas del tornillo se extienden en uno de los planos.

Datos

$A_{r'} = 157 \text{ mm}^2$.

$$\tau = \frac{F}{4A_{r'}} = 0.577 \frac{S_p}{n_d}$$

$$n_d = 0.577 \frac{S_p * 4A_{r'}}{F}$$

$$n_d = 0.577 \frac{(310 \text{ MPa}) * 4 \left(\frac{157 \text{ mm}^2}{1000^2} \right)}{26575.022 \text{ N}} = 4.23$$

1.2.2.9 Diseño el pisador y la mesa

Para calcular las dimensiones de la mesa partiremos de la principal fuerza que necesita soportar, esta es la fuerza que aplicara el pisador a la plancha para estabilizar el corte de la lámina de acero ver figura 1.77, el peso de la plancha entera de acero.

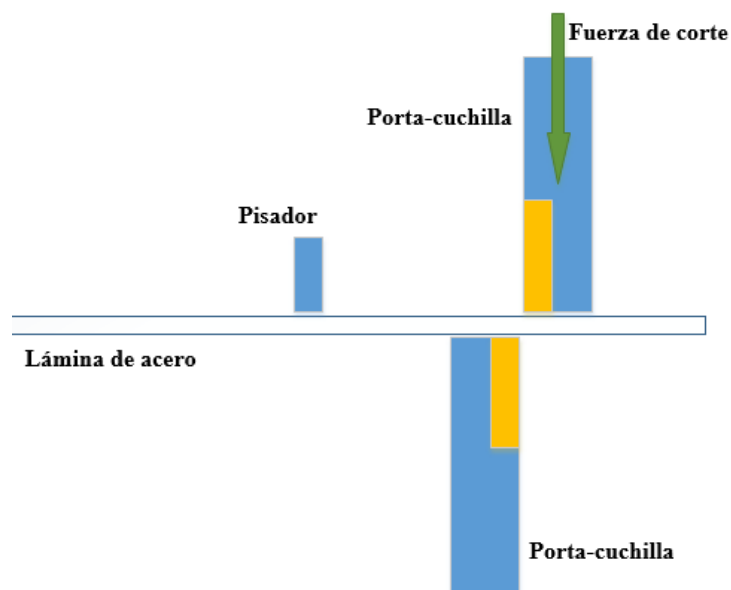


Figura 1.77 Esquema de la lámina con acción del pisador y las cuchillas

Las fuerzas que actúan sobre la platina en el plano X-Y serán las mostradas en la figura 1.78.

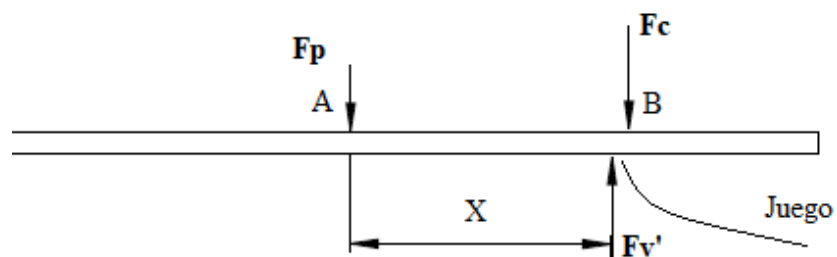


Figura 1.78 Diagrama de Fuerzas

Datos

$X = 200 \text{ mm}$.

$d = 0.1 \text{ mm}$ fuego entre cuchilla, anexo A24.

$F_c = 2744.87 \text{ kgf}$.

- **Sumatoria de fuerzas**

$$+\rightarrow \Sigma F_x = 0$$

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$-F_p + F_{v'} - F_c = 0$$

$$F_p = F_{v'} - F_c$$

- **Sumatoria de Momentos**

$$+\uparrow \Sigma M_A = 0$$

$$F_{v'} * X - F_c * (X + d) = 0$$

$$F_{v'} = \frac{F_c * (X + d)}{X} = \frac{F_c * 200 + 0.1}{200} = 2746.24 \text{ kgf}$$

Remplazando para calcular F_p .

$$F_p = F_{v'} - F_c = 2746.24 \text{ kgf} - 2744.87 \text{ kgf}$$

$$R_a = 1.37 \text{ kgf}$$

Esta es la fuerza que deberá soportar la mesa, R_a será distribuida a lo ancho de la mesa, a esta se le debe sumar el peso de la plancha a cortar. Son fuerzas muy pequeñas por lo que la mesa no necesita un diseño prioritario. Las fuerzas y el peso total de la estructura son soportados totalmente por las columnas principales.

1.2.2.10 Selección de la chumacera

La chumacera es una pieza mecánica de metal, es un tipo de cojinete deslizante teniendo movimiento ya sea oscilatorio o rotatorio en conjunto con el muñón con el que opera. Soporte para eje con un rodamiento interior que generalmente es esférico para que el eje se auto alinee, ver figura 1.79.

Debido a la disposición, la fuerzas que soportará y para ayudar a facilitar el corte, el tipo de chumacera o unidades de rodamientos. Sera uno del tipo: Pared de cuatro puntos de fijación, y el rodamiento con anillo exterior esférico, fijación mediante tornillos prisioneros, obturación RSR en ambos lados.



Figura 1.79 Chumacera/Unidad de rodamientos; [25]

➤ Selección

Para la selección se asumirá:

$F = 1372.435$ kgf asumiendo que la fuerza de empuje será igual a la mitad de la fuerza de corte.

$F = 686.217$ kgf asumiendo que la fuerza de empuje será igual a la fuerza de empuje. Y que estará sometido a cargas radiales.

Donde

C_{10} = Capacidad de carga estática.

C = Capacidad de carga dinámica.

f_s = Factor de esfuerzos estáticos.

P_o = Carga estática equivalente.

- P = Carga dinámica equivalente.
 p = Exponente de vida.
 X, Y = Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas.
 a_1 = Factor de probabilidad de falla.
 a_{23} = Factor de la vida ampliada.
 T = Temperatura de servicio.
 s = Factor de limpieza.

Datos

$$R_x = 3025.701 \text{ lbf.}$$

$$R_z = 1512.849 \text{ lbf.}$$

$$L_p = 12000 \text{ h.}$$

$$n = 38 \text{ rpm.}$$

$$d = 2 \text{ "}.$$

$$T = 30^\circ\text{C.}$$

Fuerza aplicada

$$R = \sqrt{(R_x)^2 + (R_z)^2}$$

$$R = \sqrt{(3025.701)^2 + (1512.849)^2} = 3382.835 \text{ lbf}$$

Carga estática

$$C_{10} = P_o \left[\frac{X_0}{0.02 + 4.434 \left(\ln \frac{1}{0.96} \right)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (86)$$

$$P_o = f_s * R \quad (87)$$

$f_s = 1.0 \dots 1.5$ para exigencias normales.

$$P_o = 1.5 * 3382.835 \text{ lbf} = 6089.105 \text{ lbf}$$

$$X_0 = \frac{n * L_p * 60}{10^6} = \frac{38 * 12000 * 60}{10^6} = 27.36 \quad (88)$$

Remplazando en la fórmula de carga estática.

$$C_{10} = 6089.105 \text{ lbf} * \left[\frac{27.36}{0.02 + 4.434 \left(\ln \frac{1}{0.96} \right)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} = 22630.057 \text{ lbf}$$

$$= 100.663 \text{ KN}$$

$$C_{10} = 119.75 \text{ KN (Rodillos)}$$

$$C_{10} = 136.16 \text{ KN (bolas)}$$

Carga Dinámica

$$C = P * \frac{f_l}{f_n} * \sqrt[3]{\frac{1}{a_1 * a_{23}}} \quad (89)$$

Datos

$$f_l = 2.88 \text{ (anexo A29).}$$

$$f_n = 0.8088 \text{ (anexo A30).}$$

Se asume una confiabilidad del 98%.

$$a_1 = 0.33 \text{ (anexo A31).}$$

$$a_{23} = 1 \text{ asumido.}$$

Remplazando valores.

$$C = 3382.835 \text{ lbf} * \frac{2.88}{0.8088} * \sqrt[3]{\frac{1}{0.33 * 1}} = 17431.21 \text{ lbf} = 77.537 \text{ KN}$$

$$C = 157.32 \text{ KN (bolas)}$$

$$C = 151.665 \text{ KN (Rodillos)}$$

En base a las cargas y al diámetro necesario se determinó el siguiente rodamiento para la chumacera.

De la tabla SKF (anexo A25).

- NU311 ECP – ML Mas grande.
- NU410 Mas Pequeño.


1.2.3 Construir una cortadora de láminas de acero del tipo guillotina hidráulica de hasta 1.4 mm de espesor, de capacidad de corte

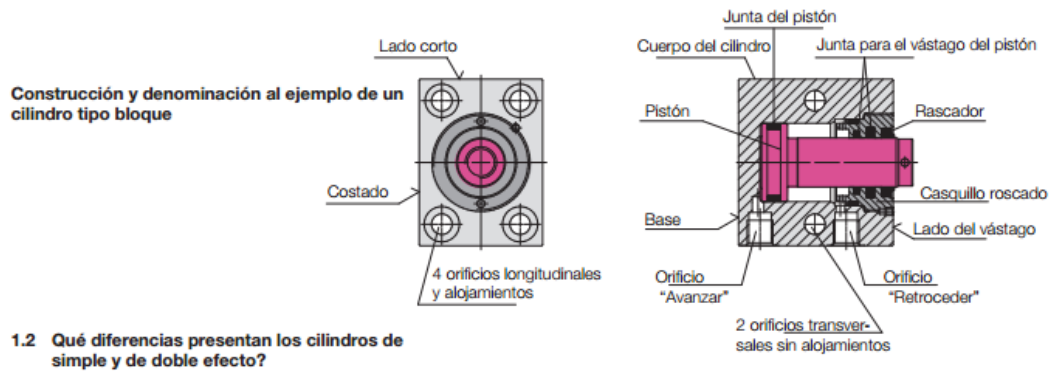
1.2.3.1 Cálculo y selección del sistema hidráulico

El sistema hidráulico será el encargado de mover y suministrar la fuerza necesaria para realizar el corte, de forma básica está compuesto por actuador/cilindro hidráulico (figura 1.80 y 1.81), mangueras, tanque y mando.

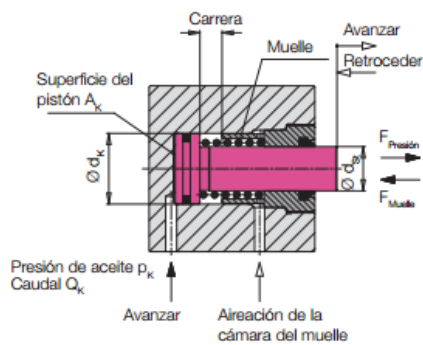
- **Cilindros hidráulicos**

- Tabla 24. Características de un cilindro hidráulico de doble efecto [32]

Características distintivas	Cilindro doble efecto
Símbolo	
Generación de fuerza	En ambas direcciones del eje
Avanzar/retroceder	En ambas direcciones con presión hidráulica
Fuerza de retorno	Elevada, ya que es hidráulica
Cámara del muelle	Sin
Tiempos de desplazamiento	Exactamente definibles y exactamente repetibles
Seguridad de funcionamiento	Seguridad elevada de funcionamiento



Cilindro hidráulico de simple efecto (posición inicial)



Cilindro hidráulico de doble efecto (posición inicial)

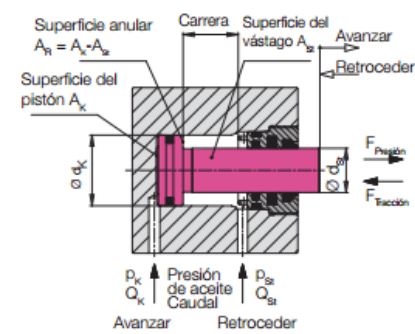


Figura 1.80 Estructura y principios generales de los cilindros hidráulicos; [21]

- Fuerzas que genera un cilindro hidráulico de doble efecto**

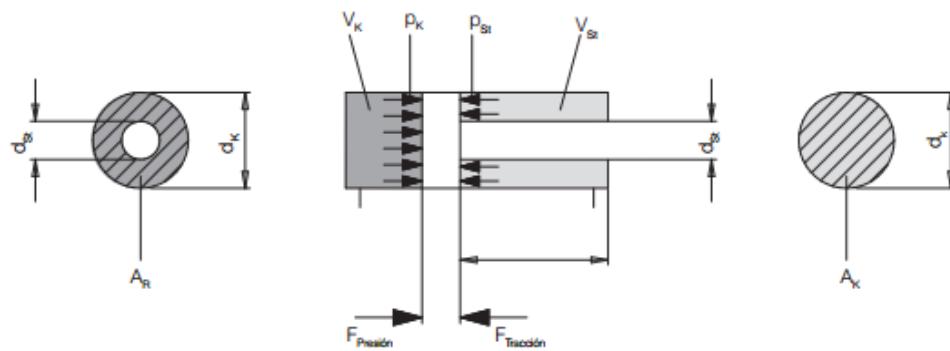


Figura 1.81 Fuerza de tracción y compresión del cilindro hidráulico; [21]

- Fuerza de compresión**

Si se alimenta un cilindro hidráulico con aceite a presión en el lado de P_K , este genera la siguiente fuerza.

$$F_{\text{compresión}}(\text{KN}) = \frac{P_K(\text{bar}) * \pi * d_K^2(\text{cm}^2)}{400} \quad (90)$$

- **Fuerza de tracción**

Si se alimenta un cilindro hidráulico con aceite a presión en el lado del vástago del pistón P_K , este genera la siguiente fuerza.

$$F_{\text{tracción}}(\text{KN}) = \frac{P_K(\text{bar}) * \pi * (d_K^2(\text{cm}^2) - d_{st}^2(\text{cm}^2))}{400} \quad (91)$$

- **Relación entre fuerzas**

$$F_{\text{compresión}} \approx 1.6 * F_{\text{tracción}}$$

Esta relación varía dependiendo del fabricante.

- **Pérdidas**

Tabla 25. Pérdidas en cilindros hidráulicos [32]

Pérdidas de fuerza/compresión a causa de:	Aclaración
Juntas del pistón y del vástago del pistón	La fuerza de rozamiento de las juntas debe superarse continuamente. Valor típico para las pérdidas de presión al arrancar: 3 hasta 6 bar (La pérdida de presión es claramente reducida durante la carrera).
Muelle de retroceso	En el caso de cilindros hidráulicos de simple efecto con retroceso por muelle la fuerza del cilindro se reduce de la fuerza de pretensión del muelle de retroceso.
Pérdidas de presión en el sistema hidráulico	Resistencias de la corriente en líneas de alimentación y válvulas reduce la presión al cilindro durante el movimiento.
Presión dinámica en el sistema hidráulico	Si el aceite p. ej. Durante la carrera de retroceso no puede salir de manera rápida. [20]

En el anexo A27 se muestran en más detalle las pérdidas en un sistema hidráulico.

➤ **Selección de los actuadores**

Son los cilindros encargados de generar el movimiento de la cuchilla de la parte superior para realizar el corte. Del libro [34], asumiendo una P promedio se llevará a cabo un cálculo aproximado del diámetro del émbolo y posteriormente seleccionar un cilindro estándar de un catálogo.

$$F_c = (P * A) - F_r \quad (92)$$

Donde:

F_c = Fuerza efectiva o real del émbolo (compresión).

F_t = Fuerza de carga o de tracción.

P = Presión media.

A = Área.

F_r = Fuerza de rozamiento (3 – 20%).

Poniendo la ecuación en función de A.

$$A = \frac{F_n + F_r}{P} \quad (93)$$

Datos

$F_c = 1372.435 \text{ kgf.}$

$F_t = 68.5 \text{ kgf.}$

$P = 100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}.$

$A = \text{Área.}$

$F_r = 0.2 * F_c.$

Resolviendo.

$$A = \frac{(1372.435 \text{ kgf}) + (1372.435 \text{ kgf} * 0.2)}{100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} = 16.469 \text{ cm}^2$$

Área de un círculo.

$$A = \pi * r^2 \quad (94)$$

Cálculo del radio.

$$r = \sqrt{\frac{16.469 \text{ cm}^2}{\pi}} = 2.29 \text{ cm} = 23 \text{ mm}$$

- **Selección del actuador**

Datos

Carrera mínima 6 cm (figura 1.48).

Presión de trabajo $100 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$.

Diámetro del cilindro del pistón 46 mm.

Del catálogo de Wolverine (anexo A28).

El cilindro seleccionado:

Tabla 26. Cilindro h. seleccionado (Anexo 28)

W200040-S	
Diámetro del pistón	2.5"
Diámetro del émbolo	1.125"
Diámetro exterior	4"
Presión de trabajo máxima	2500 psi
Carrera máxima	10 cm

- **Selección de la bomba**

La máquina cortadora de planchas de acero utiliza dos cilindros para suministrar la fuerza, que corta las planchas, como se muestra en la figura 1.82.

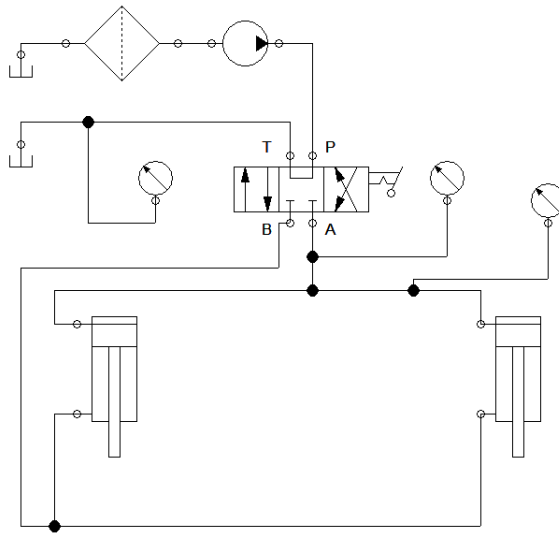


Figura 1.82 Esquema del sistema hidráulico de la cortadora

Datos

$$F_c = 2744.87 \text{ kgf.}$$

$$C = 100 \text{ mm.}$$

Pérdida en el filtro 0.2 bar (anexo A27).

Pérdida en la válvula distribuidora 0.1 bar (anexo A27).

Tiempo de corte 10 s.

• Cálculo del caudal

Tiene que proporcionar la bomba para que el movimiento de salida del vástago se complete en 10 segundos.

Cálculo de la velocidad media en el desplazamiento de salida del vástago.

$$v = \frac{C}{t} \quad (95)$$

Donde:

v = Velocidad del vástago.

C = Carrera del vástago.

t = Tiempo.

Resolviendo.

$$v = \frac{0.1 \text{ m}}{10 \text{ s}} = 0.01 \text{ m/s}$$

Caudal.

$$Q = vA \tag{96}$$

Donde:

v = Velocidad del vástago.

Q = Caudal.

A = Área.

- **Cálculo del área**

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Datos

$$D = 2.5 \text{ " } = 63.5 \text{ mm.}$$

$$d = 1.125 \text{ " } = 28.575 \text{ mm.}$$

Resolviendo con el diámetro del pistón y émbolo.

$$A_p = \frac{\pi(63.5)^2}{4} = 3166.92 \text{ mm}^2 = 3.16 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$A_e = \frac{\pi(28.575)^2}{4} = 641.30 \text{ mm}^2 = 6.41 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Resolviendo.

$$Q_p = 0.01 * 3.16 * 10^{-3} = 3.16 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1.896 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Como se trata de dos cilindros.

$$Q_{Pt} = 3.793 \frac{L}{\text{min}}$$

- **Cálculo de la presión**

Despreciando las pérdidas de carga, se calcula la presión a la que trabaja la bomba durante el proceso de corte.

La fuerza necesaria es de $F_c = 2744.87$ kgf la cual se dividirá a los dos cilindros. Sin tener en cuenta las pérdidas de carga, la presión en el lado del émbolo es:

$$p_1 = \frac{F}{A_p} \quad (97)$$

Donde:

$$F = 1372.435 \text{ kgf} = 13458.99 \text{ N}$$
 Fuerza que debe generar el pistón.

Resolviendo.

$$p_1 = \frac{13458.99}{3.16 * 10^{-3}} = 4259174.051 \frac{N}{m^2} = 42.6 \text{ bar}$$

Como se trata de dos cilindros.

$$p_{1t} = 85.2 \text{ bar}$$

➤ **Selección de la bomba**

Para la selección de la bomba se utiliza un catálogo [34]. En la figura 1.83 se muestra parte del catálogo de bombas.

Tamaño constructivo			TC2							
Tamaño nominal	TN		6,3	8	11	13	16	19	22	
Masa ⁴⁾	<i>m</i>	kg	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,9	3,1	
Rango de revoluciones ¹⁾	<i>n</i> _{min}	min ⁻¹		600						600
	<i>n</i> _{máx}	min ⁻¹		3600						3000
Cilindrada	<i>V</i>	cm ³	6,5	8,2	11	13,3	16	18,9	22	
Caudal ²⁾	<i>q_v</i>	L/min	9,4	11,9	16	19,3	23,2	27,4	31,9	
Presión de servicio, absoluta				0,6 hasta 3						
- Entrada	<i>p</i>	bar								
- Salida, continua	<i>p</i> _{máx}	bar	210	210	210	210	210	210	180	
- Salida, intermitente ³⁾	<i>p</i> _{máx}	bar	250	250	250	250	250	250	210	
Potencia de accionamiento min. requerida para $\Delta p = 0$ bar		kW	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,1	1,1	

Figuras 1.83 Tabla de bombas; [34]

La bomba pre seleccionada es: Tamaño nominal 6.3, produce 9.4 L/min, a 210 bar de presión.

Valores medios de las curvas características TC 2

Con la gráfica de las curvas del TC 2 (tamaño constructivo), que se ve en la figura 1.84, obtiene el caudal que es capaz de suministrar la bomba seleccionada.

Valores medios de las curvas del TC 2 (medidos para $n = 1450 \text{ min}^{-1}$; $\nu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ y $\vartheta = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

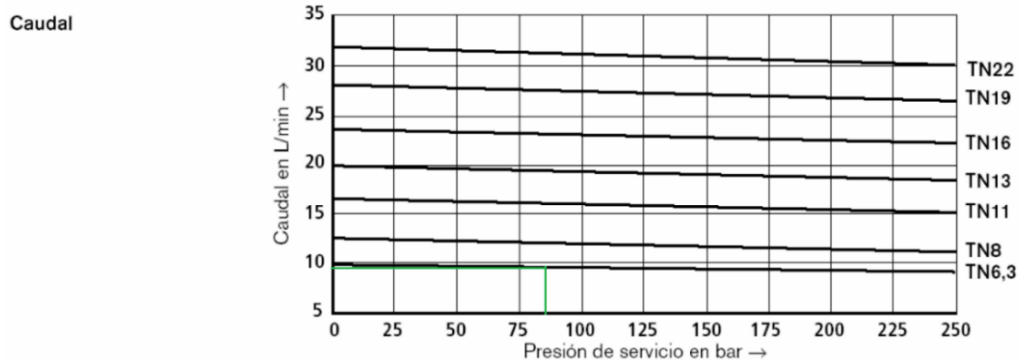


Figura 1.84 Gráfica presión –caudal de bombas TC 2 [32]

El caudal que suministra la bomba a 81 bares es de $9.1 \frac{L}{min}$ aproximadamente.

- **Pérdidas**

Las pérdidas de carga que se producen en el circuito con la bomba elegida. Se hace el cálculo de las pérdidas de carga en el movimiento de salida del vástago. Lo primero es calcular el caudal Q_2 .

$$Q = vA$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q_2}{A_2}$$

$$Q_2 = Q * \frac{A_2}{A}$$

Resolviendo

$$Q_2 = 9.1 * \frac{641.30}{3166.92} = 1.84 \frac{L}{min} = 3.06 * 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Velocidad en el interior de las tuberías

$$v = \frac{Q_2}{A_{tub}} = \frac{4 * Q_2}{\pi * D_{tub}^2} \quad (98)$$

Datos

$$D_{tub} = 3/8" = 9.525 * 10^{-3} m$$

Resolviendo.

$$v_{tub} = \frac{4 * 3.06 * 10^{-5}}{\pi * (9.525 * 10^{-3} m)^2} = 0.43 \frac{m}{s}$$

➤ **Número de Reynolds y coeficiente de frotamiento en tuberías f**

El aceite hidráulico con el que trabaja el sistema motriz, es el transfluido d ii de PDVSA. Sus propiedades se muestran en la figura 1.85.

Propiedad Físico-Química	Método de Ensayo		Unidades	Cifras Típicas
	Covenin	ASTM		
Viscosidad @ 40° C	424	D 445	cSt	35.9
Viscosidad @ 100° C	424	D 445	cSt	7.0
Índice de Viscosidad	889	D 2270	Adm	160
Viscosidad brookfield	2775	D2983	cP	45.800 @ - 40° C
Punto de Fluidez	877	D 97	° C	-30
Punto de Inflamación	372	D 92	° C	210
Densidad Relativa @ 15.6° C	1143	D 1298	Adm	0.870
Color visual	-	-	Adm	Rojo

Figura 1.85 Aceite hidráulico utilizado en la cortadora; [35]

$$Re = \frac{v_{tub} * D_{tub}}{\gamma} \quad (99)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds.

v_{tub} = Velocidad en tuberías.

D_{tub} = Diámetro interior del tubo.

γ = Viscosidad a 40 grados C.

Resolviendo.

$$Re = \frac{0.43 * 9.525 * 10^{-3}}{35.9 * 10^{-6}} = 114.08$$

$$Re < 2000$$

$$f_{laminar} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{114.08} = 0.56 \quad (100)$$

- **Cálculo de la pérdida de carga en la tubería**

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \rho * \frac{(v_{tub})^2}{2} \quad (101)$$

Donde:

L = Longitud de la manguera que traslada el fluido en una dirección.

ρ = Densidad del aceite.

Datos

L = 4 m

- **Cálculo de la densidad**

$$\rho_r = \frac{\rho}{\rho_0} \quad (102)$$

Donde:

ρ_r = Densidad relativa

ρ_0 = Densidad de referencia

Resolviendo.

$$\rho_r = 0.870 @ 15.6^\circ\text{C}$$

$$\rho_0 = 999.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} @ 16^\circ\text{C del agua}$$

$$\rho = \rho_r * \rho_0 = 0.870 * 999.03 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 869.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Resolviendo la ecuación de pérdidas.

$$\Delta P = 0.56 * \frac{4}{9.525 * 10^{-3}} * 869.16 * \frac{(0.43)^2}{2} = 18896.86 \text{ Pa} = 0.2 \text{ bar}$$

Si se suman las pérdidas de carga en el filtro y en la válvula distribuidora la presión en el lado del vástago del cilindro es de 0.5 bar.

- **Si se hace el equilibrio de fuerzas en el cilindro**

$$p_1 * A_1 = Fc + p_2 * A_2 \quad (103)$$

$$p_1 = \frac{Fc + p_2 * A_2}{A_1}$$

Resolviendo.

$$p_1 = \frac{13458.99 \text{ N} + 50000 \text{ Pa} * 6.41 * 10^{-4} \text{ m}^2}{3.16 * 10^{-3} \text{ m}^2} = 4269316.456 \text{ Pa}$$

$$p_1 = 42.693 \text{ bar}$$

Son dos actuadores.

$$p_1 = 85.4 \text{ bar}$$

- **Pérdidas de carga en el lado del émbolo**

$$v = \frac{Q_s}{A_{\text{tub}}} = \frac{4 * Q_s}{\pi * D_{\text{tub}}^2} \quad (104)$$

Resolviendo.

$$v_2 = \frac{4 * 9.1 * 10^{-3}}{\pi * (9.525 * 10^{-3})^2 * 60} = 2.12 \text{ m/s}$$

Reynolds.

$$Re = \frac{v_2 * D_{\text{tub}}}{\gamma} \quad (105)$$

Resolviendo.

$$Re = \frac{2.12 * 9.525 * 10^{-3}}{35.9 * 10^{-6}} = 562.5$$

$$\Delta P = 0.11 * \frac{4}{9.525 * 10^{-3}} * 869.16 * \frac{(2.12)^2}{2} = 93327.6 \text{ Pa} = 0.93 \text{ bar}$$

$$f_{\text{laminar}} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{562.5} = 0.11$$

Si se suman las pérdidas de carga debidas a la válvula distribuidora y a la tubería la presión en la bomba es:

$$p = 85.4 \text{ bar} + 0.93 \text{ bar} + 0.1 \text{ bar} = 86.43 \text{ bar}$$

Se observa la curva característica que apenas se puede apreciar cambio en el caudal.

- **Cálculo de la potencia del motor**

La potencia que debe tener el motor eléctrico que accione la bomba a partir de las curvas que se presentan en el catálogo. La potencia consumida se puede obtener calculando la potencia proporcionada por la bomba y dividiéndola por el rendimiento obtenido mediante el catálogo.

$$P = \frac{pQ}{\eta} \quad (106)$$

Resolviendo.

$$P = \frac{86.43 * 10^5 * 9.1 * 10^{-3}}{\eta * 60} = \frac{1310.85}{\eta}$$

Para determinar el rendimiento de la bomba se utiliza la siguiente figura 1.86 de [34].

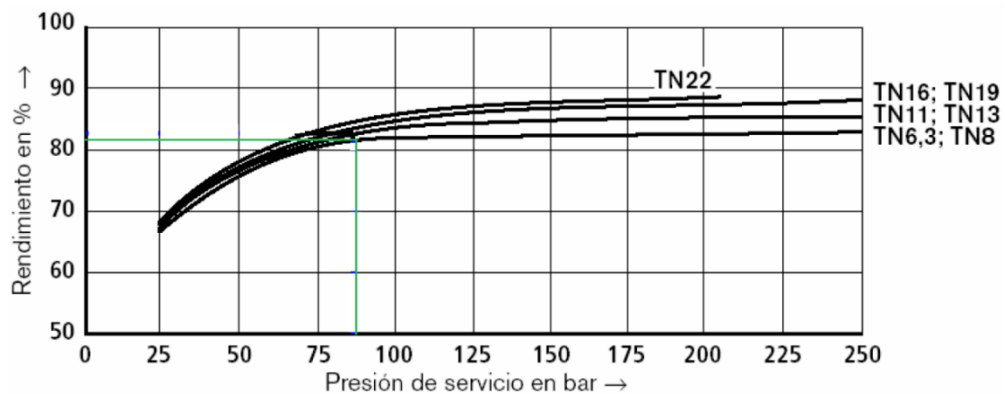


Figura 1.86 Presión – Rendimiento de bombas

En la curva de la bomba TN 6.3, a una presión de trabajo 86.43 bar, da un rendimiento de 83% aproximadamente.

$$P = \frac{1310.855}{0.83} = 1579.343 \text{ W} = 2.11 \text{ HP}$$

1.2.3.2 Construcción

Luego de completar el diseño y dimensionamiento de los elementos constitutivos de la máquina, continuará el proceso de construcción, que inicia con la selección de un taller que cuente con la capacidad para elaborar el proyecto.

Los materiales para llevar a cabo la construcción y la selección del taller, tendrán como variables de selección: disponibilidad de materiales, capacidad y tecnología de talleres, cercanía a la universidad y a la empresa solicitante del proyecto. En las tablas 27 y 28 se diagrama el proceso de construcción de la máquina cortadora.

Tabla 27. Diagrama de construcción de la máquina cortadora de planchas de acero, tipo guillotina

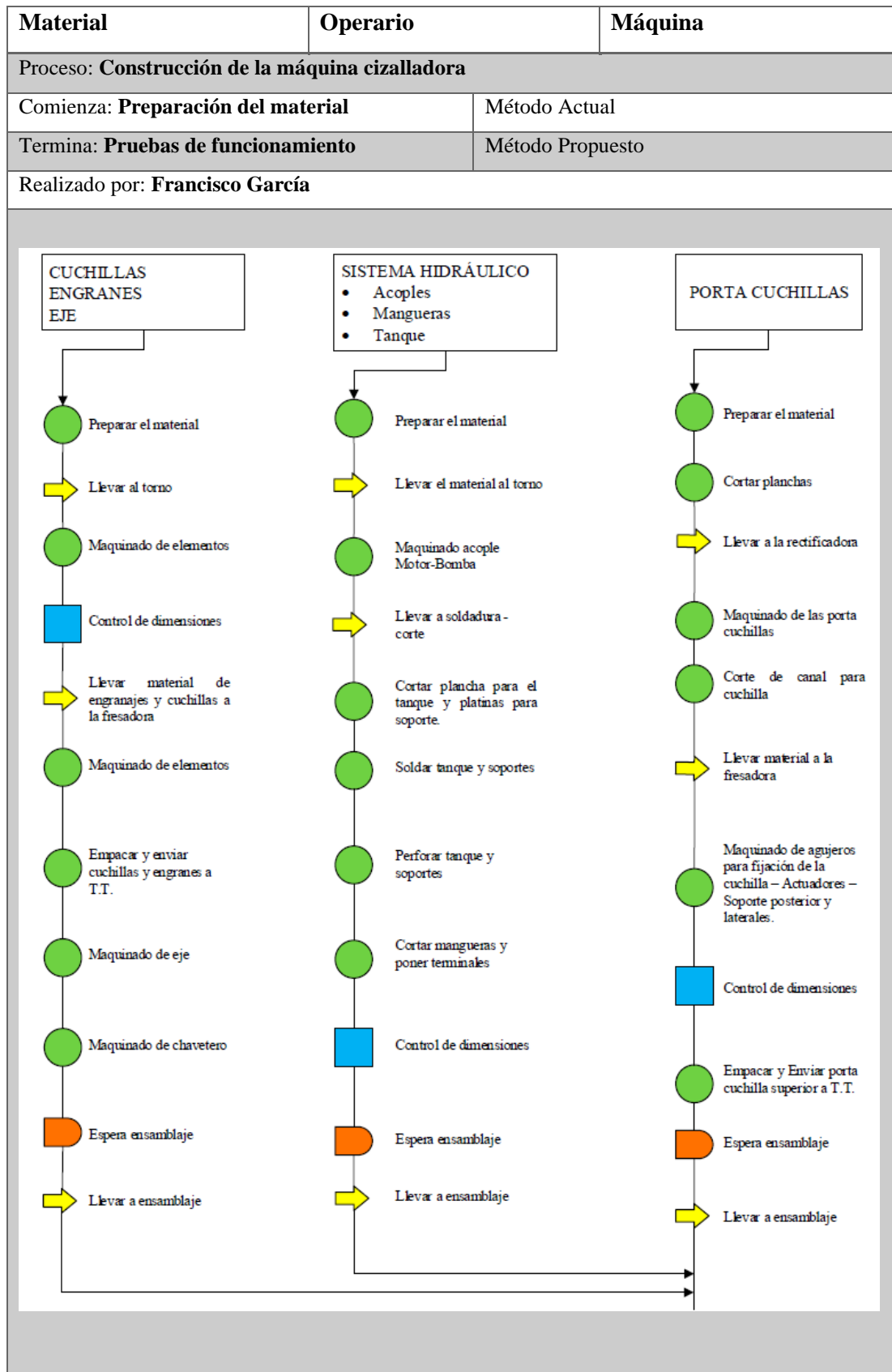
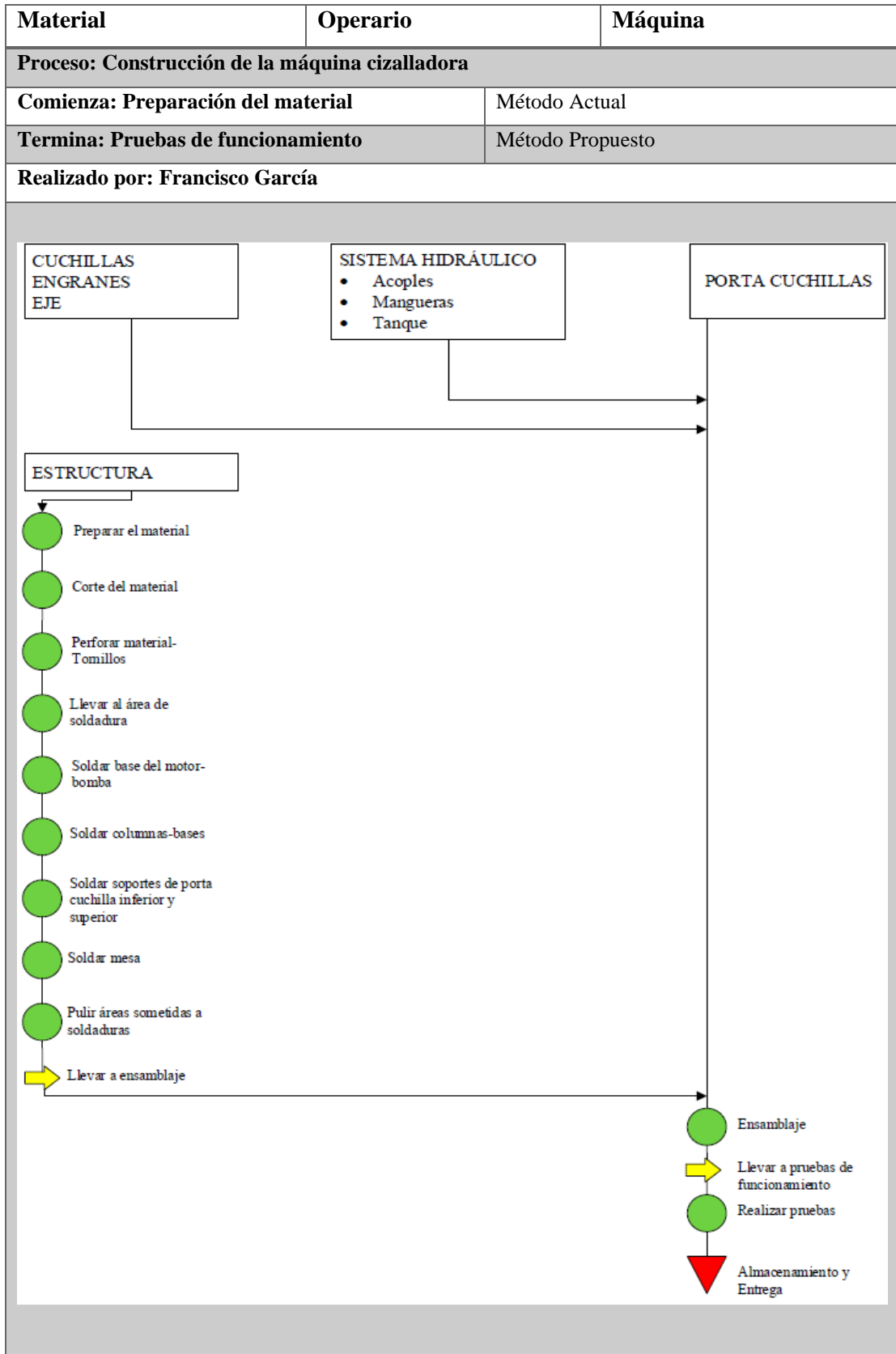


Tabla 28. Diagrama de construcción de la máquina cortadora de planchas de acero, tipo guillotina



Cuchillas

La construcción y selección de las cuchillas se basa en la sección 1.2.1.3, aquí se especifica la fuerza que debe ser capaz de soportar **2744.87 kgf**, material a cortar y el espesor – largo que se estima cortar, con lo cual se diseña y selecciona el material de la cuchilla. El material es acero K100 que es el estándar de los aceros ledeburíticos con 12 % de cromo [19]. El material según el fabricante y ficha técnica, requiere de tratamiento térmico, temple, revenido y normalizado. Estos tratamientos lo realizan una filial de la Empresa BÖHLER en la ciudad de Guayaquil, ver figura 1.87.



Figura 1.87 Cuchilla terminada en acero K100

Porta cuchilla

La construcción de las porta-cuchillas se basa en los cálculos de la sección 1.2.2.1, estas serán de 30 mm de espesor, en el caso de la superior, por su ángulo de ataque 2° , el lado A será más grande 225 mm y el lado B será de 170 mm, para la porta cuchilla inferior las dimensiones serán de 30 mm espesor y 150 mm de altura. La longitud de ambas será de 1500 mm, ver figura 1.88.



Figura 1.88 Porta cuchilla superior

Engranés

Para llegar a construcción de los engranajes se partió del diseño de la sección 1.2.2.2, los engranes serán de 50.8 mm de diámetro de paso, 38.1 mm de ancho de cara y 8 dientes, ver figura 1.89. El material para su construcción será AISI 4320 SOQT 300, HB 429, este material requiere de tratamiento térmico de temple y revenido, para mejorar las propiedades mecánicas y así lograr el correcto desempeño de los mismos.



Figura 1.89 Engranés

Eje

El eje del sistema de apoyo para la porta cuchilla superior desarrollado en la sección 1.2.2.2, tendrá como principal función controlar el ángulo de ataque para realizar el corte, la distribución de la fuerza de corte y para contrarrestar la fuerza en x que se produce por el corte, figura 1.90. Para construirlo se partirá del diseño anteriormente realizado, el diámetro de este será de 50.8 mm y el material utilizado deberá ser AISI 1045.



Figura 1.90 Eje del sistema de apoyo

Sistema hidráulico

El sistema hidráulico será seleccionado y armado en base a la sección 1.2.3.1, considerando los cálculos realizados anteriormente. para la selección de los diferentes componentes se partió de la fuerza necesaria para realizar el corte, el motor será de 2.5 HP, para lograr con la bomba presiones de 86.43 bar (1253.5612 psi), los actuadores W200040-S X 2, los cuales cumplen con la carrera 10 cm y soportan presiones de hasta 2500 psi ver anexo A28, los componentes se muestran en la figura 1.91.



Figura 1.91 Sistema hidráulico

Estructura

La estructura principal se basa en la sección 1.2.2, figura 1.92, se compone de las columnas W, viga superior de Planchas (soporte para actuadores, bomba, motor y tanque), apoyos para la porta cuchilla inferior y la mesa.



Figura 1.92 Estructura base

1.2.4 Realizar pruebas de operación y corte

Para verificar el correcto funcionamiento y las condiciones de diseño de la cortadora, se realizaron pruebas de funcionamiento, considerando condiciones mínimas y máximas de trabajo.

Para llevar a cabo las pruebas se realizaron cortes de diferentes espesores: 1.4 mm, 1.1 mm, 0.9 mm y 0.5 mm; de acero negro (ASTM A 36), galvanizado (ASTM A 653 CS) e inoxidable (AISI 304 2B), espesores y materiales normalizados según [37] y que son los materiales comúnmente utilizados por la empresa. Otros materiales que se probaron fueron papel, plástico para: calibrar espacio entre cuchillas y filo.

Proceso

- Preparación de la máquina: calibración del juego/luz entre cuchillas, en este paso para evitar cualquier destrucción se lo realiza con materiales blandos y semi blandos (cartón y plástico).
- Llenado y cebado del aceite hidráulico en el sistema motriz de la cortadora, encendido y arranque de la máquina.
- El material (figura 1.93) a cortar puede tener un ancho desde 1.22 m (normalizado [37]) hasta 0 m y espesor de hasta 1.4 mm, el material se lo coloca en la máquina, se mide lo que se quiere cortar, se fija con el pisador y se acciona el mando para realizar el corte.

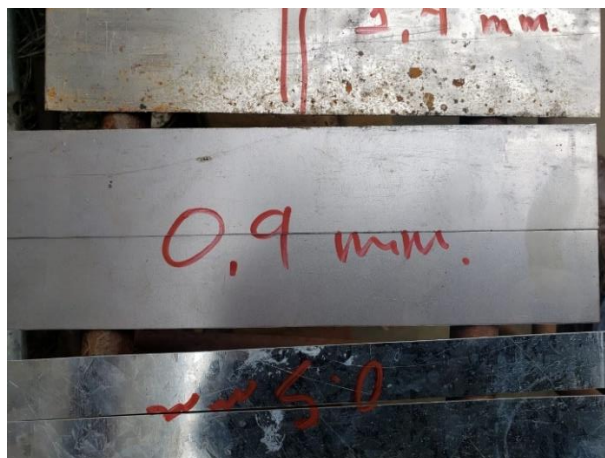


Figura 1.93 Cortes acero galvanizado e inoxidable

CAPÍTULO II

METODOLOGÍA

2.1 Materiales

En el compromiso inicial con la Empresa Ingeniería del Acero y Matricería, se acordó un presupuesto máximo de 5000 USD, para este la empresa se compromete a cubrir el 70 % del valor total de la implementación de este proyecto.

Tabla 29. Listado materiales utilizados

#	Descripción	Marca	Cantidad	Categoría	Precio USD
	Estructura				
1	Perfil W 200 x 15 x 1500		2	Acero	115
2	Planchas 30 x 200 x 1500		2	Acero	160
3	Planchas 15 x 150 x 1700		2	Acero	80
4	Planchas 30 x 200 x 300		2	Acero	15
5	Planchas 6 x 300 x 470		1	Acero	4
6	Tanque 2 x 250 x 300		1	Acero	15
7	Placa 30 x 150 x 250		2	Acero	15
8	Perfil L 60 x 60 4000		1	Acero	8
9	Placa 4 x 400 x 1700		1	Acero	20
10	Cuchilla K100 B. 1300		2	Acero	800
11	Eje de transmisión 1045 Ø 2" x 1.5 m		1	Acero	25
12	Engrane Ø2" – 1,5" de espesor		2	Acero	20
13	Cremallera 250 mm - 1" de espesor – 4 p		2	Acero	20
14	Perfil L 120 x 120 X 3000		1	Acero	12
15	Planchas 15 x 200 x 1000		1	Acero	60
16	Plancha 15 x 200 x 650		1	Acero	31
	Total				1400

Tabla 30. Listado materiales utilizados - hidráulicos

	Sistema Hidráulico	Marca	Cantidad	Categoría	Precio USD
17	Bomba hidráulica GP4K-RT2H3E 1.9 gpm	Hidrosila	1	Bomba	145
18	Cilindro Hidráulico W200040-s 2500 Psi	Wolverine	2	Actuador	115
19	Motor 2.5 HP 220 V	Weg	1	motor	165
20	Mangueras y acoples 3/8" 18 Mpa	Goodyear	6 m	manguera	175
21	Mando		1		140
22	Aceite Hidráulico Transfluido D II	Pdv	5 gal	Aceite	60
23	Filtro		1		5
	Total				805

Tabla 31. Listado materiales utilizados - accesorios

	Accesorios	Marca	Cantidad	Categoría	Precio USD
24	Chumacera 2"		2		15
25	Acople motor - bomba		1		50
26	Tornillos Allen M10 cabeza avellanada		18		4
27	Tornillos Allen 1/2 1/5 x1/2		16		6
28	Tornillos Allen 5/8 x 2		24		6
	Total				81

2.2 Métodos

2.2.1 Investigación cualitativa

Por el corte los resultados se califican por observación considerando: torsiones, errores de rectitud, curvaturas, desniveles de borde (pequeña área curva, zona fracturada y rebaba). Considerando estos se evalúa si el corte es bueno o no.

2.2.2 Documental

La obtención de datos afines al proyecto que se elabora tiene carácter de fundamental, luego de identificar el tipo de propuesta que se quiso implementar, para que esta se

pueda llevar a cabo es necesario recolectar mucha información de libros, medios digitales multimedio, informes técnicos y experimentales, congresos, etc.

2.2.3 Experimental

La máquina que se elaboró durante este proyecto, tiene un historial grande de: tipos, tamaños, funcionamientos, etc. Esto hace de esta, una máquina con muchos años de investigación y por ende muy refinada en la función que desarrolla. Pero al tratarse de un proyecto para una empresa especializada y por el país donde se la construyo, hacen que esta no se la pueda diseñar y elaborar con todos los estándares generales que las realizan las empresas especializadas. Por las razones anteriormente señaladas se tiene que manipular algunas variables del diseño y modelos estándar, con la finalidad de adaptarla a los requerimientos y posibilidades de la empresa.

2.2.4 De campo

La propuesta inicial de la empresa fue: una máquina que corte láminas de metal de hasta 1.4 mm. Esto deja un campo abierto para determinar de qué tipo debe ser la máquina que satisfaga las necesidades de la misma. Para plantear junto con la empresa la mejor propuesta, se realizaron encuestas y visitas a lugares que emplean algún tipo de sistema que les permita cortar láminas de acero.

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Análisis y discusión de los resultados

Como se planteó en la sección anterior de pruebas y funcionamiento, se hicieron cortes para determinar si la máquina cumple con su objetivo principal que es cortar láminas de metal. Varios de los cortes realizados se presentan a continuación. (ASTM A 36), galvanizado (ASTM A 653 CS) e inoxidable (AISI 304 2B)

Primer corte

Material	Espesor	Ancho	Presión registrada	Calidad
Inoxidable - AISI 304 2B	1.4 mm	45 cm	1250 psi (*aprox)	Buena



Figura 1.94 Corte 1.4mm de espesor acero inoxidable

El acero inoxidable AISI 304 2B (figura 1.94) es de los materiales más duros que se emplean en la empresa Ingeniería del Acero y Matricería, para la máquina que se diseñó en este proyecto es el tope, de grosor y material que puede cortar. Para realizar el corte emplea casi toda la fuerza que puede generar y soportar la guillotina hidráulica diseñada (1310 psi), la presión registrada de 1250 psi se da al momento de penetrar la lámina y luego disminuye, la calidad del corte es muy buena y en muy poco tiempo alrededor de 5 s.

Segundo corte

Material	Espesor	Ancho	Presión registrada	Calidad
Galvanizado - ASTM A 653 CS	1.4 mm	40 cm	900 psi (*aprox)	Buena



Figura 1.95 Corte 1.4mm de espesor acero galvanizado

Otro material que usan mucho en la empresa es el acero galvanizado, en el corte a una lámina de 1.4 mm, se obtuvieron resultados de buena calidad, con la condicionante de que se debe usar si el pisador para mejores resultados, como los mostrados en la figura 1.95.

Tercer corte

Material	Espesor	Ancho	Presión registrada	Calidad
Inoxidable - AISI 304 2B	1.0 mm	35 cm	900 psi (*aprox)	Buena



Figura 1.96 Corte 1.0 mm de espesor acero inoxidable

El corte de acero inoxidable de 1 mm de espesor, da como resultado una presión registrada similar al corte de acero galvanizado de 1.4 mm, 900 psi aproximadamente, corte de muy buena calidad y sin complicaciones de ningún tipo como se ve en la figura 1.96.

Cuarto corte

Material	Espesor	Ancho	Presión registrada	Calidad
Negro - ASTM A 36	1.1 mm	40 cm	800 psi (*aprox)	Excelente

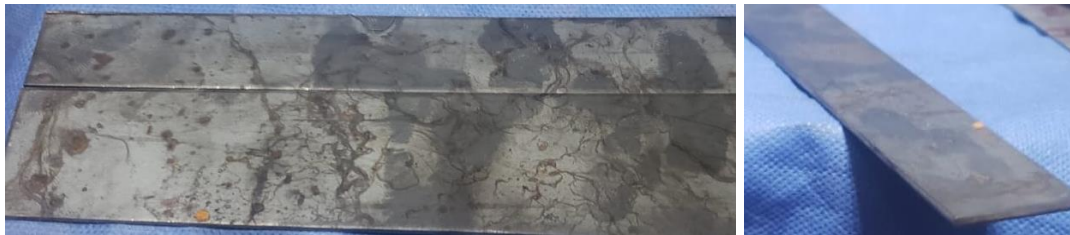


Figura 1.97 Corte 1.1mm de espesor acero galvanizado

Los materiales más suaves como el acero A36 con espesor de 1.1 mm, presentan los mejores resultados con una calidad excelente ver figura 1.97.

Quinto corte

Material	Espesor	Ancho	Presión registrada	Calidad
Galvanizado - ASTM A 653 CS	0.5 mm	50 cm	450 psi (*aprox)	Buena



Figura 1.98 Corte 0.5 mm de espesor acero galvanizado

Los cortes en acero galvanizado por su grado de flexibilidad necesitan estar bien sujetos para tener un corte de buena calidad, una consideración que se debe tener es que al realizar cortes a materiales muy finos menores a 0.5 mm se procura realizar un pequeño ajuste al juego o luz entre cuchillas. Para que resulte un excelente corte como el mostrado en la figura 1.98.

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

Las cuchillas por el tipo de trabajo, ángulo de corte y por la fuerza a las que serán sometidas, necesitan de un diseño y fabricación de altos niveles de calidad. Según BÖHLER el fabricante del material de las cuchillas acero K100 alto en carbono, con tratamientos térmicos de: temple, revenido y normalizado, garantizan los cortes. Los resultados observados de las pruebas realizadas, presentan buena calidad y no tienen defectos.

Por las características de las diferentes partes de la estructura se diseñó, utilizando métodos: hiperestáticos y de pórticos. Esto garantiza que la estructura cumpla con las exigencias que requiere este tipo de máquinas.

La utilización de sistemas hidráulicos más específicamente oleohidráulico, tienen una eficiencia de transmisión de grandes fuerzas desde 100 kgf hasta 2800 kgf y presiones desde 100 psi hasta 1300 psi, y permite una fácil regulación de la velocidad. La capacidad de parar el sistema también se presenta como una enorme ventaja para el apartado de la precisión y control, ya que esto mejora la seguridad industrial. Lo que se traduce en un corte firme y suave a la vez.

El corte del material salió recto y limpio, sin presentar defectos (torsión, pequeña área curva, zona fracturada y rebabas). Para lograr estos resultados las principales cosas a considerar son: regulación correcta del juego/luz (espacio entre cuchillas) acorde a los espesores a cortar, la correcta aplicación del pisador y un manejo adecuado del mando del sistema hidráulico.

4.2 Recomendaciones

Esta máquina tiene como principal característica la precisión, por lo que se recomienda para su construcción, elaborar cada una de sus piezas utilizando instrumentos de precisión y no escatimar en costos en lo que a este rubro se refiere.

Seguridad, un parámetro que nunca se debe olvidar en esta máquina es la fuerza que se está generando, con cuchillas afiladas y sin muchas carcasas de protección, son 2.7 toneladas, que, en contacto con manos, brazos, piernas o cualquier parte del cuerpo los cortarían sin ningún problema y de manera limpia. Por lo que se recomienda con mucho énfasis no operar la si el sujeto se encuentra con algún tipo de complicación que puedan alterar los sentidos.

Se recomienda revisar los materiales a cortar, que no contengan elementos de alta dureza. Para preservar en lo posible el filo de las cuchillas.

Instalar la máquina en un lugar nivelado y de ser posible fijarla, para evitar posibles deformaciones por trabajar en ángulos inadecuados.

Llevar a cabo el mantenimiento con la máquina totalmente apagada y desconecta por que la facilidad para producirse accidentes es muy alta. El mantenimiento debe ser periódico, para mantener la vida útil de los sistemas que la componen.

La electricidad necesaria para encender la máquina es de 220 V, y por el carácter de la máquina que es solo en estructura sin carcasa, se recomienda revisar esta y mantener precauciones.

MATERIALES DE REFERENCIA

Referencias bibliográficas

- [1] R. D. Bermudéz Salvato, "Cizalla para Corte Transversal", Universidad Simón Bolívar, Sartenejas, 2006.
- [2] L. F. Barba Muñoz y O. Reyes Teran, "Cálculo y Diseño de una Prensa Hidráulica Tipo "C" con Capacidad de 20 Toneladas," Instituto Politécnico Nacional, México, 2011.
- [3] E. Sarmiento Sarmiento, "Cálculo y diseño de una cizalla mecánica compacta con capacidad para cortar planchas de acero hasta 3 mm de espesor x 1.25 m, de longitud,» Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, 1979.
- [4] B. J. Flores Rodriguez, "Diseño de una Herramienta: Cuchilla para Trabajo en Frio", Univeridad Autonoma de Nuevo León, San Nicolas de las Garzas N.L., 1999.
- [5] R. Chavarría Cosar, "NTP 153: Cizalla de guillotina para metal", Centro de investigación y asistencia técnica, Barcelona, 1982.
- [6] G. García P., "Un proceso general de diseño en Ingeniería Mecánica", Instituto Tecnológico de ilinois, Ilinois, 1986.
- [7] A. Serrano Huertas y O. A. López Madrid, "Diseño de una cizalla industrial para el corte de láminas de acero al silicio utilizadas en transformadores secos de energía eléctrica", Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, 2015.
- [8] P. Wood, *Optimizing the Shear Slitting Process*, St. Louis, MO: Tidland Corporation, 2007.

- [9] SSAB Swedish Steel (2016). SL, SSAB Swedish Steel SL. Hardox Wearparts, [Internet]. Available: <https://www.ssab.es/>.
- [10] Metales industriales de Puebla S.A. (2015, Agosto). MIPSAs, MIPSAs, [Internet]. Available: <https://mipsa.com.mx/>.
- [11] V. Cardenas, *Corformado Mecánico I*, Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2009.
- [12] A. I. Tselikov, *Trenes de laminación*, Barcelona: Urmo, 1972.
- [13] A. Quercy, *Trabajo de los Metales en Láminas*, Pontevedra: Urmo, 1965.
- [14] H. Dubbel, *Manual del constructor de máquinas*, Barcelona: Labor, S.A., 1930.
- [15] H. Rodríguez Galbarro.(2012, Marzo 31) "Ingemeccánica, Ingeniería, Consultoría y Formación", Ingemeccánica. [Internet]. Available: <https://ingemeccanica.com/>.
- [16] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México: MacGraw-Hill Interamericana, 2008.
- [17] C.General de Aceros S.A.. *SAE 1020 y SAE 1045*, Bogota: C.G.A., 2007.
- [18] Carbone Stainless Steel. *Ficha Técnica del Acero Inoxidable*. Panamá: Zonda, 2016.
- [19] F. Klocke, *Manufacturing Processes 4 Forming*, Berlin: Springer Science+Business Media, 2013.

- [20] Sandvik Coromant. (2014, Febrero 19). Sandvik Coromant. [Internet]. Available: <https://www.sandvik.coromant.com/>.
- [21] B. J. Flores Rodriguez, "Diseño de una herramienta: cuchilla para trabajo en frío,» Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolas de Los Garza N.L., 1999.
- [23] M. A. Madre Sediles y J. M. Franco Gimeno, *Ensayos de Metalografía y Tratamientos Térmicos, Zaragoza*: Prensa Universitaria de Zaragoza, 1999.
- [24] B. E. G. & C. KG. (2012). Acerosbohler, Böhler. [Internet]. Available: <http://www.acerosbohler.com/>.
- [28] R. L. Mott y P. E., *Diseño de Elementos de Máquinas*, México: Pearson Educación, 2006.
- [29] A. Guardiola Vállora. (2007, Enero). Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados. [Internet]. Available: <https://riunet.upv.es/>.
- [30] S. p. d. G. (2018 Enero). SKF, SKF. [Internet]. Available: <http://www.skf.com/>.
- [31] Bibing. (2005, Agosto 12). Manual de para el diseño de una red hidráulica de climatización", [Internet]. Available: <http://bibing.us.es/>.
- [32] S. De las Heras, *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*, Barcelona: La Factoria de Recursos Docents, 2011.
- [33] Roemheld. (2012, Febrero). Roemheld-gruppe, Internet. Available: <https://www.roemheld-gruppe.de/>.

- [34] Hydrosila. (2018, Enero 05). Hydrosila hydraulics you can trust, Hydrosila 2019, [Internet]. Available: <https://www.hydrosila.com/>.
- [35] Pdv SA. (2016). PDV Ecuador SA, PDVSA, [Internet]. Available: <http://www.lubricantespdv.com.ec/>.
- [36] Instituto ecuatoriano de seguridad social, "Decreto ejecutivo 2393, reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo", Quito, 2015.
- [37] IPAC. (2014, Julio 20). IPAC Duferco Group, IPAC S.A., [Internet]. Available: <http://www.ipac-acero.com/>.
- [38] Deducetu. (2014, Octubre). De duce tu, [Internet]. Available: <http://de-duce-tu.blogspot.com/>.
- [39] G. Varga, "Examination Of Shear Angle In Metal Cutting", *University Of Miskolc, Miskolc*, 2012.
- [40] S. M. Umbert, "Cutting Forces in Turning Operations", *NTNU: Norwegian University of Science and Technology*, Trondheim, 2017.
- [41] B. Salazar López. (2016). "Ingenieria Industrial Online", BryanSalazarLópez, [Internet]. Available: <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/>.
- [42] M. Rodríguez Avial, F. López y M. J. García, "Desarrollo de parametros para diseño de componentes y elementos de máquinas ante solicitudes dinámicas ciclicas. Comprobación mediante métodos numéricos", *Revista Internacional de Métodos numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, vol. 17, nº 3, pp. 335-345, 2001.

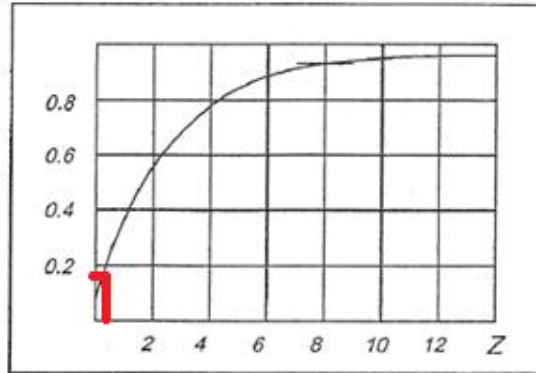
- [43] J. Mater, "Force and Energy Calculations in Metal Shearing Using Inclined Knife profile", *Saping Technol*, nº 6, pp. 165 - 169, 1989.
- [44] C. Mataix, *Mácanica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*, Madrid: Ediciones del castillo S.A., 1986.
- [45] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, *Manufactura, ingeniería y tecnología*, México: Pearson Educación, 2008.
- [46] H. Inc., "Técnicas de corte de metal grueso", Hypertherm Inc. Revisión 2, Sao Paulo, 2014.
- [47] M. Cervera Ruiz y E. Blanco Díaz, *Mecánica de estructuras Libro 1 Resistencia de materiales*, Barcelona: Edicions UPC, 2001.
- [48] R. Balamuralikrishnan, *High Strength Steels for Naval Applications*. [Performance]. Defence Metallurgical Research Laboratory, 2016.
- [49] J. A. Aguilar Schafer, *Corte con chorro de agua*, Guatemala: Biblioteca Landivariana Dr. Isidro Iriarte S.J., 2016.
- [50] V. P. Astakhov y X. Xiao, "A methodology for practical cutting force evaluation based on the energy spent in the cutting system", Taylor & Francis Group, LLC, Michigan, 2008.
- [51] Stanser. (2019, Mayo 03). Stanser Maquinaria CNC, [Internet]. Available: <https://www.stanser.com/>.
- [52] Metales industriales de Puebla S.A. (2019, Febrero 15). MIPSAs Expertos procesando metales, Metales industriales de Puebla S.A., [Internet]. Available: <https://www.mipsa.com.mx/>.

- [53] Manual del Estudiante, *Fundamentos de hidráulica*, Ottawa, 2006.
- [54] J. F. Ma San Zapata, *Diseño de Elementos de Máquinas I*, Piura: Universidad Nacional de Piura, 2013.
- [55] G. Amézquita Martínez, "Diseño de una prensa neumática", Instituto Politécnico Nacional, México, D.F., 2003.
- [56] R. L. Mott y P. E., *Diseño de elementos de máquinas*, México: Pearson Education, 2006.

ANEXOS

Anexos mecánicos

A.1. Coeficiente Z



A.2. Resistencia a la cizalladura

Material	Resistencia a la cizalladura σ_T en kgf/mm^2				
	Estado		Material	Estado	
	Blando	Duro		Blando	Duro
Goma	0-7	2-7	Cuero	0-7	—
Mica	5-8	—	Madera	1-3	—
Celuloide	4-6	—	Papel y cartón	2,5	—
Cartón duro	7-9	—	Cartulina de resina sintética	10-14	—
Plomo	2-3	—	Chapa de hierro comercial	—	40
Estaño	3-4	—	Chapa de hierro embutible	30-35	—
Aluminio	6-11	13-16	Chapa de acero semiduro comercial	45-50	55-60
Duraluminio	15-22	30-38	Acero lam. con 0,1 % C	25	32
Siluminio	10-12	20	» » » 0,2 % C	32	40
Anticorodal	9-10	25-29	» » » 0,3 % C	35	48
Cinc	12	20	» » » 0,4 % C	45	56
Cobre	12-22	25-30	» » » 0,6 % C	56	72
Latón	22-30	35-40	» » » 0,8 % C	72	90
Bronce laminado	32-40	40-60	» » » 1 % C	80	105
Alpaca laminada	28-36	45-46	» al silicio	45	56
Plata laminada	23-24	—	» inoxidable	50-55	55-60

A.3. Valores de resistencia a la cizalladura y ϵ ruptura para diferentes materiales

Metal	τ máx K/mm ²	$\frac{\tau \text{ máx}}{\delta t}$	ϵ de ruptura	a k/mm/mm ³	$\frac{\tau \text{ med}}{\tau \text{ máx}}$
Acero, E 16	75	0.65	0.16	9.7	0.81
Acero muelles	61	0.61	0.16	7.4	0.76
Acero, ShKh 10	54	0.64	0.33	15.7	0.84
Acero Eyai 1	47	0.79	0.4	12.4	0.66
Acero, cable	46	0.69	0.23	8.5	0.8
Acero, 20	38	0.7	0.35	10.4	0.78
Acero 1015	28	0.74	0.41	9.7	0.84
Cobre	16	0.8	0.42	2.7	0.85
Cinc	15	0.91	0.41	5.2	0.84
Duraluminio	13	----	0.13	1.3	0.77

A.4. Propiedades de los aceros

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
			Fluencia S_y MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_p MPa (kpsi)	Coficiente σ_y MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

*Los valores se tomaron de uno o dos colados y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.
[†]Valor derivado.

Tabla A-23

Propiedades esfuerzo-deformación media monótona y cíclica de aceros seleccionados Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983, p. 217.

Grado a)	Orientación e)	Descripción f)	Dureza HB	Resistencia a la tensión S_u		Reducción en área %	Deformación verdadera a la fractura ϵ_f	Módulo de elasticidad E		Coeficiente de resistencia a la fatiga σ'_f		Exponente de resistencia a la fatiga b	Coeficiente de ductilidad a la fatiga c'_f	Exponente de ductilidad a la fatiga c
				MPa	ksi			GPa	10 ⁶ psi	MPa	ksi			
A538A b)	L	STA	405	1 515	220	67	1.10	185	27	1 655	240	-0.065	0.30	-0.62
A538B b)	L	STA	460	1 860	270	56	0.82	185	27	2 135	310	-0.071	0.80	-0.71
A538C b)	L	STA	480	2 000	290	55	0.81	180	26	2 240	325	-0.07	0.60	-0.75
AM-350 c)	L	HR, A		1 315	191	52	0.74	195	28	2 800	406	-0.14	0.33	-0.84
AM-350 c)	L	CD	496	1 905	276	20	0.23	180	26	2 690	390	-0.102	0.10	-0.42
Gainex c)	LT	Lámina HR		530	77	58	0.86	200	29.2	805	117	-0.07	0.86	-0.65
Gainex c)	L	Lámina HR		510	74	64	1.02	200	29.2	805	117	-0.071	0.86	-0.68
H-11	L	Ausformado	660	2 585	375	33	0.40	205	30	3 170	460	-0.077	0.08	-0.74
RQC-100 c)	LT	Placa HR	290	940	136	43	0.56	205	30	1 240	180	-0.07	0.66	-0.69
RQC-100 c)	L	Placa HR	290	930	135	67	1.02	205	30	1 240	180	-0.07	0.66	-0.69
10B62	L	TyR	430	1 640	238	38	0.89	195	28	1 780	258	-0.067	0.32	-0.56
1005-1009	LT	Lámina HR	90	360	52	73	1.3	205	30	580	84	-0.09	0.15	-0.43
1005-1009	LT	Lámina CD	125	470	68	66	1.09	205	30	515	75	-0.059	0.30	-0.51
1005-1009	L	Lámina CD	125	415	60	64	1.02	200	29	540	78	-0.073	0.11	-0.41
1005-1009	L	Lámina HR	90	345	50	80	1.6	200	29	640	93	-0.109	0.10	-0.39
1015	L	Normalizado	80	415	60	68	1.14	205	30	825	120	-0.11	0.95	-0.64
1020	L	Placa HR	108	440	64	62	0.96	205	29.5	895	130	-0.12	0.41	-0.51
1040	L	Como sale de la forja	225	620	90	60	0.93	200	29	1 540	223	-0.14	0.61	-0.57
1045	L	TyR	225	725	105	65	1.04	200	29	1 225	178	-0.095	1.00	-0.66
1045	L	TyR	410	1 450	210	51	0.72	200	29	1 860	270	-0.073	0.60	-0.70
1045	L	TyR	390	1 345	195	59	0.89	205	30	1 585	230	-0.074	0.45	-0.68
1045	L	TyR	450	1 585	230	55	0.81	205	30	1 795	260	-0.07	0.35	-0.69
1045	L	TyR	500	1 825	265	51	0.71	205	30	2 275	330	-0.08	0.25	-0.68
1045	L	TyR	595	2 240	325	41	0.52	205	30	2 725	395	-0.081	0.07	-0.60
1144	L	CDSR	265	930	135	33	0.51	195	28.5	1 000	145	-0.08	0.32	-0.58

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm $\frac{3}{4}$ a 1 $\frac{1}{4}$ pulg.]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

APÉNDICE 7 PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21


Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J4106, especificadas por la SAE.

A.5. Aceros para herramientas Bohler

Böhler Aceros Especiales

	Aleación %						Normas		Descripción
	C	Si	Cr	Mo	V	Otros	AISI	DIN	
									Aplicaciones
K 100	2.00	0.25	11.50	-	-	-	- D3	1.2080	Acero ledeburítico al 12% de cromo, de alta resistencia al desgaste y estabilidad dimensional en el tratamiento térmico. Matrices y punzones de corte y estampado. Conformación en frío. Chuchillas y cizallas para corte en frío. Pensado de materiales cerámicos, calibres, etc.
K 110	1.55	0.25	11.80	0.80	0.95	-	- D2	1.2379	Acero de similares propiedades y aplicaciones a las del acero K 100, aunque con mayor tenacidad y resistencia al desgaste. Tratamiento térmico especial para nitración: T: 1070 °C / R: 520-570 °C
K 340	1.10	0.90	8.30	2.10	0.50	+Al +Nb	-	-	Acero para trabajos en frío obtenido por refusión bajo electroscoorta de alta tenacidad y resistencia a la compresión. Muy buena resistencia al desgaste por adhesión. Matrices y punzones cortantes, para embutición profunda y para conformación en frío. Cizallas. Hias, para laminación de roscas.
K 360 ISODUR	1.25	0.90	8.75	2.70	1.18		-	-	Acero de excelente resistencia al desgaste abrasivo y adhesivo. Posee asimismo alta tenacidad y resistencia a la compresión. Hias, de corte y estampado (matrices y punzones). Hias. Para la conformación en frío: embudo, extruido y acuñado. Rodillos de laminación de roscas, cizallas, calibres de medición.
K 460 ISODUR	0.95	0.55	-	0.12	0.55		O1	-1.2510	Acero indeformable de temple en aceite. Posee alta eficacia de corte y buena tenacidad. Herramientas de corte y estampado. Tallado de roscas. Herramientas de embudo. Chuchillas y calibres. Insertos de moldes para inyección de plásticos.

Datos Técnicos



BÖHLER
ACERISTAS DESDE 1870

BÖHLER K100

Comparaison qualitative des caractéristiques les plus importantes / Comparación cualitativa de las propiedades esenciales

Nuance / Marca BÖHLER	Résistance à l'usure (abrasive) Resistencia al desgaste (abrasiva)	Résistance à l'usure (adhésive) Resistencia al desgaste (adhesiva)	Ténacité Tenacidad	Résistance à la compression Resistencia a la compresión	Stabilité dimensionnelle lors du traitement thermique Estabilidad dimensional en el tratamiento térmico
BOHLER K100	***	**	*	**	**
BOHLER K105	**	**	*	**	**
BOHLER K107	***	**	*	**	**
BOHLER K110	***	**	*	**	**
BOHLER K245	*	*	*****	*	*
BOHLER K305	*	*	****	*	*
BOHLER K306	*	*	*****	*	*
BOHLER K329	**	*	*****	*	*
BOHLER K340 ISO DUR	***	****	***	****	***
BOHLER K353	***	**	*****	**	**
BOHLER K360 ISO DUR	****	****	**	****	**
BOHLER K390 MICROCLEAN	*****	*****	****	*****	****
BOHLER K455	*	*	*****	*	*
BOHLER K460	*	*	****	*	*
BOHLER K600	*	*	*****	*	*
BOHLER K605	*	*	*****	*	*
BOHLER K720	*	*	****	*	*
BOHLER K890 MICROCLEAN	***	**	*****	****	****
BOHLER K700	Acier austénitique manganèse qui doit ses caractéristiques à l'écrouissage lors dessollicitations de compression et de choc; donc non comparable ici avec les aciers trempant. Acero duro austenítico al manganeso que obtiene sus propiedades características por endurecimiento en frío bajo sollicitación de presión e impacto. Por esta razón no es posible una comparación de este tipo con los aceros templables.				

A.6. Tratamiento Acero Böhler K-100

Conformación en caliente; Forjado:	1050 a 850oC Enfriado lento en horno o en material termoaislante.
Tratamiento térmico; Recocido Blando:	800 – 850oC Enfriamiento lento y controlado en horno 10 – 20oC, hasta 600oC, enfriamiento posterior al aire. Dureza después del recocido blando: máx. 248 Brinell.
Recocido de eliminación de tensiones:	Recocido de eliminación de tensiones Aprox. 650oC Enfriamiento lento en horno, para disminuir la tensión después de un mecanizado extenso, o en herramientas complicadas. Tiempo de permanencia después del calentamiento a fondo: 1 – 2 horas en atmosfera neutra.

Temple:	940 – 970oC Aceite, baño de sal de 220 a 250oC o 500 a 550oC, es posible un temple al aire o al aire comprimido hasta un espesor máximo de 25mm en el límite superior de temperaturas de temple. Tiempo de permanencia después del calentamiento a fondo: 15 – 30 minutos. Dureza obtenible: 57 – 62 HRC.
Revenido:	Calentamiento lento hasta la temperatura de revenido inmediatamente después del temple/tiempo de permanencia en el horno: 1 hora por cada 20 mm de espesor de la pieza, pero como mínimo 2 horas / enfriamiento al aire.

A.7. Medidas de acero K100

Aceros aleados para trabajo en frío

BÖHLER K100

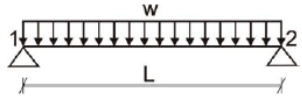
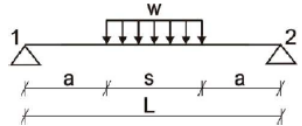
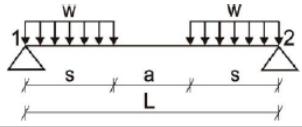
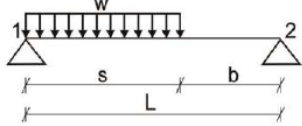
F5212 (U12) X210Cr12 / W.Nr. 1.2080

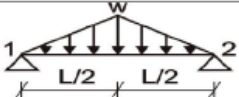
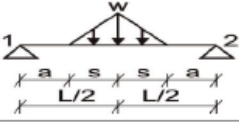

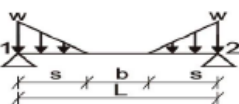
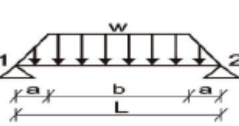
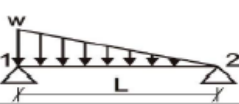
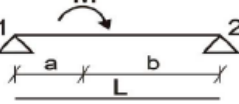
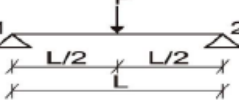
Barras planas

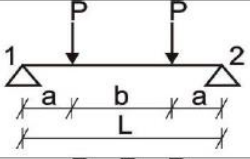
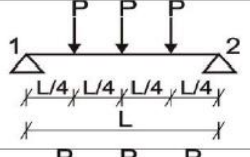
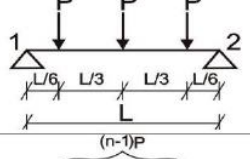
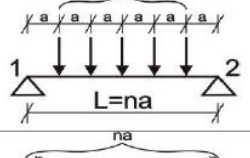
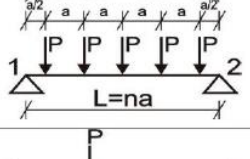
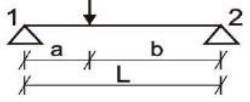
ancho mm	espesor mm																			
	6	8	10	12	15	16	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	120	150	200
16						X														
20	X	X	X	X	X		X													
25	X	X	X	X	X		X													
30	X	X	X	X	X		X	X	X											
35	X	X	X	X	X		X	X		X										
40	X	X	X	X	X		X	X	X		X									
45							X													
50	X	X	X	X	X		X	X	X		X	X								
60	X	X	X	X	X		X	X	X		X	X	X							
70			X	X	X		X	X	X		X	X	X	X						
80	X	X	X	X	X		X	X	X		X	X	X		X					
90			X		X		X	X	X		X	X	X			X				
100	X	X	X	X	X		X	X	X		X	X	X		X		X			
120			X	X	X		X	X	X		X	X	X		X			X		
125	X	X	X	X	X		X													
130							X	X	X		X	X								
140									X		X									
150	X	X	X	X	X		X	X	X		X	X	X		X		X		X	
160							X	X	X		X	X	X							
180							X	X	X		X	X	X		X					
200							X	X	X		X	X	X		X		X			X
220	X	X	X	X					X		X	X								
250							X	X	X		X	X	X		X					
300							X	X	X		X	X	X		X					
350											X	X	X							
400											X		X		X					

Nota: para información sobre tolerancias, acabados, rogamos consulten.

A.8. Método de los tres momentos

Nº	Esquema de carga	Rotaciones en los apoyos 1 y 2
1		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{wL^3}{24}$
2		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{ws}{48}(3L^2 - s^2)$
3		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{ws^2}{12}(2L + a)$
4		$\alpha_1 = \frac{ws^2}{24L}(2L - s)^2$ $\alpha_2 = \frac{ws^2}{24L}(2L^2 - s^2)$

5		$\alpha_1 - \alpha_2 = \frac{5wL^3}{192}$
6		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{ws}{48}(3L^2 - 2s^2)$
7		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{wL^3}{64}$
8		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{ws^2}{24}(2L - s)$
9		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{w}{24}[L^3 - a^2(2L - a)]$
10		$\alpha_1 = \frac{wL^3}{45}$ $\alpha_2 = \frac{7wL^3}{360}$
11		$\alpha_1 = M \frac{L}{6} \left(\frac{3b^2}{L^2} - 1 \right)$ $\alpha_2 = M \frac{L}{6} \left(1 - \frac{3a^2}{L^2} \right)$
12		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{PL^2}{16}$

13		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{Pa(L-a)}{2}$
14		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{5PL^2}{32}$
15		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{19PL^2}{144}$
16		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{PL^2}{24} \cdot \frac{n^2 - 1}{n}$
17		$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{PL^2}{48} \cdot \frac{2n^2 + 1}{n}$
18		$\alpha_1 = \frac{Pab}{6L}(b+L)$ $\alpha_2 = \frac{Pab}{6L}(a+L)$

A.9. Factor de sobrecarga

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

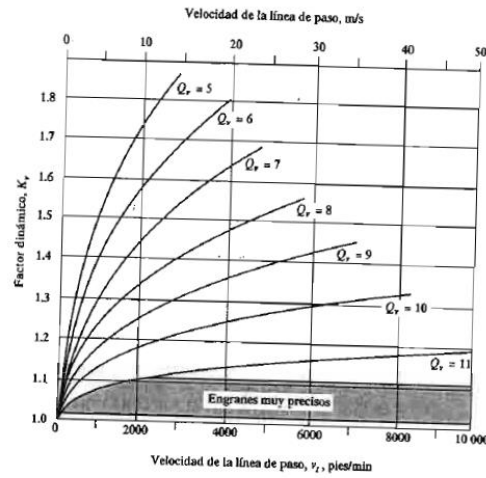
Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

A.10. Factor de tamaño

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

A.11. Factor dinámico



A.12. Vida de diseño

TABLA 9-7 Vida de diseño recomendada

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

A.13. Factor de resistencia por ciclos de esfuerzo

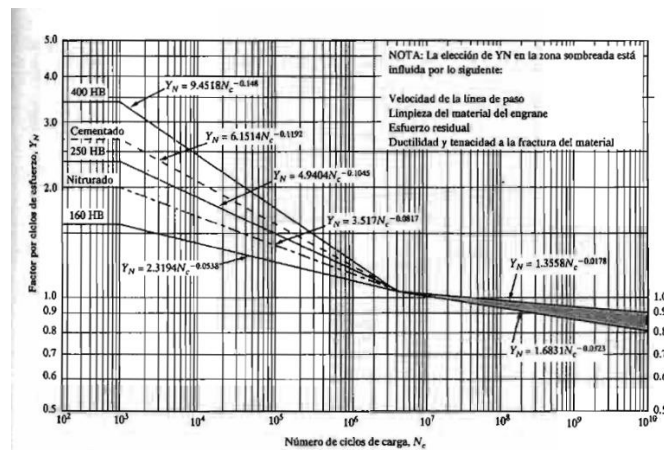


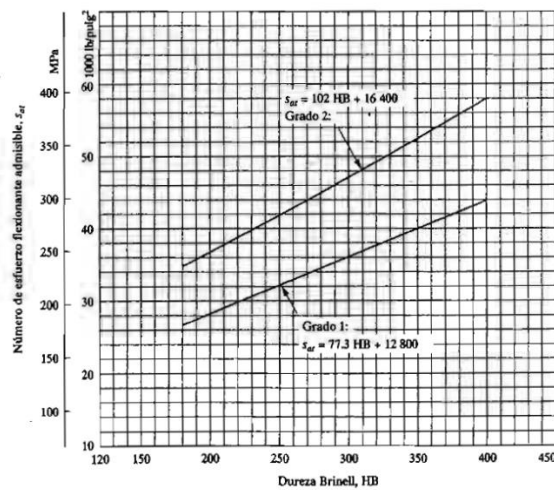
FIGURA 9-22 Factor de resistencia flexionante por ciclos de esfuerzo, Y_N (Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314)

A.14. Factor de confiabilidad

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

A.15. Esfuerzo flexionante admisible



A.16. Esfuerzos admisibles para materiales de engranes de acero templado

TABLA 9-3 Números de esfuerzo admisibles para materiales de engranes de acero templado.

Dureza en la superficie	Número de esfuerzo flexionante admisible, s_{ar} (ksi)			Número de esfuerzo de contacto admisible, s_{ac} (ksi)		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55		170	190	
54 HRC	45	55		175	195	
Cementado y templado						
55-64 HRC	55			180		
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275
Aceros templados totales y nitrurados:						
83.5 HR15N	Vea la figura 9-14			150	163	175
84.5 HR15N	Vea la figura 9-14			155	168	180
Nitrurados, nitr alloy 135M: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			170	183	195
Nitrurados, nitr alloy N: ^a						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15					
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			172	188	205
Nitrurados, 2.5% de cromo (sin aluminio)						
87.5 HR15N	Vea la figura 9-15			155	172	189
90.0 HR15N	Vea la figura 9-15			176	196	216

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314.

^a Nitr alloy es una familia patentada de aceros que contienen aproximadamente 1.0% de aluminio, el cual promueve la formación de nitruros duros.

A.17. Propiedades de aceros cementados

APÉNDICE 5 PROPIEDADES DE LOS ACEROS CEMENTADOS

Designación del material (Número AISI)	Condición	Propiedades del interior						
		Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)			
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61
E9310	SOQT 300	173	1190	135	931	15	363	62
E9310	DOQT 300	174	1200	139	958	15	363	60
E9310	SOQT 450	168	1160	137	945	15	341	59
E9310	DOQT 450	169	1170	138	952	15	352	58

A.18. Módulo de sección Z

CROQUIS de la sección	MÓDULO Z de la sección	ÁREA A de la sección	CROQUIS de la sección	MÓDULO Z de la sección	ÁREA A de la sección
	$\frac{1}{6} b h^2$	$b h$		$\frac{\pi d^3}{32} = 0,0982 d^3$	$\frac{\pi d^2}{4} = 0,785 d^2$
	$\frac{1}{6} \frac{C^3 - c^3}{C}$	$C^2 - c^2$		$\frac{\pi}{32} \times \frac{D^4 - d^4}{D}$	$\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$

A.19. Perfil w

PERFILES ESTRUCTURALES W GERDAU

TABLA DE MEDIDAS

GERDAU

www.gerdau.com.ar

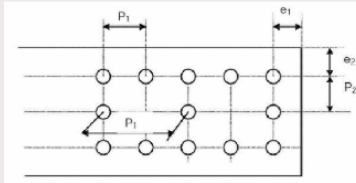
Medida mm x g/m	Masa Lbm/ft	d mm	b ₁ mm	Espesor mm	h mm	d' mm	Área cm ²	Eje X - X				Eje Y - Y				Calibre in x Bst	r ₁ in	I _x cm ⁴	Elasticidad			U in ³	Flexión LTB				Flexión FLD	Compresión Q		
								I _x cm ⁴	Z _x cm ³	S _x cm ³	r _x cm	I _y cm ⁴	Z _y cm ³	S _y cm ³	r _y cm				Elasticidad	Elasticidad	Elasticidad		Elasticidad	Elasticidad	Elasticidad	Elasticidad			Elasticidad	
W 150 x 13,0	13,0	140	100	4,3	138	110	16,0	635	85,8	6,18	96,4	82	16,4	2,22	25,5	W 6 x 8,5	2,00	1,72	10,20	27,49	4,181	0,87	94,07	287,27	84,99	176,99	33,26	23,68	32,50	1,00
W 150 x 16,0	16,0	153	102	5,8	151	119	23,4	809	120,8	6,34	139,4	126	24,7	2,22	38,5	W 6 x 10	2,08	1,54	7,18	28,48	3,883	0,91	91,31	317,52	96,82	242,73	40,09	33,89	46,09	1,00
W 150 x 22,5 0,0	22,5	152	102	5,8	138	119	29,0	1229	181,7	6,51	179,6	387	50,9	3,65	77,9	W 6 x 15	4,10	4,75	11,52	20,48	20,417	0,88	154,67	401,30	130,73	338,15	61,56	44,63	58,05	1,00
W 150 x 29,0 0,0	29,0	160	102	6,8	103	119	31,5	1384	173,0	6,63	197,6	183	35,9	2,41	55,8	W 6 x 18	2,73	11,08	4,95	17,48	10,206	0,69	102,13	394,91	92,28	333,16	68,17	47,75	66,17	1,00
W 150 x 29,0 0,0	29,0	157	102	6,8	138	118	38,5	1739	221,5	6,72	247,5	556	72,6	3,80	110,8	W 6 x 20	4,18	10,95	8,23	17,94	30,277	0,90	161,03	552,83	145,47	450,93	85,39	61,13	85,39	1,00
W 150 x 37,0 0,0	37,1	162	104	8,1	116	139	47,0	2244	277,0	6,85	313,0	707	91,8	3,04	140,4	W 6 x 25	4,22	26,28	6,84	14,67	38,930	0,91	182,72	649,97	147,01	556,61	108,16	76,45	108,16	1,00
W 200 x 15,0	15,0	200	100	4,3	190	170	19,4	1305	130,5	8,20	147,0	87	17,4	2,12	27,3	W 8 x 10	2,55	2,05	8,02	16,44	8,222	0,77	89,94	241,09	81,16	131,15	51,03	36,02	50,49	0,97
W 200 x 18,0	18,0	203	102	5,8	181	170	26,1	1696	181,1	8,39	190,0	116	22,7	2,14	35,9	W 8 x 12	2,58	4,02	7,81	29,21	11,098	0,79	90,46	280,73	81,82	116,67	62,76	45,84	62,76	1,00
W 200 x 22,5	22,5	206	102	6,2	180	170	29,0	2109	191,0	8,37	225,5	142	27,9	2,22	43,9	W 8 x 15	2,63	6,18	6,38	27,42	13,868	0,79	94,07	300,83	84,99	183,13	77,80	54,37	77,80	1,00
W 200 x 26,6	26,6	207	103	5,8	184	170	34,2	2611	252,3	8,73	282,3	330	49,6	3,10	76,3	W 8 x 18	3,54	7,65	7,82	28,34	32,477	0,82	131,37	324,19	116,68	254,42	97,39	69,63	97,39	1,00
W 200 x 31,5	31,3	210	104	6,4	182	170	40,3	3108	301,7	8,86	338,6	410	61,2	3,19	94,9	W 8 x 21	3,60	12,59	6,57	26,50	40,822	0,93	136,18	411,23	122,12	304,89	116,82	83,27	116,82	1,00
W 200 x 35,0 0,0	35,9	201	105	6,2	182	181	38,1	3437	342,0	8,87	379,2	706	82,6	4,08	141,0	W 8 x 24	4,50	14,91	6,09	25,96	60,582	1,03	173,32	525,87	158,28	394,23	130,82	94,39	130,82	1,00
W 200 x 41,7 0,0	41,7	205	106	7,2	118	181	52,3	4174	401,4	8,77	448,4	801	105,5	4,10	162,7	W 8 x 28	4,59	21,19	7,03	21,98	83,948	1,04	173,74	575,68	158,89	400,37	154,77	110,79	154,77	1,00
W 200 x 46,1 0,0	46,1	203	203	7,2	118	181	58,6	4543	447,6	8,81	495,3	1035	151,2	5,12	229,5	W 8 x 31	5,08	22,91	6,23	22,36	141,342	1,19	216,96	677,18	196,01	525,89	170,88	123,54	170,88	1,00
W 200 x 62,0 0,0	62,0	206	204	7,9	126	181	82,9	5298	514,4	8,90	572,5	1704	174,9	5,16	268,8	W 8 x 35	5,61	33,34	6,10	19,85	166,710	1,19	218,66	743,42	197,54	606,46	197,51	141,97	197,51	1,00

A.20. Separación entre tornillos

5- Disposiciones en el montaje

5.1- Distancias a los bordes

La distancia e_1 desde el centro del agujero al extremo frontal según la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $1,2 \cdot d_0$



$$e_1 \geq 1,2 \cdot d_0$$

siendo d_0 el diámetro del agujero.

La distancia e_2 del centro del agujero al borde lateral medida normalmente a la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $1,5 \cdot d_0$

$$e_2 \geq 1,5 \cdot d_0$$

Si las piezas están expuestas a un ambiente agresivo u otras influencias corrosivas, entonces las máximas distancias e_1 y e_2 serán al menos de: $40\text{mm} + 4 \cdot t$ (siendo t el espesor de la pieza más delgada a unir).

Para otros casos tomar e_1 y $e_2 \leq 12 \cdot t$; o bien, 150 mm (la más restrictiva).

5.2- Separación entre agujeros

La distancia p_1 entre centro de tornillos en la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $2,2 \cdot d_0$

$$p_1 \geq 2,2 \cdot d_0$$

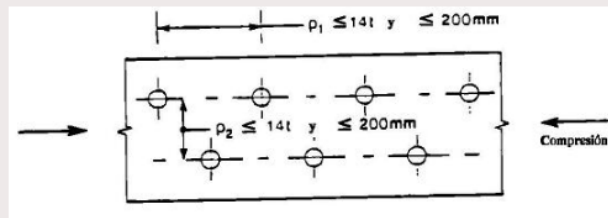
siendo d_0 el diámetro del agujero.

La separación p_2 entre filas de tornillos, medidos perpendicularmente a la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $3,0 \cdot d_0$

$$p_2 \geq 3,0 \cdot d_0$$

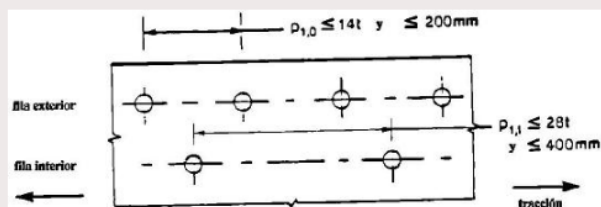
En el caso de elementos comprimidos, las separaciones p_1 y p_2 no deberán superar al menor valor de $14 \cdot t$ ó 200 mm .

$$p_1 ; p_2 \leq 14 \cdot t \text{ ó } 200\text{ mm}$$



En el caso de elementos traccionados la separación $p_{1,i}$ entre centros de tornillos en filas interiores puede ser doble del valor dado para elementos comprimidos, siempre que la separación $p_{1,0}$ en la fila exterior en cada borde no supere el valor dado para los elementos a compresión,

$$p_{1,i} \leq 28 \cdot t \text{ ó } 400\text{ mm}, \text{ si se cumple que, } p_{1,0} \leq 14 \cdot t \text{ ó } 200\text{ mm}$$



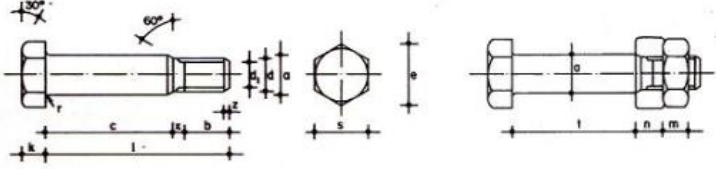
A.21. Coeficiente de seguridad o minorización

3- Coeficientes parciales de seguridad

El coeficiente de seguridad γ_M se tomará según los valores siguientes:

- γ_{Mb} : Resistencia de tornillos 1,25
- γ_{Mr} : Resistencia de roblones 1,25
- γ_{Mp} : Resistencia de bulones 1,25
- γ_{Ms} : Resistencia al deslizamiento 1,25 (ELU); 1,1 (ELS)

A.22. Tornillos calibrados dimensiones



Tornillo tipo	Vástago					Cabeza				Area neta del núcleo A_n cm ²	Area resistente A_r cm ²
	Diámetro de la caña y del agujero	Diámetro exterior de la rosca	Diámetro interior de la rosca	Longitud roscada	Longitud de la salida	Espesor	Medida entre caras	Medida entre aristas	Radio del acuerdo		
	a mm	d mm	d ₃ mm	b mm	x mm						
TC 10	11	10	8.160	17.5	2.5	7	17	19.6	0.5	0.523	0.580
TC 12	13	12	9.853	19.5	2.5	8	19	21.9	1.0	0.762	0.843
TC 16	17	16	13.546	23.0	3.0	10	24	27.7	1.0	1.440	1.570
TC 20	21	20	16.933	26.0	4.0	13	30	34.5	1.0	2.250	2.750
TC 22	23	22	18.933	28.0	4.0	14	32	36.9	1.0	2.820	3.030
TC 24	25	24	20.319	29.5	4.5	15	36	41.6	1.0	3.240	3.530
TC 27	28	27	23.319	32.5	4.5	17	41	47.3	1.0	4.270	4.590
TC 30	31	30	25.706	35.0	5.0	19	46	53.1	1.0	5.190	5.610
TC 33	34	33	28.706	38.0	5.0	21	50	57.7	1.0	6.470	6.940
TC 36	39	36	31.093	40.0	6.0	23	55	63.5	1.0	7.590	8.170

A.23. Propiedades de pernos

Tabla 8-10

Especificaciones ASTM para pernos de acero

Designación ASTM núm.	Intervalo de tamaños, de inclusive, pulg.	Resistencia de prueba mínima, [†] kpsi	Resistencia mínima a la tensión, [†] kpsi	Resistencia mínima a la fluencia, [†] kpsi	Material	Marca en la cabeza
A307	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo carbono	
A325, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 1 $\frac{1}{8}$ -1 $\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de medio carbono, T y R	
A325, tipo 2	$\frac{1}{2}$ -1 1 $\frac{1}{8}$ -1 $\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
A325, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 1 $\frac{1}{8}$ -1 $\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero no temperizado, T y R	
A354, grado BC	$\frac{1}{2}$ -2 $\frac{1}{2}$ 2 $\frac{3}{8}$ -4	105 95	125 115	109 99	Acero aleado, T y R	
A354, grado BD	$\frac{1}{2}$ -4	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A449	$\frac{1}{2}$ -1 1 $\frac{1}{8}$ -1 $\frac{1}{2}$ 1 $\frac{3}{8}$ -3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de medio carbono, T y R	
A490, tipo 1	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero aleado, T y R	
A490, tipo 3	$\frac{1}{2}$ -1 $\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero no temperizado, T y R	

[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

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

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

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

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

[†]Las resistencias mínimas son las resistencias que excede 99% de los sujetadores.

A.24. Luz/juego entre cuchillas

La distancia entre las dos cuchillas es importante, ya que determina la calidad del corte, y la fuerza que tiene que hacer la máquina para cortar la lámina.

DISTANCIA (LUZ) ENTRE LAS DOS CUCHILLAS

Espesor del corte	Extremos de las cuchillas	Centro de las cuchillas
Calibre 16	.1mm	.07mm
Calibre 14	.1mm	.07mm
Calibre 12	.1mm	.07mm
Calibre 10	.15mm	.1mm

No debe ser necesario ajustar la posición de la cuchilla de la mesa a menudo. Pero en caso de que surja la necesidad de ajustar la cuchilla de la mesa (ajustar la luz entre las dos cuchillas), lo puede hacer de la siguiente forma:

(Asegúrese de que las dos cuchillas NUNCA se toquen !)

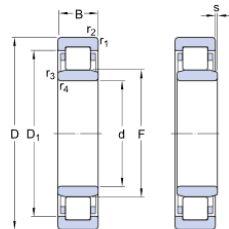
- * Afloje los tornillos de fijación verticales del cuadrante
- * Afloje las **contratuercas** de los tornillos que "empujan" y "jalan" el cuadrante
- * Use una combinación de los tornillos que "empujan" y los tornillos que "jalan" el cuadrante para posicionar la cuchilla de acuerdo a sus necesidades
- * Asegúrese de que todos los tornillos que "empujan" realmente estén "empujando"
- * Asegúrese de que todos los tornillos que "jalan" realmente estén "jalando"
- * Apriete todas las **contratuercas** de los tornillos que "empujan" y "jalan"
- * Una vez que tenga la posición deseada de la cuchilla de la mesa, apriete **muy bien** los tornillos de fijación del cuadrante.

A.25. Rodamiento

► NU 311 ECP

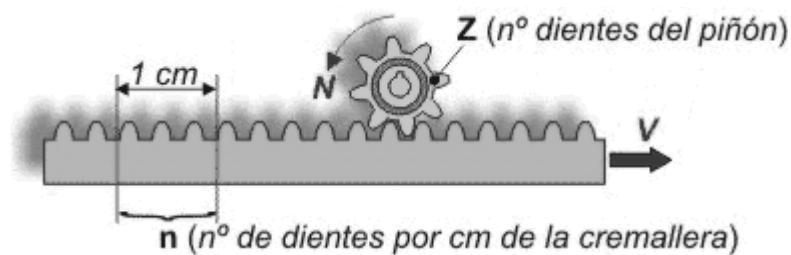
product_table_popular_item[148]
SKF Explorer

Dimensiones



d	55	mm
D	120	mm
B	29	mm
D ₁	≈ 100.3	mm
F	70.5	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 2	mm
s	max. 2	mm

A.26. Cremallera



A.27. Pérdidas

TIPO DE ACCESORIO	DIBUJO	CONDICIÓN	FÓRMULA
ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45^\circ$	$K = \frac{0,8 \cdot (\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)}{\tau^4}$
		$45^\circ < \theta < 90^\circ$	$K = \frac{0,5 \cdot \sqrt{(\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)}}{\tau^4}$
ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL		$\theta < 45^\circ$	$K = \frac{2,6 \cdot (\sin \theta / 2) (1 - \beta^2)^2}{\tau^4}$
		$45^\circ < \theta < 90^\circ$	$K = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\tau^4}$
CODOS 90°			$K=30 \cdot f_r$
CODO 45°			$K=16 \cdot f_r$
CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"		FLUJO DIRECTO	$K=20 \cdot f_r$
		FLUJO DESVIADO A 90°	$K=60 \cdot f_r$
CURVAS DE 180° DE RADIO			$K=50 \cdot f_r$

$$\tau = \frac{d_1}{d_2}$$


DIÁMETRO	mm	15	20	25	32	40	50	65,80	100	125	150	200,250	300,400
NOMINAL	Pulg	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8, 10	12, 16
Factor de fricción		0,027	0,025	0,023	0,022	0,019	0,018	0,017	0,016	0,015	0,014	0,013	0,012

Pieza, conexión o dispositivo	K_f
Rejilla de entrada	0.80
Válvula de pie	3.00
Entrada cuadrada	0.50
Entrada abocinada	0.10
Entrada de borda o reentrada	1.00
Ampliación gradual	0.30
Ampliación brusca	0.20
Reducción gradual	0.25
Reducción brusca	0.35
Codo corto de 90°	0.90
Codo corto de 45°	0.40
Codo largo de 90°	0.40
Codo largo de 45°	0.20
Codo largo de 22° 30'	0.10
Tee con flujo en línea recta	0.10
Tee con flujo en ángulo	1.50
Tee con salida bilateral	1.80
Válvula de compuerta abierta	5.00
Válvula de ángulo abierta	5.00
Válvula de globo abierta	10.0
Válvula alfalfera	2.00
Válvula de retención	2.50
Boquillas	2.75
Controlador de gasto	2.50
Medidor Venturi	2.50
Confluencia	0.40
Bifurcación	0.10
Pequeña derivación	0.03
Válvula de mariposa abierta	0.24

Coeficientes de pérdida para componentes de tubería ($h_L = K_L \frac{V^2}{2g}$)


Component	K_L	
a. TUBOS ACODADOS		
Regular de 90°, embridado	0.3	
Regular de 90°, roscado	1.5	
De 90° con gran radio, embridado	0.2	
De 90° con gran radio, roscado	0.7	
Regular de 45°, roscado	0.4	
b. CODOS DE 180°		
Codo de 180°, embridado	0.2	
Codo de 180°, roscado	1.5	
c. CONEXIONES EN T		
Flujo de línea, embridado	0.2	
Flujo de línea, roscado	0.9	
Flujo derivado, embridado	1.0	
Flujo derivado, roscado	2.0	
d. UNION ROSCADA		
	0.08	
e. VALVULAS		
De globo, completamente abierta	18	
De ángulo, completamente abierta	2	
De compuerta, completamente abierta	0.15	
De compuerta, 1/4 cerrada	0.26	
De compuerta, 1/2 cerrada	2.1	
De compuerta, 3/4 cerrada	17	
De retención a bisagra, flujo hacia adelante	2	
De retención a bisagra, flujo hacia atrás	infinito	
De bola, completamente abierta	0.05	
De bola, 1/3 cerrada	5.5	
De bola, 2/3 cerrada	2.15	

A.28. Catálogo de actuadores



CYLINDERS

Standard 2500 PSI Tie-rod Cylinders



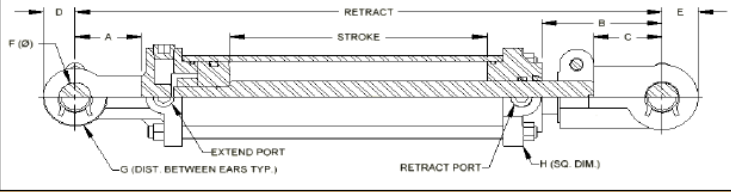
FEATURES:

- Durable black powder coat paint
- Steel rod clevis & base clevis
- 100% tested
- Clevis meets ASAE specs
- Seals from North America
- Individually bagged & boxed

- Side port configuration
- Plated tie-rods & powder coat allows coverage under the tie-rods
- NPT ports available, please consult your sales manager

Based on your input, we are converting out Wolverine NPT ported cylinder inventory to SAE ported inventory.

The new model #'s are designated with an "S" at the end of the existing model #. Please check, we may still have some NPT ported cylinders in stock.



MODEL	BORE	EXT PORT SAE	RET PORT SAE	A	B	C	D	E	F	G	H
W200000-S	2.0	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.03	1.00	1.13	2.82
W250000-S	2.5	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.13	1.00	1.13	3.38
W300000-S	3.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.00	1.13	1.00	1.13	3.90
W350000-S	3.5	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.13	1.00	1.13	4.62
W400000-S	4.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.25	1.00	1.13	4.75

MODEL	BORE x STROKE	RETRACT	ROD DIAMETER	COLUMN LOAD (LBS)/PSI*	WT	LIST PRICE
W200040-S	2 X 4	14.25	1.125	FULL PSI	16	96.00
W200060-S	2 X 6	16.25	1.125	FULL PSI	17	100.70
W200080-S	2 X 8	18.25	1.125	FULL PSI	17	105.15
V200080-S	2 X 8	20.25	1.125	FULL PSI	18	107.50
W200100-S	2 X 10	20.25	1.125	FULL PSI	20	114.50
W200120-S	2 X 12	22.25	1.125	FULL PSI	21	119.00
W200140-S	2 X 14	24.25	1.125	FULL PSI	22	126.80
W200160-S	2 X 16	26.25	1.125	FULL PSI	23	132.80
V200160-S	2 X 16	31.50	1.125	7,750 LB / 2,470 PSI*	24	131.90
W200180-S	2 X 18	28.25	1.125	7,850 LB / 2,490 PSI*	24	137.00
W200200-S	2 X 20	30.25	1.125	7,500 LB / 2,390 PSI*	25	144.70
W200240-S	2 X 24	34.25	1.125	5,500 LB / 1,770 PSI*	27	151.50
W200300-S	2 X 30	40.25	1.125	3,800 LB / 1,220 PSI*	35	167.40
W200360-S	2 X 36	46.25	1.125	2,750 LB / 875 PSI*	40	182.10

A.29. Valores de f_L

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} \cdot f_L$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

A.30. Valores de f_n

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \cdot X}{n}} \cdot f_n$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,928	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

A.31. Valores a1

▼ Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0}$	Juego normal de rodamiento				Juego de rodamiento C3				Juego de rodamiento C4						
	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y		X	Y	X	Y		X	Y		
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

▼ Factor a1

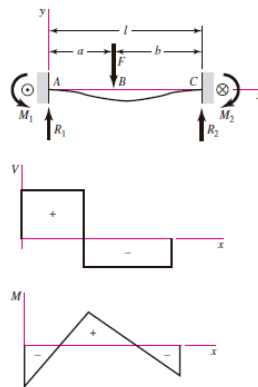
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L ₁₀	L ₅	L ₄	L ₃	L ₂	L ₁
Factor a1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

A.32. Tabla A-9

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

15 Apoyos fijos: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

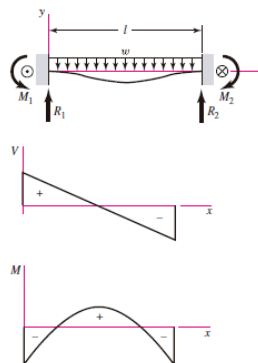
$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI l^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l - x)^2}{6EI l^3}[(l - x)(3b + a) - 3bl]$$

16 Apoyos fijos: carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$


$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

Anexos eléctricos



B.1 Motor


HOJA DE DATOS			
Motor Monofásico de Inducción - Rotor de Jaula			
Cliente	:		
Línea del producto	:	Código del producto	10726289
	Monofásico Capacitor de Partida	Catalog #:	PCJ125
Carcasa	: M56J	Tiempo de rotor bloqueado	: 10s (frío) 6s (caliente)
Potencia	: 2.5 HP (1.8 kW)	Elevación de temperatura	: 70 K
Polos	: 2	Régimen de servicio	: Cont.(S1)
Frecuencia	: 60 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C hasta +50°C
Tensión nominal	: 230 V	Altitud	: 1000 m
Corriente nominal	: 10.8 A	Grado de protección	: IP21
Corriente de arranque	: 63.7 A	Método de refrigeración	: IC01 - ODP
Ip/In	: 5.9x(Cód. G)	Forma constructiva	: F-1
Corriente en vacío	: 4.00 A	Sentido de giro ¹	: Anti-horario
Rotación nominal	: 3450 rpm	Nivel de ruido ²	: 58.0 dB(A)
Resbalamiento	: 4.17 %	Método de Arranque	: Partida directa
Torque nominal	: 0.519 kgfm	Masa aproximada ³	: 15.3 kg
Torque de arranque	: 170 %		
Torque máximo	: 210 %		
Clase de aislamiento	: B		
Factor de servicio	: 1.04		
Momento de inercia (J)	: 0.0019 kgm ²		
Potencia	25% 50% 75% 100%	Fuerzas en la fundación	
Rendimiento (%)	72.2 74.0 79.0 80.7	Tracción máxima	
Cos Φ	0.53 0.81 0.86 0.93	Compresión máxima	

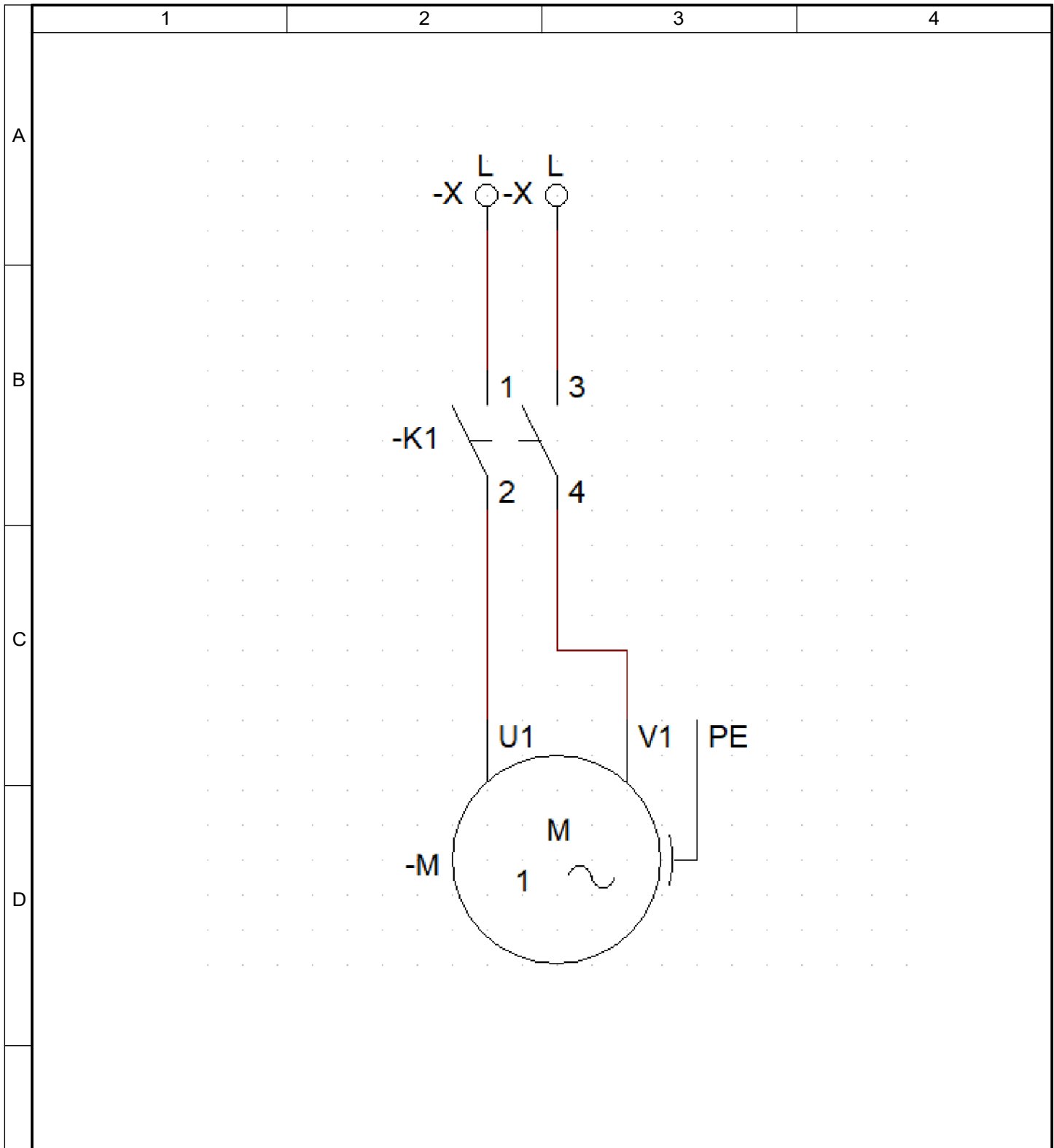
B.2 Bomba

Group by Displacement		4(63...200cm ³ /rev)													
Displacement Code		GP4K63	GP4K71	GP4K80	GP4K90	GP4K100	GP4K112	GP4K125	GP4K140	GP4K150	GP4K160	GP4K170	GP4K180	GP4K190	GP4K200
Displacement, q	cm ³ /rev	63	71	80	90	100	112	125	140	150	160	170	180	190	200
Maximum Continuous Pressure, P ₁	bar	220						200		160		140			
Maximum Intermittent Pressure, P ₂	bar	240						220		180		160			
Maximum Peak Pressure, P ₃	bar	260						230		200		180			
Maximum Speed, n _{max}	min ⁻¹	3000						2400							
Minimum Speed at P ₁ , n _{min}	min ⁻¹	500													

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL Y MECANICA
CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

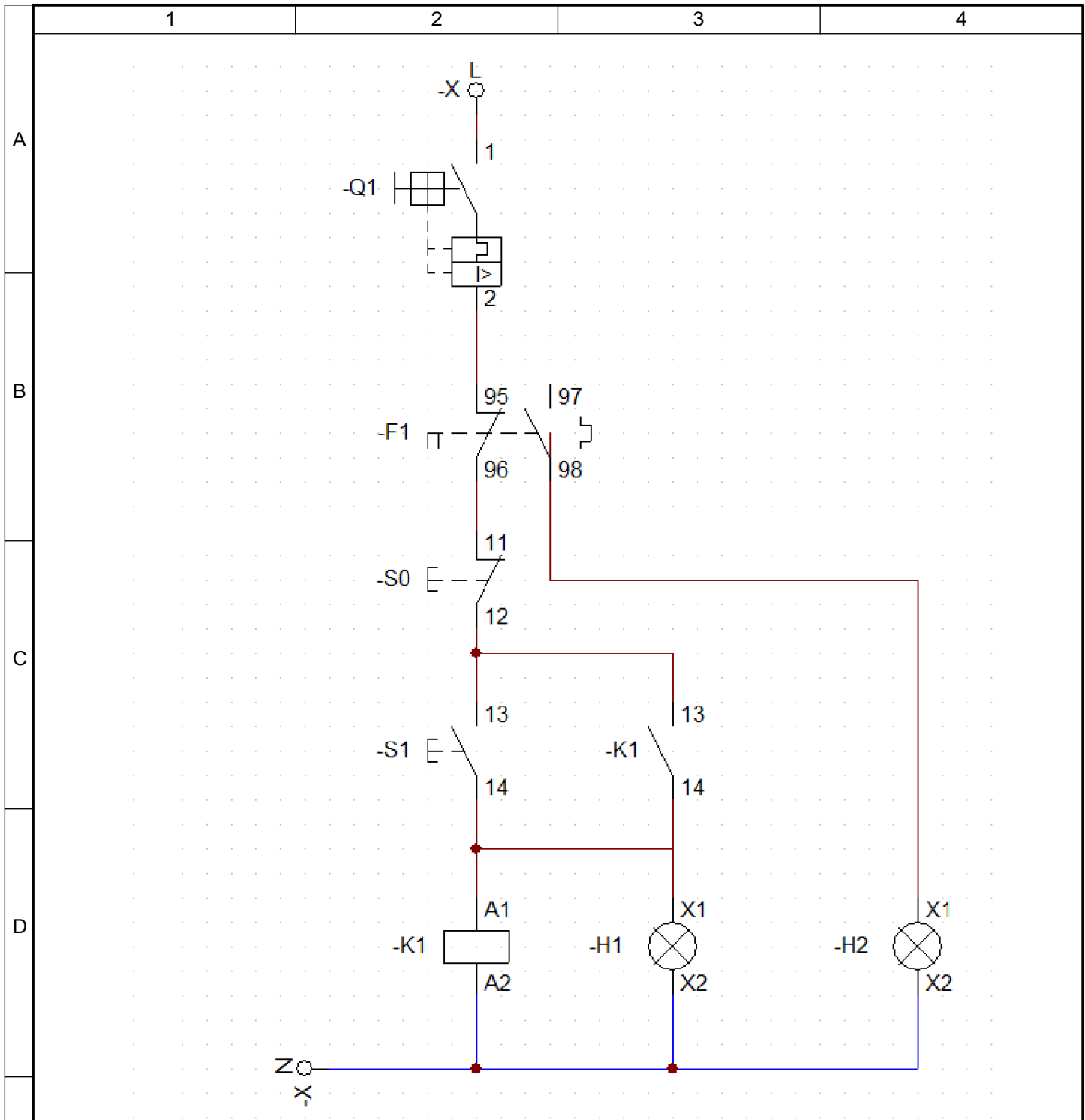
 		CRONOGRAMA DEL PROYECTO																				Cód:				
																						Mod:				
NOMBRE DEL PROYECTO		DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRÁULICA, DE HASTA 1.4 mm, PARA LA EMPRESA INGENIERÍA DEL ACERO Y MATRICERÍA DE LA CIUDAD DE AMBATO																								
DURACIÓN DE LA EJECUCIÓN DEL PROYECTO EN MESES		6 Meses (Julio 2019 - Diciembre 2019)																								
Importante: Para efectos de la convocatoria, el cronograma sólo debe incluir las actividades propias de la ejecución del proyecto (Aquellas posteriores a su aprobación)																										
Nº	ACTIVIDAD	Semanas																								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	Diseño																									
2	Determinación de parámetros																									
3	Construcción de la cortadora																									
4	Selección de componentes																									
5	Adquisición de materiales																									
6	Construcción de la estructura																									
7	Construcción del sistema hidráulico																									
8	Colocación y Calibración de las cuchillas																									
9	Pruebas y puesta a punto de la cortadora																									
10	Trabajo de titulación																									
11	Presentación del trabajo final y aprobación																									


 García Sánchez Francisco Xavier
 ALUMNO



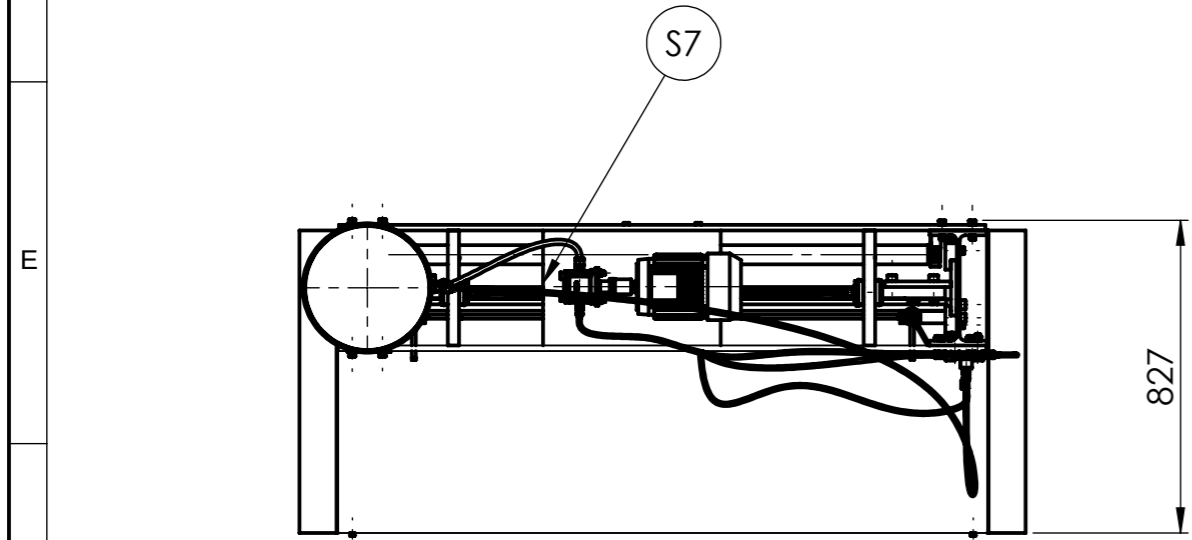
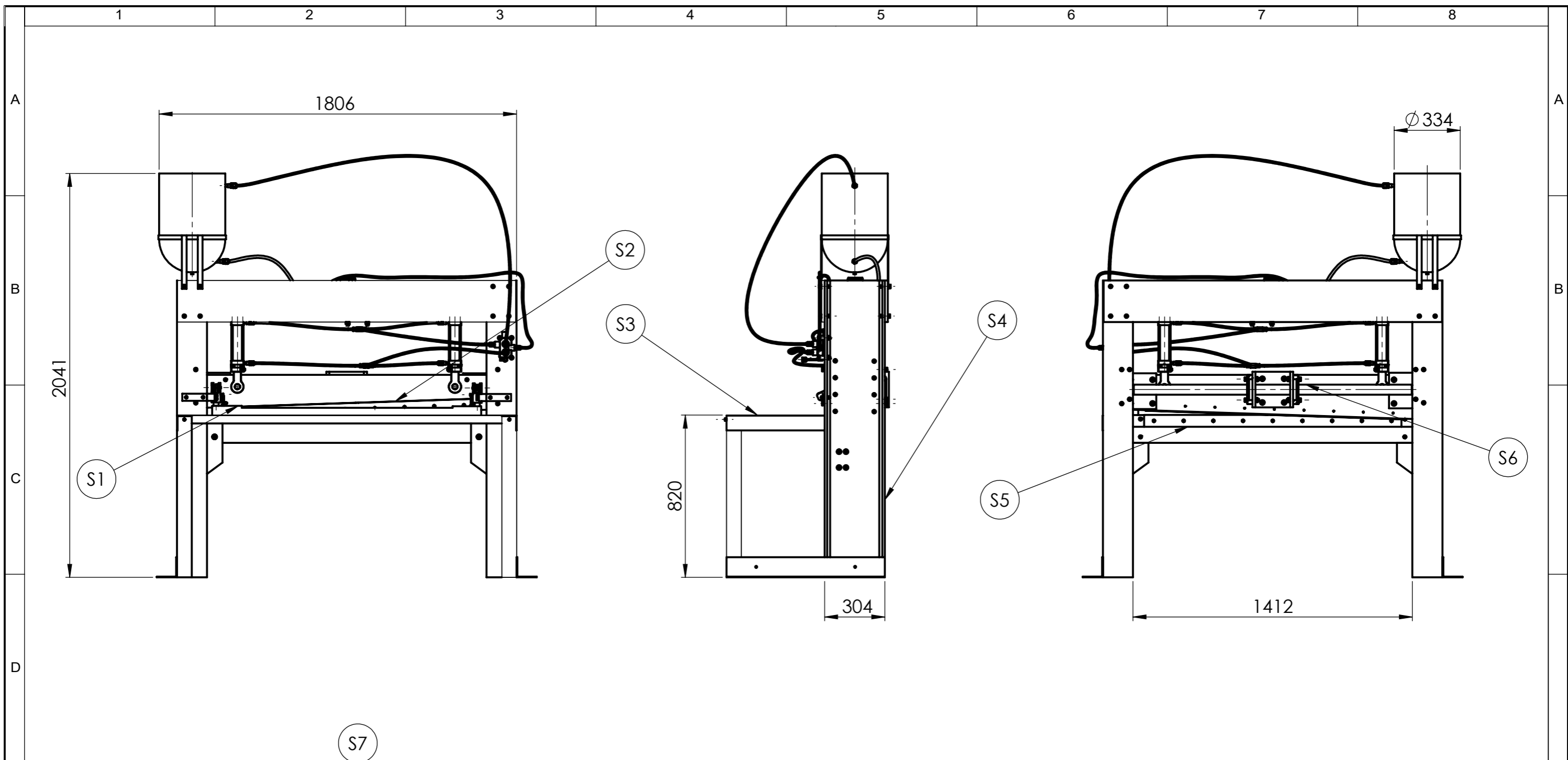
Componentes	#
Motor monofásico	1
Contactador	1
Cables	

				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.1	0.0 kg	VARIOS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 11/18/19	Francisco G		
				Rev. 11/18/19	Ing. Carrillo		
				Apro. 11/18/19	Ing. Carrillo	DIAGRAMA DE POTENCIA	1:5
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	Registro
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



Componentes		#
Disyuntor		1
Térmico		1
Contactor pulsador NC		1
Contactor pulsador NA		1
Contactor auxiliar NA		1
Indicadores		2

				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.1	0.0 kg	VARIOS	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 11/18/19	Francisco G		
				Rev. 11/18/19	Ing. Carrillo		
				Apro. 11/18/19	Ing. Carrillo	DIAGRAMA DE CONTROL	1:5
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



1	S7 Estructura superior-motriz	DIN 5482/AISI 1020/ IEC 60034-30	Acero/Aluminio	7		142.36	
1	S6 Fijador PCSuperior	AISI 1020/AISI 1045/ AISI 4340/JIS G 5501	Acero	6		38.08	
1	S5 Portacuchilla Inferior	AISI 1020/K100	Acero	5		48.59	
1	S4 Columnas	ASTM A36	Acero	4		5.031	
1	S3 Mesa	ASTM A36	Acero	3		34.04	
1	S2 Portacuchilla Superior	AISI 1020/K100	Acero	2		83.31	
1	S1 Pisador	AISI 1020	Acero	1		7.67	
N.º de Piezas	Denominación	N.º de norma/dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	Peso kg/pieza	Observación
		Tolerancias	(Peso)	Materiales: VARIOS			
		± 1	575.38 kg				
		Fecha	Nombre	Denominación:			Escala:
		Dib. 12/20/19	Francisco G	CIZALLA HIDRÁULICA "GUILLOTINA"			1:20
		Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo				
		Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo				
		U.T.A.		Número de lámina: 01 - 28			Registro
		INGENIERÍA MECÁNICA					
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)			

N11

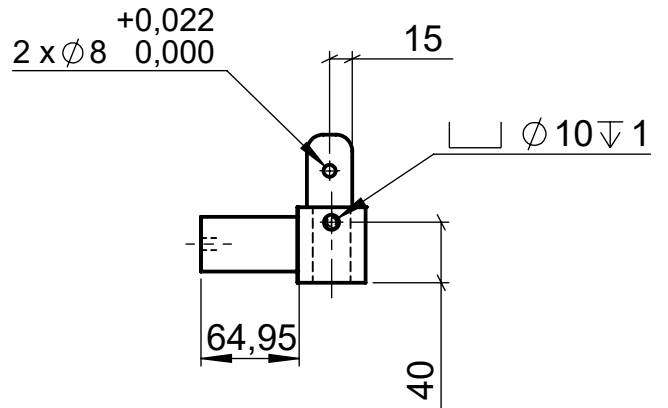
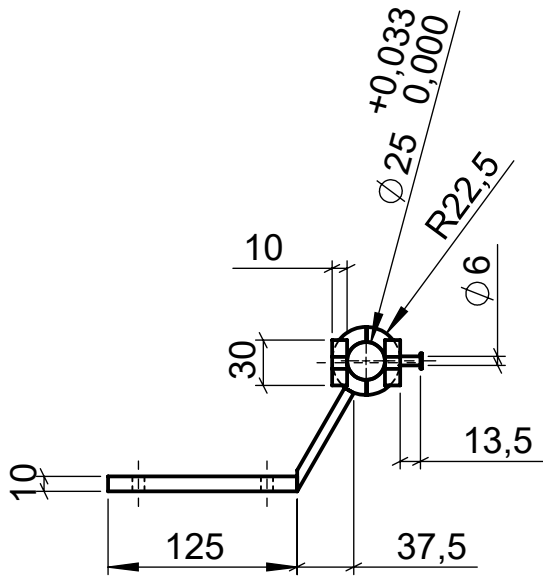
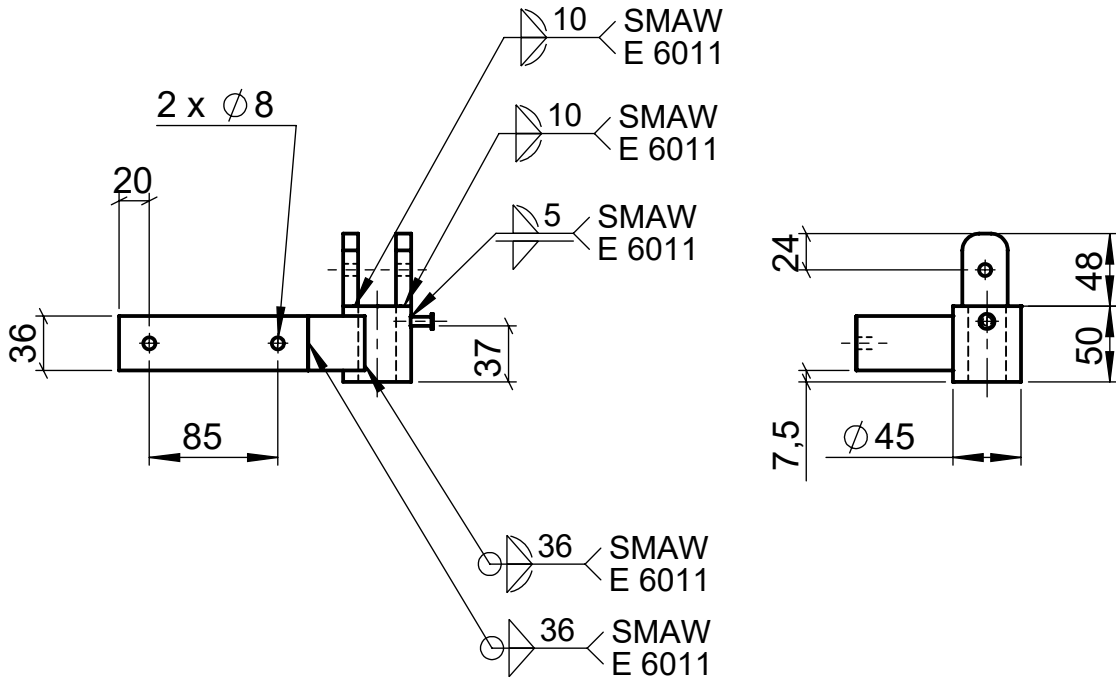
A

B

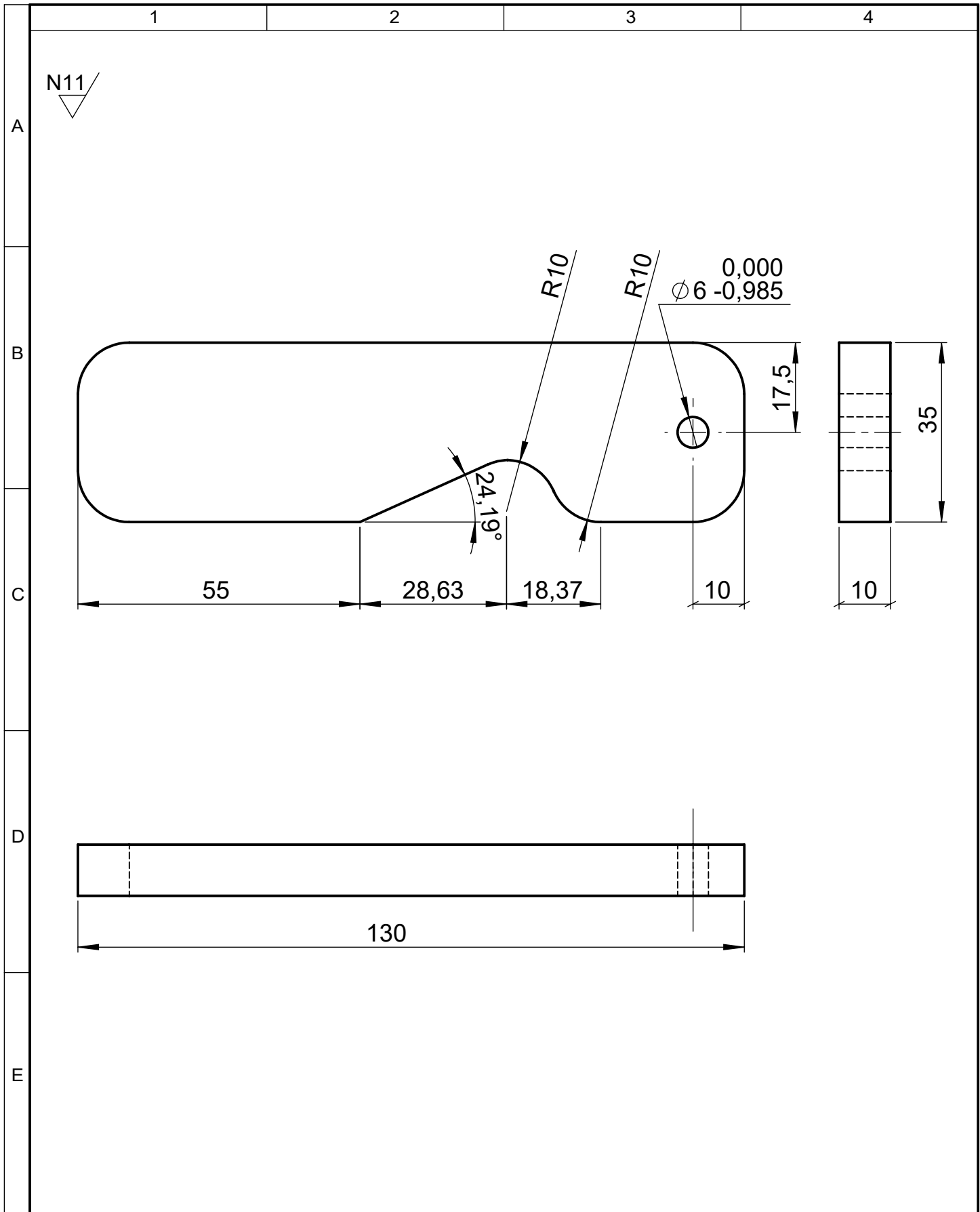
C

D

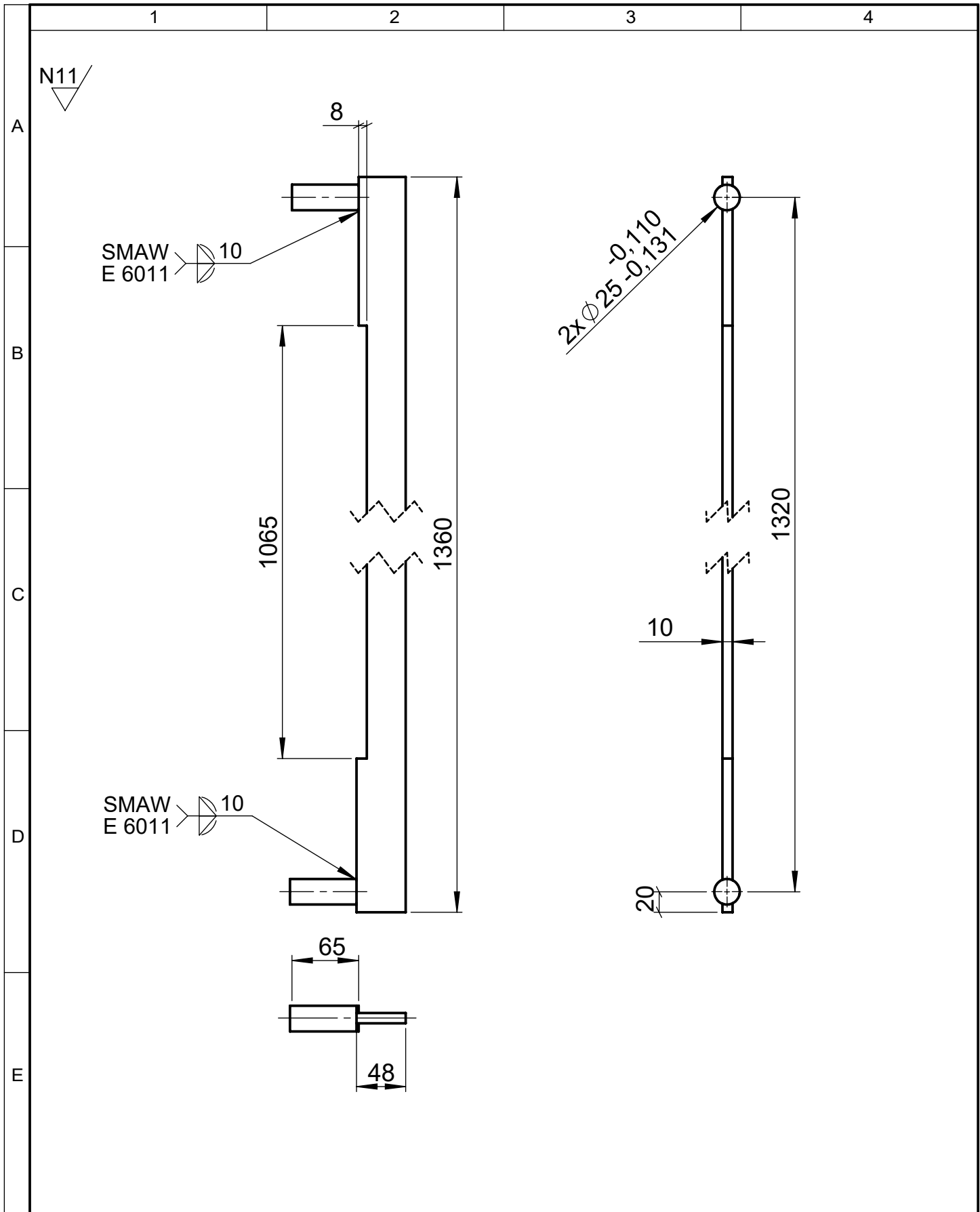
E



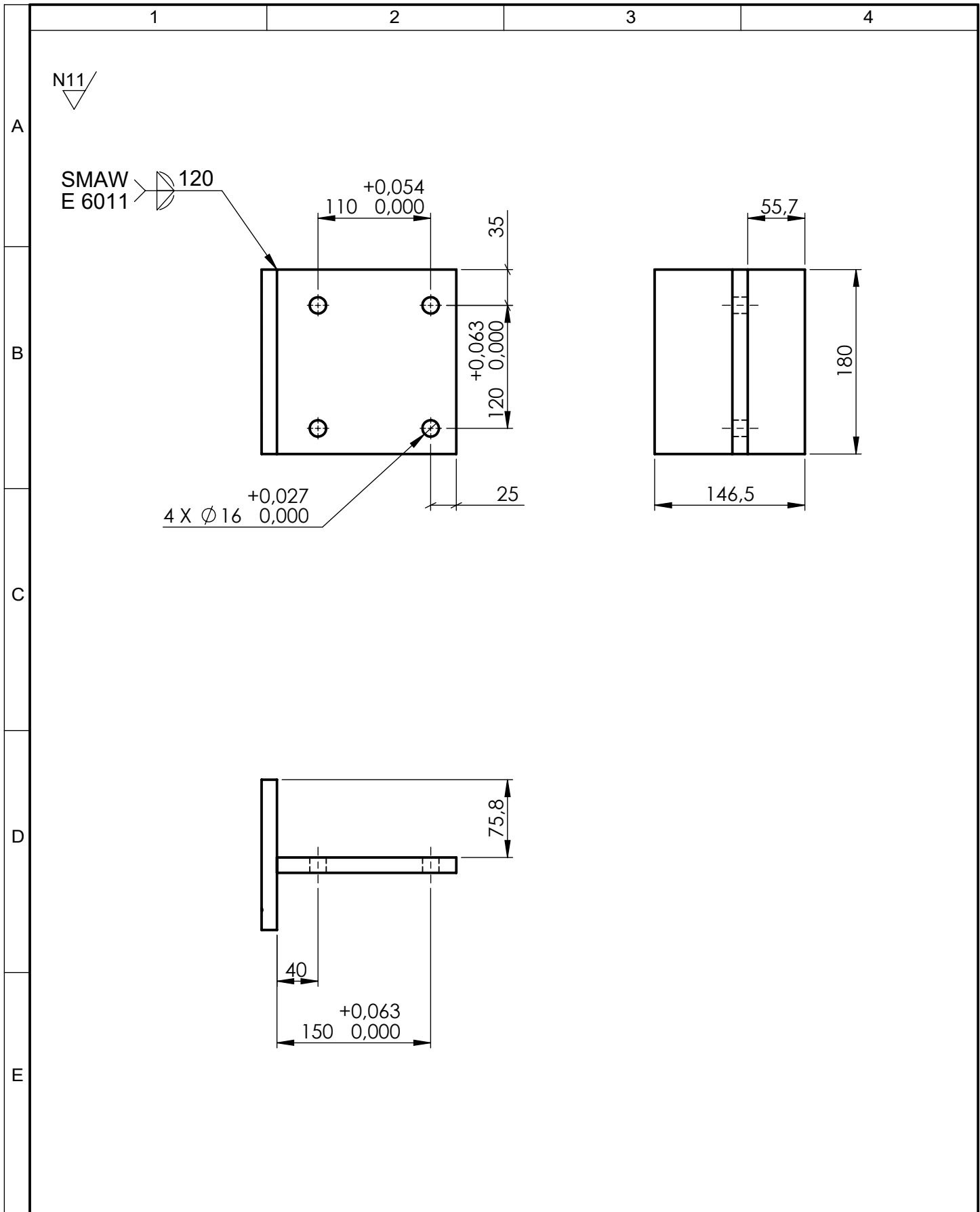
				Tolerancias ± 0.5	(Peso) 1.13 kg	Materiales: ACERO AISI 1020	
						Denominación: SOPORTE LATERAL (I)	Escala: 1:5
						Número de lámina: 03 - 28	Registro
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	
				Dib.	Fecha	Nombre	
				Rev.	12/20/19	Francisco G	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	



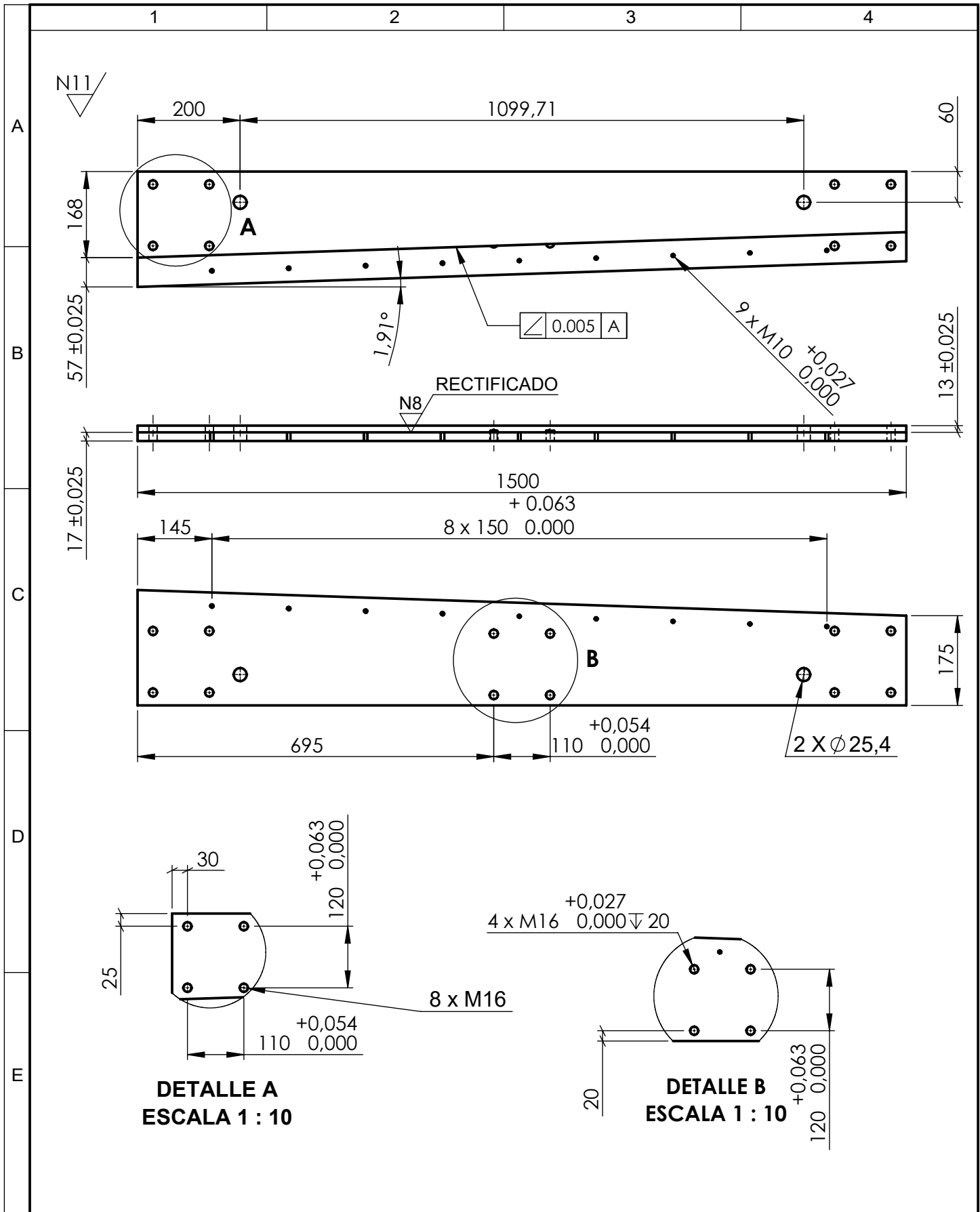
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	0.33 kg	ACERO AISI 1020	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	12/20/19	Francisco G	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:1
				U.T.A.		Número de lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		04 - 28	Registro
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



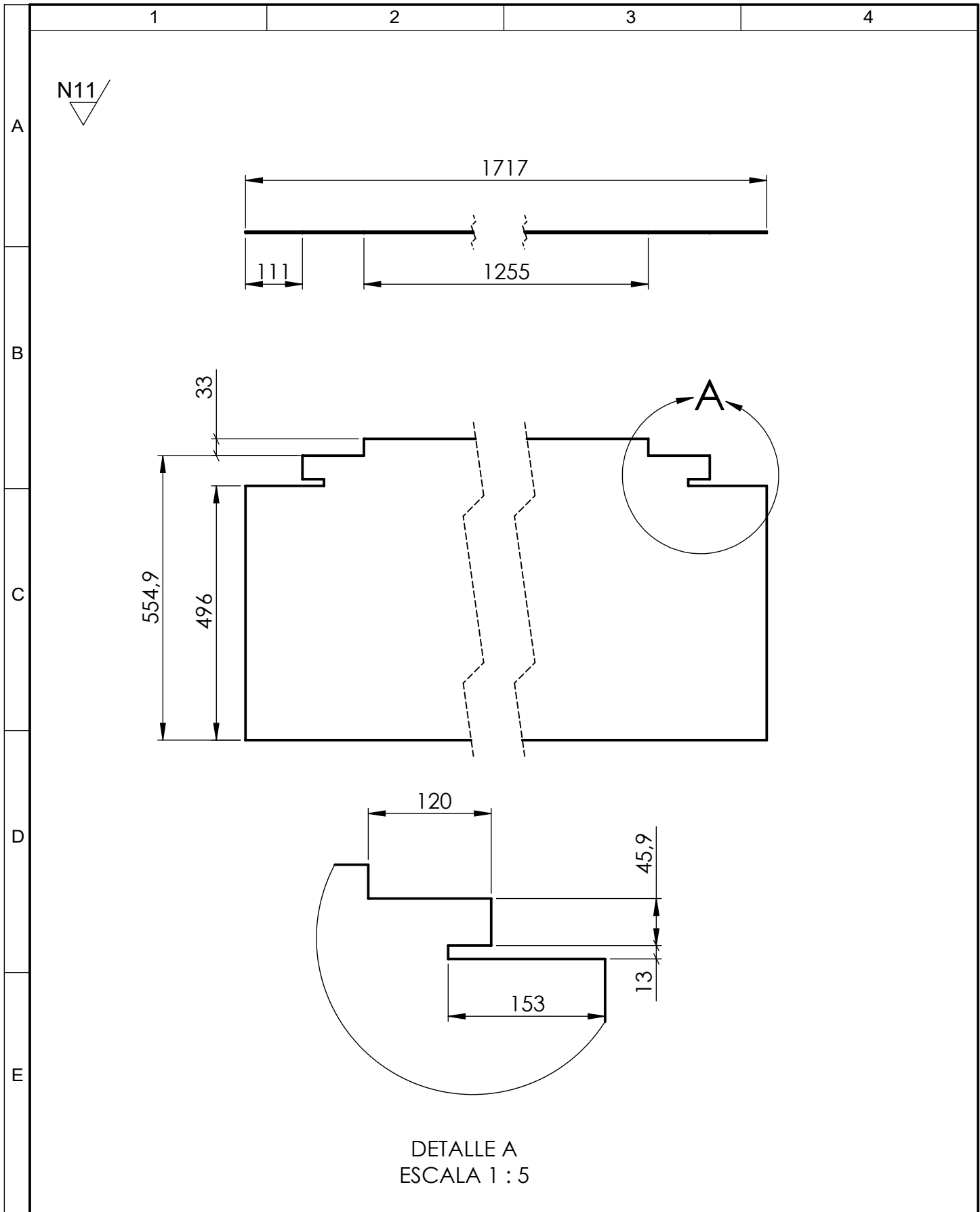
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	4.72 kg	ACERO AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
			Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				U.T.A.		Número de lámina:	Registro
				INGENIERÍA MECÁNICA		05 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)			



				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	6.7 kg	PLANCHA NAVAL ASTM A131	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	1:5
				U.T.A.		Número de lámina: 7 - 28	
				INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre				

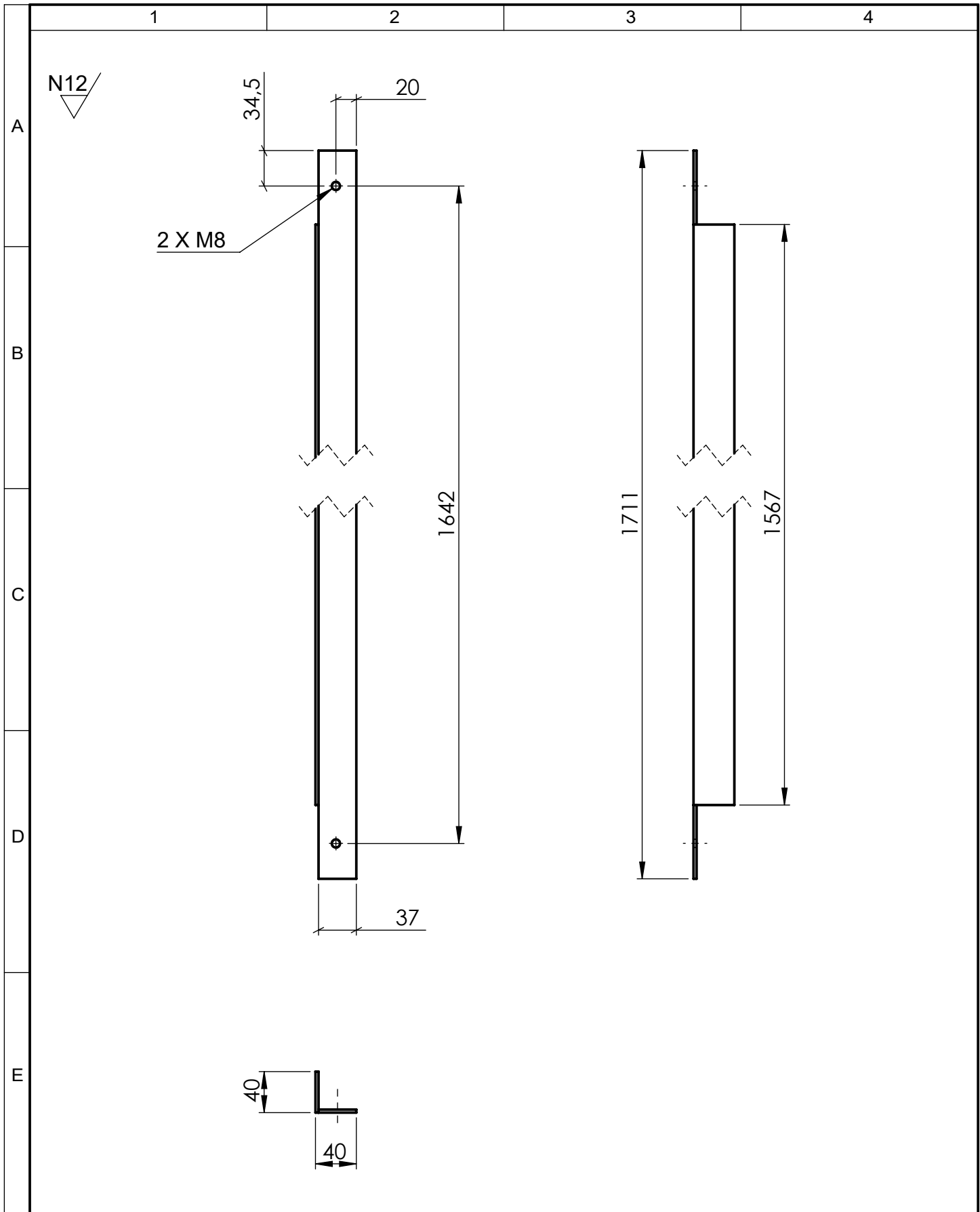


				Tolerancias ± 0.5	(Peso) 61.3 kg	Materiales: PLANCHA NAVAL ASTM A131	
						Denominación: PORTA-CUCHILLA SUPERIOR	Escala: 1:10
						Número de lámina: 8 - 28	Registro
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	
				Dib.	Fecha	Nombre	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	

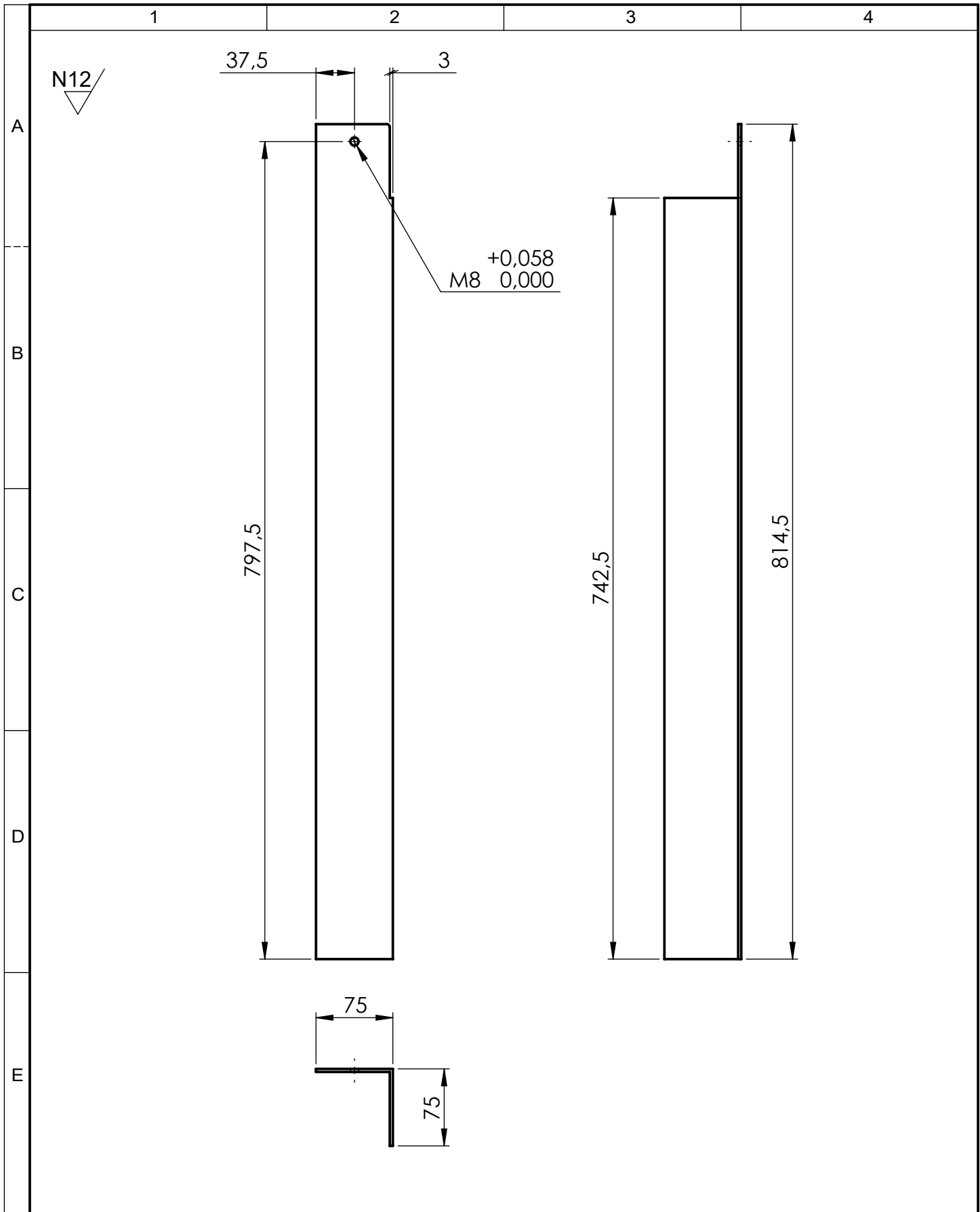


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

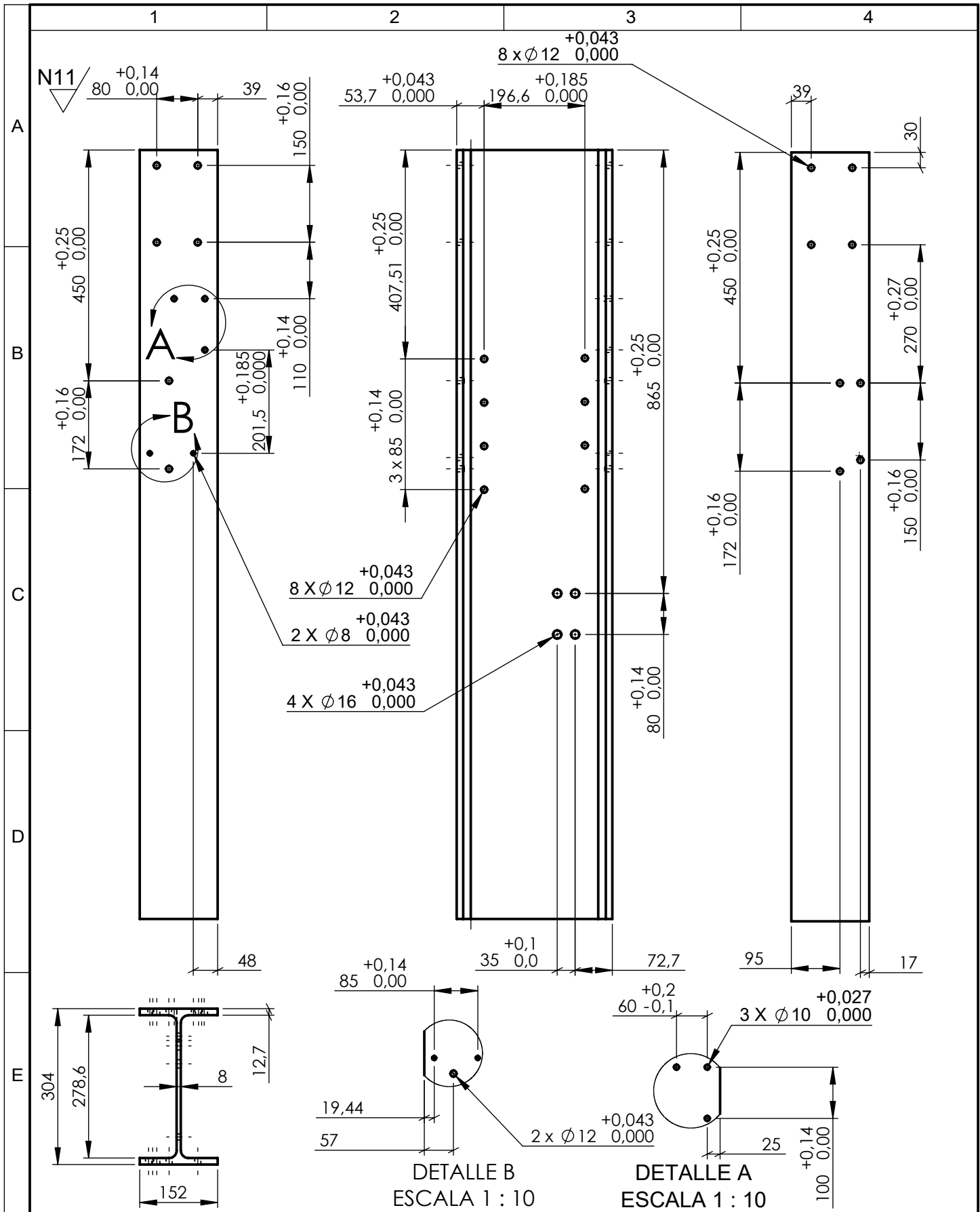
				Tolerancias ± 0.5	(Peso) 19.3 kg	Materiales: PLANCHA LAMINADA C. ASTM A6 e=2.5	
					Fecha	Nombre	Denominación: TAPA DE LA MESA
				Dib.	12/20/19	Francisco G	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:10
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	10 - 28
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



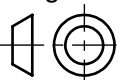
				Tolerancias ± 0.5	(Peso) 2.94 kg	Materiales: PERFIL ASTM A36 e = 3	
					Fecha	Nombre	Denominación: VIGA FRONTAL DE LA MESA
				Dib.	12/20/19	Francisco G	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:5
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina: 11 - 28	Registro
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

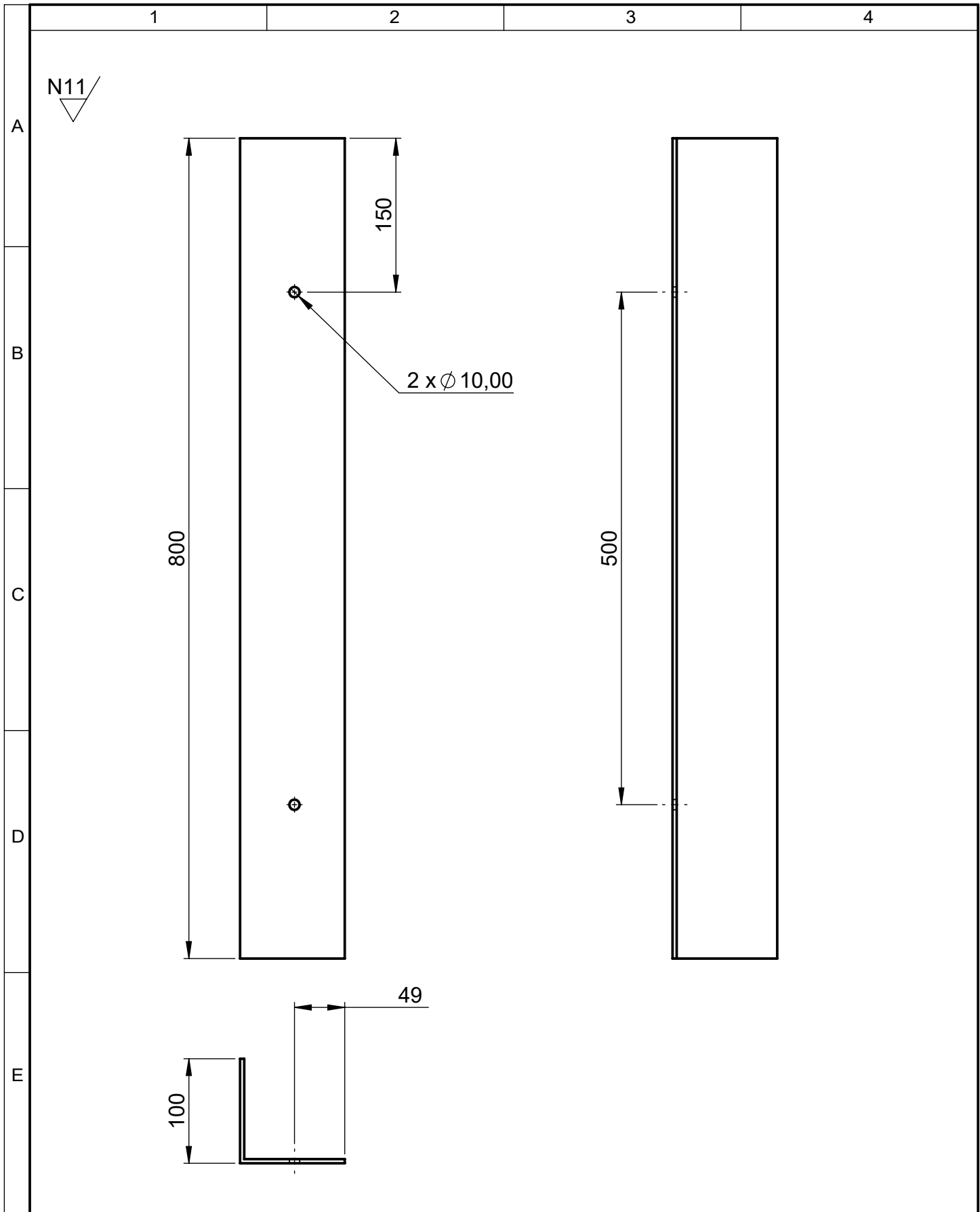


				Tolerancias ± 0.5	(Peso) 2.7 kg	Materiales: PERFIL ASTM A36 e = 3	
						Denominación: COLUMNA DE LA MESA	Escala: 1:5
				Fecha	Nombre		
				Dib. 12/20/19	Francisco G		
				Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo	Número de lámina: 12 - 28	Registro
				Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

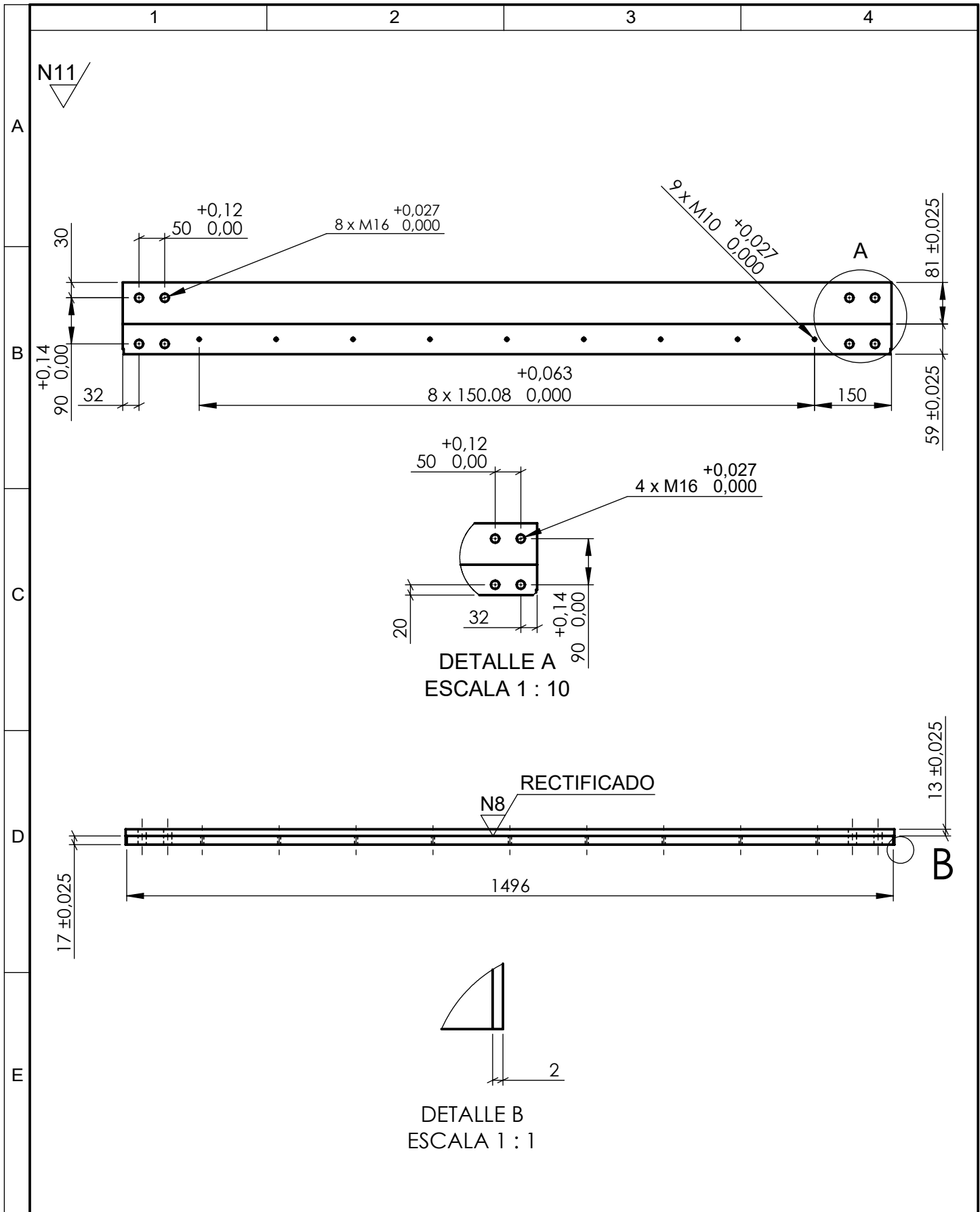


				Tolerancias	(Peso)	Materiales:		
				± 0.5	73.89 kg	ASTM A36		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:	
				Dib. 12/20/19	Francisco G			
				Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo			
				Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo	S4 COLUMNA PRINCIPAL (D)	1:10	
U.T.A.								Número de lámina:
INGENIERÍA MECÁNICA						(Sustitución)		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre					Registro

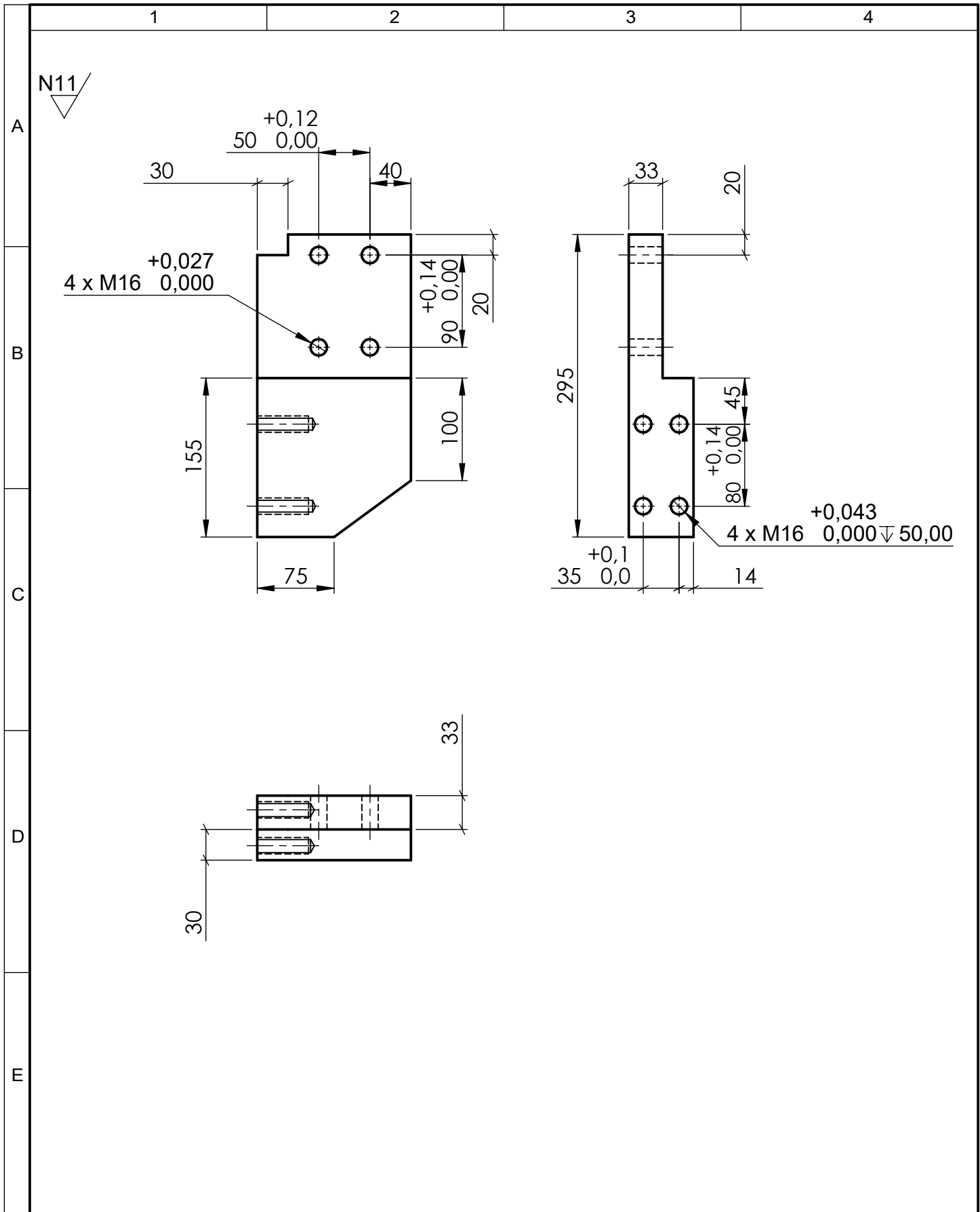




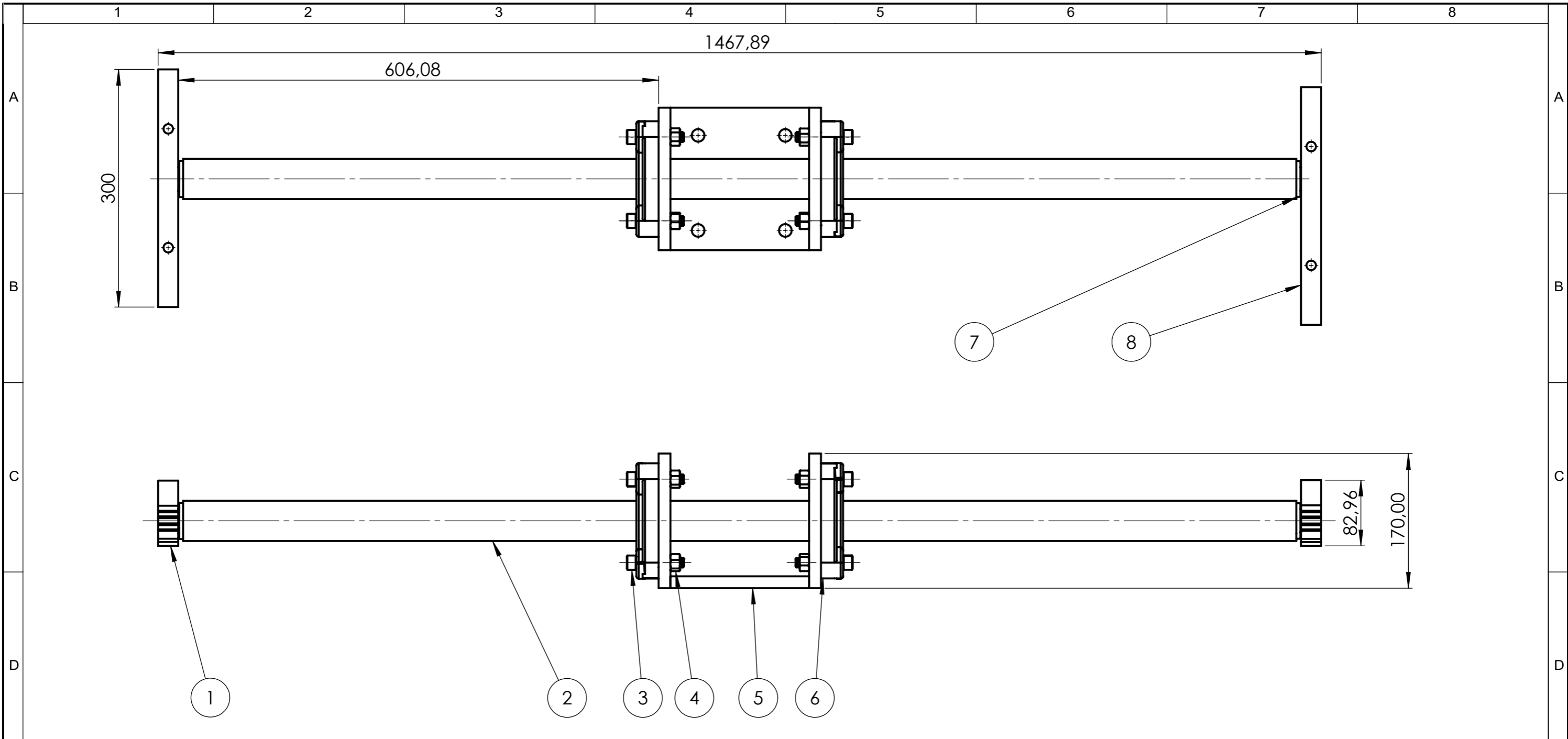
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	5.03 kg	PERFIL L ASTM A36 e = 4	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	12/20/19	Francisco G	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:5
				U.T.A.			
				INGENIERÍA MECÁNICA			Registro
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre				



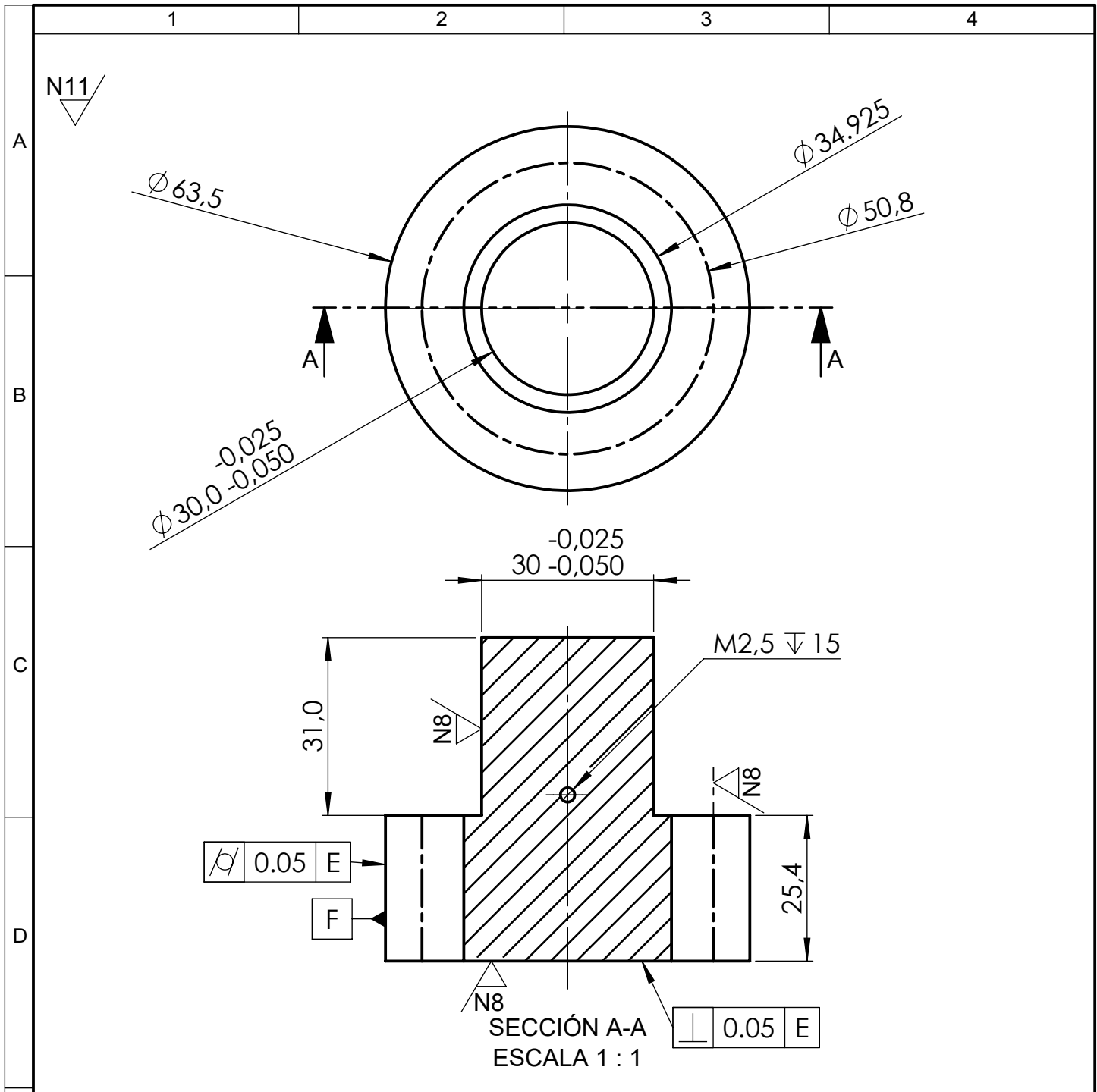
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	40.19 kg	ACERO ASTM A131	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
			Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	PORTA-CUCHILLA INFERIOR	1:10
				U.T.A.		16 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	



				Tolerancias	(Peso)	Materiales:			
				± 0.5	15.28 kg	ACERO A131			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	12/20/19	Francisco G			SOPORTE PCI	1:5
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo				
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo			
				U.T.A.		Número de lámina:	Registro		
				INGENIERÍA MECÁNICA		17 - 28			
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			

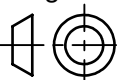


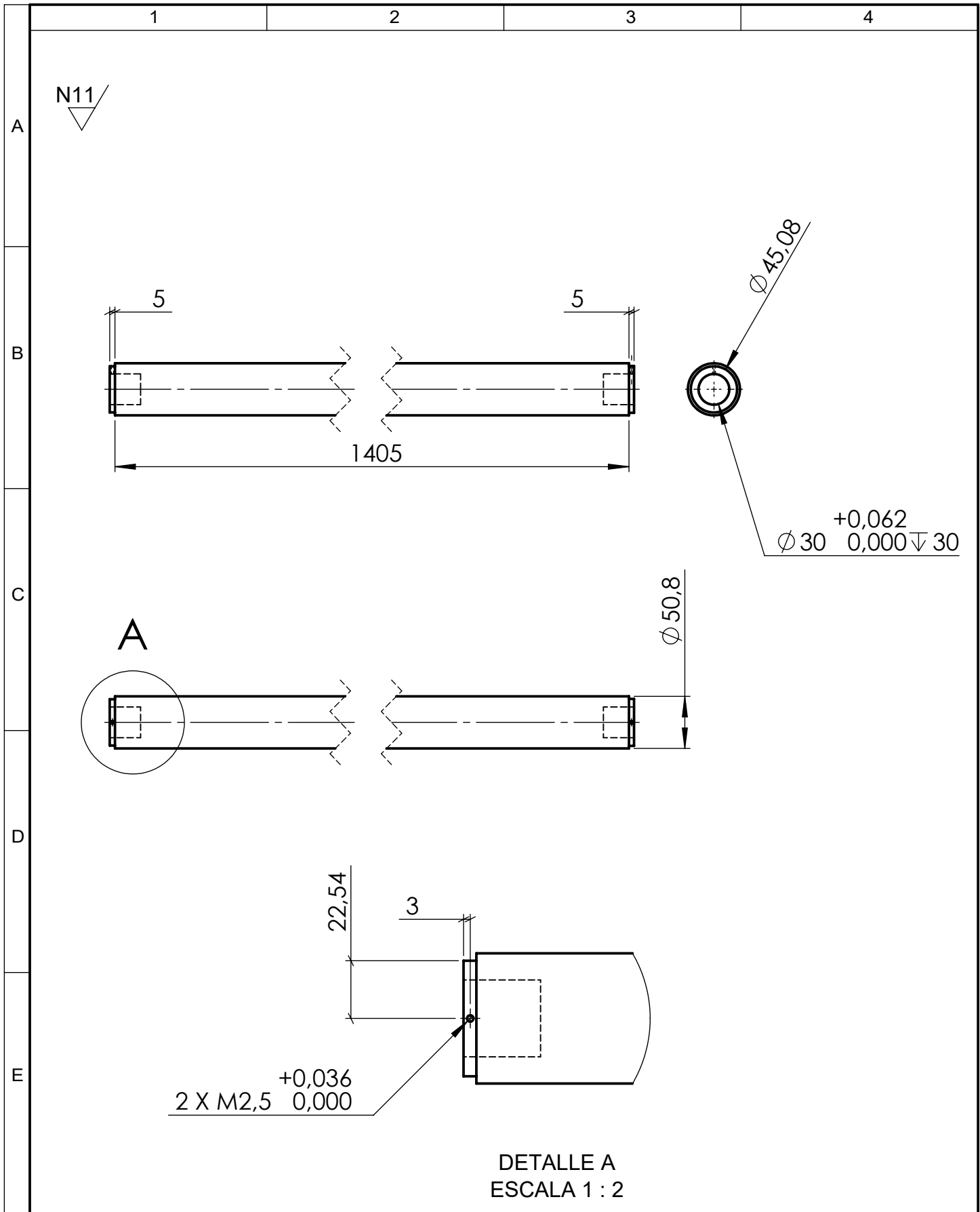
2	Cremallera	AISI 4340	Acero	8		1.44	
2	Pasador 6mm	AISI 1045	Acero	7	DIM 6 x 10	-	
2	Chumacera	Varios	Acero/Fundición	6		-	
1	Soporte C	AISI 1020	Acero	5		14.10	
8	Tuerca	DIN 934	Acero	4	M12	-	
8	Tornillo allen	DIN 912	Acero	3	M12 X 60mm Allen	-	
1	Eje	AISI 1045	Acero	2	DIN 2"/50.8	22.15	
2	Engrane	AISI 4340	Acero	1		0.566	
N.º de Piezas	Denominación	N.º de norma/dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	Peso kg/pieza	Observación
			Tolerancias ± 1	(Peso) 41.35 kg	Materiales: VARIOS		
			Fecha	Nombre	Denominación:		Escala:
			Dib. 12/20/19	Francisco G	S6 SOPORTE-PORTA CUCHILLA S.		1:5
			Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo			
			Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo			
			U.T.A.		Número de lámina:	18 - 28	Registro
			INGENIERÍA MECÁNICA				
					(Sustitución)		



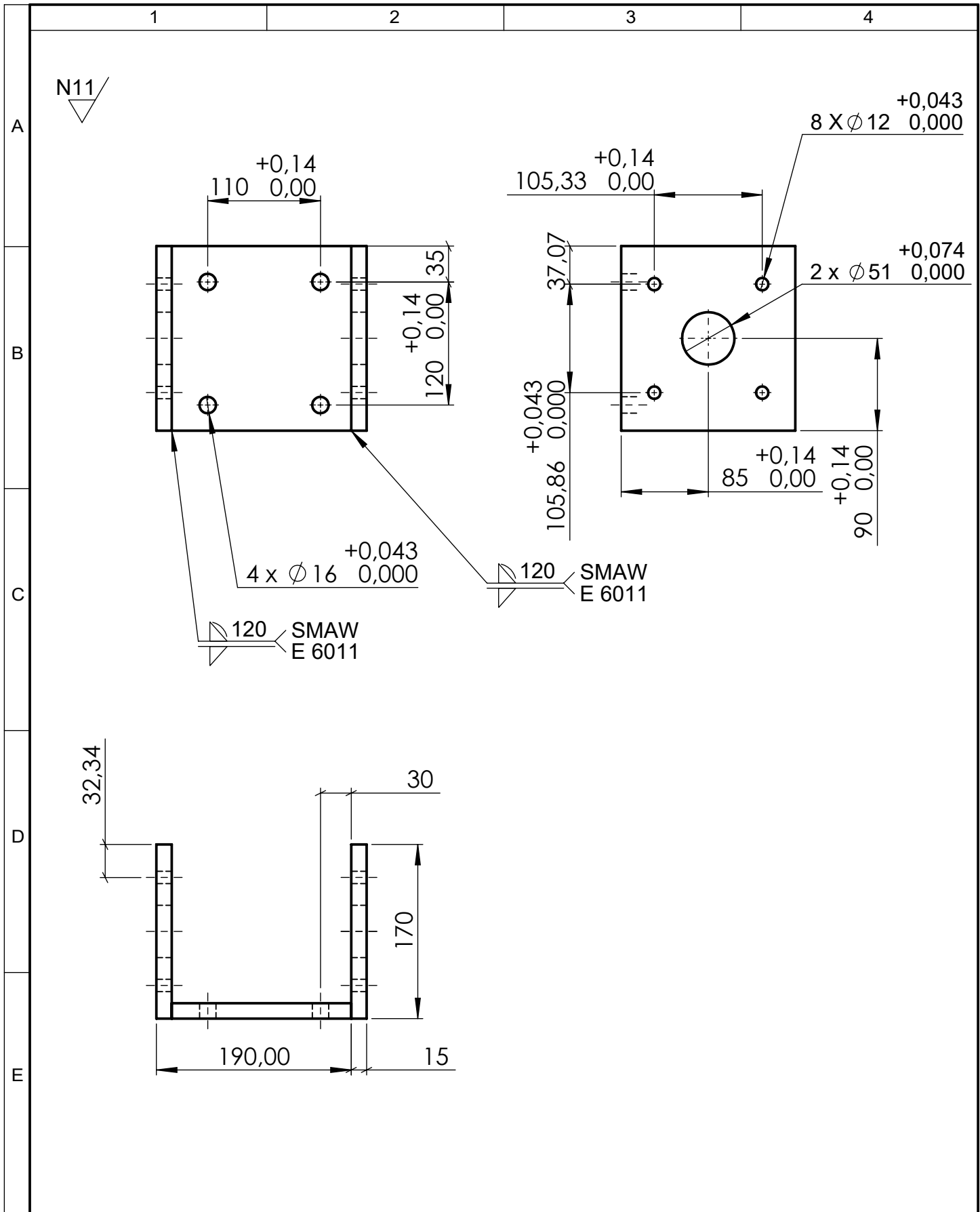
Designación	Simbolo	Valor
Número de dientes	Z	8
Paso	p	19.95
Modulo	m	6.35
Diámetro de paso	PD	50.8
Diámetro fondo	Df	34.925
Diámetro exterior	Da	63.5
Rueda conjunta	Rueda dentada - cremallera	
Tramiento térmico	Temple y revenido	

				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	0.566 kg	ACERO AISI 4340	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 12/20/19	Francisco G		
				Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	19 - 28
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

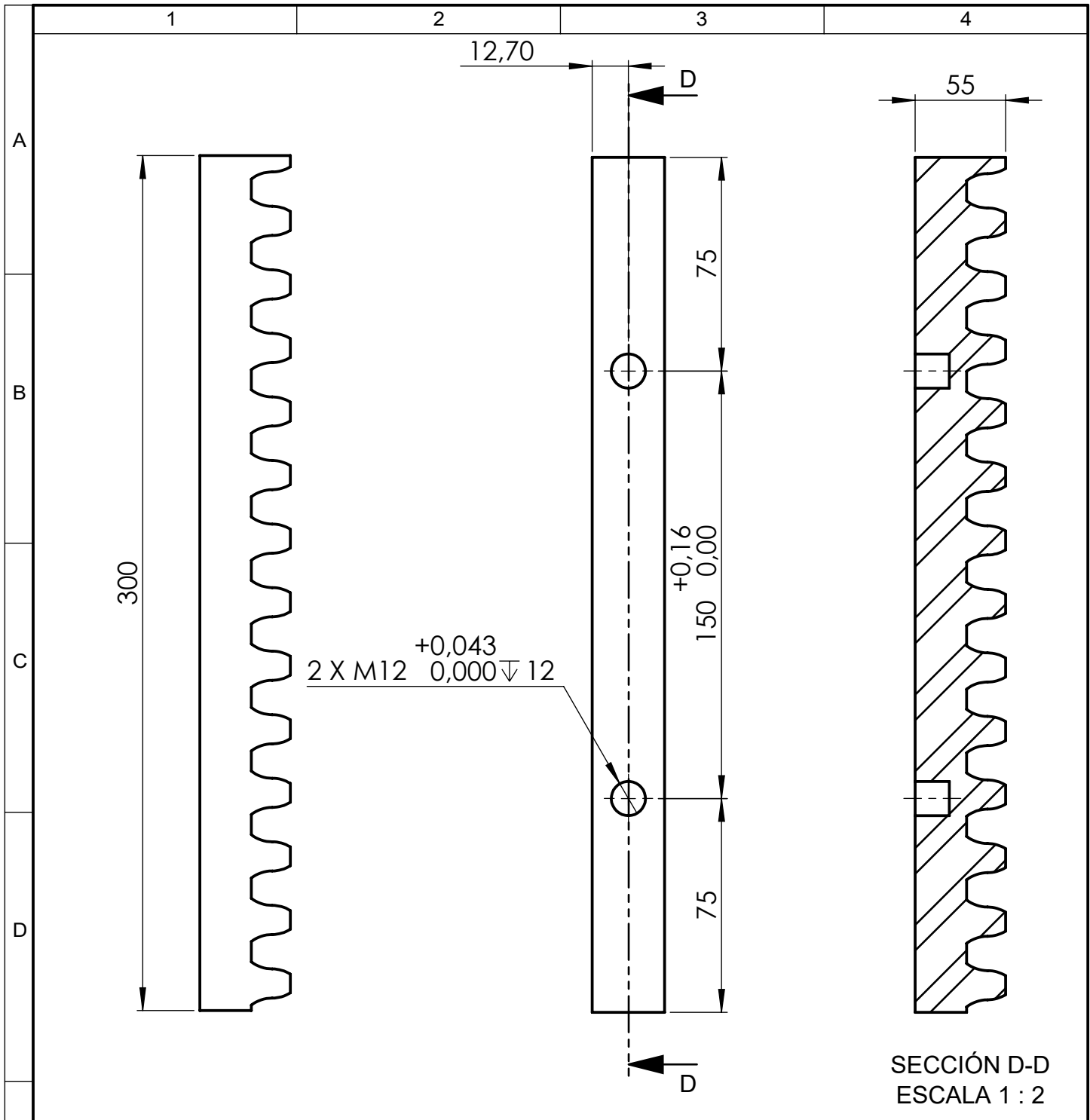




				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	22.15 kg	ACERO AISI 1045	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	1:5
				U.T.A.		Número de lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		20 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



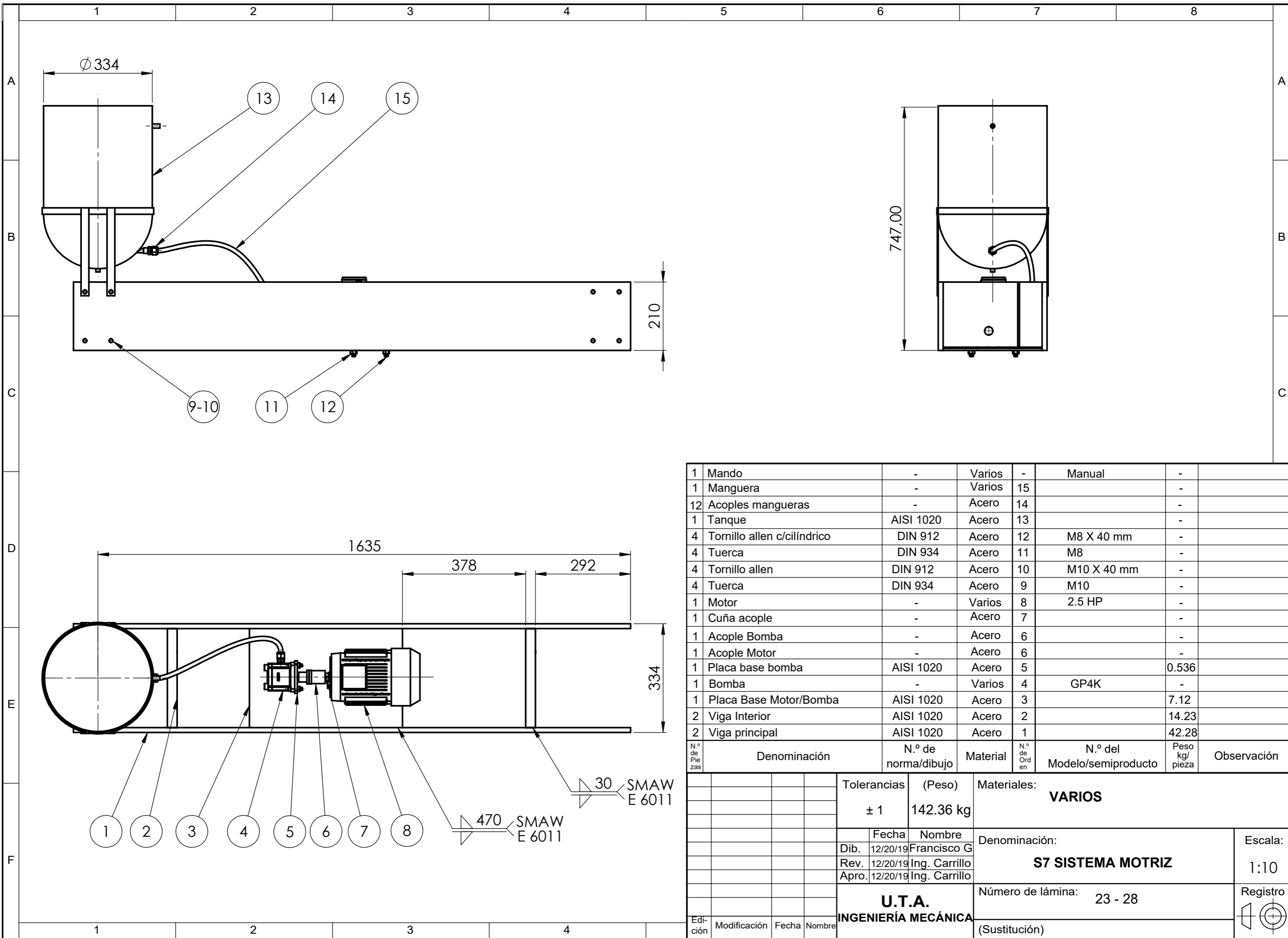
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	14.10 kg	ACERO AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	1:5
				U.T.A.		Número de lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		21 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



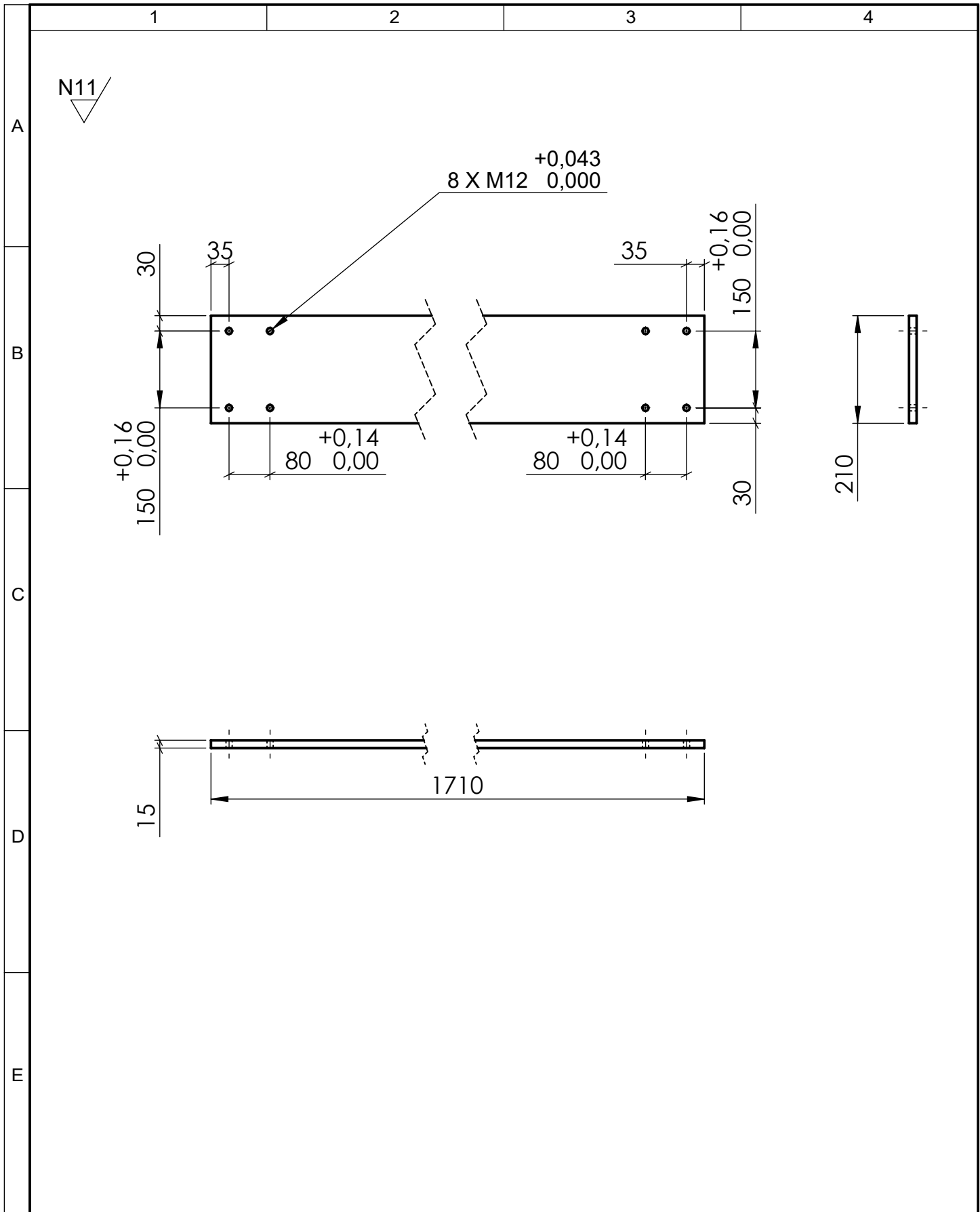
SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2

CREMALLERA	
Longitud	300
Altura	55
Ángulo de presión	20 grados
Altura del diente	14.287 mm
Addendum	6.35
Dedendum	7.93
Altura total	55 mm

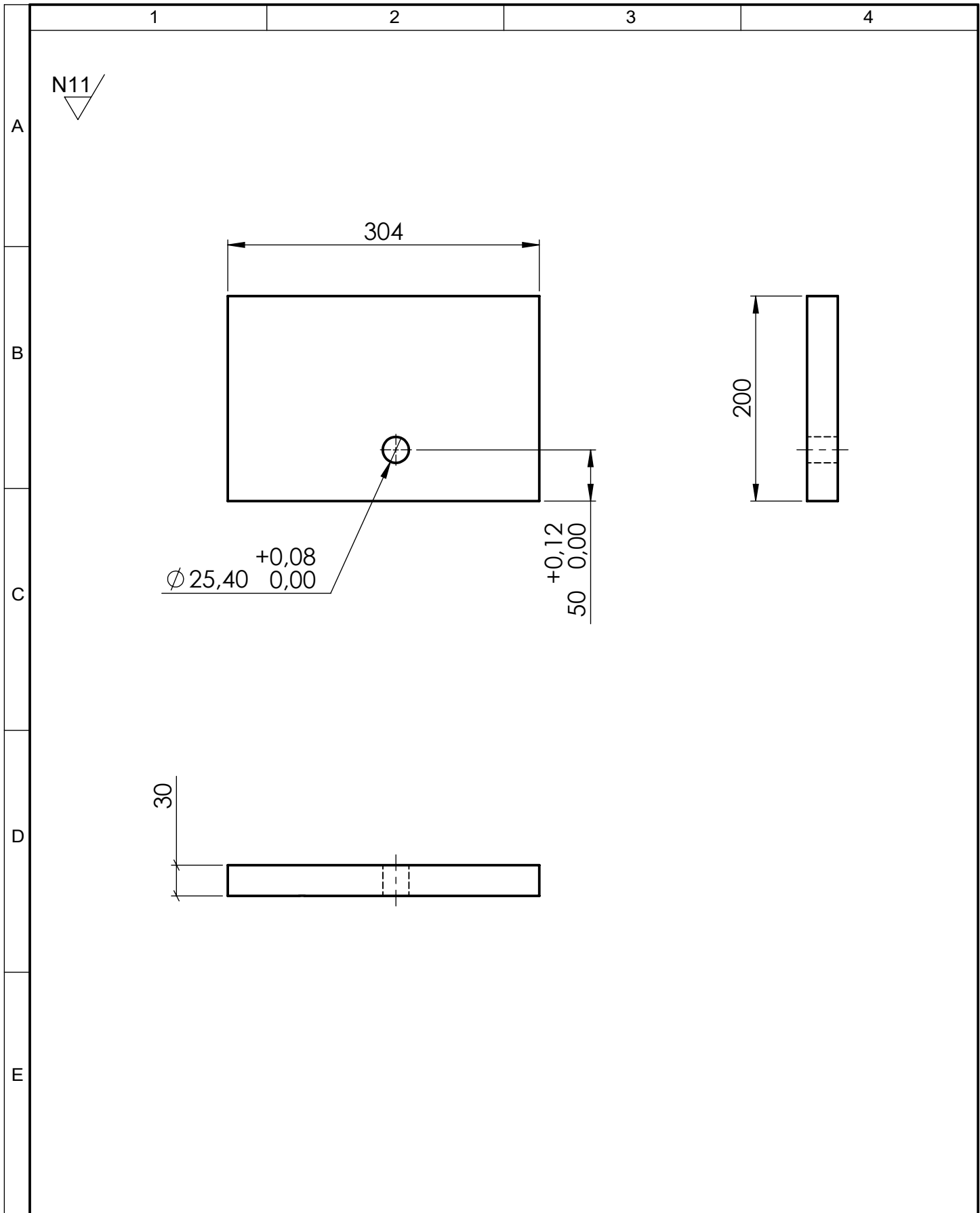
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	VARIOS
				± 0.5	1.44 kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 12/20/19	Francisco G		
				Rev. 12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro. 12/20/19	Ing. Carrillo	CREMALLERA	1:2
				U.T.A.			
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		22 - 28	
						(Sustitución)	



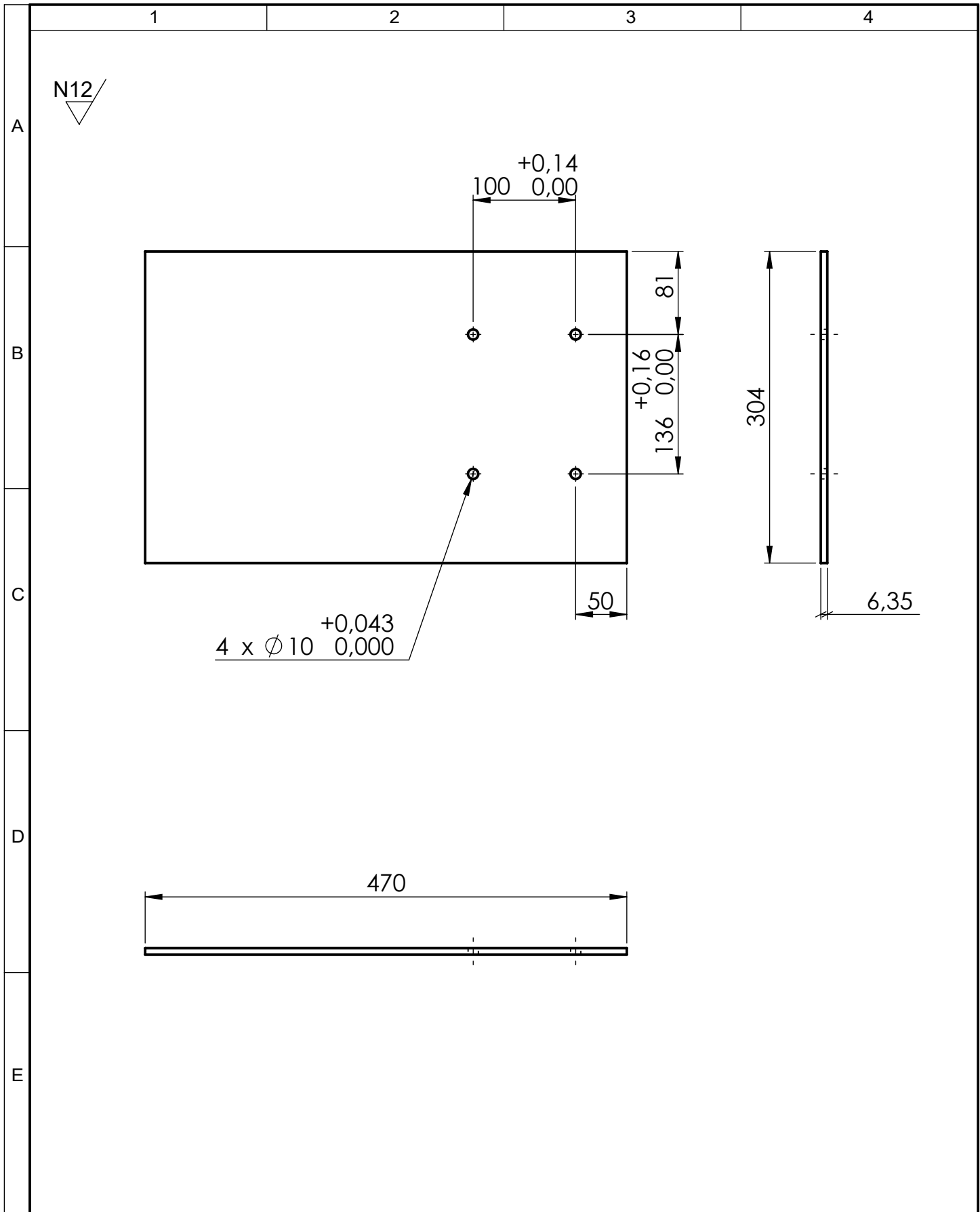
N.º de Piezas	Denominación	N.º de norma/dibujo	Material	N.º de Orden	N.º del Modelo/semiproducto	Peso kg/pieza	Observación
1	Mando	-	Varios	-	Manual	-	
1	Manguera	-	Varios	15		-	
12	Acoples mangueras	-	Acero	14		-	
1	Tanque	AISI 1020	Acero	13		-	
4	Tornillo allen c/cilindrico	DIN 912	Acero	12	M8 X 40 mm	-	
4	Tuerca	DIN 934	Acero	11	M8	-	
4	Tornillo allen	DIN 912	Acero	10	M10 X 40 mm	-	
4	Tuerca	DIN 934	Acero	9	M10	-	
1	Motor	-	Varios	8	2.5 HP	-	
1	Cuña acople	-	Acero	7		-	
1	Acople Bomba	-	Acero	6		-	
1	Acople Motor	-	Acero	6		-	
1	Placa base bomba	AISI 1020	Acero	5		0.536	
1	Bomba	-	Varios	4	GP4K	-	
1	Placa Base Motor/Bomba	AISI 1020	Acero	3		7.12	
2	Viga Interior	AISI 1020	Acero	2		14.23	
2	Viga principal	AISI 1020	Acero	1		42.28	
		Tolerancias ± 1		(Peso) 142.36 kg		Materiales: VARIOS	
		Fecha 12/20/19		Nombre Francisco G		Denominación: S7 SISTEMA MOTRIZ	
		Rev. 12/20/19		Ing. Carrillo		Escala: 1:10	
		Apro. 12/20/19		Ing. Carrillo		Número de lámina: 23 - 28	
		Edición		Modificación		Registro (Sustitución)	
		Fecha		Nombre		U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA	



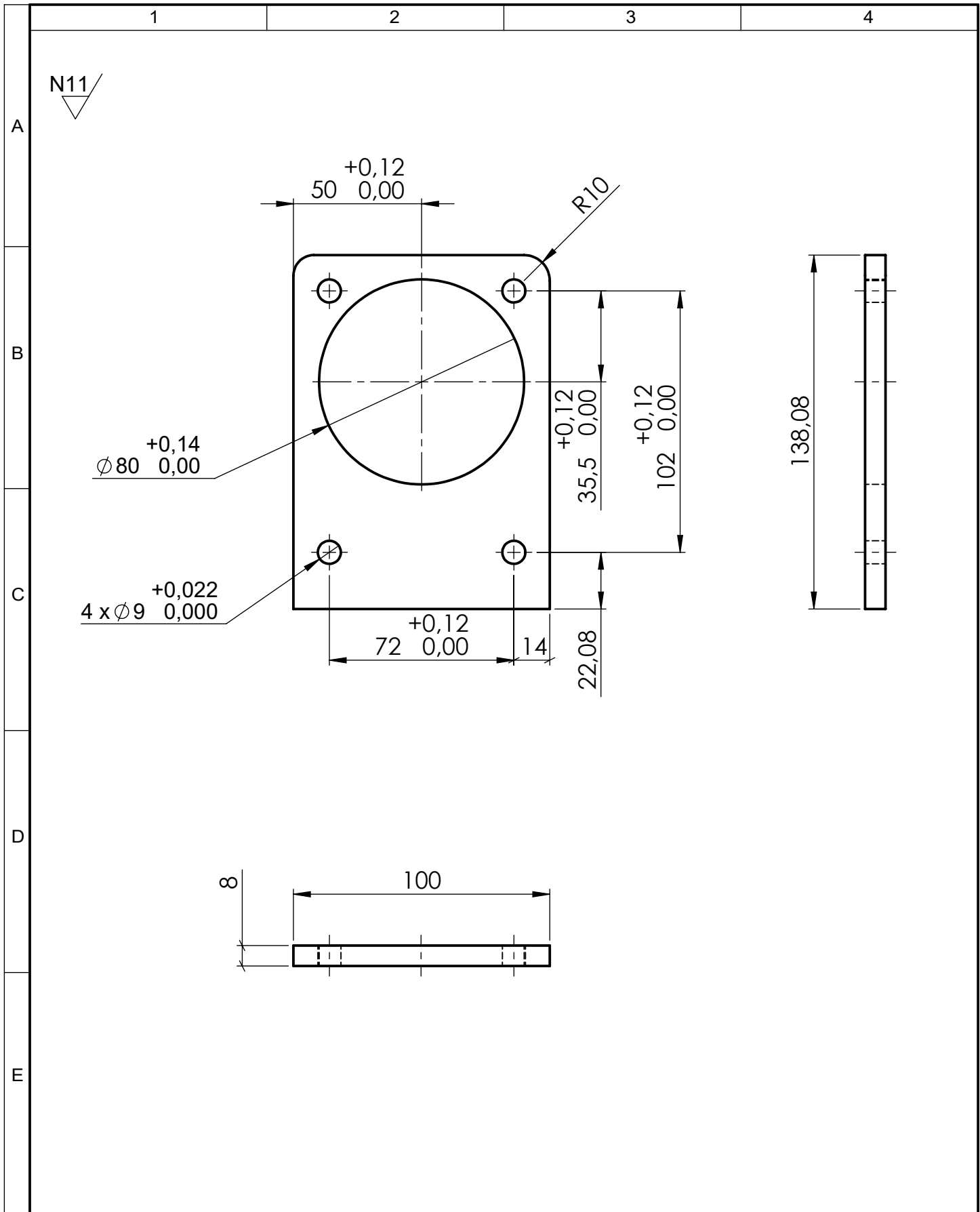
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:		
				± 0.5	42.28 kg	PLANCHA NAVAL ASTM A131		
					Fecha	Nombre	Denominación: VIGA LATERAL	
				Dib.	12/20/19	Francisco G		
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:10	
				U.T.A.		Número de lámina:	Registro	
				INGENIERÍA MECÁNICA		24 - 28		
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	(Sustitución)				



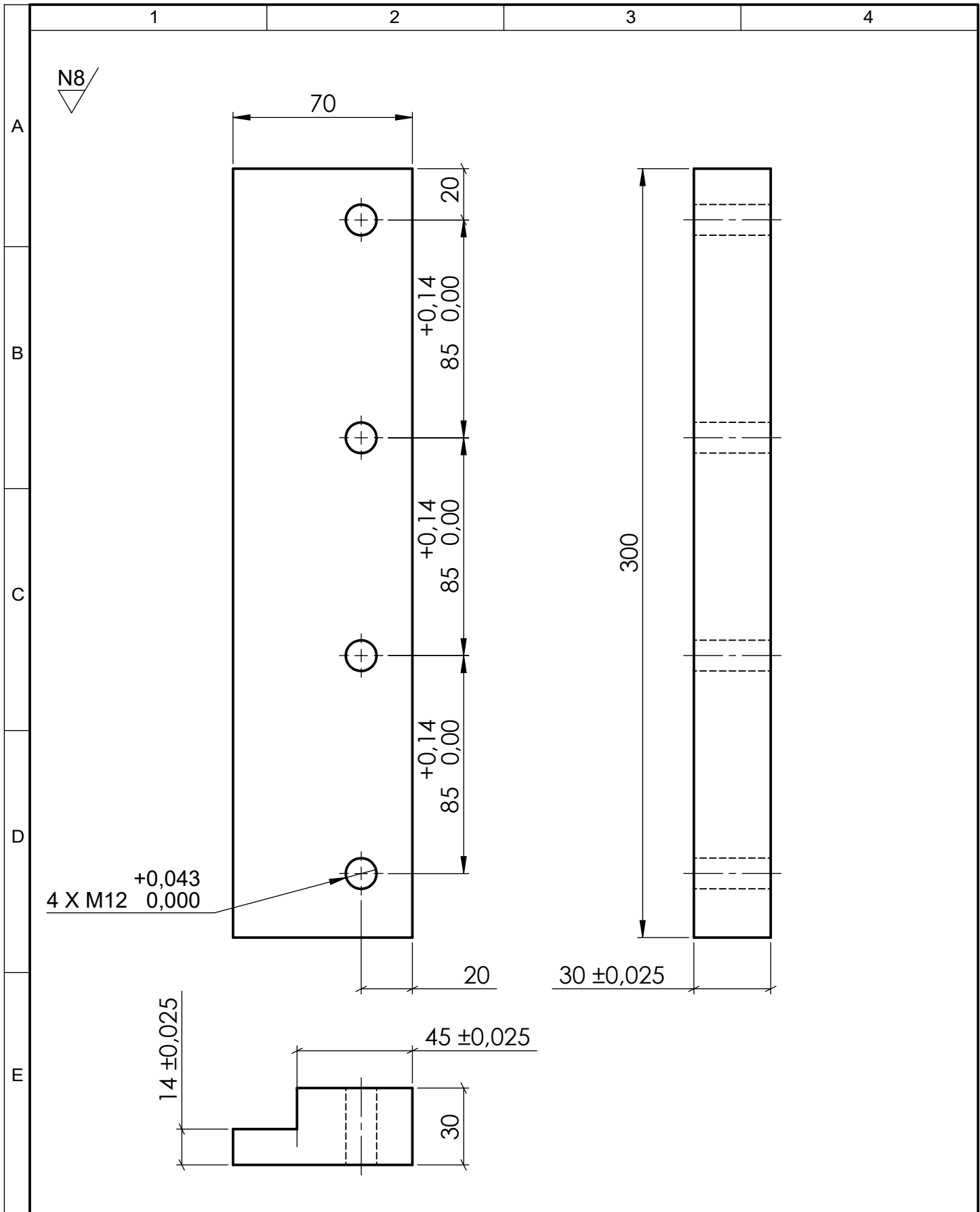
				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	14.23 kg	PLANCHA NAVAL ASTM A131	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	12/20/19	Francisco G	
				Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo	
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	Escala: 1:5
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		Número de lámina:	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre				
						(Sustitución)	



				Tolerancias	(Peso)	Materiales:			
				± 0.5	7.12 kg	PLANCHA LAMINADA C. ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	12/20/19	Francisco G			PLACA BASE DEL MOTOR	1:5
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo				
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo			
				U.T.A.		Número de lámina:	Registro		
				INGENIERÍA MECÁNICA		26 - 28			
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			



				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	0.536 kg	PLANCHA NAVAL ASTM A131	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	1:2
				U.T.A.		Número de lámina: 27 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	



				Tolerancias	(Peso)	Materiales:	
				± 0.5	3.9 kg	ACERO AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
			Dib.	12/20/19	Francisco G		
			Rev.	12/20/19	Ing. Carrillo		
				Apro.	12/20/19	Ing. Carrillo	1:2
				U.T.A.		Número de lámina:	
				INGENIERÍA MECÁNICA		28 - 28	
Edi- ción	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	