

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño de un dispositivo automatizado para la fabricación de asas de  
acero galvanizado en una industria de manufactura de ollas de  
aluminio

Trabajo de graduación presentado por

Luis Daniel Muñoz Letrán

para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2019



Diseño de un dispositivo automatizado para la fabricación de asas de  
acero galvanizado en una industria de manufactura de ollas de  
aluminio

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



*Excelencia que trasciende*

**DELVALLE**  
GRUPO EDUCATIVO

Diseño de un dispositivo automatizado para la fabricación de asas de  
acero galvanizado en una industria de manufactura de ollas de  
aluminio

Trabajo de graduación presentado por

Luis Daniel Muñoz Letrán

para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2019

Vo. Bo. :

(f)



Ingeniero Raúl Loarca

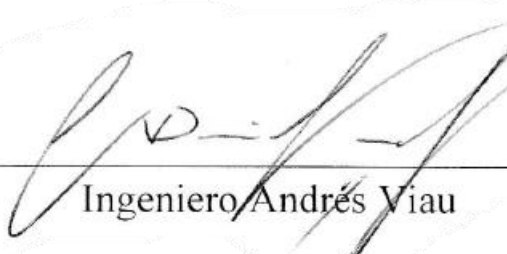
Tribunal Examinador:

(f)



Ingeniero Victor Hugo Ayerdi

(f)



Ingeniero Andrés Viau

(f)



Ingeniero Raúl Loarca

Guatemala, 23 de julio de 2019.

## PREFACIO

La metodología de diseño utilizada en este trabajo tiene la intención de funcionar como una guía para quien desee profundizar en el diseño de mecanismos de similar índole al aquí propuesto.

Las aproximaciones aquí mencionadas, pueden variar dependiendo del diseño, por lo que quien desee utilizar el presente trabajo como base de su estudio, debe tener presente las limitaciones, suposiciones y teorías utilizadas en este diseño.

# ÍNDICE

Prefacio.....	iv
Listado de figuras.....	ix
Listado de tablas.....	x
Resumen.....	xi
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. OBJETIVOS.....	2
III. JUSTIFICACIÓN.....	3
IV. MARCO TEÓRICO.....	5
A. Ollas de aluminio.....	5
1. Aluminio en recipientes de uso alimenticio.....	6
2. Producción de ollas.....	8
B. Alambre de acero galvanizado.....	10
1. Trefilado.....	10
2. Recubrimiento de zinc (galvanizado).....	11
3. Nomenclatura del acero.....	12
4. Tratamientos térmicos el acero.....	13
5. Propiedades mecánicas del alambre de acero.....	14
C. Deformación de materiales.....	16
1. Módulo de Young.....	16
2. Curva de deformación.....	17
3. Deformación elástica.....	19
4. Deformación plástica.....	19
5. Módulo de elasticidad transversal.....	20
D. Herramientas de trabajo en frío para deformación de metal.....	20
1. Selección de acero para herramientas.....	22
E. Mecanismos de transmisión de potencia.....	23

1.	Árbol de potencia.....	24
2.	Cuñas cuadradas.....	28
3.	Engranajes rectos y cónicos rectos.....	29
4.	Levas y seguidores.....	43
V.	ANTECEDENTES .....	49
VI.	METODOLOGÍA .....	56
A.	Requerimientos para el mecanismo .....	56
B.	Cálculos .....	57
1.	Reducción de velocidad utilizando engranajes rectos.....	57
2.	Alimentación de alambre .....	70
3.	Eje principal de alimentación de alambre .....	77
4.	Mecanismo de biela .....	84
5.	Mecanismo antirretorno .....	95
6.	Posicionamiento de la bobina de acero galvanizado.....	97
7.	Enderezado de alambre .....	98
VII.	RESULTADOS.....	99
A.	Consideraciones de diseño.....	104
B.	Costo del mecanismo .....	105
C.	Guía de mantenimiento del mecanismo .....	109
VIII.	CONCLUSIONES .....	111
IX.	BIBLIOGRAFÍA .....	113
X.	ANEXOS .....	116
XI.	GLOSARIO .....	137



## LISTADO DE FIGURAS

Figura No. 1 Olla de aluminio terminada .....	5
Figura No. 2 Olla de aluminio terminada vista lateral.....	6
Figura No. 3 Nomenclatura aleaciones de aluminio.....	7
Figura No. 4 Descripción del proceso de repulsado .....	8
Figura No. 5 Repulsado utilizando máquina CNC .....	9
Figura No. 6 Repulsado utilizando máquina convencional .....	9
Figura No. 7 Proceso de trefilado de alambre.....	11
Figura No. 8 Proceso de trefilado de alambre.....	11
Figura No. 9 Proceso de producción alambre de acero galvanizado .....	12
Figura No. 10 Diagrama hierro carbono .....	14
Figura No. 11 Propiedades alambre de acero galvanizado calibre 10 y 12 .....	15
Figura No. 12 Curva esfuerzo contra deformación unitaria .....	17
Figura No. 13 Clasificación y composiciones de algunos aceros para herramientas .....	21
Figura No. 14 Resistencia al corte de distintos aceros.....	23
Figura No. 15 Árbol de potencia.....	24
Figura No. 16 factor de tamaño $K_b$ .....	25
Figura No. 17 factor de superficie $K_a$ .....	25
Figura No. 18 factor de confiabilidad $k_e$ .....	26
Figura No. 19 Factores de sobrecarga $K_o$ ( $K_a$ ) .....	27
Figura No. 20 Relación de radios y filetes de eje .....	27
Figura No. 21 Cuña en un eje .....	28
Figura No. 22 Medidas de cuñas cuadradas y rectangulares .....	29
Figura No. 23 Engranajes cónicos rectos.....	30
Figura No. 24 Engranaje recto .....	30
Figura No. 25 Tabla de factores de sobrecarga $K_o(K_a)$ .....	32
Figura No. 26 Factor dinámico $K_v$ .....	32
Figura No. 27 Factor geométrico I para engranajes cónicos rectos .....	33
Figura No. 28 Factor de flexión J para engranajes cónicos rectos.....	34
Figura No. 29 Factor de tamaño por resistencia a picadura $C_s$ .....	34
Figura No. 30 Factor de tamaño por flexión $K_s$ .....	34
Figura No. 31 Constante empíricas para cálculo de $C_{ma}$ .....	35
Figura No. 32 Relación entre $S_1/S$ .....	36
Figura No. 33 Coeficiente elástico $C_p$ .....	36

Figura No. 34	Esfuerzo de contacto permisible $S_{ac}$ .....	37
Figura No. 35	Esfuerzo por flexión permisible $S_{at}$ .....	38
Figura No. 36	Factor de flexión $J$ .....	40
Figura No. 37	factor de tamaño $K_s$ .....	40
Figura No. 38	Ecuaciones de resistencia a la picadura .....	41
Figura No. 39	Ecuaciones de esfuerzo de flexión permisible.....	41
Figura No. 40	Ecuaciones de esfuerzo de contacto permisible .....	41
Figura No. 41	Factor geométrico $J$ .....	42
Figura No. 42	Tipo de lubricación en engranajes rectos y cónicos .....	43
Figura No. 43	Tipos de grasas .....	43
Figura No. 44	mecanismo de leva seguidor.....	44
Figura No. 45	Árbol de levas.....	44
Figura No. 46	tipos de cojinetes de bolas .....	45
Figura No. 47	Dimensiones y clasificaciones de cojinetes de bolas.....	47
Figura No. 48	factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas .....	48
Figura No. 49	Olla como producto final con asa colocada.....	49
Figura No. 50	Asa luego de procesos de conformado .....	50
Figura No. 51	Cizalla manual para corte de varillas.....	51
Figura No. 52	Bobina de acero galvanizado.....	51
Figura No. 53	Moldes para el conformado del asa .....	52
Figura No. 54	Proceso de conformado de asas .....	52
Figura No. 55	Molde para conformado de puntas de asa .....	53
Figura No. 56	Molde para conformado de puntas de asa .....	53
Figura No. 57	Área de manufactura actual para asas de acero galvanizado.....	54
Figura No. 58	Tiempos medidos sobre la manufactura de asas.....	54
Figura No. 59	Especificaciones de motor eléctrico .....	55
Figura No. 60	eje de primera reducción de velocidad .....	59
Figura No. 61	Eje de primera reducción de velocidad utilizando engranajes rectos.....	64
Figura No. 62	Diagramas de corte y momento en eje de reducción .....	64
Figura No. 63	Sistema de reducción de velocidad de giro utilizando engranajes rectos.....	68
Figura No. 64	Engranajes cónicos rectos.....	71
Figura No. 65	Mecanismo leva seguidor para el proceso de corte y conformado.....	76
Figura No. 66	Mecanismo de alimentación de alambre .....	78
Figura No. 67	Diagramas de corte y momento en eje principal del mecanismo .....	79
Figura No. 68	Componentes acoplados al eje principal .....	80
Figura No. 69	Mecanismo de alimentación de alambre .....	85

Figura No. 70 Disco variador de radio de giro .....	85
Figura No. 71 eje entre engranaje cónico y disco .....	86
Figura No. 72 Diámetros mínimos de eje utilizado en mecanismo de biela.....	86
Figura No. 73 ´Simulación de deformación engranaje recto con diámetro de 200 mm ..	87
Figura No. 74 Factor de seguridad engranaje recto con diámetro de 200 mm .....	88
Figura No. 75 Simulación de deformación engranaje recto con diámetro de 40 mm .....	88
Figura No. 76 Factor de seguridad engranaje recto con diámetro de 40 mm .....	89
Figura No. 77 Simulación de deformación engranaje cónico con diámetro de 127 mm.	89
Figura No. 78 79 Factor de seguridad engranaje cónico con diámetro de 127 mm .....	90
Figura No. 80 Simulación de deformación leva de corte.....	90
Figura No. 81 Factor de seguridad leva de corte .....	91
Figura No. 82 Simulación de deformación leva de expulsión .....	91
Figura No. 83 Factor de seguridad leva de expulsión.....	92
Figura No. 84 Simulación de deformación eje de engranaje cónico .....	92
Figura No. 85 Factor de seguridad eje de engranaje cónico .....	93
Figura No. 86 Simulación de deformación eje de reducción utilizando engranajes rectos .....	93
Figura No. 87 Factor de seguridad eje reducción utilizando engranajes rectos.....	94
Figura No. 88 Mecanismo de prensa en un sentido para alambre .....	96
Figura No. 89 Desbobinadora de alambre .....	97
Figura No. 90 Bobina de acero galvanizado.....	97
Figura No. 91 Enderezador de rodillos .....	98
Figura No. 92 Propuesta de mecanismo final .....	99
Figura No. 93 Varillas de alambre de acero galvanizado .....	103

## LISTADO DE TABLAS

Tabla No. 1 Durezas según norma ANSI/AGMA 2005- D03 .....	39
Tabla No. 2 Requerimientos para el mecanismo .....	56
Tabla No. 3 Diámetro de paso engranajes rectos.....	59
Tabla No. 4 fuerzas aplicadas sobre engranajes rectos.....	60
Tabla No. 5 Factores de seguridad para engranajes rectos .....	63
Tabla No. 6 Momento de flexión y torsión en eje de reducción.....	66
Tabla No. 7 Diámetros mínimos de eje para reducción utilizando engranajes rectos .....	66
Tabla No. 8 Reacciones en la sección de rodamientos de eje de reducción .....	67
Tabla No. 9 Clasificación de rodamientos para eje de reducción de velocidad .....	68
Tabla No. 10 Longitud mínima de cuñero en sección de eje reducción .....	69
Tabla No. 11 Dimensiones de engranaje cónico recto.....	71
Tabla No. 12 Capacidad de potencia en engranajes cónicos rectos.....	75
Tabla No. 13 Cargas aplicadas por componentes en eje principal .....	77
Tabla No. 14 Reacciones en los apoyos del eje principal.....	81
Tabla No. 15 Diámetros mínimos en secciones de eje principal .....	81
Tabla No. 16 Dimensiones de rodamientos par eje principal .....	82
Tabla No. 17 Clasificación de rodamientos para eje principal de mecanismo .....	83
Tabla No. 18 Longitudes mínimas de cuñeros para eje principal.....	84
Tabla No. 19 Clasificación de rodamientos de eje para alimentación de alambre .....	87
Tabla No. 20 Tiempos de manufactura con la implementación del mecanismo .....	102
Tabla No. 21 Costo de materiales para componentes del mecanismo.....	105
Tabla No. 22 Costos de mano de obra para fabricación del mecanismo .....	107
Tabla No. 23 Costos de aplicación de tratamientos térmicos .....	108

## RESUMEN

Este trabajo explica el desarrollo de una propuesta de diseño tentativo para la manufactura de asas de acero galvanizado, en la industria de fabricación de ollas de aluminio. El objetivo de este es la disminución de tiempos de manufactura en el área de asas, para cierta medida de ollas.

El sistema diseñado se realizó según un motor eléctrico proporcionado por la empresa. Tomando en cuenta los objetivos propuestos por la empresa, para todos los elementos del mecanismo, se presenta la teoría de diseño que la respalda. El enfoque del diseño se basa en el diseño de los elementos mecánicos, para realizar en menor tiempo la manufactura de asas que actualmente se realiza de manera manual.

El diseño final cumple con los requisitos propuestos por la empresa, de reducir el tiempo de manufactura de asas de acero galvanizado, para su posterior uso en ollas de aluminio.

# I. INTRODUCCIÓN

Guatemala es un país con un nivel bajo de industrialización, por lo que en la actualidad muchos de los procesos de manufactura en el área de producción de ollas de aluminio y sus derivados, se realizan a través de procesos manuales; inclusive se llegan a realizar procesos de manufactura de una manera totalmente artesanal, debido a que solamente un grupo de operarios posee la habilidad de fabricar cierto componente.

Actualmente en la empresa Coproda no es la excepción ante el proceso de manufactura manual. La producción de ollas de aluminio consta de procesos manuales desde el repulsado de las ollas, la limpieza de estas, la manufactura de asas a través de moldes y dobleces realizados por operarios de manera totalmente manual.

Debido a un problema de cuello de botella, en la fabricación de recipientes para elaboración de alimentos (ollas) de las presentaciones de 180 mm y 200 mm; la empresa decide iniciar el estudio de un mecanismo, que realice la manufactura de asas de una manera más eficiente.

Por lo que este trabajo, tiene por objetivo presentar el diseño de un mecanismo para realizar el proceso de corte de las varillas de una manera integral.

## II. OBJETIVOS

### A. Objetivo general

Incrementar la fabricación de asas de acero galvanizado, en una industria manufacturera de ollas de aluminio de 180 y 200 mm de diámetro, en 312 unidades por hora, con un dispositivo mecánico automatizado, que proporcione el producto final terminado.

### B. Objetivos específicos

- Cambiar el proceso de producción actual por un proceso que integre todas las operaciones en un solo punto.
- Cumplir con la producción propuesta por el cliente de 312 asas por hora.
- Realizar todas las operaciones del proceso de manufactura de manera simultánea.
- Diseñar los mecanismos para el dispositivo mecánico de fabricación de asas, para la geometría radial y contra radios.
- Elaboración de planos mecánicos para el dispositivo de fabricación de asas.
- Elaboración de un manual de mantenimiento del dispositivo.
- Elaboración del estudio económico para la elaboración del proyecto.

### III. JUSTIFICACIÓN

La empresa llamada Compañía Procesadora de Aluminio S.A. (Coproda) actualmente tiene un problema de cuello de botella, en la fabricación de recipientes para cocción de alimentos (ollas), en las presentaciones de 180 mm y 200 mm.

Como parte del proceso de manufactura de los recipientes, es necesario instalar un asa. Las asas están fabricadas con segmentos metálicos de acero galvanizado calibre 12, que se obtienen de un proceso de conformado, obteniendo una geometría radial, y en los extremos otra geometría de contra radio.

Inconvenientes referidos a la fabricación de asas:

1. El proceso inicia con una bobina de acero galvanizado, la cual se coloca en el suelo, sin ningún tipo de accesorio adecuado para el desbobinado de la misma. Esto causa el problema de que el suministro del alambre no es continuo, por interferencia entre las espiras del alambre, esto ocasiona que el colaborador continuamente esté solventando el problema, desenredando la bobina.
2. Proceso de fabricación.
  - 2.1 Primera fase: corte de la materia prima. Proceso manual.
  - 2.2 Segunda fase: conformación de la curvatura mayor. Proceso manual.
  - 2.3 Tercera fase: conformación de argolla (contraradio) en ambos extremos del asa. Proceso manual.
3. En el proceso de corte de materia prima, se efectúan dos mediciones críticas para obtener la longitud requerida, esto se debe al radio natural que presenta la bobina de acero galvanizado. Lo correcto sería que a la materia prima se le efectúe un proceso de enderezado previo; asegurando la longitud con una sola medición.



4. Al realizar la fabricación de las asas a través de métodos totalmente artesanales, no se garantiza que la producción sea rápida y eficiente, así como su precisión, por depender 100% de la habilidad del operario y de su estado físico. Esto conlleva no alcanzar la meta propuesta de 315 asas por hora.

Actualmente se producen 1050 asas diarias en promedio en una jornada de 8 horas, se desea maximizar la fabricación para alcanzar una producción neta de 2500 asas diarias; atendiendo a la problemática propuesta, se sugiere iniciar un proceso de rediseño de manufactura de asas, culminando con el diseño de un dispositivo mecánico que efectúe todas las operaciones de una forma simultánea.

## IV. MARCO TEÓRICO

### A. Ollas de aluminio

Dentro de los utensilios utilizados en la industria de la cocina, tanto industrial como casera, se deben de utilizar recipientes para la cocción de alimentos. Existe una gran variedad de recipientes para la cocción de alimentos, tomando en cuenta el material de fabricación, acabado superficial, proceso de fabricación y estándares de calidad; estas características repercuten directamente en el costo de los recipientes para la cocción de alimentos.

Los recipientes para uso alimenticio fabricados en la empresa guatemalteca Compañía Procesadora de Aluminio S. A. (Coproda), son fabricados a partir de discos de aluminio, realizándose el conformado final de la olla, a través de un proceso de repulsado convencional. Como parte del proceso de manufactura de los recipientes, es necesario instalar un asa, para sostener y dar estabilidad a la olla, cuando es necesario trasladarla de un lugar a otro. Las asas son manufacturadas con segmentos metálicos de acero galvanizado calibre 12, que se obtienen de un proceso de conformado, obteniendo una geometría radial, y en los extremos otra geometría de contra radio.

En la siguiente figura se puede observar el producto final mencionado.

Figura No. 1 Olla de aluminio terminada



Fuente: Elaboración propia

Figura No. 2 Olla de aluminio terminada vista lateral



Fuente: Elaboración propia

1. Aluminio en recipientes de uso alimenticio. El aluminio es el tercer elemento más abundante en la corteza terrestre, junto con el sílice y el oxígeno; razón por la cual se encuentra presente en muchos elementos cotidianos. Su abundancia contribuye al bajo costo de productos fabricados a partir de este material.

Una de las características del aluminio es su ligereza, en comparación con el cobre o acero, asimismo presenta resistencia a la corrosión y alta conductividad térmica. Las características mencionadas incentivan su uso en la industria de manufactura de recipientes para uso alimenticio.

En la mayoría de países las distintas aleaciones de aluminio son identificadas por un código de cuatro dígitos; el primer dígito representa el grupo de aleación, el segundo las modificaciones realizadas a la aleación original y, los últimos dos dígitos indican la pureza del producto.

En la industria se fabrican diferentes tipos de aleaciones de aluminio, dependiendo de la aplicación; a continuación, se mencionan algunas junto con sus características.

Clasificación de las aleaciones de aluminio para su estudio:

- a. 1XXX (1050, 1100, 1200). Buena conductividad térmica y eléctrica por su pureza de aluminio.
- b. 2XXX (2011, 2030, 2024). Aluminio cobre. Aleación normalmente utilizada en aplicaciones aeronáuticas, por su excelente elasticidad.
- c. 3XXX (3003, 3015). Aluminio Manganeso. Aleación soldable.
- d. 5XXX (5754, 5083). Excelentes propiedades para soldar, mecanizar y anodizar.
- e. 6XXX. Aluminio Magnesio Silicio. Mejores propiedades de mecanizado que la aleación 5083.
- f. 7XXX. Aluminio Zinc. Utilizado para moldes de inyección debido a sus propiedades óptimas para el mecanizado.

Comprendiendo el código completo acerca de la designación de distintas aleaciones de aluminio, se encuentra la nomenclatura que norma los estados de entrega de la aleación, estos se basan en los tratamientos térmicos aplicados; aplicándose a cualquier producto del aluminio con la excepción de los lingotes. (Maffia, 2013)

Figura No. 3 Nomenclatura aleaciones de aluminio

Sistemas de designación de aleaciones de aluminio	
Tipo de aleación	Designación de cuatro dígitos
Aleaciones forjadas	
99.00% (min) aluminio	1XXX
Cobre	2XXX
Manganeso	3XXX
Silicio	4XXX
Magnesio	5XXX
Magnesio y silicio	6XXX
Zinc	7XXX
Otros	8XXX
Aleaciones fundidas	
99.00% (min) aluminio	1XX-X
Cobre	2XX-X
Silicio con cobre y/o magnesio	3XX-X
Silicio	4XX-X
Magnesio	5XX-X
Zinc	7XX-X
Estaño	8XX-X
Otros	9XX-X

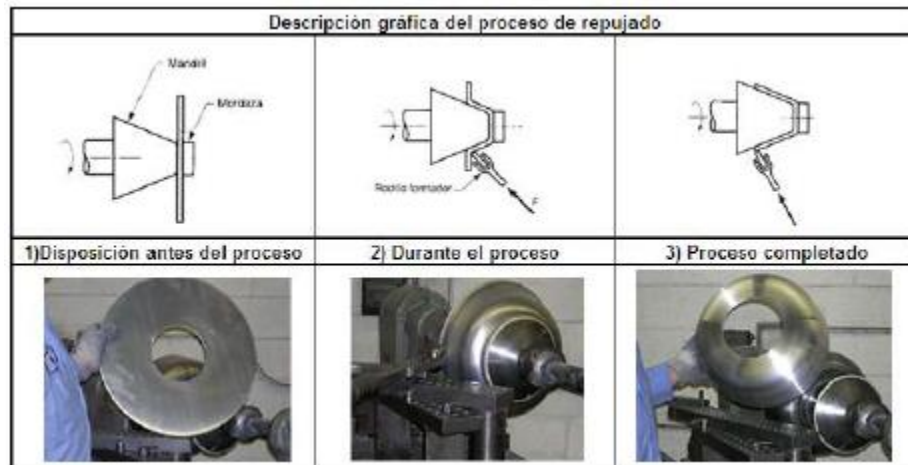
Fuente: Maffia, 2013

El sistema consiste en letras agregadas al número de aleación, junto a la letra se colocan dígitos que indican subdivisiones de los tratamientos que influyen en las características de la aleación. A continuación, algunas clasificaciones según denominación luego del código de cuatro dígitos (Por ejemplo: 1XXX-F).

- a. F y O. Fabricadas bajo condición de recocido.
- b. W. Condición solubilizada.
- c. H. Endurecidas por deformación.
- d. T. Tratada térmicamente.

2. Producción de ollas. El conformado de los recipientes se realiza con el uso de una máquina herramienta convencional o CNC, denominada torno, haciendo girar la pieza a manufacturar; La operación consiste en presionar una herramienta contra la lámina circular de aluminio, que gira sobre el cabezal del molde, obligando a la lámina a obtener la forma superficial del molde utilizado.

Figura No. 4 Descripción del proceso de repulsado



Fuente: Bauccio, 1994

El repulsado convencional consiste en un disco de aluminio sostenido en el extremo de un mandril rotatorio, con la forma interior deseada para el conformado final, utilizando un rodillo como herramienta de deformación contra el material a manufacturar. El diferencial

de espesor del disco de aluminio luego de la conformación es despreciable en el uso de recipientes de grado alimenticio.

Figura No. 5 Repulsado utilizando máquina CNC



Fuente: Jiangsu Hoston Machine Tools Co., 2017

Figura No. 6 Repulsado utilizando máquina convencional



Fuente: Murieta

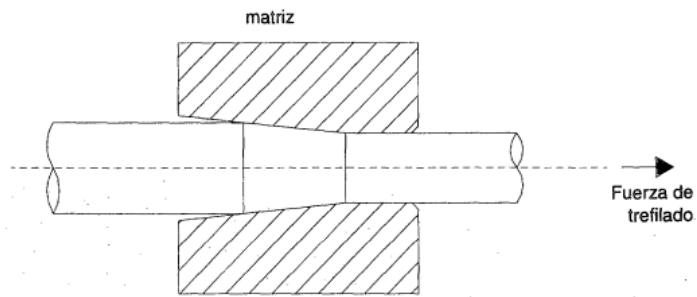
## B. Alambre de acero galvanizado

Se le nombra alambre a todo tipo de hilo delgado que se obtiene por estiramiento de diferentes tipos de metales, de acuerdo con la ductilidad que poseen los mismos. Antiguamente, el proceso de fabricación de alambre consistía en golpear láminas de metal hasta obtener el espesor deseado, luego las láminas eran cortadas en pequeñas tiras estrechas las cuales eran conformadas a una forma cilíndrica, por medio de golpes de un martillo.

Actualmente el alambre es fabricado mediante un proceso de trefilado, por medio de máquinas especializadas, las cuales son capaces de producir alambre libre de imperfecciones, bajo altos estándares de calidad. El proceso de fabricación de alambre galvanizado en caliente se inicia en la recepción del alambre de acero trefilado, ya sea de bajo carbono o alto carbono, hasta su recubrimiento con zinc de acuerdo con las especificaciones. Comúnmente el alambre de acero al bajo carbono es utilizado para continuar con un proceso de galvanizado, debido a su alta maleabilidad y ductilidad.

1. Trefilado. Este proceso consiste en la reducción de sección de un alambre, pasándolo a través de orificios cónicos (llamados dados), por medio de estirado en frío; los materiales comúnmente utilizados para este proceso de fabricación son el acero, aluminio y cobre.

Figura No. 7 Proceso de trefilado de alambre



Fuente: Riera, 2003

Figura No. 8 Proceso de trefilado de alambre



Fuente: Gimpsaplanta2 (usuario YouTube), 2014

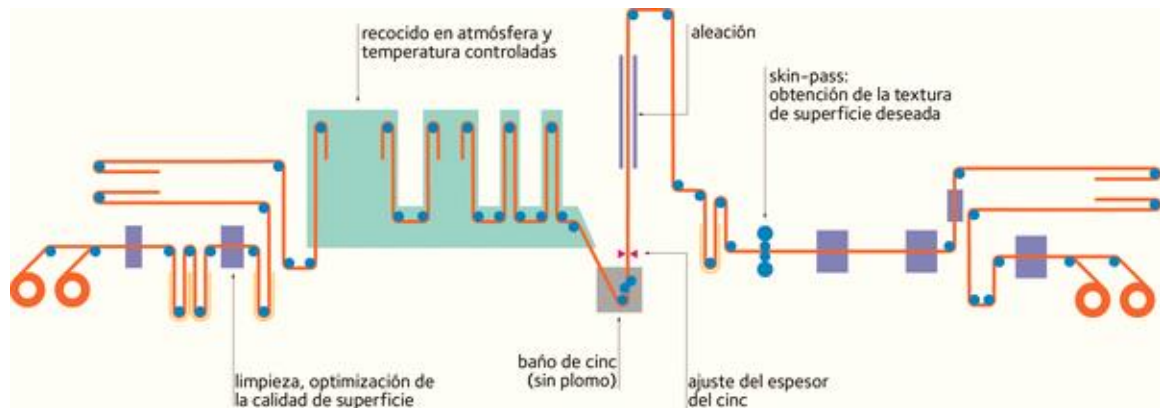
2. Recubrimiento de zinc (galvanizado). Para obtener un producto terminado con recubrimiento que disminuya la posibilidad de oxidación, posterior al proceso de trefilado se debe de aplicar un baño de zinc, el cual se le conoce como galvanizado.

El galvanizado de alambre de acero es un proceso continuo por inmersión, a partir de bobinas de acero. El proceso inicia con el desbobinado, posteriormente el alambre es ingresado a un horno de recocido el cual, a su vez, funciona como proceso de limpieza de



impurezas del material. Posterior al recocido, el alambre es sumergido en un baño de zinc fundido, sometiéndolo luego a enfriamiento mediante aire, hasta alcanzar los 50 °C. El objetivo del proceso de galvanizado es la protección del metal (acero) ante los elementos, evitando así, posible oxidación prematura.

Figura No. 9 Proceso de producción alambre de acero galvanizado



Fuente: Padilla, 2016

3. Nomenclatura del acero. Las aleaciones de acero poseen una nomenclatura dada por organizaciones como el Instituto Americano de Hierro y Acero (AISI, por sus siglas en inglés) o la Sociedad Americana de Pruebas y Materiales (ASTM, por sus siglas en inglés); ambas organizaciones cuentan con una nomenclatura distinta, mencionada a continuación.

- a. AISI. Sistema de cuatro dígitos, los primeros dos indican la aleación y los últimos dos el contenido de carbono.
- b. ASTM. Se utiliza la letra A para denotar materiales ferrosos, seguido de un número asignado para cada aleación.

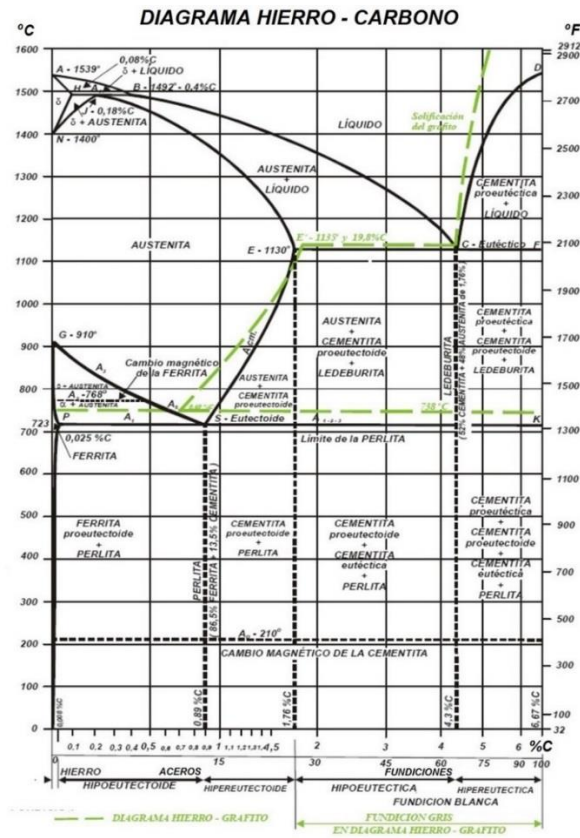
4. Tratamientos térmicos el acero. Dentro del proceso de producción del alambre de acero galvanizado se le aplica un tratamiento térmico, los cuales ayudan a mejorar las propiedades mecánicas del material.

Al alambre de acero galvanizado se le aplica principalmente un tratamiento térmico, posterior al proceso de trefilado; el objetivo del tratamiento de recocido en un metal es alterar las propiedades mecánicas del mismo. Las principales propiedades del metal a cambiar son: dureza, resistencia y elasticidad.

Durante el proceso de recocido, la temperatura del metal debe de ser elevada hasta el punto de austenitización (800 – 950 °C), para luego enfriarlo gradual y lentamente hasta alcanzar la temperatura ambiente. En este rango de temperaturas la austenita conformada en el acero al carbono se vuelve estable, lo cual aumenta las propiedades de plasticidad, ductilidad y tenacidad del metal.

A continuación, un diagrama hierro-carbono especificando las temperaturas contra el porcentaje de carbono en la aleación.

Figura No. 10 Diagrama hierro carbono



Fuente: Shackelford, 1995

Al alambre de acero se le aplica un recocido durante su manufactura, este se le conoce como recocido de alivio de tensiones; el objetivo de este proceso de recocido es eliminar tensiones internas, que surgen en el material como producto de la deformación severa, como lo es el proceso de trefilado o cualquier proceso de deformación en frío.

5. Propiedades mecánicas del alambre de acero. El acero utilizado para la fabricación de alambre varía entre bajo a un alto contenido de carbono, dependiendo de su utilización como producto final; el acero con un alto contenido de carbono, representa ciertas ventajas que el acero al bajo carbono no posee.

La principal diferencia entre un acero al bajo carbono y un acero al alto carbono es el porcentaje mezclado de hierro con un pequeño porcentaje de carbono; generalmente el porcentaje de carbono es de menos de 0.30 %, en una composición de acero al bajo carbono. El rango de carbono aleado con el hierro en un acero al alto carbono es entre 0.50% y 0.95%. (Mott, 2006)

La ductilidad de un acero al carbón disminuye conforme el contenido de carbón aumenta, al mismo tiempo, la resistencia de este se incrementa; por lo que esto implica tener una relación entre ductilidad y resistencia. Poseyendo el acero al alto carbono, propiedades de alta resistencia y baja ductilidad, mientras que un acero al bajo carbono posee una alta ductilidad y baja resistencia.

Dentro de las clasificaciones de los aceros al carbono, se encuentra un intermedio entre el bajo y el alto carbono, el acero al medio carbono es utilizado normalmente en aleaciones junto con metales como níquel, molibdeno y cromo, para producir alta dureza y resistencia. Dentro de los usos más comunes para este acero se encuentran engranajes, ejes de transmisión de potencia y tornillos; los aceros al medio carbón poseen características deseadas para la manufactura de herramientas, ya que el metal se puede tratar a través de un proceso de recocido o templado, aumentando su dureza al finalizar el proceso.

En la siguiente tabla se describen algunas características del alambre de acero galvanizado, calibre 10 y 12.

Figura No. 11 Propiedades alambre de acero galvanizado calibre 10 y 12

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	ALAMBRE 10 AWG	ALAMBRE 12 AWG
Diámetro Nominal	mm	2.59 +/- 0.004	2.05 +/- 0.004
Área	mm <sup>2</sup>	5.27	3.30
Tensión de rotura	kgf	654	409
Elongación mínima	%	6 en 254 mm	6 en 254 mm
Torsión mínima	Vueltas	8 en 200 mm	8 en 200 mm
Capa de Zinc mínima	g/m <sup>2</sup>	240	240

Fuente: Grupo EPM, 2017

### C. Deformación de materiales

Un metal puede sufrir dos diferentes tipos de deformación, plástica y elástica; la denominación de cada uno depende del resultado final alcanzado en la pieza de metal, siendo una deformación elástica cuando el metal vuelve a su forma original luego de aplicar una fuerza externa. La deformación plástica surge cuando la forma final del metal es distinta a la inicial, luego aplicar una fuerza externa.

Las deformaciones se pueden dar a temperatura ambiente, conocida como deformación en frío, realizándose por debajo de la temperatura de recristalización; o bien, elevando la temperatura del metal a trabajar, proceso al cual se le conoce como deformación en caliente.

1. Módulo de Young. El módulo de Young es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material en su zona elástica, según la dirección en la que se le aplique una fuerza. Normalmente está asociado a los cambios de longitud que puede experimentar un cable, alambre o varilla; llamado también módulo de elasticidad longitudinal, por esta misma razón. La ecuación que representa el Módulo de Young es:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F/A}{\Delta L/L} \quad (\text{Ecuación 1})$$

Donde:

$E$  = módulo de elasticidad de Young [N/m].

$\sigma$  = tensión ejercida sobre el área de sección transversal [N/m<sup>2</sup>].

$\varepsilon$  = deformación unitaria [m].

$F$  = fuerza ejercida [N].

$A$  = área de sección transversal [N/m<sup>2</sup>].

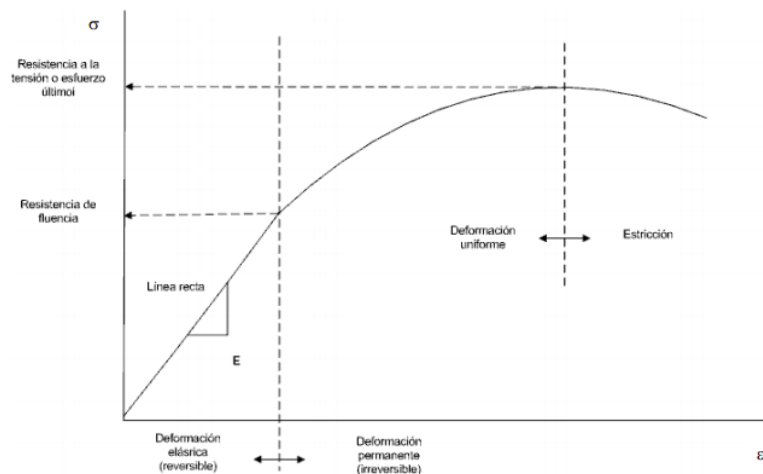
$\Delta L$  = cambio de longitud con respecto a la longitud inicial [m].

$L =$  longitud inicial total [m].

Como parte de las propiedades de los materiales existe la dureza, llamada normalmente dureza de Brinell; es una propiedad que mide la resistencia a la penetración de un punzón o cuchilla.

2. Curva de deformación. Si se tiene una fuerza aplicada con incrementos constantes, aplicada a una barra, hasta romper la misma, se puede generar una gráfica de esfuerzo contra deformación. A esta gráfica se le llama curva de deformación unitaria, la cual es una propiedad mecánica del material.

Figura No. 12 Curva esfuerzo contra deformación unitaria



Fuente: Shackelford, 1995

De la curva esfuerzo-deformación, se pueden obtener distintas propiedades mecánicas del material analizado, siendo este sometido a esfuerzos de tensión hasta su ruptura.

- a. Resistencia a la fluencia ( $\sigma_y$ ): Esfuerzo que debe aplicarse a un material para iniciar su deformación permanente, más allá de la zona elástica.
- b. Módulo de elasticidad (E): Pendiente de la recta que se forma en la zona elástica. Medida de rigidez del material.
- c. Módulo de resiliencia ( $E_r$ ): Área bajo la curva de la zona elástica, es la energía por unidad de volumen que el material absorbe al deformarse elásticamente.
- d. Resistencia al esfuerzo último ( $\sigma_u$ ): Valor máximo de esfuerzo aplicable sobre el material, al superarse este valor se da la fractura.
- e. Ductilidad: Cantidad de deformación plástica que puede darse en un material antes de romperse. Puede ser medido como porcentaje de elongación o porcentaje de reducción de área.

$$\% \textit{ elongación} = \frac{L_f - L_i}{L_0} \times 100 \quad (\text{Ecuación 2})$$

$$\% \textit{ elongación} = \frac{A_i - A_f}{A_0} \times 100 \quad (\text{Ecuación 3})$$

- f. Tenacidad: Área bajo la curva de gráfica esfuerzo-deformación, es la energía por unidad de volumen que el material absorbe al fracturarse.
- g. Resistencia al corte: Resistencia a la deformación por una fuerza paralela a la sección transversal.

$$\tau = \frac{F}{A_0} \quad (\text{Ecuación 4})$$

El acero es considerado un material dúctil, por su comportamiento elástico, el cual consiste en una relación lineal entre la tensión y la deformación. Un acero al carbono 1090 típicamente tiene un límite elástico de 250 MPa y una tensión de rotura de 840 MPa.

3. Deformación elástica. Dentro de la clasificación de deformación elástica existe la reversible y la no reversible, siendo esta última un estado de transición entre la zona de deformación elástica y plástica.

a. Deformación elástica reversible. El cuerpo vuelve a su forma original luego de retirar la fuerza externa que le provoca la deformación.

b. Deformación elástica irreversible. Surge cuando la tensión aplicada es mayor a la tensión de fluencia del material. Es decir, una etapa de transición entre la zona plástica y elástica.

4. Deformación plástica. La deformación plástica sufrida en un metal es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo, el material no vuelve a su forma original luego de remover la fuerza aplicada.

Dentro de las propiedades que una deformación plástica puede mejorar, a un metal, están la resistencia a la tensión, dureza y resistencia a la fluencia. Así como se pueden mejorar algunas propiedades del metal, también se pueden disminuir otras propiedades tales como la ductilidad.



5. Módulo de elasticidad transversal. Para los materiales isótropos, como los metales, posee una relación con el módulo de elasticidad y el coeficiente de Poisson; como lo muestra la siguiente ecuación.

$$G = \frac{E}{2 \times (1 + \nu)} \quad (\text{Ecuación 5})$$

Donde:

$\nu$  = coeficiente de Poisson, el cual puede tomar un valor de 0.3 para los aceros.

#### D. Herramientas de trabajo en frío para deformación de metal

El conformado de metales es un término colectivo para todos los procedimientos que permiten una deformación plástica de metales, a veces en combinación con altas temperaturas. Durante este procedimiento no se modifica ni el volumen, ni el peso ni otras propiedades esenciales del material. (Valsecchi, 2014)

Las herramientas de metal duro son imprescindibles en los procesos de conformado. El metal duro es el único material que puede soportar condiciones extremas tales como presión, altas temperaturas o tensiones; teniendo al mismo tiempo, una elevada resistencia al desgaste. Según su aplicación, las herramientas de metal duro cuentan con un equilibrio óptimo entre dureza y tenacidad, lo que permite obtener una larga vida útil.

En los procesos de conformado, las herramientas, usualmente dados de conformación, ejercen esfuerzos sobre la pieza de trabajo que las obligan a tomar la forma de la geometría del dado.

El acero para herramientas posee un porcentaje de carbono en el rango de 0.5% - 1.4%, y al mismo tiempo, el acero debe ser aleado, el cual se utiliza normalmente para herramientas destinadas a modificar la forma de algún material, como puede ser otro acero con un porcentaje menor de carbono en su composición.

Las propiedades finales de un acero para herramienta se obtienen bajo procesos de austenización, formación de martensita y revenido. Los aceros utilizados normalmente en el conformado en frío poseen la designación AISI, siendo el tipo O, tipo A y tipo D.

A continuación, una breve descripción de cada uno de ellos.

AISI tipo O: contiene un alto contenido de carbono para obtener alta dureza y resistencia al desgaste, los aleantes contenidos afectan su templabilidad y distribución de carburos. Esta categoría se caracteriza por templarse en aceite, debido a su bajo contenido de aleantes.

AISI A y D poseen altos contenidos de aleantes y son endurecibles al aire, siendo menos susceptibles a distorsiones y fisuras. Contienen alto contenido de molibdeno y cromo, el cual, junto con las altas concentraciones de carburos, aumentan la resistencia al desgaste.

La siguiente figura muestra algunos de los aceros utilizados comúnmente para herramientas, así como, sus aleantes y composiciones.

Figura No. 13 Clasificación y composiciones de algunos aceros para herramientas

AISI	UNS	Identifying elements, %								
		C	Mn	Si	Cr	V	W	Mo	Co	Ni
<b>Water-hardening tool steels</b>										
W1	T72301	0.60-1.40(a)	...	...	...	...	...	...	...	...
W2	T72302	0.60-1.40(a)	...	...	...	0.25	...	...	...	...
W5	T72305	1.10	...	...	0.50	...	...	...	...	...
<b>Shock-resisting tool steels</b>										
S1	T41901	0.50	...	...	1.50	...	2.50	...	...	...
S2	T41902	0.50	...	1.00	...	...	...	0.50	...	...
S5	T41905	0.55	0.80	2.00	...	...	...	0.40	...	...
S6	T41906	0.45	1.40	2.25	1.50	...	...	0.40	...	...
S7	T41907	0.50	...	...	3.25	...	...	1.40	...	...
<b>Oil-hardening cold work tool steels</b>										
O1	T31501	0.90	1.00	...	0.50	...	0.50	...	...	...
O2	T31502	0.90	1.60	...	...	...	...	...	...	...
O6(b)	T31506	1.45	0.80	1.00	...	...	...	0.25	...	...
O7	T31507	1.20	...	...	0.75	...	1.75	...	...	...
<b>Air-hardening medium-alloy cold work tool steels</b>										
A2	T30102	1.00	...	...	5.00	...	...	1.00	...	...
A3	T30103	1.25	...	...	5.00	1.00	...	1.00	...	...
A4	T30104	1.00	2.00	...	1.00	...	...	1.00	...	...
A6	T30106	0.70	2.00	...	1.00	...	...	1.25	...	...
A7	T30107	2.25	...	...	5.25	4.75	1.00(c)	1.00	...	...
A8	T30108	0.55	...	...	5.00	...	1.25	1.25	...	...
A9	T30109	0.50	...	...	5.00	1.00	...	1.40	...	1.50
A10(b)	T30110	1.35	1.80	1.25	...	...	...	1.50	...	1.80
<b>High-carbon high-chromium cold work steels</b>										
D2	T30402	1.50	...	...	12.00	1.00	...	1.00	...	...
D3	T30403	2.25	...	...	12.00	...	...	...	...	...
D4	T30404	2.25	...	...	12.00	...	...	1.00	...	...
D5	T30405	1.50	...	...	12.00	...	...	1.00	3.00	...
D7	T30407	2.35	...	...	12.00	4.00	...	1.00	...	...

Fuente: Krauss, 2005

1. Selección de acero para herramientas. Se debe considerar el uso de la herramienta para la selección de un acero, tomando en cuenta las características metalúrgicas; dentro de las consideraciones debe estar la facilidad de fabricación y costo del material. En su mayoría, los aceros utilizados pueden clasificarse, según su tipo de operación, en cizallado, formado, laminado y extracción.

- a. Corte: debe de tener alta dureza y alta resistencia al desgaste, las propiedades dependen del espesor del material a cortar utilizando una cizalla y la temperatura de operación.
- b. Formado: fuerza el metal a la forma de la herramienta en caliente o frío, deben de tener alta tenacidad y resistencia en general.
- c. Estirado y extrusión: debe de haber un bajo coeficiente de fricción entre la herramienta y el metal a deformar, con alta tenacidad y resistencia.

Todos los aceros para herramientas deben de tener una buena resistencia al desgaste, la cual se puede definir como la resistencia a la abrasión. Ya que los aceros utilizados poseen alto contenido de carbono, deben ser resistentes a la descarburación; lo cual sucede cuando el acero es calentado arriba de 1300 °F, perdiendo carbono superficial, resultando en una superficie suave.

Figura No. 14 Resistencia al corte de distintos aceros

Metal	$\tau_{\text{máx}}$ K/mm <sup>2</sup>	$\frac{\tau_{\text{máx}}}{\delta t}$	$\epsilon$ de ruptura	a k/mm/mm <sup>3</sup>	$\frac{\tau_{\text{med}}}{\tau_{\text{máx}}}$
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 Eyal 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

Fuente: Quercy

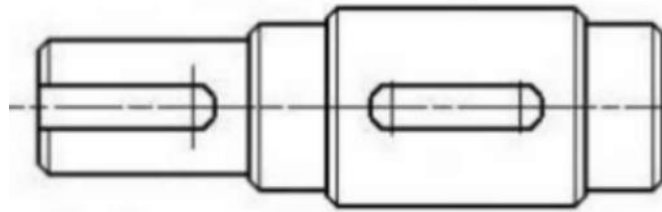
#### E. Mecanismos de transmisión de potencia

La potencia obtenida por cualquier fuente de movimiento, como lo es un motor eléctrico, debe de poder ser transmitida de manera eficiente hacia los componentes que se desean accionar mediante algún movimiento; ya sea del tipo rotacional o traslacional.

## 1. Árbol de potencia

Son elementos que funcionan como soporte para otras piezas como levas o poleas, las cuales giran alrededor del árbol. Los arboles transmiten potencia a ciertas revoluciones por minuto, a través de los accesorios acoplados al mismo. Los árboles se encuentran sometidos a esfuerzos de torsión; existiendo lisos o escalonados.

Figura No. 15 Árbol de potencia



Fuente: Gutiérrez, 2016

El límite de resistencia a la fatiga en un eje ( $S_e$ ) puede ser calculado utilizando la siguiente fórmula.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 6}$$

Donde:

$k_a = a S_{ut}^b$  factor de superficie utilizando la figura No 15

$k_b$  factor de tamaño utilizando la figura No 14

$k_c$  y  $k_d$  son factores de temperatura de operación, los cuales pueden tomar el valor de 1 cuando opera bajo flexión a temperaturas promedio de 20 °C.

$k_e$  es un factor de confiabilidad utilizando la ecuación  $k_e = 1 - 0.08 * z_a$  y la figura No 16.

$k_f$  es un factor de efectos varios que considera algunos efectos como: corrosión, recubrimiento electrolítico,

Figura No. 16 factor de tamaño  $K_b$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 17 factor de superficie  $K_a$

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 18 factor de confiabilidad  $k_e$

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: Shigley, 2008

Uno de los criterios para realizar el cálculo de diámetros mínimos en distintas secciones de un eje, es por medio de la teoría de distorsión y criterio de ED-Goodman, la cual se expresa su fórmula a continuación. La ecuación mencionada, se considera un método conservador de cálculo de diámetros para distintas secciones de eje, razón por la cual se utilizará este método.

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left( \frac{1}{S_e} \left( 4(K_f M_a)^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left( 3(K_{fs} T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right)^{1/3} \quad (\text{Ecuación 6})$$

Donde:

$K_f$  = factor de concentración de esfuerzo

$M$  = momentos flexionantes alternantes (lbf\*pulgada)

$K_{fs}$  = factor de concentración de esfuerzo cortante

$T$  = pares de torsión medios (lbf\*pulgada)

Los factores  $K_f$  y  $K_{fS}$  pueden ser calculados utilizando las siguientes ecuaciones.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (\text{Ecuación 7})$$

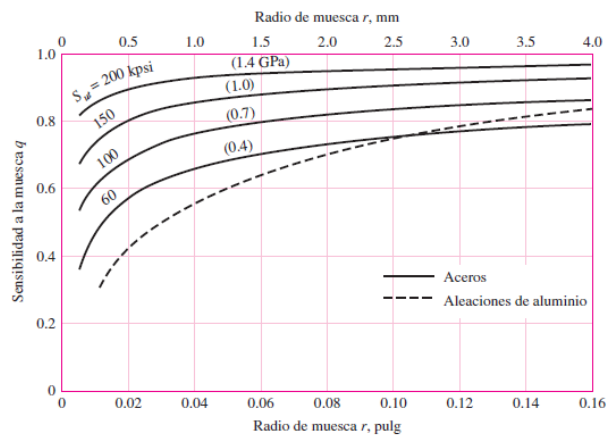
$$K_{fS} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \quad (\text{Ecuación 8})$$

Donde:

$q$  = sensibilidad a la muesca, la cual puede encontrarse en la siguiente figura

$K_f$  y  $K_{fS}$  = factor teórico de la concentración de esfuerzos

Figura No. 19 Factores de sobrecarga  $K_o$  ( $K_a$ )



Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 20 Relación de radios y filetes de eje

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ( $r/d = 0.02$ )	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ( $r/d = 0.1$ )	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ( $r/d = 0.02$ )	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

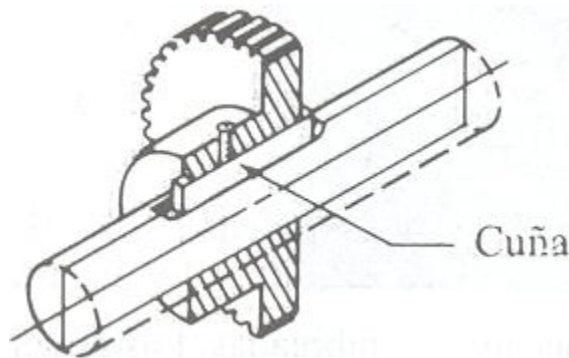
Fuente: Shigley, 2008



## 2. Cuñas cuadradas

Se utilizan para fijar elementos rotatorios a un eje que se encuentra en torsión, como engranajes, poleas y levas, entre otros. La cuña es la que generalmente transmite el par de torsión entre el eje y el elemento acoplado, por lo que su factor de seguridad se debe de tomar en cuenta en el diseño. Si en un eje el factor de la cuña es menor al de su elemento, esta fallará antes que el elemento en sí, logrando muchas veces proteger elementos más costosos acoplados al eje, que una cuña (Shigley, 2008).

Figura No. 21 Cuña en un eje



Fuente: Maracaibo, 2004

Para seleccionar adecuadamente una cuña, se debe seleccionar no solo sus medidas de altura y ancho, sino también el largo necesario para soportar la carga. Como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (\text{Ecuación 9})$$

Donde:

$S_{sy}$  = resistencia a la fuerza cortante ( $0.577 \cdot S_y$ )

n = factor de seguridad

F = fuerza aplicada a la cuña

t = ancho de la cuña seleccionada

l = longitud de cuña mínima bajo condiciones de operación

En la siguiente figura se muestran algunas de las configuraciones de cuñas cuadradas y rectangulares más utilizadas en el mercado.

Figura No. 22 Medidas de cuñas cuadradas y rectangulares

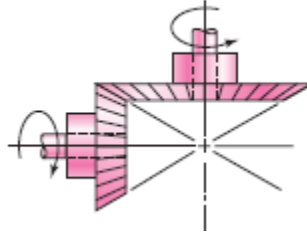
Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Fuente: elaboración propia

### 3. Engranajes rectos y cónicos rectos

Los engranajes cónicos calculados hacen referencia a la norma ANSI/AGMA 2003-B97; los engranajes cónicos rectos son normalmente utilizados cuando dos ejes se interceptan entre sí, estos permiten el cambio de dirección de giro a distintos ángulos; siendo el más común de 90 grados. El paso circular y el diámetro de paso son calculados de la misma manera de un engranaje recto (Shigley, 2008).

Figura No. 23 Engranajes cónicos rectos



Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 24 Engranaje recto



Fuente: Direct Industry, 2018

El menor número de dientes en un piñón con una relación de uno a uno está dado por la siguiente ecuación, para evitar la interferencia.

$$N_p = \frac{2k}{3 \sin^2(\varphi)} (1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2(\varphi)}) \quad (\text{Ecuación 10})$$

Donde:

$N_p$  = menor número de dientes en piñón sin interferencia

$k$  = factor de corrección para dientes cortos (1 para dientes de profundidad completa)

$\Phi$  = ángulo de presión, usualmente se utiliza 20 grados

Tanto los engranajes helicoidales como los rectos poseen un factor geométrico, el cual puede ser calculado utilizando la siguiente ecuación.

$$I = \frac{\cos \phi * \text{sen} \phi}{2 * m_n} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (\text{Ecuación 11})$$

Donde:

$m_n = 1$  para engranajes rectos

$\phi$  = ángulo de presión (normalmente 20°)

$m_G$  = relación de velocidades

El par de torsión en un juego de engranajes rectos está calculado por la siguiente ecuación.

$$H = T * \omega \quad (\text{Ecuación 12})$$

Donde:

$H$  = Potencia transmitida (Hp o Watts)

$T$  = par de torsión (N\*m o lbf\*in)

$\omega$  = velocidad angular (rad/seg)

Las ecuaciones utilizadas según la norma AGMA utilizan una serie de factores de corrección para realizar de manera más precisa el diseño de los engranajes cónicos rectos, obteniendo datos sobre esfuerzos de flexión y esfuerzos de contacto.

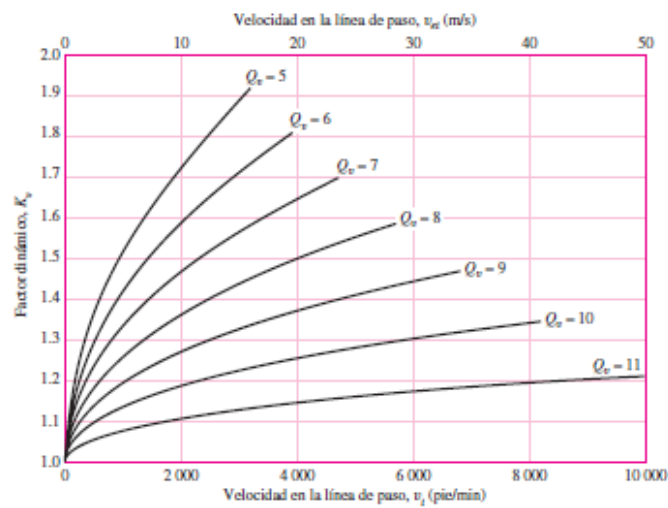
Figura No. 25 Tabla de factores de sobrecarga Ko(Ka)

Carácter del movimiento principal	Carácter de la carga sobre la máquina impulsada			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto medio	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75 o mayor
Impacto ligero	1.10	1.35	1.60	1.85 o mayor
Impacto medio	1.25	1.50	1.75	2.00 o mayor
Impacto pesado	1.50	1.75	2.00	2.25 o mayor

Nota: Esta tabla es para transmisiones reductoras de velocidad. Para transmisiones aumentadoras de velocidad, agregue  $0.01 (N/n)^2$  o  $0.01 (z_2/z_1)^2$  a los factores anteriores.

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 26 Factor dinámico Kv



Fuente: Shigley, 2008

Siendo  $Q_v$  un número de exactitud de transmisión, y  $v_t$  calculándose con la siguiente fórmula, en las unidades acostumbradas en sistema inglés.

$$v_t = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_p}{12} \quad \text{(Ecuación 13)}$$

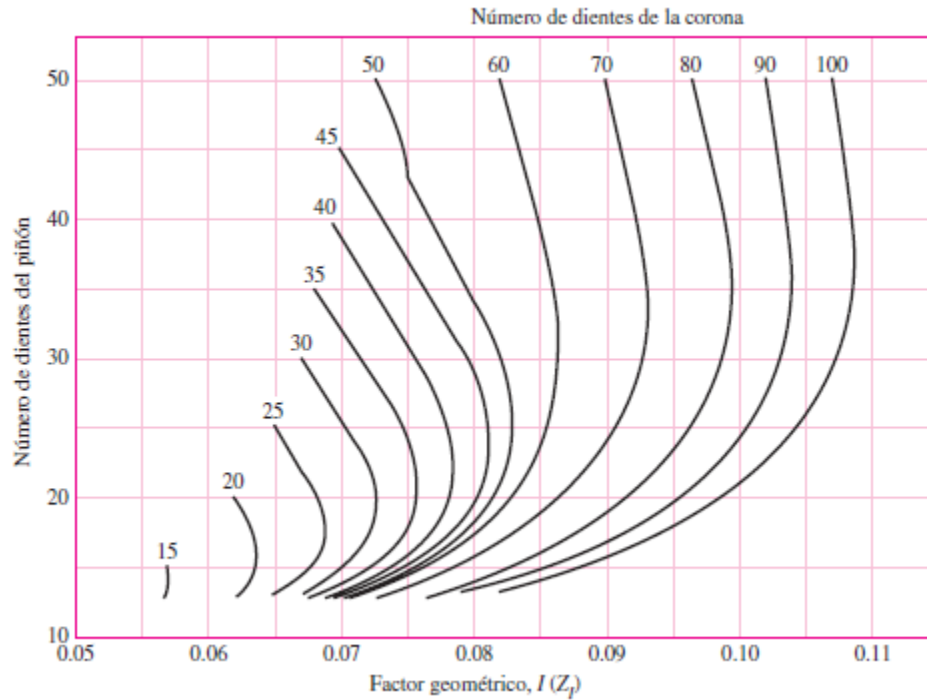
Donde:

$d_p$  = diámetro de paso (pulgadas)

$n_p$  = velocidad del engranaje (rpm)

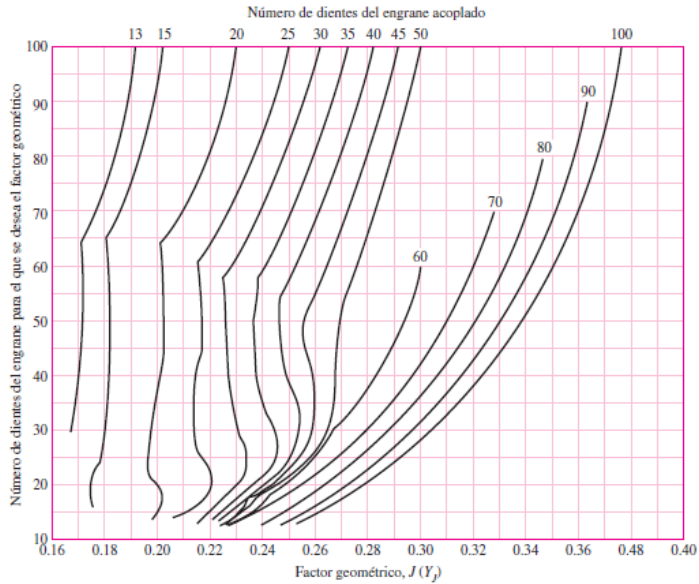
El factor de contacto geométrico y factor de flexión se pueden calcular utilizando las siguientes figuras, utilizando el número de dientes del piñón y la corona para engranajes cónicos rectos.

Figura No. 27 Factor geométrico I para engranajes cónicos rectos



Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 28 Factor de flexión J para engranajes cónicos rectos



Fuente: Shigley, 2008

Los factores de tamaño por flexión y picadura pueden ser calculados a través de las siguientes relaciones.

Figura No. 29 Factor de tamaño por resistencia a picadura  $C_s$

$$C_s = \begin{cases} 0.5 & F < 0.5 \text{ pulg} \\ 0.125F + 0.4375 & 0.5 \leq F \leq 4.5 \text{ pulg} \\ 1 & F > 4.5 \text{ pulg} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 30 Factor de tamaño por flexión  $K_s$

$$K_s = \begin{cases} 0.4867 + 0.2132/P_d & 0.5 \leq P_d \leq 16 \text{ pulg}^{-1} \\ 0.5 & P_d > 16 \text{ pulg}^{-1} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

Donde:

$F$  = ancho de cara (pulgadas)

$P_d$  = paso diametral ( $\text{pulg}^{-1}$ )

El factor de distribución de la carga ( $K_m$ ) se calcula de manera distinta para engranajes cónicos y rectos. A continuación, se describen los factores a calcular para determinar el factor de distribución para engranajes rectos.

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) \quad (\text{Ecuación 14})$$

Donde:

$C_{mc} = 1$  para dientes sin coronar y 0.8 para dientes coronados

$C_{pf} = F/10d - 0.0375 + 0.0125F$  para engranajes con ancho de cara  $1 \leq F \leq 17 \text{ pulg}$

$C_{pm} = 1$  para para piñon montado separado con  $\frac{S_1}{S} < 0.175$

$C_{ma} = A + BF + CF^2$  según la siguiente figura

$C_e = 1$  para condiciones donde la superficie no se mejora mediante lapeado

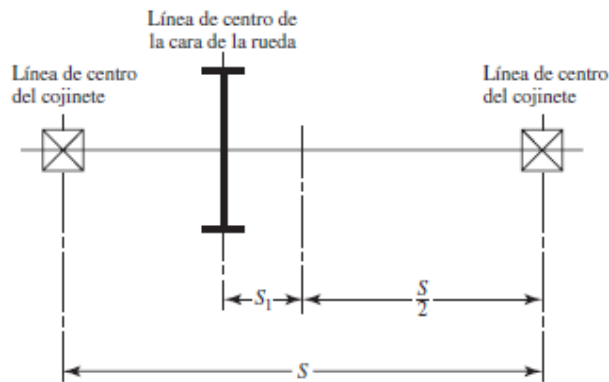
Figura No. 31 Constante empíricas para cálculo de  $C_{ma}$

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

Fuente: Shigley, 2008



Figura No. 32 Relación entre  $S_1/S$



Fuente: Shigley, 2008

El factor de distribución de carga  $K_m$  para engranajes cónicos está dado por la siguiente ecuación.

$$K_m = K_{mb} + 0.003F^2 \quad (\text{Ecuación 15})$$

Donde  $K_{mb}$  puede ser 1, cuando ambos miembros montados están separados, 1.1 cuando un miembro montado está separado, o 1.25 cuando ningún miembro montado está separado.

Figura No. 33 Coeficiente elástico  $C_p$

Material del piñón	Módulo de elasticidad del piñón $E_p$ psi (MPa) <sup>a</sup>	Material y módulo de elasticidad de la corona $E_g$ , lbf/pulg <sup>2</sup> (MPa) <sup>a</sup>					
		Acero $30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	Hierro maleable $25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro nodular $24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	Hierro fundido $22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	Bronce al aluminio $17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	Bronce al estaño $16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )
Acero	$30 \times 10^6$ ( $2 \times 10^5$ )	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	$25 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	$24 \times 10^6$ ( $1.7 \times 10^5$ )	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	$22 \times 10^6$ ( $1.5 \times 10^5$ )	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	$17.5 \times 10^6$ ( $1.2 \times 10^5$ )	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	$16 \times 10^6$ ( $1.1 \times 10^5$ )	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 8 Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}$

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 \\ 2.0 \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 8 Factor de coronamiento por picadura  $C_{xc}$

$$C_{xc} = Z_{xc} = \begin{cases} 1.5 \\ 2.0 \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

En la siguiente figura, se muestran algunos valores de esfuerzo de contacto permisible para engranajes de acero, así como el número de esfuerzo por flexión permisible.

Figura No. 34 Esfuerzo de contacto permisible  $S_{ac}$

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial* mínima	Número de esfuerzo por contacto permisible, $s_{ac}$ ( $\sigma_H$ lim) lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grado 1 <sup>†</sup>	Grado 2 <sup>†</sup>	Grado 3 <sup>†</sup>
Acero	Endurecido completamente <sup>‡</sup>	Figura 15-12	Figura 15-12	Figura 15-12	
	Endurecido por flama o inducción <sup>§</sup>	50 HRC	175 000 (1 210)	190 000 (1 310)	
	Carburizado y endurecido superficial <sup>§</sup>	Tabla 8 2003-B97	200 000 (1 380)	225 000 (1 550)	250 000 (1 720)
AISI 4140	Nitrurado <sup>§</sup>	84.5 HR15N		145 000 (1 000)	
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>§</sup>	90.0 HR15N		160 000 (1 100)	

\*La dureza debe ser equivalente a la profundidad media del diente en el centro del ancho de cara.

<sup>†</sup>Vea la norma ANSI/AGMA 2003-B97, tabla 8 a la 11, de factores metalúrgicos en cada grado de esfuerzo de los engranes de acero.

<sup>‡</sup>Estos materiales se deben recocer o normalizar como mínimo.

<sup>§</sup>Los números de esfuerzo permisible indicados se utilizan con las profundidades de la superficie prescritas en 21.2, ANSI/AGMA 2003-B97.

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 35 Esfuerzo por flexión permisible Sat

Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Número de esfuerzo por flexión (permisible), $s_{at}$ ( $\sigma_{flim}$ ) lbf/pulg <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		
			Grado 1*	Grado 2*	Grado 3*
Acero	Endurecido completamente	Figura 15-13	Figura 15-13	Figura 15-13	
	Endurecido por flama o inducción				
	Raíces no endurecidas	50 HRC	15 000 (85)	13 500 (95)	
	Raíces endurecidas		22 500 (154)		
AISI 4140	Carburizado y endurecido superficial <sup>†</sup>	Tabla 8 2003-B97	30 000 (205)	35 000 (240)	40 000 (275)
	Nitrurado <sup>†,‡</sup>	84.5 HR15N		22 000 (150)	
Nitralloy 135M	Nitrurado <sup>†,‡</sup>	90.0 HR15N		24 000 (165)	

\*Vea la norma ANSI/AGMA 2003-B97, tabla 8 a la 11, de los factores metalúrgicos en cada grado de esfuerzo de los engranes de acero.

<sup>†</sup>Los números de esfuerzo permisible que se indican se utilizan con las profundidades de la superficie prescritas en 21.2, ANSI/AGMA 2003-B97.

<sup>‡</sup>La capacidad de carga de los engranes nitrurados es baja. Como la forma de la curva S-N efectiva es plana, se necesita investigar la sensibilidad al impacto antes de proceder con el diseño.

Fuente: Shigley, 2008

Donde:

$C_p$  = coeficiente elástico ( $2290\sqrt{psi}$  para acero)

$E_p$  y  $E_g$  = módulos de Young para piñón y corona (psi)

La norma AGMA 2003/B97 indica las durezas de algunos materiales, siendo estas las colocadas en la siguiente tabla.

Tabla No. 1 Durezas según norma ANSI/AGMA 2005- D03

Gear set materials				
Gear material and hardness		Pinion material and hardness		Material factor, $C_M$
Material	Hardness	Material	Hardness	
Case hardened steel	58 HRC min	Case hardened steel	60 HRC min	0.85
Case hardened steel	55 HRC min	Case hardened steel	55 HRC min	1.00
Flame hardened steel	50 HRC min	Case hardened steel	55 HRC min	1.05
Flame hardened steel	50 HRC min	Flame hardened steel	375-425 HB	1.05
Oil hardened steel	375-425 HB	Oil hardened steel	55 HRC min	1.20
Heat treated steel	250-300 HB	Case hardened steel	55 HRC min	1.45
Heat treated steel	210-245 HB	Case hardened steel	55 HRC min	1.45
Cast iron	--	Case hardened steel	50 HRC min	1.95
Cast iron	--	Flame hardened steel	160-200 HB	2.00
Cast iron	--	Annealed steel	--	2.10
Cast iron	--	Cast iron	--	3.10

Fuente: ANSI/AGMA 2005- D03, 2005

Los factores anteriormente mencionados se aplican en las siguientes fórmulas, en esfuerzo de flexión y esfuerzo de flexión permisible.

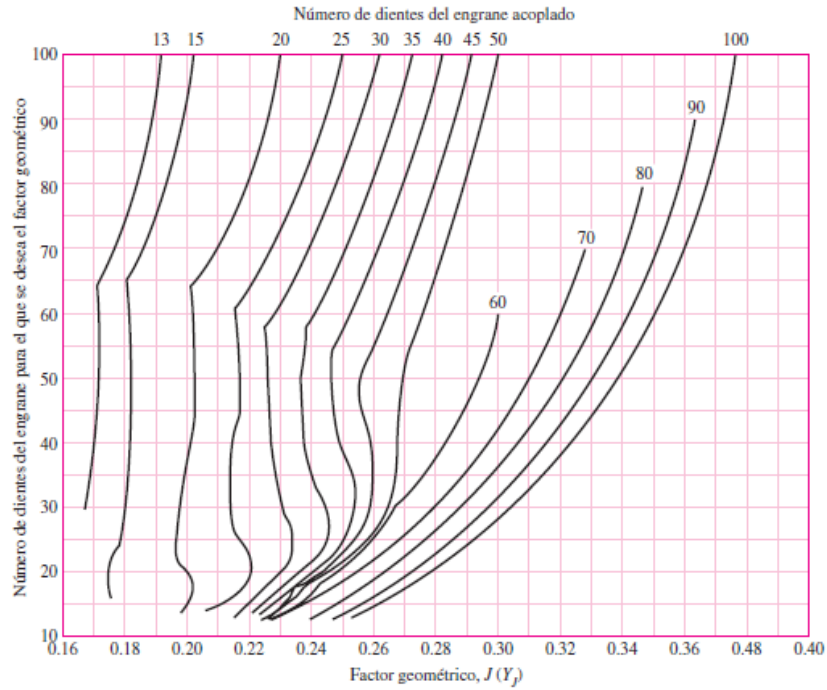
$$s_t = \frac{W_t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} \quad (\text{Ecuación 16})$$

Donde:

$W_t$  = es la carga tangencial aplicada al engranaje (lbf)

J = factor de flexión, el cual se puede encontrar en la siguiente figura, con la relación de numero de dientes entre ambos engranajes.

Figura No. 36 Factor de flexión J



Fuente: Shigley, 2008

El factor  $K_s$  se puede calcular utilizando las siguientes ecuaciones de la figura, tomando en cuenta el paso diametral de los engranajes.

Figura No. 37 factor de tamaño  $K_s$

**Factor de tamaño por flexión  $K_s$  ( $Y_x$ )**

$$K_s = \begin{cases} 0.4867 + 0.2132/P_d & 0.5 \leq P_d \leq 16 \text{ pulg}^{-1} \\ 0.5 & P_d > 16 \text{ pulg}^{-1} \end{cases} \quad (\text{Unidades acostumbradas en Estados Unidos})$$

$$Y_x = \begin{cases} 0.5 & m_{et} < 1.6 \text{ mm} \\ 0.4867 + 0.008339m_{et} & 1.6 \leq m_{et} \leq 50 \text{ mm} \end{cases} \quad (\text{Unidades SI})$$

Fuente: Shigley, 2008

Las cargas transmitidas entre los engranajes están expresadas por la siguiente ecuación.

$$W^t = 33000 * \frac{H}{V} \quad (\text{Ecuación 17})$$

Donde:

H = potencia transmitida (HP)

V = velocidad tangencial (pies)

AGMA designa la resistencia a la picadura, esfuerzo permisible y esfuerzo de contacto permisible,  $\sigma_c$ ,  $\sigma_{perm}$  y  $\sigma_{c,perm}$  respectivamente; como lo indican las siguientes figuras.

Figura No. 38 Ecuaciones de resistencia a la picadura

$$\sigma_c = \begin{cases} C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_p F} \frac{C_f}{I}} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_H}{d_w b} \frac{Z_R}{Z_I}} & \text{(unidades SI)} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

Figura No. 39 Ecuaciones de esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \begin{cases} \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} & \text{(unidades SI)} \end{cases}$$

Fuente, Shigley, 2008

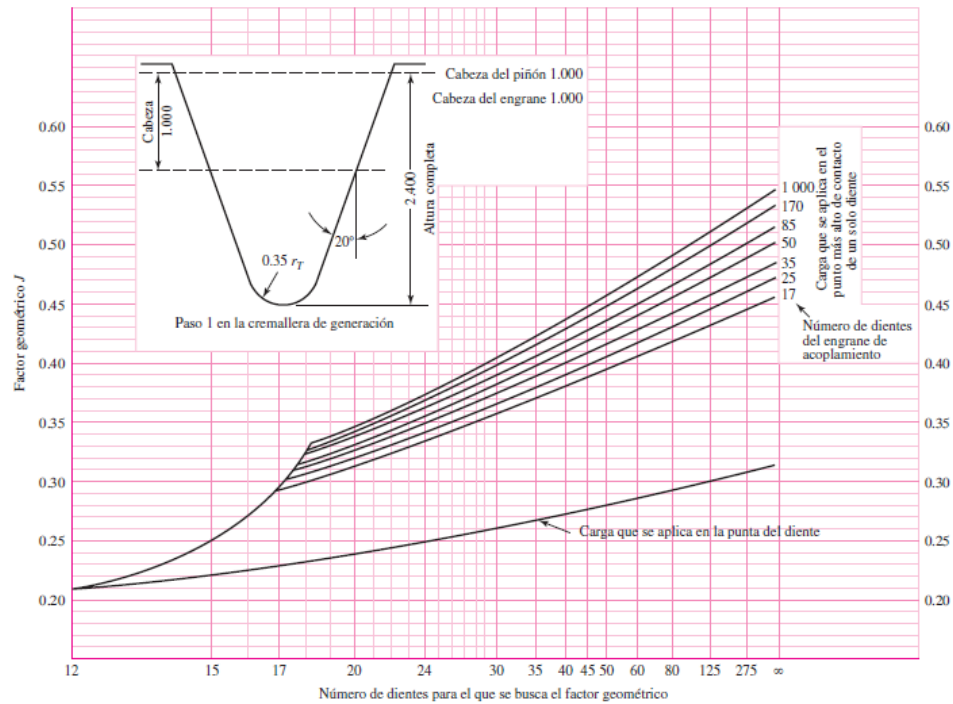
Figura No. 40 Ecuaciones de esfuerzo de contacto permisible

$$\sigma_{c,perm} = \begin{cases} \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N C_H}{K_T K_R} & \text{(unidades habituales en Estados Unidos)} \\ \frac{S_c}{S_H} \frac{Z_N Z_W}{Y_\theta Y_Z} & \text{(unidades SI)} \end{cases}$$

Fuente: Shigley, 2008

La flexión en engranajes se puede calcular a través de un factor geométrico de resistencia a la flexión ( $J$ ), el cual es empleado por AGMA. En la siguiente figura se puede observar una gráfica para encontrar el valor de  $J$ , para engranajes rectos con ángulo de presión de  $20^\circ$ .

Figura No. 41 Factor geométrico  $J$



Fuente: Shigley, 2008

En la siguiente figura se puede observar la lubricación recomendada para engranajes rectos y cónicos, según la empresa KHK Stock Gears, considerando la velocidad tangencial de los engranajes en m/s.

Figura No. 42 Tipo de lubricación en engranajes rectos y cónicos

No.	Lubrication	Range of tangential speed $v$ (m/s)					
		0	5	10	15	20	25
1	Grease lubrication	←→					
2	Splash lubrication		←→				
3	Forced oil circulation lubrication				←→		

Fuente: KHK Stock Gears, 2015

Figura No. 43 Tipos de grasas

Type			Operating Temperature limit °C	Reference				Application Examples
Usage	Class	Consistency Number		Adequacy of Use			With water	
				Low	High	Impact		
General use Grease	1	1, 2, 3, 4	-10 to 60	S	N	N	S	General usage in low loads
	2	2, 3	-10 to 100	S	N	N	N	General usage in medium loads
Grease in Centralized Lubrication	1	00, 0, 1	-10 to 60	S	N	N	S	Centralized Lubricating System for medium loads
	2	0, 1, 2	-10 to 100	S	N	N	S	
	3	0, 1, 2	-10 to 60	S	S	S	S	
	4	0, 1, 2	-10 to 100	S	S	S	S	
High Load Grease	1	0, 1, 2, 3	-10 to 100	S	S	S	S	Use in high/impact loads
Grease for Gear Compound	1	1(1), 2(1), 3(1)	-10 to 100	S	S	S	S	Use for open gears / wire

S: Suitable N: Not Suitable

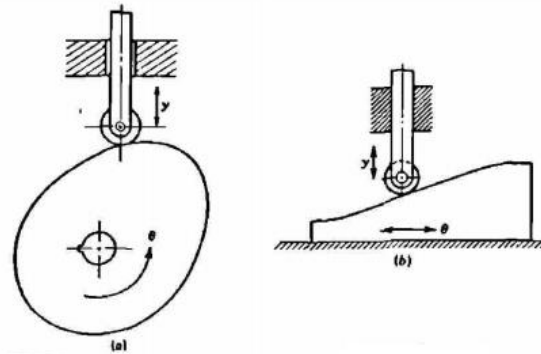
Fuente: KHK Stock Gears, 2015

#### 4. Levas y seguidores

Es un elemento mecánico que permite la transformación de un movimiento circular a un movimiento rectilíneo, el cual está sujeto a un árbol por un punto que no es su centro geométrico. El movimiento rotacional de la leva permite el contacto de esta con un seguidor, el cual transforma el movimiento rotacional de la leva a traslacional. La forma final de una leva depende del tipo de movimiento que se desee entregado por el seguidor.



Figura No. 44 mecanismo de leva seguidor



Fuente: Tobias, 1987

Se le llama árbol de levas cuando se colocan distintas levas en un solo eje, en el cual cada una tiene distintas funciones, formas y tamaños; deben tener alta resistencia a la torsión y al desgaste.

Figura No. 45 Árbol de levas



Fuente: González, 2003

Cuando una fuerza  $P$  es aplicada sobre una leva de acero, se define el esfuerzo aplicado sobre esta en la siguiente ecuación.

$$\sigma = 2290 \sqrt{P \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \quad (\text{Ecuación 18})$$

Donde:

$\sigma$  = esfuerzo compresivo existente (lbf/pulgada)

P = fuerza axial aplicada por pulgada de espesor de leva (lbf)

r1 = radio de circulo primitivo de leva (pulg)

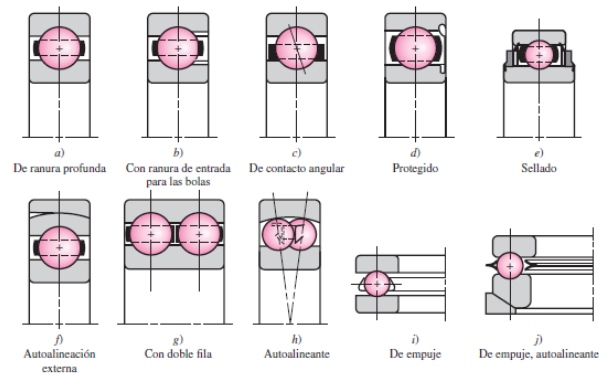
r2 = radio de la leva en un punto determinado (pulg)

## 5. Rodamientos

Existen distintos tipos de cojinetes según su aplicación y tiempo de vida esperado, pueden variar según el elemento rodante dentro de los mismos; algunos de los elementos rodantes pueden ser esferas, rodillos rectos, rodillos cónicos o aguja, entre otros.

Los cojinetes de bolas pueden colocarse en una sola fila o doble, existiendo variaciones de ranura profunda. Los cojinetes pueden ser sellados para mantener cualquier suciedad fuera del rodamiento y ser libres de mantenimiento, o abiertos teniendo que realizarse revisiones periódicas a los rodamientos para verificar rodadura.

Figura No. 46 tipos de cojinetes de bolas



Fuente: Shigley, 2008

La vida de un cojinete está principalmente ligada a la fatiga de las piezas internas del mismo, razón por la cual es más común que falle este componente. La carga radial aplicada sobre un cojinete es el factor que más influye en la falla de este. La siguiente ecuación describe la clasificación de carga de catálogo según Timken.

$$C_{10} = F_D \frac{(L_D n_D 60)^{1/a}}{(L_R n_R 60)^{1/a}} \quad (\text{Ecuación 19})$$

Donde:

$C_{10}$  = clasificación de catálogo (lbf o kN)

$L_R$  = vida nominal (horas)

$n_R$  = velocidad nominal (rpm)

$a = 3$  para cojinetes de bolas y  $10/3$  para cojinetes de rodillos

$F_D$  = carga radial deseada (lbf o kN)

$L_D$  = vida deseada (horas)

$n_D$  = velocidad deseada (rpm)

De la ecuación anterior, la clasificación de cojinetes  $L_R n_R 60$  normalmente es sustituida por  $10^6$  dependiendo del fabricante de rodamiento. Tanto SKF como Timken realizan esta sustitución. El resultado encontrado de  $C_{10}$  es el que se debe de buscar en catálogos de fabricante, tomando en cuenta las condiciones del cojinete.

Los cojinetes seleccionados se realizaron en base a la siguiente figura, siendo estos cojinetes de bolas de contacto angular, de una fila, serie 2 y de ranura profunda.

Figura No. 47 Dimensiones y clasificaciones de cojinetes de bolas

Diámetro interior, DE, mm		Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				$d_s$	$d_H$	Ranura profunda		Contacto angular	
					$C_{10}$	$C_0$	$C_{10}$	$C_0$	
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Fuente: Shigley, 2008

Para dimensionar adecuadamente un cojinete que soporte cargas tanto radiales como axiales, es necesario realizar los cálculos con una carga radial equivalente  $F_e$ ; dicha carga toma en cuenta tanto la carga axial como radial que puede sufrir un cojinete montado sobre un eje.

$$F_e = X_2 V F_r + Y_2 F_a \quad (\text{Ecuación 20})$$

Donde:

$X_2, Y_2$  = factores dependientes de la geometría del cojinete

$V = 1$  cuando el anillo interior gira y 1.2 cuando el anillo exterior gira

$F_a$  = fuerza axial (lbf o kN)

Los factores  $X_2$  y  $Y_2$  pueden ser encontrados en la siguiente figura, utilizando una relación entre la fuerza axial aplicada y la clasificación básica de carga estática del cojinete ( $F_a/C_0$ ).

Figura No. 48 factores de carga radial equivalente para cojinetes de bolas

$F_a/C_0$	$e$	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		$X_1$	$Y_1$	$X_2$	$Y_2$
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

Fuente: Shigley, 2008

## V. ANTECEDENTES

La mediana empresa de tipo familiar, con razón social Compañía Procesadora de Aluminio S. A. (Coproda), se especializa en la fabricación y comercialización de recipientes para elaboración de alimentos (ollas) de distintas presentaciones, para la industria hotelera nacional, y para uso personal, orientado al segmento popular.

Figura No. 49 Olla como producto final con asa colocada



Fuente: Elaboración propia

El producto comercializado se presenta principalmente en sets de 5 unidades, cada una diferenciados en su geometría y capacidades. De acuerdo con la reunión sostenida con el supervisor de planta (Señor Julio López), este comunicó que en la actualidad se tiene un problema de cuello de botella, en la fabricación de las presentaciones de 180 mm y 200 mm; esta problemática ha impactado en la manufactura de las asas, conllevando a una baja productividad en la fabricación de estas.

Como parte del proceso de manufactura de los recipientes, es necesario instalar un asa, para sostener y dar estabilidad a la olla, cuando es necesario trasladarla de un lugar a otro. Las asas están fabricadas con segmentos metálicos de acero galvanizado calibre 12, que se

obtienen de un proceso de conformado, obteniendo una geometría radial, y en los extremos otra geometría de contra radio.

Figura No. 50 Asa luego de procesos de conformado



Fuente: Elaboración propia

El proceso de manufactura de asas inicia con una bobina de acero galvanizado, la cual se coloca en el suelo, sin ningún tipo de accesorio adecuado para el desbobinado de la misma. Esto causa el problema de que el suministro del alambre no es continuo, por interferencia entre las espiras del alambre, esto ocasiona que el colaborador continuamente esté solventando el problema, desenredando la bobina.

El proceso de fabricación de asas consiste esencialmente en tres fases; siendo estas el corte, conformado de la curvatura mayor y conformado de los extremos del asa (contraradio). Las tres fases del proceso de manufactura se realizan de manera manual, iniciando con el corte, por medio de una cizalla manual, como se muestra en la figura.

Figura No. 51 Cizalla manual para corte de varillas



Fuente: Elaboración propia

En el proceso de corte de materia prima, se efectúan dos mediciones críticas para obtener la longitud requerida, esto se debe al radio natural que presenta la bobina de acero galvanizado. Lo correcto sería que a la materia prima se le efectúe un proceso de enderezado previo. La Figura No 52 muestra la bobina de acero galvanizado con la que se debe trabajar, mostrando la curvatura natural mencionada.

Figura No. 52 Bobina de acero galvanizado



Fuente: Elaboración propia



El proceso de conformado mayor se realiza con moldes circulares, realizando un movimiento de rolado alrededor de dicho molde. La varilla, luego de superar el límite de deformación elástica, obtiene la curvatura final deseada; a continuación, se muestra los moldes utilizados para el conformado principal del asa.

Figura No. 53 Moldes para el conformado del asa



Fuente: elaboración propia

En la siguiente figura se muestra el proceso de conformado de asas, para obtener la geometría radial de las asas.

Figura No. 54 Proceso de conformado de asas



Fuente: elaboración propia

Luego de obtener el conformado principal del asa, se procede a realizar el conformado de las puntas; esto se logra utilizando un mecanismo similar al primer conformado, rolando el alambre alrededor de un molde con la forma final deseada. A continuación, se observa la forma del molde que se utiliza actualmente para realizar este proceso, así como, la realización del conformado.

Figura No. 55 Molde para conformado de puntas de asa



Fuente: elaboración propia

Figura No. 56 Molde para conformado de puntas de asa



Fuente: elaboración propia

En la siguiente figura se muestra el área de trabajo en donde se realiza la manufactura de asas de acero galvanizado actualmente; siendo esta, una mesa de 2.5 m de largo por 1 m de ancho, con una altura de 0.8 m. Se puede observar en la figura, las distintas fases de manufactura como: corte, conformado principal y conformado de puntas.

Figura No. 57 Área de manufactura actual para asas de acero galvanizado



Fuente: elaboración propia

A continuación, se muestra una tabla con los tiempos medidos en cada una de las etapas de la manufactura de asas, los tiempos fueron tomados en una producción de 100 asas.

Figura No. 58 Tiempos medidos sobre la manufactura de asas

Fase	Tiempo (minutos)
Corte de varillas	8
Configuración de herramienta para conformado principal	2
Conformado principal	6
Conformado de puntas de varillas	9
Total	25

Fuente: elaboración propia

La fase que toma más tiempo al operario es el conjunto de corte y conformado principal de las varillas, siendo este de 16 minutos para 100 varillas.

Al realizar la fabricación de las asas a través de métodos totalmente artesanales, no se garantiza que la producción sea rápida y eficiente, así como su precisión, por depender 100% de la habilidad del operario y de su estado físico. Esto conlleva a no alcanzar la meta propuesta de 315 asas por hora, propuesta por el señor Julio López.

Actualmente se producen 1050 asas diarias en una jornada de 8 horas, se desea maximizar la fabricación para alcanzar una producción neta de 2500 asas diarias; realizando de manera más eficiente el proceso de producción, nos permitiría alcanzar la meta propuesta.

La empresa cuenta con un motor eléctrico trifásico de 3 HP (2.2 kW), el cual se utiliza con 240 V. El motor gira a una velocidad de 1716 revoluciones por minuto (rpm) a una frecuencia de 60 Hz (la suministrada por la empresa eléctrica en Guatemala), según especificaciones indicadas.

Figura No. 59 Especificaciones de motor eléctrico



Fuente: elaboración propia

## VI. METODOLOGÍA

### A. Requerimientos para el mecanismo

Tabla No. 2 Requerimientos para el mecanismo

Código	Fuente	Requerimiento	Verificación
1	Objetivos	Incrementar la manufactura de asas de acero galvanizado	Se toman mediciones, comparándolas con el proceso actual
2	Objetivos	Cambiar el proceso de producción actual	Se compara con el proceso actual
2.1	Objetivos	Cumplir con la producción propuesta de 312 asas por hora	Se compara el proceso de manufactura propuesta con el proceso actual
2.2	Objetivos	Aumentar la productividad en las asas utilizadas en los recipientes de 180 mm y 200 mm	Se compara el proceso de manufactura propuesta con el proceso actual
3	Objetivos	Elaboración de planos mecánicos para el dispositivo	Se verifica que el mecanismo cuente con los planos necesarios para su fabricación
4	Objetivos	Elaboración de estudio económico para elaboración de proyecto	Se realizan cotizaciones de los materiales, con empresas nacionales
5	Seguridad	El mecanismo debe cumplir con un factor de seguridad mínimo de 2	Se verifican los factores de seguridad calculados a través de fórmulas
6	Diseño	El mecanismo no debe de obstaculizar otros procesos	Se verifica visualmente la colocación del mecanismo

Código	Fuente	Requerimiento	Verificación
7	Diseño	La estructura del mecanismo debe ser fabricada con acero 1020	Se verifican los materiales utilizados
8	Diseño	El mecanismo debe tener un reductor de velocidad acoplado al motor eléctrico con reducción 25:1	Se verifica la reducción de velocidad alcanzada
9	Diseño	EL mecanismo debe de operar con una frecuencia eléctrica de 60 Hz	Verificar que los componentes eléctricos sean capaces de operar con una frecuencia de 60 Hz
10	Objetivos	Optimizar los costos de manufactura al mínimo posible	Verificar el costo de materiales de fabricación del mecanismo, junto con la implementación de este

Fuente: elaboración propia

## B. Cálculos

### 1. Reducción de velocidad utilizando engranajes rectos

a. Engranajes. Los movimientos de las etapas de manufactura, realizados durante el proceso, provienen de un motor eléctrico trifásico de 3 HP (2.2 W), el cual se utiliza con 240 V. El motor eléctrico gira a 1716 rpm.

Realizando un cálculo de reducción de engranajes, se obtiene la relación de reducción del sistema de engranajes.

$$e = \frac{\omega_{salida}}{\omega_{entrada}} = \frac{68}{1716} = \frac{1}{25}$$

Si se utiliza una reducción de engranajes con dos etapas, el valor se reduce a  $\sqrt{25}$  lo cual equivale a dos etapas de reducción de 5:1 cada una, obteniendo una velocidad de giro del eje final de 68 rpm.

Ambas etapas cuentan con la misma relación de reducción (5:1), por lo que en las dos etapas se utiliza el mismo conjunto de engranajes. Utilizando la ecuación 10, se encuentra el número de dientes mínimo evitando interferencia para los engranajes rectos, utilizando un ángulo de presión de  $20^\circ$ .

$$N_p = \frac{2k}{3 \text{ sen}^2(\varphi)} (1 + \sqrt{1 + 3 \text{ sen}^2(\varphi)})$$

Obteniendo un valor de  $N_p$  de 16. Utilizando el mínimo de dientes para evitar interferencia y la reducción deseada de  $\sqrt{25}$  en cada etapa, se encuentra el número de dientes que debe de tener el acoplamiento al engranaje; siendo de  $16 * \sqrt{25} = 80$ . Utilizando un módulo de 2.5 mm (paso diametral 10 dientes/pulgada), a través de la siguiente ecuación se encuentra los diámetros necesarios de los engranajes.

$$m = \frac{d}{N} \rightarrow d = N * m$$

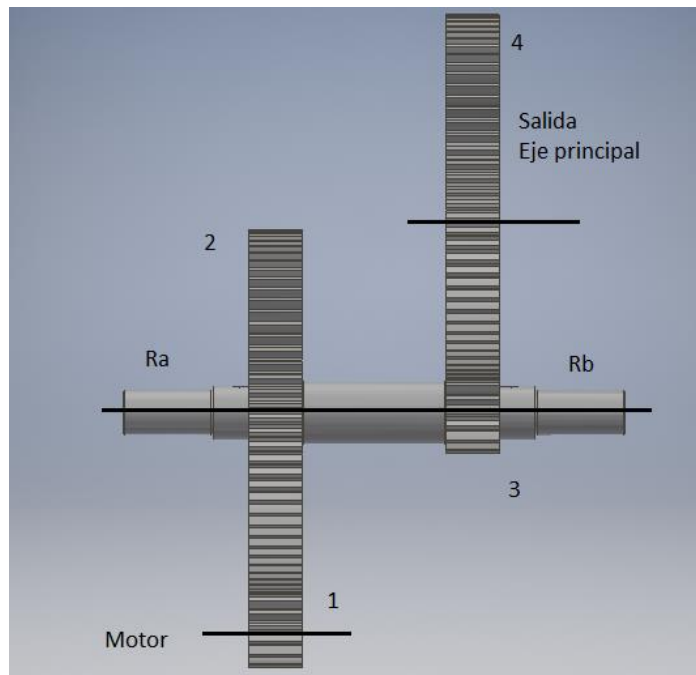
Tabla No. 3 Diámetro de paso engranajes rectos

Componente	Módulo (mm)	Número de dientes	Diámetro de paso pulgadas (mm)
Engranaje 1, engranaje 3	2.5	16	$1 \frac{9}{16}$ (40)
Engranaje 2, engranaje 4	2.5	80	$7 \frac{7}{8}$ (200)

Fuente: elaboración propia

Por lo que la primera reducción de velocidad se realiza con un engranaje de 40 mm de diámetro, con 16 dientes, en el motor eléctrico y un engranaje de 200 mm de diámetro, con 80 dientes, en el primer eje; posteriormente se utiliza otra reducción de 5:1, obteniendo una velocidad de giro final en el eje principal de 68 rpm. El ancho cara de todos los engranajes es de 50.8 mm (2 pulgadas).

Figura No. 60 eje de primera reducción de velocidad



Fuente: elaboración propia



Utilizando las siguientes ecuaciones se calculan los momentos de torsión en los engranajes, las velocidades tangenciales en los acoples y las cargas transmitidas en los mismos. El engranaje 1 se encuentra acoplado a un motor eléctrico con 3 HP (2.2 W), el cual gira a 1716 rpm.

$$v = \frac{\pi * d * \omega}{12}$$

$$T = \frac{H}{\omega}$$

$$F_t = W^t = 33000 * \frac{H}{V}$$

$$W^r = W^t * \tan (20)$$

Tabla No. 4 fuerzas aplicadas sobre engranajes rectos

Componente	Diámetro de paso (pulg)	Velocidad de giro (rpm)	Momento de torsión (lbf*pie)	Velocidad tangencial (pie/min)	Carga transmitida $W^t$ (lbf)	Carga radial $W^r$ (lbf)
Engranaje 1	$1 \frac{9}{16}$	1716	9.2	707	140	51
Engranaje 2	$7 \frac{7}{8}$	343	45.9	707	140	51
Engranaje 3	$1 \frac{9}{16}$	343	46.3	140	707	257.3
Engranaje 4	$7 \frac{7}{8}$	68	231.9	140	707	257.3

Fuente: elaboración propia

Ya que la mayor carga transmitida, con el diámetro de paso de 40 mm ( $1 \frac{9}{16}$  pulgadas), lo sufre el engranaje 3; se procede a realizar cálculos de esfuerzo para dicho engranaje, considerando un ancho de cara de 2 pulgadas (50.8 mm). Se calcula el factor geométrico para un engranaje recto externo.

$$I = \frac{\cos \phi * \operatorname{sen} \phi}{2 * m_n} * \frac{m_G}{m_G + 1} = \frac{\cos 20 * \operatorname{sen} 20}{2 * 1} * \frac{5}{5 + 1}$$

Obteniendo un factor geométrico  $I = 0.1339$ . Considerando un número de exactitud de transmisión de 7 ( $Q_v$ ), se obtiene un valor de  $B = 0.731$  y  $A = 65.1$ . Se calcula el factor dinámico con la siguiente ecuación.

$$K_v = \left( \frac{65.1 + \sqrt{140}}{65.1} \right)^{0.731}$$

Resultando en un valor de factor dinámico de 1.13. A continuación, se presentan los distintos factores a calcular para obtener un valor de  $K_m$  (factor de distribución de carga).

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e)$$

Obteniendo un valor de 1 para  $C_m$ , debido a que se utilizan dientes sin coronar, para el factor  $C_{pm}$  se utiliza un valor de 1 debido a la figura No 17. El factor  $C_{ma}$  toma un valor de 0.15 según la ecuación  $C_{ma} = A + BF + CF^2$ . Debido a que a los engranajes no se les realizará un proceso de mejora superficial por medio de lapeado, se toma un valor de  $C_e$  de 1. Finalmente se obtiene el factor  $K_m$  siendo este de 1.26.

Se toma un coeficiente elástico ( $C_p$ ) de 2300 lbf/pulg<sup>2</sup> ya que tanto el piñon como la corona se consideran fabricados de acero. Obteniendo un valor de resistencia a la picadura

utilizando la siguiente ecuación, con un número de ciclos de 12000 horas ( $2.5 \cdot 10^8$  revoluciones).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} = 2300 \sqrt{\frac{707 * 1.13 * 1.26}{1.574 * 2 * 0.1339}} = 112396 \text{ psi}$$

Debido a que la temperatura de operación de los engranajes, gracias a las bajas rpm de operación, serán menores a  $120^\circ\text{C}$ , se considera un factor de temperatura ( $K_t$ ) igual a 1. Utilizando una confiabilidad de engranajes, según AGMA, de 0.99% el factor  $K_r$  (factor de confiabilidad) se considera 1.

Igualando el esfuerzo de contacto permisible con el esfuerzo de contacto, se encuentra la siguiente ecuación.

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c Z_n}{S_h} = \sigma_c$$

Considerando el número de ciclos de trabajo (12000 horas) se obtiene el número de ciclos para la vida especificada, siendo de  $2.8 \cdot 10^8$  revoluciones. Obteniendo un valor de  $Z_n = 0.9$ .

Se utiliza un factor de diseño de 2 ( $S_h$ ) para el cálculo de esfuerzo de contacto permisible, obteniendo una resistencia de  $S_c = 249769$  psi. Se selecciona un acero AISI 1020 carburizado y endurecido de grado 3 con  $S_c = 275000$  psi para la fabricación de los engranajes. Obteniendo un factor de seguridad ante picadura de 2.2.

Se realiza el cálculo de esfuerzos por flexión en el mismo engranaje. Según la figura No 25, teniendo el piñón 16 dientes y la corona 80 dientes, se encuentra el valor de factor geométrico  $J = 0.27$ . Utilizando un paso diametral de 10 dientes por pulgada, se calcula el esfuerzo de flexión siendo  $\sigma = 17457 \text{ psi}$ .

Utilizando el mismo acero, AISI 1020 carburizado y endurecido de grado 3, se encuentra un valor de resistencia a la flexión de  $S_t = 75000 \text{ psi}$ . Realizando el cálculo de factor de seguridad  $n = \sigma_{perm} / \sigma = 75000 * 0.9 / 17457$ , se obtiene un factor de 3.9.

Se realizan los cálculos de factor de seguridad para todos los engranajes rectos, se la misma manera en que se ha realizado con anterioridad; obteniendo la siguiente tabla.

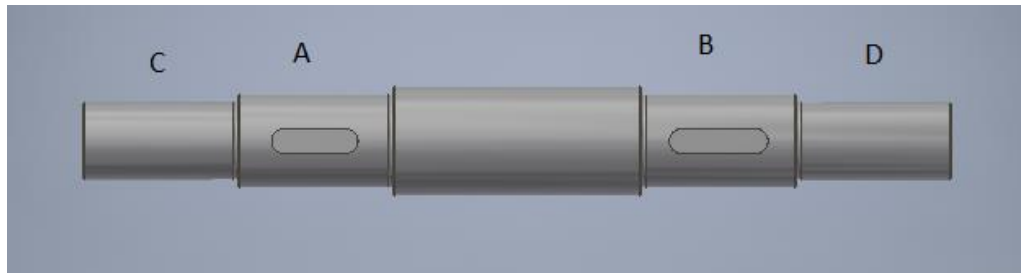
Tabla No. 5 Factores de seguridad para engranajes rectos

Componente	Flexión (n)	Desgaste ( $n_c$ )
Engranaje 1	18.2	4.9
Engranaje 2	29	11
Engranaje 3	3.9	2.2
Engranaje 4	5.7	4.9

Fuente: elaboración propia

b. Eje para reducción con engranajes rectos. En la siguiente figura se muestra el eje utilizado en la primera reducción de velocidad, utilizando engranajes rectos y dos rodamientos como apoyos. Donde A y B son las secciones del eje en donde se colocan los engranajes rectos 2 y 3, respectivamente; siendo C y D las secciones del eje en donde se colocan los rodamientos.

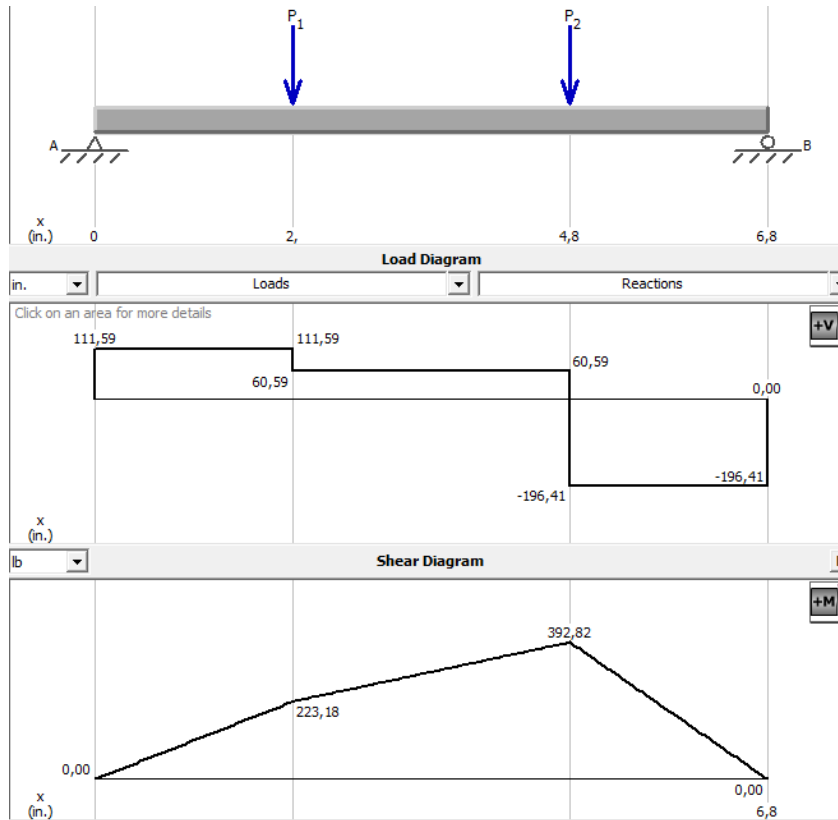
Figura No. 61 Eje de primera reducción de velocidad utilizando engranajes rectos



Fuente: elaboración propia

Las cargas tangenciales en el punto A y B son 140 lbf y 707 lbf, respectivamente; estas cargas tangenciales son causadas por ambos engranajes. Asimismo, se saben las cargas radiales siendo 51 lbf y 257.3 lbf, respectivamente. La distancia entre los engranajes en el eje es de 2.8 pulgadas, y entre cada engranaje y el rodamiento es de 2 pulgadas, teniendo un largo total de eje de 6.8 pulgadas. Utilizando el programa MDSolids se realizan los diagramas de momento y corte, en la siguiente figura.

Figura No. 62 Diagramas de corte y momento en eje de reducción



Fuente: elaboración propia

Para realizar el cálculo del diámetro mínimo por el eje en las distintas secciones de este, es necesario el cálculo de distintos factores; basándose en la fabricación del eje utilizando acero AISI 1020 rolado en frío, con un valor de  $S_{ut} = 68000 \text{ psi}$ , se calculan los factores.

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left( \frac{1}{S_e} \left( 4(K_f M_a)^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left( 3(K_{fs} T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right)^{1/3}$$

Se consideran los factores  $K_f = K_t$  y  $K_{fs} = K_{ts}$  para realizar los cálculos de manera conservadora, obteniendo mayores valores de factor de seguridad para el eje.

Considerando un filete de hombro bien redondeado ( $r/d = 0.1$ ), se encuentran los valores de 1.7 y 1.5, utilizando la figura No 18, para  $K_t$  y  $K_{ts}$ , respectivamente.

Para calcular el valor de  $S_e$ , se deben calcular una serie de factores mencionados a continuación. Para un acabado superficial maquinado.

$$k_a = aS_{ut}^b = 2.7 * (68)^{-0.265} = 0.883$$

Considerando tentativamente un diámetro de eje de 1 pulgada, en donde están colocados los ejes; se calcula el factor  $k_b = 0.9$ . Los factores de  $k_c$  y  $k_d$  son de temperatura, se toman como 1 debido a las condiciones de operación del mecanismo. Utilizando una confiabilidad de 95%, se encuentra  $k_e = 0.87$ .

Finalmente se procede a calcular  $S_e = 23500 \text{ psi}$ . Se encuentra un valor de diámetro mínimo para los engranajes según la siguiente tabla, utilizando el método ED Goodman. En la siguiente tabla, se observa el momento de flexión y par de torsión sobre el eje debido a los engranajes.

Tabla No. 6 Momento de flexión y torsión en eje de reducción

Componente	Momento de flexión (lbf*pulgada)	Par de torsión (lbf*pulgada)
Engranaje recto 2	223	550
Engranaje recto 3	393	554

Fuente: elaboración propia

Tabla No. 7 Diámetros mínimos de eje para reducción utilizando engranajes rectos

Componente	Diámetro mínimo en eje	Factor de seguridad
Engranaje recto 2 (sección A)	$15/16$ pulgadas	2
Engranaje recto 3 (Sección B)	1 pulgada	2

Fuente: elaboración propia

Se procede a calcular los diámetros de las secciones del eje en donde se colocan los rodamientos. Los filetes de hombro en los engranajes se consideraron agudos, siendo  $r/d = 0.02$ , resultando en un factor  $K_t = 2.7$  y un radio de muesca de 0.02 pulgadas; así como un valor de  $q = 0.7$ , finalmente obteniendo un factor  $K_f = 2.19$ . Considerando un diámetro de 1 pulgada, se calculan los factores de seguridad en ambas secciones; considerando aceptable cualquier valor mayor a 1.5.

Las reacciones aplicadas sobre las secciones donde se colocan los cojinetes se muestran en la siguiente tabla.

Tabla No. 8 Reacciones en la sección de rodamientos de eje de reducción

Sección	Reacción
Rodamiento C	111.6 lbf
Rodamiento D	196.4 lbf

Fuente: elaboración propia

Se considera una vida de los rodamientos de 5000 horas, utilizando las reacciones previamente mencionadas y la siguiente ecuación; se obtiene la clasificación de rodamiento de bolas a utilizar, según SKF.

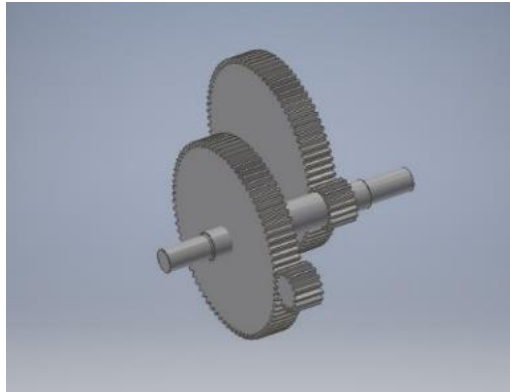
$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{1/3} = 196.4 \left( \frac{5000 * 343 * 60}{10^6} \right)^{1/3} = 920 \text{ lbf} = 4.1 \text{ kN}$$

Según la figura de rodamientos de bolas de dimensiones y clasificaciones de carga, un rodamiento con diámetro interno de 10 mm ( $13/32$  pulgadas) de ranura profunda posee una clasificación de carga  $C_{10} = 5.07 \text{ kN}$ ; lo cual es superior al valor deseado bajo las



condiciones de carga. Cualquier rodamiento sobre este valor se considera aceptable para su uso en ambas secciones del eje.

Figura No. 63 Sistema de reducción de velocidad de giro utilizando engranajes rectos



Fuente: elaboración propia

El eje utilizado en la primera reducción de velocidad utiliza dos rodamientos de bolas de ranura profunda, serie 2 de una fila; ensamblados utilizando un ajuste de holgura.

El uso de chumaceras es recomendado para la colocación de los ejes en sus distintas posiciones, considerando el diámetro mínimo de los ejes; las fuerzas axiales no implican una gran carga sobre los rodamientos, por lo que no se considera una etapa crítica en la selección de rodamientos. La siguiente tabla se elabora con el uso del anexo 1; considerando chumaceras en medidas inglesas, debido a la falta de chumaceras en unidades internacionales para ese diámetro de eje.

Tabla No. 9 Clasificación de rodamientos para eje de reducción de velocidad

Sección	Diámetro interno mm (pulgadas)	Clasificación de catálogo SKF
Rodamiento C	15 (5/8)	P2B010-TF
Rodamiento D	15 (5/8)	P2B010-TF

Fuente: elaboración propia

El cálculo de la longitud mínima del cuñero en la sección de los engranajes rectos, considerando aplastamiento de la cuña, se realiza con la siguiente ecuación. Donde  $n$  es el factor de seguridad deseado,  $t$  es el espesor de cuña deseado y al seleccionar un acero 1020 CR se tiene un  $S_y = 57000$  psi. Despejando de la ecuación 9 se obtiene la longitud mínima del cuñero.

$$l = \frac{2Fn}{tS_y}$$

Seleccionando un espesor de cuña  $t = 1/4$ , un factor de seguridad de 5 y la fuerza calculada como  $F = T/r$  (donde  $r$  es el radio de la sección de eje); se obtiene la siguiente tabla.

Tabla No. 10 Longitud mínima de cuñero en sección de eje reducción

Sección del eje	Longitud mínima de cuñero (pulgadas)	Factor de seguridad
Engranaje 2	3/16	5
Engranaje 3	3/16	5

Fuente: elaboración propia

Debido a que la longitud mínima del cuñero (3/16 pulgadas) es menor al ancho de cara de los engranajes (2 pulgadas), se decide extender la longitud del cuñero al ancho total del engranaje en ambas secciones de acople al eje.

La longitud del eje y las distancias entre los posicionamientos de los elementos acoplados al mismo (engranajes y rodamientos), fue tomado en cuenta para la reducción del material a utilizarse en la fabricación del eje; partiendo así de una varilla circular de acero de 50 mm de diámetro y un largo de 300 mm.

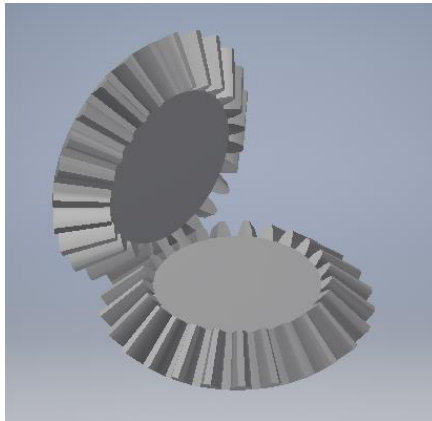
Las distancias entre componentes seleccionadas fueron debido al aumento del diámetro mínimo del eje en cada una de las secciones donde se colocan los componentes. Al colocar los componentes más distanciados se incrementarían los costos de manufactura de los ejes.

Debido a la velocidad tangencial del engranaje colocado en el eje de reducción utilizando engranajes rectos, 3.6 m/s, el uso de lubricación recomendado por KHK Stock Gears es por medio de grasa; El uso de grasa se recomienda ya sea para engranajes dentro de un recinto cerrado o expuesto, siempre y cuando la velocidad de giro de los ejes sea menor a 5 m/s. Se recomienda el uso de grasa tipo 2, teniendo un rango de temperatura de operación de -10 a 100 °C.

## 2. Alimentación de alambre

a. Engranaje cónico recto. Para la primera etapa de manufactura (alimentación de material) se utilizan engranajes cónicos rectos, según norma AGMA 2003-B97, para convertir el giro del eje principal, el cual se encuentra horizontal, a un movimiento vertical. Al realizarse una relación 1:1 en los engranajes cónicos rectos, se obtiene la misma velocidad tanto en la entrada de estos, como en la salida; alterando únicamente la dirección del movimiento.

Figura No. 64 Engranajes cónicos rectos



Fuente: elaboración propia

Para una profundidad completa de dientes y un ángulo de contacto de  $20^\circ$ , según la ecuación no 2, se obtiene un número mínimo de dientes evitando interferencia de 13. Esto implica poder seleccionar cualquier número de dientes mayor a 13, ya que ambos engranajes tendrán las mismas dimensiones; se seleccionan 25 dientes, con un paso diametral de 5 dientes/pulgada y un número de calidad  $Q = 7$ .

Tabla No. 11 Dimensiones de engranaje cónico recto

Componente	Número de dientes	Diámetro de paso (pulgadas)	Paso diametral (dientes/pulgada)	Angulo de contacto	Ancho de cara (pulgadas)
Engranaje cónico	25	5	5	$20^\circ$	1.1

Fuente: elaboración propia

Se procede a realizar los cálculos de los factores para poder calcular el esfuerzo de flexión y el esfuerzo de flexión permisible. Considerando una carga uniforme se toma el

factor de sobrecarga  $K_o = 1$ . Se utiliza un factor de seguridad de 1.5 para los cálculos de los engranajes cónicos rectos.

Utilizando la Figura No 19, se obtiene un valor, relacionando la velocidad de paso (89 pies/minuto) y la calidad del engranaje, para el factor dinámico  $K_v = 1$ . Esto es debido a la baja velocidad de giro del engranaje, ya que los valores en la gráfica se vuelven muy cercanos a 1. El factor de tamaño por flexión se calcula utilizando la Figura No. 30, con un paso diametral de 5 dientes/pulgada.

$$K_s = 0.4867 + \frac{0.2132}{P_d} = 0.593$$

Ya que ambos engranajes requieren de un montaje exterior, el factor  $K_{mb} = 1.25$ ; por lo que  $K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1.25 + 0.0036 * (1.1)^2 = 1.254$ , donde F es el ancho de cara de 1.1 pulgadas. Utilizando la Figura No 20 se encuentra un valor de  $I = 0.065$ ; así como el factor de flexión  $J = 0.215$ , utilizando la Figura No 21.

El factor de ciclos de esfuerzo, tanto de resistencia a la flexión como de picadura, se puede calcular considerando un ciclo de vida de  $10^7$ , para este juego de engranajes; obteniendo  $K_L = 1$  y  $C_L = 3.48822(10^7)^{-0.0602} = 1.32$ . El factor de relación de la dureza está ligado a la relación de reducción de los engranajes, razón por la cual resulta en  $C_H = 1$ .

Para un engranaje cónico recto el factor de curvatura es  $K_x = 1$ . El factor de temperatura se considerará  $K_t = 1$  debido a que opera debajo de los 120 °C. Considerando una confiabilidad de 0.99 se encuentra el factor  $K_R = 0.7 - 0.15 * \log(1 - 0.99) = 1 = C_R$ .

El esfuerzo de flexión se encuentra utilizando la figura No 26, para un acero de grado 2 con carburizado y endurecido superficial se encuentra  $s_{at} = 17980$  psi. Teniendo los factores, se encuentra el esfuerzo de flexión, en términos de la carga tangencial, utilizando la siguiente ecuación.

$$s_t = \frac{Wt}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J} = 8.17 Wt$$

El esfuerzo de flexión permisible para un engranaje cónico recto se calcula en la siguiente ecuación.

$$s_{wt} = \frac{s_{at} K_L}{S_f K_t K_R} = 11987 \text{ psi}$$

Obteniendo un valor de carga tangencial de  $Wt = 1467$  lbf. Utilizando la velocidad tangencial y la carga tangencial, se encuentra el valor de la capacidad de potencia para este juego de engranajes según a la flexión, siendo  $H = 3.9$  Hp.

Con la dureza de un acero tratado térmicamente, según la tabla No 1, de 250Hb; Se encuentra el esfuerzo de contacto permisible de este material, siendo  $s_{ac} = 363.6 Hb + 29560 = 120460$  psi.

El factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura es de  $C_L = 1.32$ , la relación de dureza entre engranajes es de  $C_H = 1$ ; Al igual que el factor de temperatura y confiabilidad  $C_R = K_T = 1$ .

Realizando cálculos de potencia máxima que este juego de engranajes puede transmitir, considerando el desgaste, se determina:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_{ac}C_L C_H}{S_H K_T C_R} = 106005 \text{ psi}$$

El factor de tamaño por resistencia a la picadura se encuentra, utilizando el ancho de cara  $F = 1.1$  pulgadas, como  $C_s = 0.125F + 0.4375 = 0.575$ . Se calcula el esfuerzo de contacto con la siguiente ecuación.

$$\sigma_c = C_p \left( \frac{Wt}{F d_p I} K_o K_v K_m C_s C_{xc} \right)^{1/2} = 5242 \sqrt{Wt}$$

Igualando  $\sigma_c = \sigma_{c,perm}$  se obtiene una carga tangencial de  $Wt = 408.9$  lbf. Finalmente se puede calcular la potencia máxima permitida para este juego de engranajes, considerando la picadura, siendo  $H = 1.1$  HP.

Debido a que la capacidad de transmisión de potencia, considerando picadura, es menor a la potencia transmitida por el motor eléctrico; se decide seleccionar un acero con un acabado superficial de mayor dureza, siendo este acero AISI 4041 con tratamiento térmico nitrurado. La dureza de Brinell para este acero es de 455 Hb.

Se procede a realizar el cálculo de la capacidad de transmisión de potencia, utilizando acero AISI 4041 con tratamiento térmico superficial nitrurado; se considera tanto los esfuerzos de flexión como los de picadura.

Tabla No. 12 Capacidad de potencia en engranajes cónicos rectos

	Potencia (HP)	Factor de seguridad
Capacidad de potencia en base a flexión	6.1	1.5
Capacidad de potencia en base a picadura	3.1	1.5

Fuente: elaboración propia

La fuerza tangencial aplicada al eje, por los engranajes cónicos rectos, se rige por la siguiente ecuación.

$$H = \frac{Wt dp}{2 \omega} \rightarrow 3 = \frac{Wt (5)}{2 (68)}$$

Despejando para la fuerza tangencial se obtiene  $Wt = 81.6$  lbf, por consiguiente, la fuerza axial y radial se encuentran utilizando la siguiente ecuación.

$$Wr = Wt * \tan(20) * \cos(45)$$

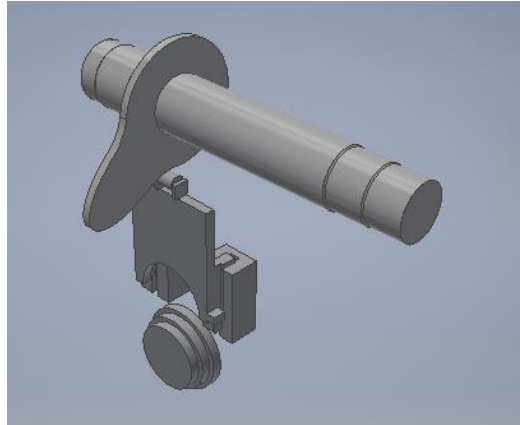
$$Wa = Wt * \tan(20) * \sen(45)$$

Obteniendo el mismo valor de carga axial y tangencial de  $Wr = Wa = 29.7$  lbf.

b. Leva y seguidor. Para realizar el corte de material se utiliza un sistema de leva seguidor, el cual se diseña con un avance de seguidor de 180 mm ( $7\frac{3}{32}$  pulgadas). El tipo de seguidor utilizado es de rodillo; tanto el rodillo como la leva tienen un ancho de cara de 20 mm ( $\frac{25}{32}$  pulgadas).



Figura No. 65 Mecanismo leva seguidor para el proceso de corte y conformado



Fuente: elaboración propia

Las cargas tangenciales ejercidas sobre la leva, y consiguientemente sobre el eje al cual se encuentra acoplado, se calculó encontrando la fuerza necesaria para realizar el corte del material a utilizar; siendo el material una varilla de acero AISI 1015 galvanizado con 2.8 mm de diámetro y una resistencia al corte de 26000 psi. El área transversal de la varilla de acero galvanizado a la cual se le realizan los cálculos es de 6.15 mm<sup>2</sup>.

$$\sigma = 0.5 * 26000 = 13000 \text{ psi}$$

$$F = \sigma A = 13000 * \frac{\pi * (0.11)^2}{4} = 123.5 \text{ lbf}$$

Se obtiene una fuerza de corte necesaria de 123.5 lbf aplicada sobre la varilla; se decide utilizar un factor de seguridad de 3, obteniendo una fuerza de corte necesaria de 370.6 lbf.

La etapa de corte de material se realiza por medio de una leva con su respectivo seguidor lineal. El mecanismo realiza el corte de material en el momento de mayor avance del mecanismo de alimentación de material, utilizando una cuchilla de acero AISI O1 en el extremo del seguidor, con un ángulo de cuchilla de 3°; teniendo una dureza de 63 HRC (481 Hb).

El segundo mecanismo de leva seguidor necesario se localiza en el eje principal, utilizándose para la expulsión de las varillas luego del proceso de corte y conformado de las mismas. Debido a que la fuerza necesaria en esta sección es relativamente baja, en comparación con el corte y conformado de varillas, las fuerzas aplicadas sobre esta sección del eje se consideran despreciables.

### 3. Eje principal de alimentación de alambre

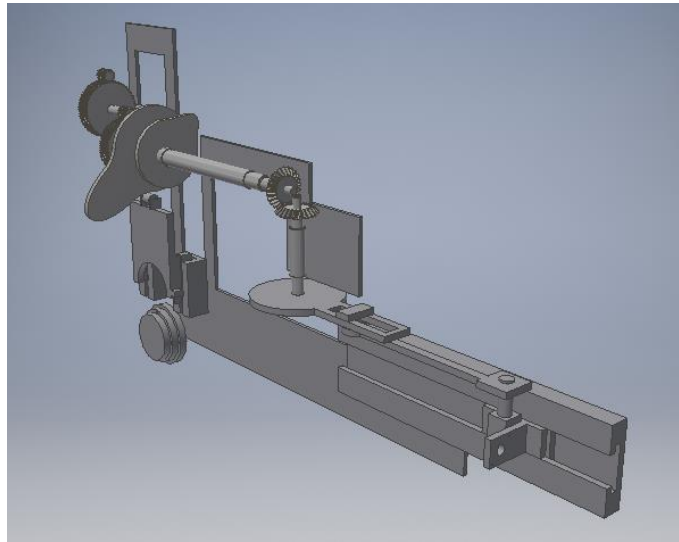
a. Diámetros de las secciones del eje. Para el diseño de los diámetros mínimos en el eje principal del mecanismo, se procede a calcular las cargas aplicadas en el mismo debido a los componentes acoplados; siendo estos: engranaje recto, leva y engranaje cónico recto. En la siguiente tabla se pueden observar las cargas aplicadas al eje debido a los componentes colocados en este.

Tabla No. 13 Cargas aplicadas por componentes en eje principal

Componente	Radio efectivo	Carga tangencial Wt (lbf)	Carga radial Wr (lbf)	Carga axial Wa (lbf)
Engranaje recto	$3 \frac{15}{16}$ pulgadas (100 mm)	707	257.3	0
Leva	13 pulgadas (330 mm)	0	370.6	0
Engranaje cónico recto	2.5 pulgadas (63.5 mm)	81.6	29.7	29.7

Fuente: elaboración propia

Figura No. 66 Mecanismo de alimentación de alambre

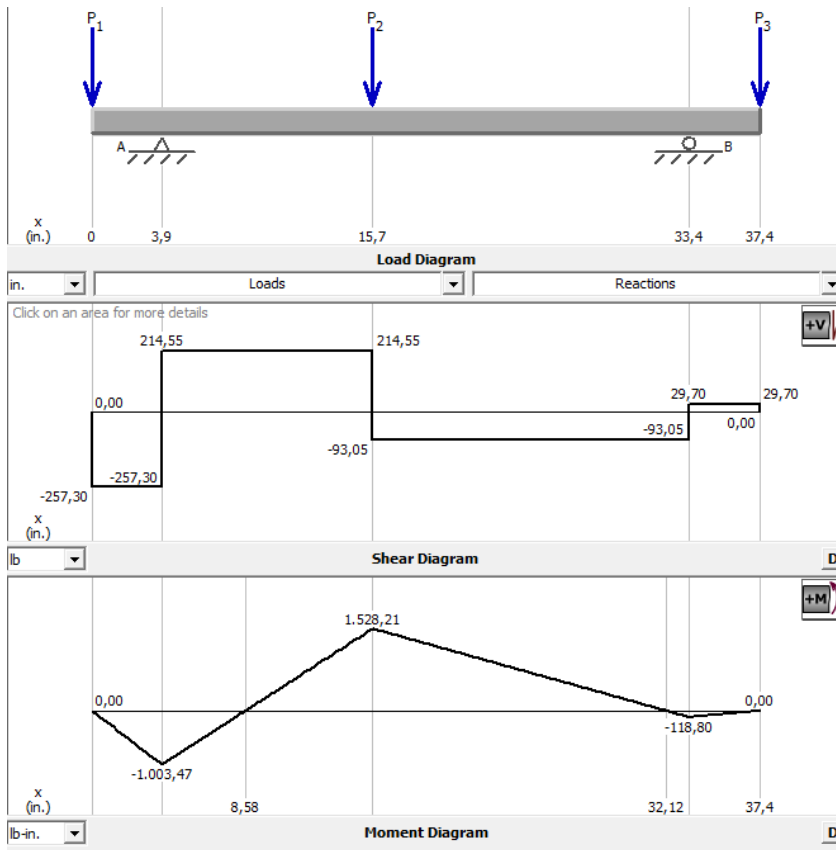


Fuente: elaboración propia

Los engranajes cónicos están diseñados utilizando un acero AISI 4041 nitrurado de grado 2, con un factor de seguridad de 1.5. El engranaje recto acoplado al eje principal es diseñado con un factor de seguridad de 4.9 para desgaste y 5.7 para flexión, utilizando acero AISI 1020.

De la misma manera en la que se calcularon los diámetros mínimos del eje en la sección de reducción de velocidad, se calculan los diámetros mínimos del eje principal y el eje utilizado en la alimentación de alambre utilizando un engranaje cónico; considerando las distancias entre los apoyos y los componentes colocados. Utilizando el programa MDSolids se realizan los diagramas de momento y corte, en la siguiente figura.

Figura No. 67 Diagramas de corte y momento en eje principal del mecanismo



Fuente: elaboración propia

Para realizar el cálculo del diámetro mínimo por el eje en las distintas secciones de este, es necesario el cálculo de distintos factores; basándose en la fabricación del eje utilizando acero AISI 1045 rolando en frío, con un valor de  $S_{ut} = 91000 \text{ psi}$ , se calculan los factores.

Se consideran los factores  $K_f = K_t$  y  $K_{fs} = K_{ts}$  para realizar los cálculos de manera conservadora, obteniendo mayores valores de factor de seguridad para el eje. Considerando un filete de hombro bien redondeado ( $r/d = 0.1$ ), se encuentran los valores de 1.7 y 1.5, utilizando la Figura No 18,  $K_t$  y  $K_{ts}$ , respectivamente.

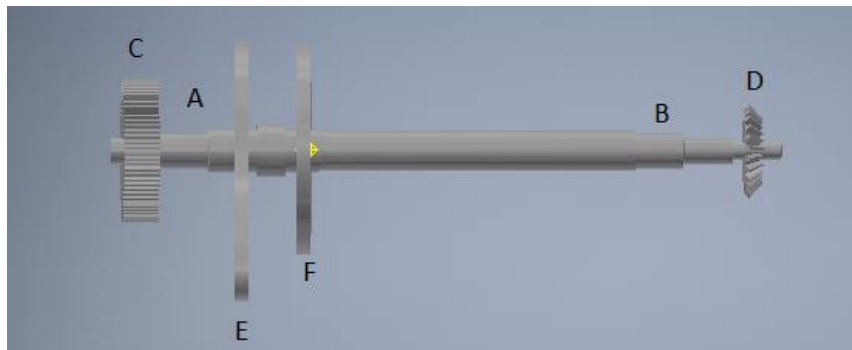
Para calcular el valor de  $S_e$ , se deben calcular una serie de factores mencionados a continuación. Para un acabado superficial maquinado.

$$k_a = aS_{ut}^b = 2.7 * (91)^{-0.265} = 0.817$$

Considerando tentativamente un diámetro de eje mayor a 2 pulgadas, pero menor a 10 pulgadas; se calcula el factor  $k_b = 0.81$ . Los factores de  $k_c$  y  $k_d$  son de temperatura, se toman como 1 debido a las condiciones de operación del mecanismo. Utilizando una confiabilidad de 95%, se encuentra  $k_e = 0.87$ .

Finalmente se procede a calcular  $S_e = 26196 \text{ psi}$ . Se encuentra un valor de diámetro mínimo para los engranajes según la siguiente tabla, utilizando el método ED Goodman.

Figura No. 68 Componentes acoplados al eje principal



Fuente: elaboración propia

Tabla No. 14 Reacciones en los apoyos del eje principal

Componente	Reacción
Cojinete (A)	147.6 lbf
Cojinete (B)	509.4 lbf

Fuente: elaboración propia

Tabla No. 15 Diámetros mínimos en secciones de eje principal

Componente	Diámetro mínimo en eje pulgadas	Factor de seguridad
Engranaje recto (C)	1 1/2 (38.1 mm)	3
Leva (E)	1 15/32 (37.3 mm)	3
Engranaje cónico recto (D)	45/64 (17.8 mm)	3

Fuente: elaboración propia

b. Rodamientos. Se considera una vida de los rodamientos de 5000 horas, utilizando las reacciones previamente mencionadas y la siguiente ecuación; se obtiene la clasificación de rodamiento de bolas a utilizar, según SKF.

$$C_{10} = F_D \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{1/3} = 196.4 \left( \frac{5000 * 343 * 60}{10^6} \right)^{1/3} = 702.9 \text{ lbf} = 3.1 \text{ kN}$$

Según la figura de rodamientos de bolas de dimensiones y clasificaciones de carga, un rodamiento con diámetro interno de 10 mm (13/32 pulgadas) de ranura profunda posee una clasificación de carga  $C_{10} = 5.07 \text{ kN}$ ; lo cual es superior al valor deseado bajo las condiciones de carga. Cualquier rodamiento sobre este valor se considera aceptable para su uso en ambas secciones del eje.

Ya que los diámetros mínimos del engranaje recto, leva y engranaje cónico se encuentran en el rango de  $45/64$  a  $1\ 1/2$  pulgadas; se seleccionan los rodamientos según indica la siguiente tabla.

Tabla No. 16 Dimensiones de rodamientos par eje principal

Componente	Diámetro interno	Clasificación de carga kN (lbf)
Rodamiento A	$1\ 31/32$ pulgadas (50 mm)	35.1 (7890)
Rodamiento B	$1\ 9/16$ pulgadas (40 mm)	30.7 (6901)

Fuente: elaboración propia

Se utilizan rodamientos de bolas de ranura profunda, de una fila, serie 02. El engranaje cónico recto ejerce una fuerza axial sobre el eje, por ende, sobre los rodamientos utilizados; se verifica calculando la fuerza equivalente, considerando la fuerza axial, utilizando la siguiente ecuación. Los valores de  $X_i$  y  $Y_i$  son encontrados considerando la carga estática del rodamiento ya encontrado, comparándolo con la carga axial aplicada.

$$F_e = X_i V F_r + Y_i F_a = 0.56 * 1.2 * 147.6 + 1.85 * 147.6 = 372.2 \text{ lbf} = 1.7 \text{ kN}$$

La carga equivalente se encuentra por debajo de la clasificación de carga de los rodamientos, por lo que se considera aceptable el uso de estos para el soporte de la carga axial ejercida por el engranaje cónico recto.

El uso de chumaceras es recomendado para la colocación de los ejes en sus distintas posiciones, considerando el diámetro mínimo de los ejes; las fuerzas axiales no implican una gran carga sobre los rodamientos, por lo que no se considera una etapa crítica en la selección de rodamientos. La siguiente tabla, se genera considerando el diámetro del eje, en las secciones donde se encuentran los rodamientos; con el uso del anexo 1, se encuentra el código del rodamiento.

Tabla No. 17 Clasificación de rodamientos para eje principal de mecanismo

Sección	Diámetro interno mm	Clasificación de catálogo SKF
Rodamiento A	50	P2B50M-TF
Rodamiento B	40	P2B40M-TF

Fuente: elaboración propia

c. Cuñas. El cálculo de la longitud mínima del cuñero, considerando aplastamiento, en las distintas secciones del eje se realiza con la siguiente ecuación. Donde  $n$  es el factor de seguridad deseado,  $t$  es el espesor de cuña deseado y al seleccionar un acero 1020 CR se tiene un  $S_y = 57000$  psi.

$$l = \frac{2Fn}{tS_y}$$



Tabla No. 18 Longitudes mínimas de cuñeros para eje principal

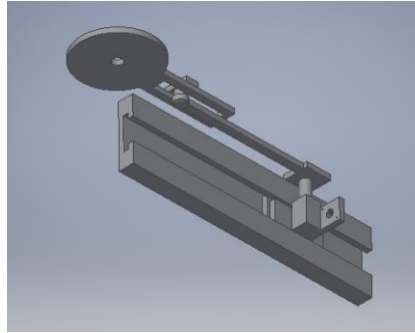
Componente	Longitud mínima de cuñero (pulgadas)	Factor de seguridad
Engranaje recto	$1 \frac{3}{8}$	4
Engranaje cónico	$2 \frac{3}{32}$	4
Leva de corte	$1 \frac{3}{64}$	4
Leva de expulsión	$1 \frac{3}{64}$	4

Fuente: elaboración propia

Las distancias entre los componentes, especialmente entre la leva y el mecanismo de alimentación de alambre (engranajes cónicos), fueron seleccionadas debido a la necesidad de distanciamiento entre estos dos componentes; ya que el disco de alimentación de alambre necesita al menos 400 mm de radio libres para cumplir su función. La selección de estas distancias aumenta los diámetros mínimos permitidos para factores de seguridad mayores a 1.

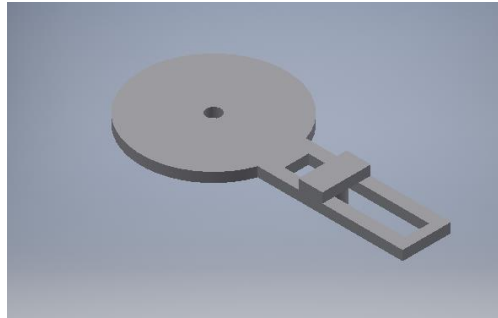
4. Mecanismo de biela. Luego del cambio de dirección del movimiento, se cuenta con un mecanismo biela el cual transforma el movimiento circular, proveniente del engranaje cónico, a un movimiento lineal. Este movimiento lineal es graduable según la distancia a la que se encuentre el pivote de giro en el disco, como se puede observar en la siguiente figura. La posibilidad de graduar la distancia entre pivotes se realiza para poder realizar el ajuste de longitud de varilla de acero galvanizado, para su posterior corte.

Figura No. 69 Mecanismo de alimentación de alambre



Fuente: elaboración propia

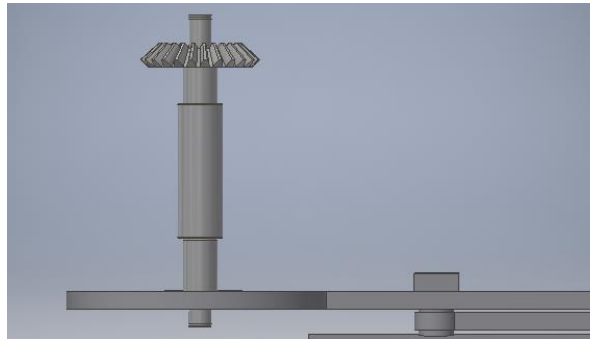
Figura No. 70 Disco variador de radio de giro



Fuente: elaboración propia

El acople entre el engranaje cónico luego del cambio de dirección y el disco variador de radio, se realiza mediante un eje. Considerando las mismas cargas tangenciales, radiales y axiales del engranaje cónico recto antes mencionado; se diseña el eje utilizado en el mecanismo de biela. Con longitudes entre acoples menores debido a las necesidades en el diseño. Se consideran los rodamientos utilizados en el primer eje, utilizado en la reducción de velocidad con engranajes rectos.

Figura No. 71 eje entre engranaje cónico y disco



Fuente: elaboración propia

Figura No. 72 Diámetros mínimos de eje utilizado en mecanismo de biela

Componente	Diámetro mínimo en eje pulgadas	Factor de seguridad
Engranaje cónico recto	$45/64$ (17.8 mm)	3
Rodamiento A	$13/32$ (10 mm)	5
Rodamiento B	$13/32$ (10 mm)	5

Fuente: elaboración propia

La longitud del eje y las distancias entre los posicionamientos de los elementos acoplados al mismo (engranaje cónico y disco), fue tomado en cuenta para la reducción del material a utilizarse en la fabricación del eje.

El uso de chumaceras es recomendado para la colocación de los ejes en sus distintas posiciones, considerando el diámetro mínimo de los ejes; las fuerzas axiales no implican una gran carga sobre los rodamientos, por lo que no se considera una etapa crítica en la selección de rodamientos. La siguiente tabla, se genera considerando el diámetro del eje, en las secciones donde se encuentran los rodamientos; con el uso del anexo 1, se encuentra el código del rodamiento.

Tabla No. 19 Clasificación de rodamientos de eje para alimentación de alambre

Sección	Diámetro interno mm	Clasificación de catálogo SKF
Rodamiento A	40	P2B40M-TF
Rodamiento B	40	P2B40M-TF

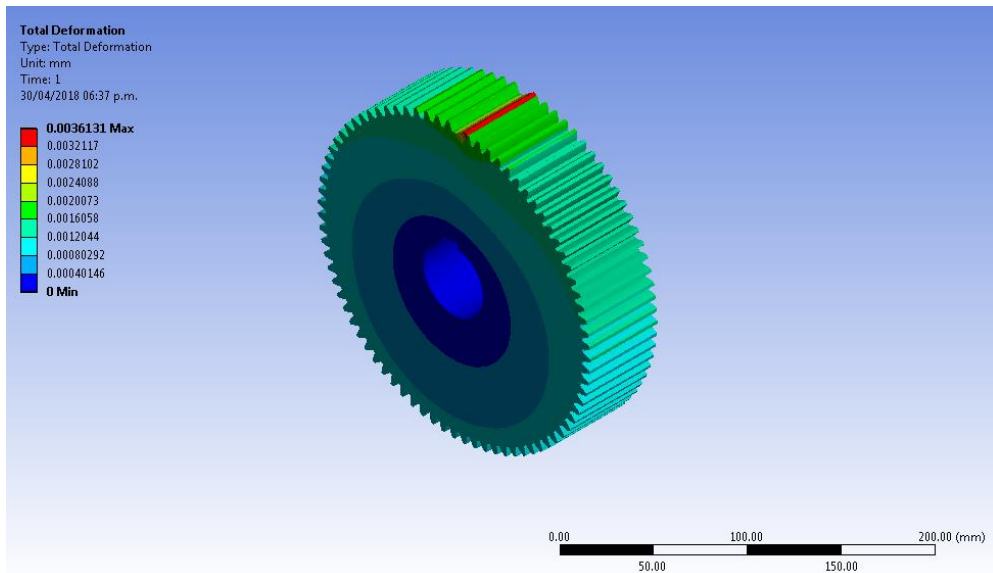
Fuente: elaboración propia

5. Análisis de mecanismo utilizando ANSYS 2015.

Utilizando el programa de simulación y diseño 3D, ANSYS versión 2015, se procede a realizar análisis de deformación y cálculo de factor de seguridad, en los distintos componentes de mecanismo; considerando las cargas tangenciales, radiales y axiales para cada componente. Entre los componentes analizados se encuentran: engranajes cónicos, engranajes rectos, ejes de rotación y levas. Obteniendo las siguientes figuras.

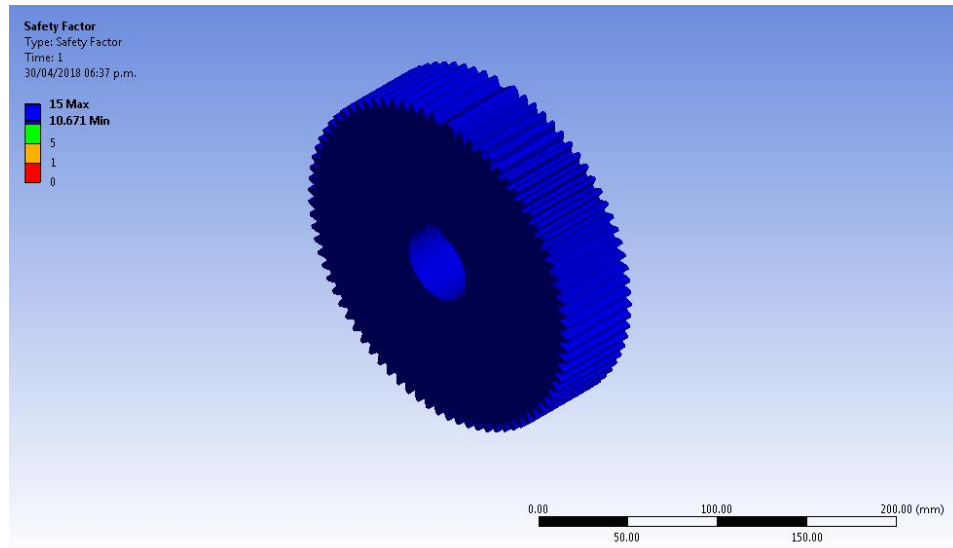
a. Engranajes rectos

Figura No. 73 Simulación de deformación engranaje recto con diámetro de 200 mm



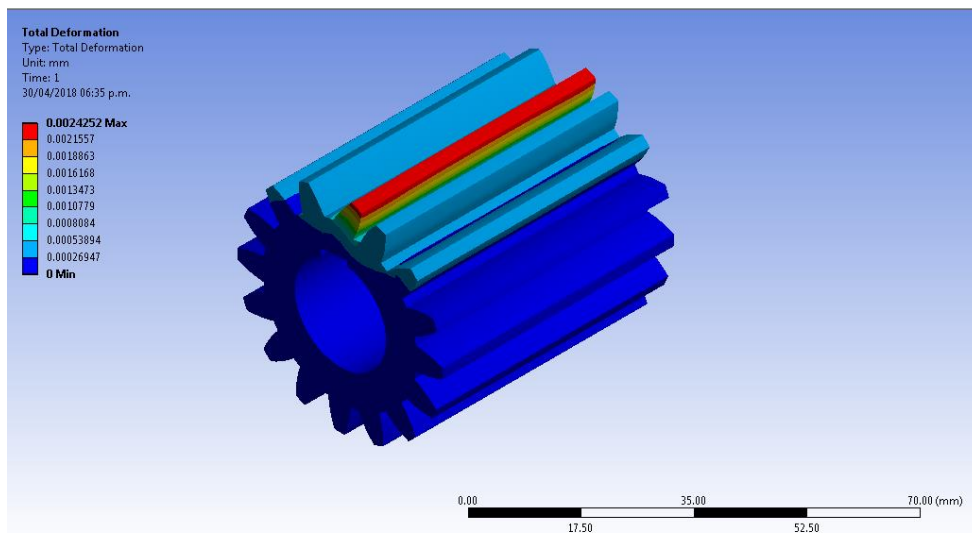
Fuente: elaboración propia

Figura No. 74 Factor de seguridad engranaje recto con diámetro de 200 mm



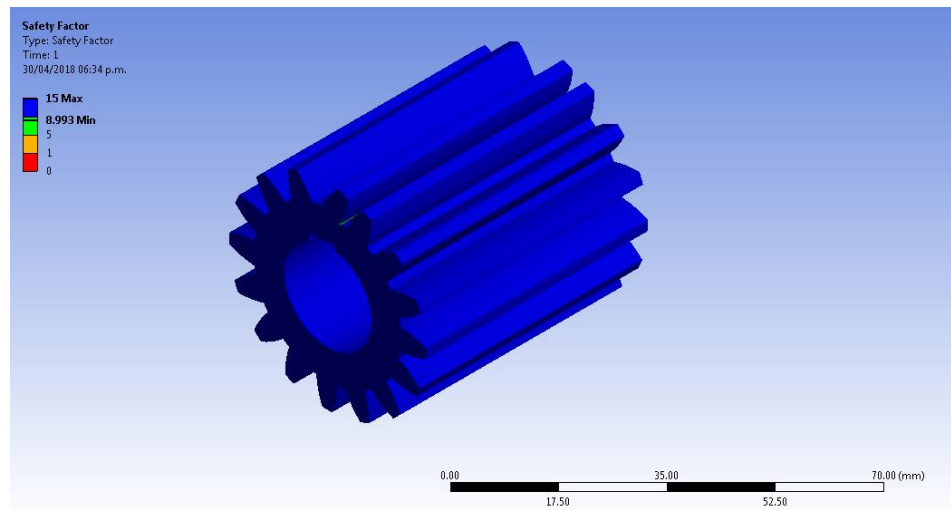
Fuente: elaboración propia

Figura No. 75 Simulación de deformación engranaje recto con diámetro de 40 mm



Fuente: elaboración propia

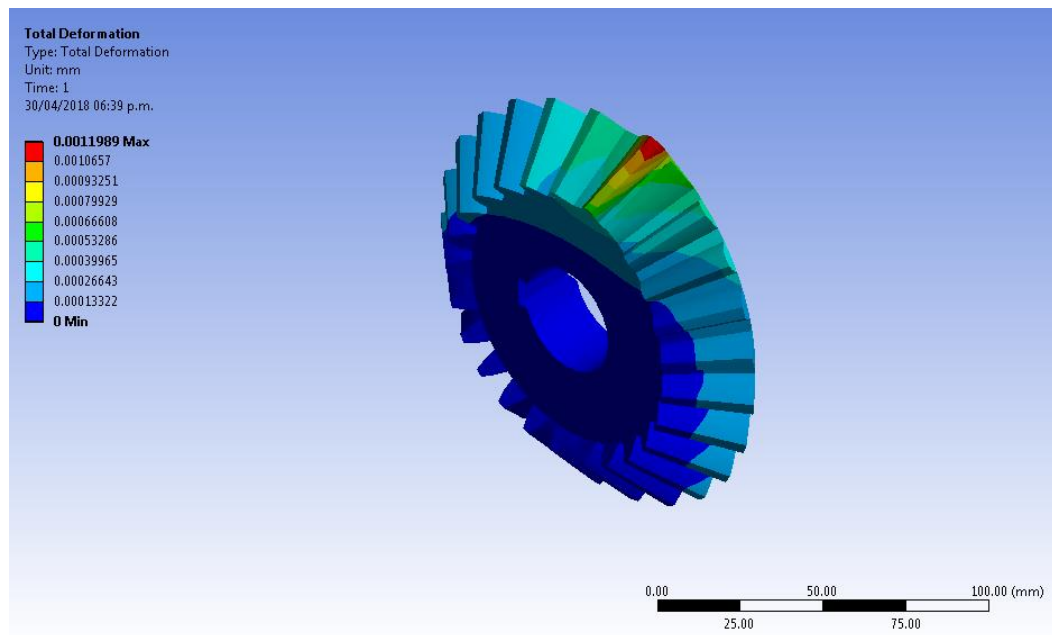
Figura No. 76 Factor de seguridad engranaje recto con diámetro de 40 mm



Fuente: elaboración propia

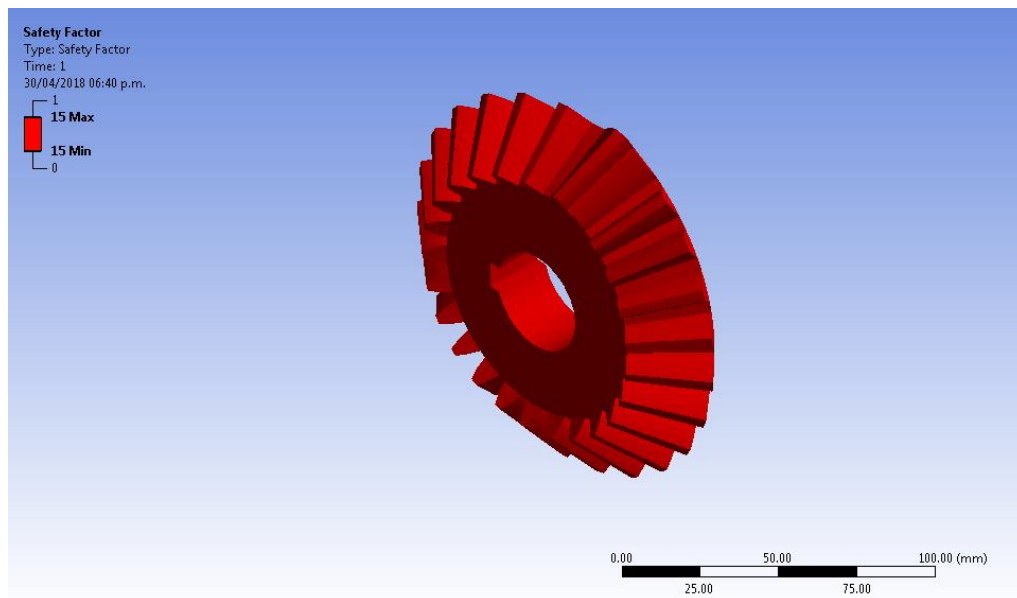
b. Engranaje cónico

Figura No. 77 Simulación de deformación engranaje cónico con diámetro de 127 mm



Fuente: elaboración propia

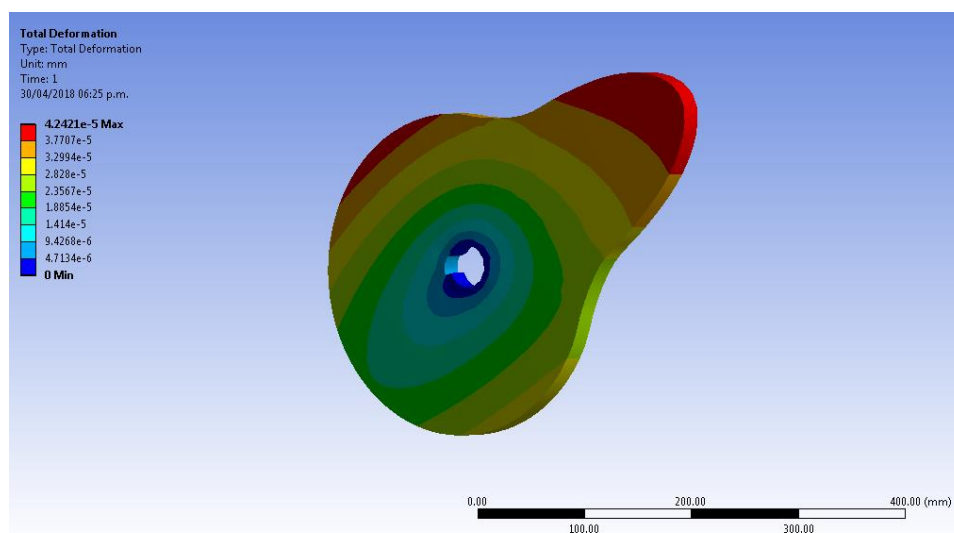
Figura No. 78 79 Factor de seguridad engranaje cónico con diámetro de 127 mm



Fuente: elaboración propia

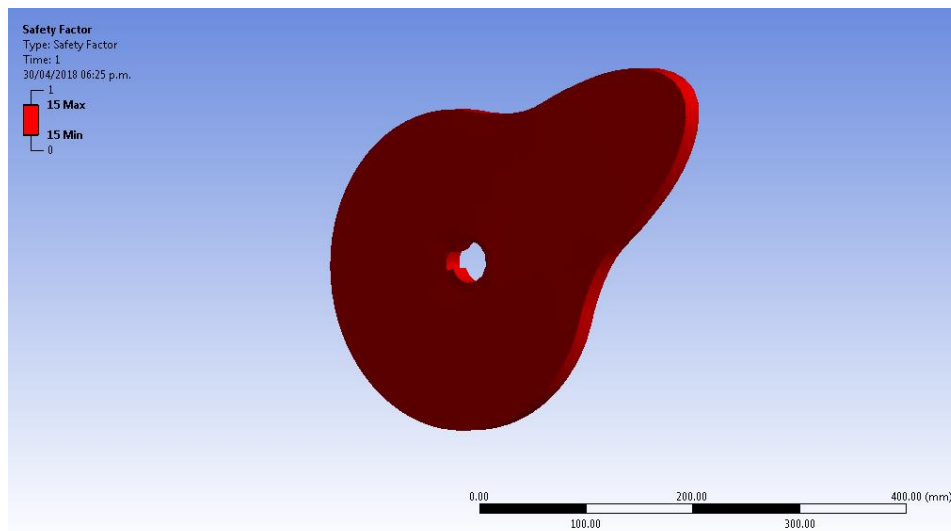
c. Levas de corte y expulsión

Figura No. 80 Simulación de deformación leva de corte



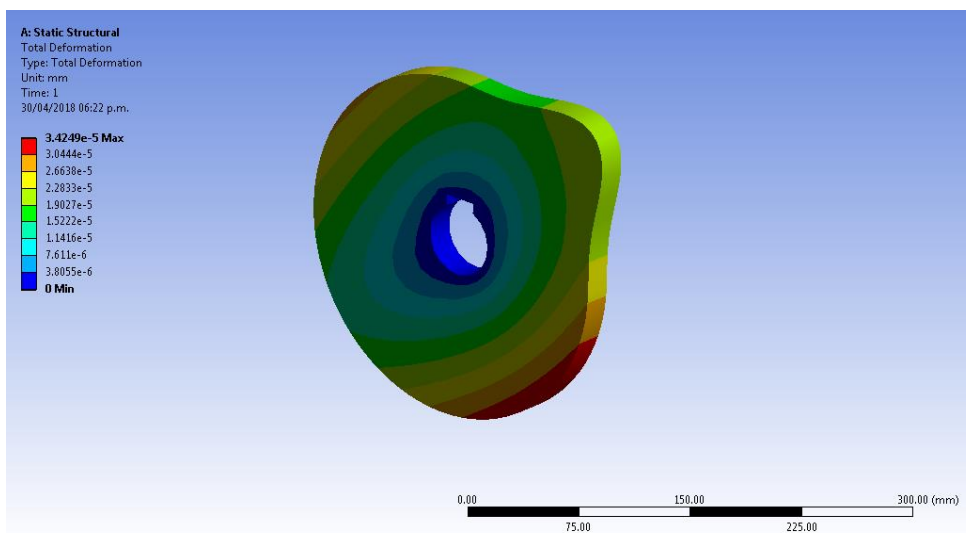
Fuente: elaboración propia

Figura No. 81 Factor de seguridad leva de corte



Fuente: elaboración propia

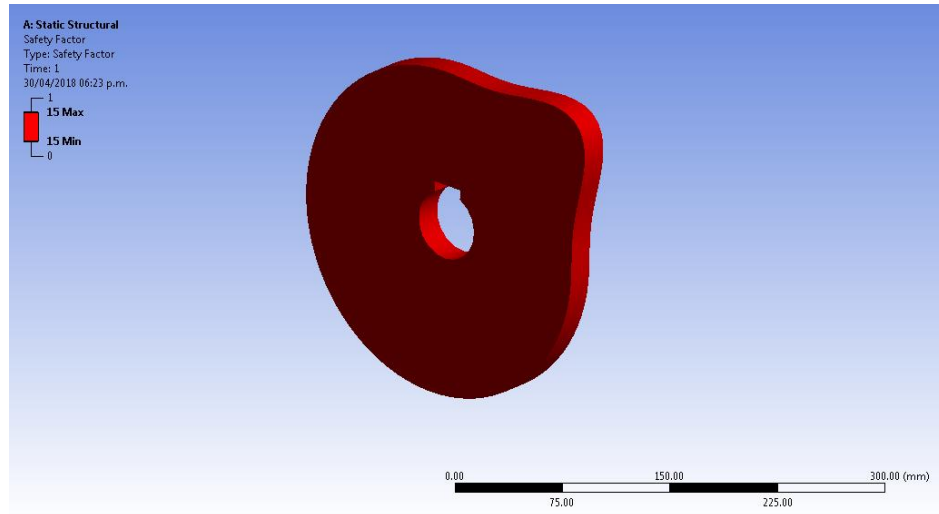
Figura No. 82 Simulación de deformación leva de expulsión



Fuente: elaboración propia



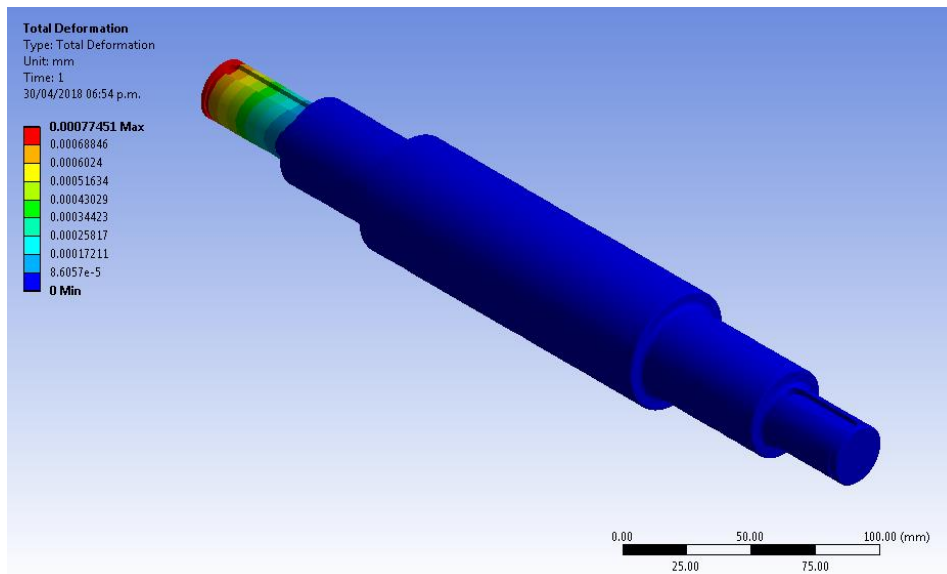
Figura No. 83 Factor de seguridad leva de expulsión



Fuente: elaboración propia

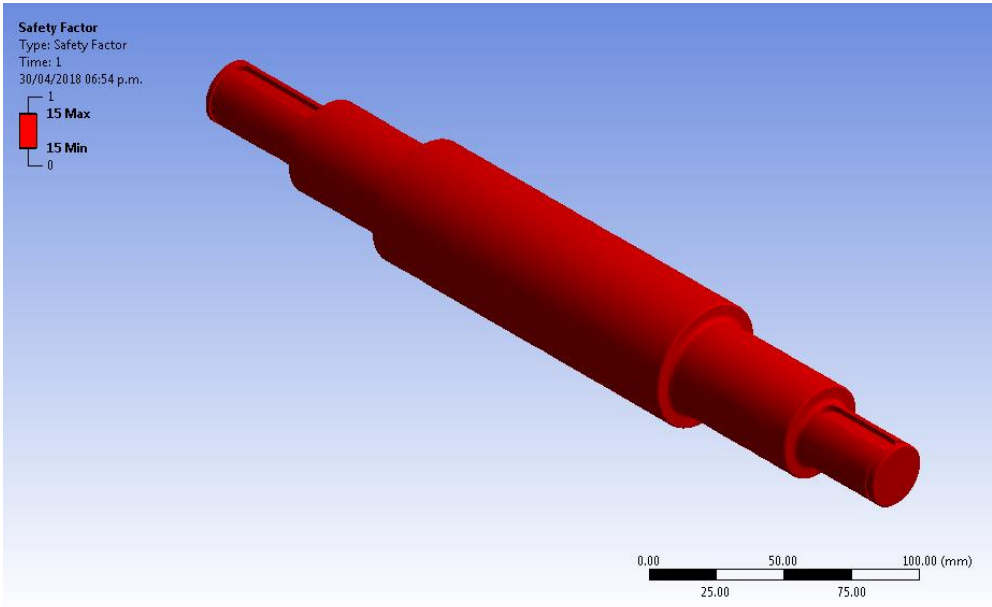
d. Ejes

Figura No. 84 Simulación de deformación eje de engranaje cónico



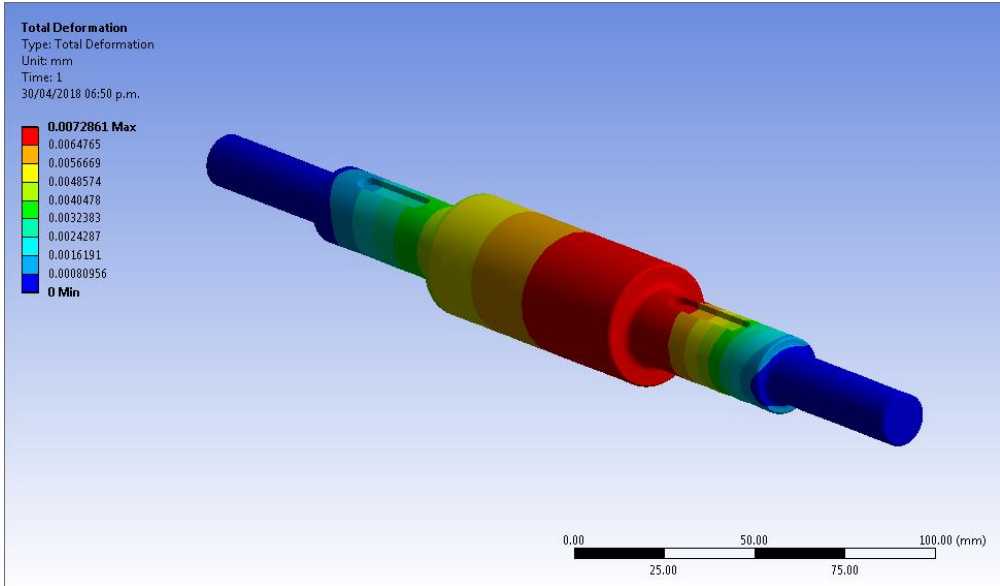
Fuente: elaboración propia

Figura No. 85 Factor de seguridad eje de engranaje cónico



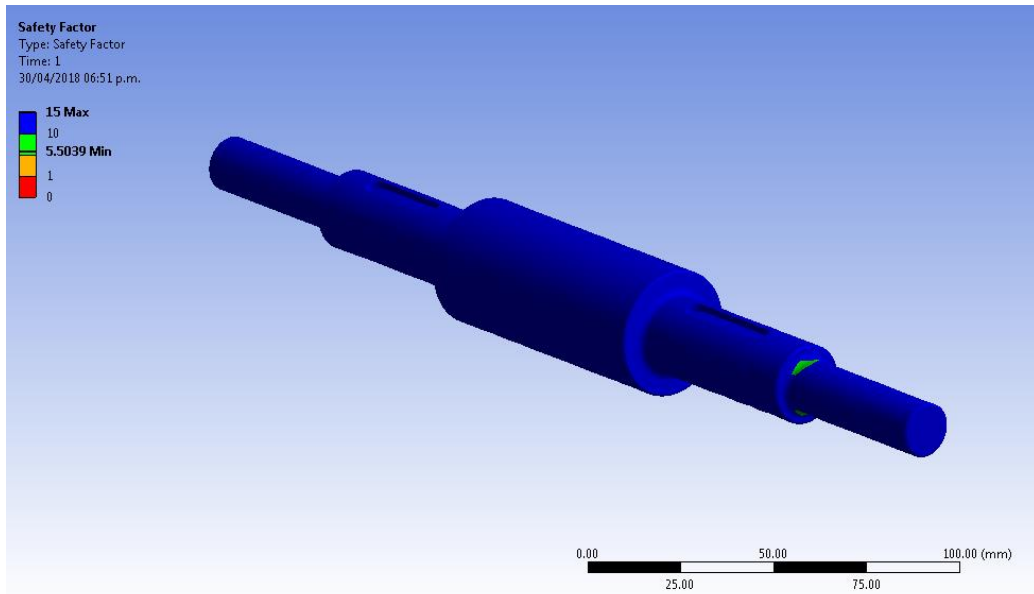
Fuente: elaboración propia

Figura No. 86 Simulación de deformación eje de reducción utilizando engranajes rectos



Fuente: elaboración propia

Figura No. 87 Factor de seguridad eje reducción utilizando engranajes rectos



Fuente: elaboración propia

Se obtiene la siguiente tabla con los valores obtenidos utilizando ANSYS, tanto para la deformación máxima, como para el factor de seguridad de cada componente. Debido a que un factor de seguridad mayor a 15 se considera sumamente aceptable, ANSYS no brinda un valor exacto para resultados mayores a este número.

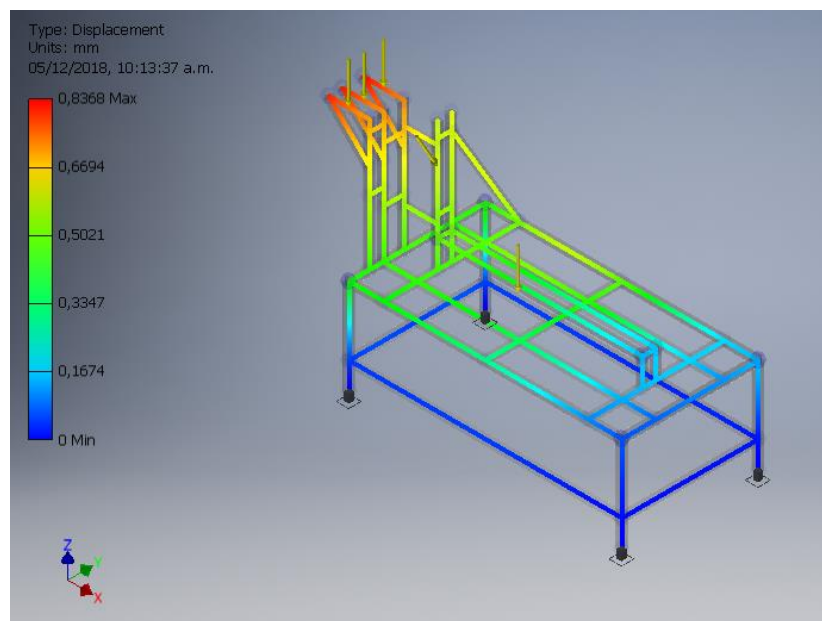
Tabla No. 20 Deformaciones máximas y factores de seguridad según ANSYS

Componente	Deformación máxima (mm)	Factor de seguridad
Engranaje recto 200 mm	0.003	10.6
Engranaje recto 40 mm	0.002	8.9
Engranaje cónico	0.001	15
Leva de corte	0.00004	15
Leva de expulsión	0.00003	15
Eje de engranaje cónico	0.0007	15
Eje de reducción utilizando engranajes rectos	0.007	5.5

Fuente: elaboración propia

A continuación, se muestra un análisis de deformación utilizando Autodesk Inventor, realizado sobre la estructura a construir utilizando tubería de hierro negro; con medidas de 2" x 2" x 1/8". Se observa una deformación máxima de 0.8 milímetros, lo cual se considera aceptable para la seguridad del operario.

Figura No. 88 Análisis de deformación sobre estructura tubular



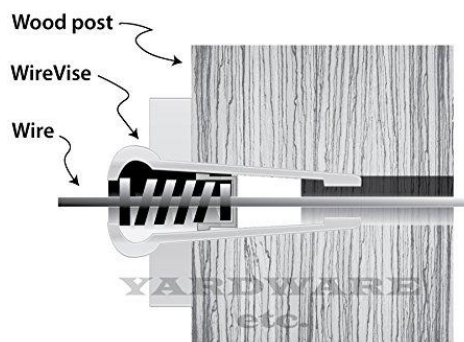
Fuente: elaboración propia

## 6. Mecanismo antirretorno.

Para el correcto funcionamiento del mecanismo propuesto es necesario el correcto posicionamiento de la bobina de acero galvanizado, así como su enderezado previo al proceso de corte y conformado de las varillas. A continuación, se describen ambos mecanismos sugeridos para la adquisición por medio de la compra de estos. De igual manera, se describe el mecanismo recomendado para la correcta alimentación de alambre al mecanismo propuesto.

Se utiliza un mecanismo de prensa en un solo sentido para poder alimentar al mecanismo, sin que el alambre avance en el sentido no deseado. Esto se logra utilizando una prensa de ancla para el calibre correcto de alambre, siendo este de calibre 12. Se utiliza otra prensa de ancla justo antes de realizar el corte de material, evitando así que el alambre de acero galvanizado retorne indeseadamente. Si no se utiliza, el alambre podría regresar cuando el mecanismo de alimentación regresa, provocando un acortamiento no deseado de la varilla a cortar; resultando en una variación de longitud de la manufactura de varillas de acero galvanizado.

Figura No. 89 Mecanismo de prensa en un sentido para alambre



Fuente: <https://www.yardwareetc.com/>

El funcionamiento de mecanismo antirretorno del alambre de acero galvanizado consta de una serie de discos internos, los mismos están ubicados a cierto ángulo y permiten el movimiento libre dentro de la prensa. Cuando el cable es movido en un sentido, los discos se mueven, permitiendo el paso de alambre; cuando el alambre es jalado en el sentido opuesto, los mismos discos crean un mecanismo de freno hacia el alambre, no permitiendo el movimiento en ese sentido de alambre.

7. Posicionamiento de la bobina de acero galvanizado.

Para el correcto funcionamiento del mecanismo propuesto, es indispensable la correcta y constante alimentación de alambre de acero galvanizado a partir de la bobina. El uso de un desbobinador es necesario para evitar el traslape de distintas curvaturas de la bobina que se esté utilizando; como se muestra en la Figura No 15.

Figura No. 90 Desbobinadora de alambre



Fuente: [www.TrafilerieGalli.com](http://www.TrafilerieGalli.com)

El desbobinador evita cualquier posible detenimiento en la línea de producción por la mala alimentación de alambre, por el enredo de distintas curvaturas de la bobina de acero galvanizado, como se muestra en la Figura No 16.

Figura No. 91 Bobina de acero galvanizado



Fuente: elaboración propia

8. Enderezado de alambre. Antes de comenzar con el proceso de manufactura de asas de acero galvanizado, es necesaria la rectificación del alambre para garantizar un proceso estandarizado. La curvatura natural del alambre podría afectar con la medición de alimentación de alambre y el corte de este.

En la industria existen distintos tipos de enderezadores de alambre, variando estos en costos y método de utilización. Ya que el proceso a realizar consta de corte y conformado de asas para ollas de aluminio, se decide utilizar dos enderezadores de rodillos como se muestra en la Figura No 17.

Figura No. 92 Enderezador de rodillos



Fuente: [www.cometo.ws](http://www.cometo.ws)

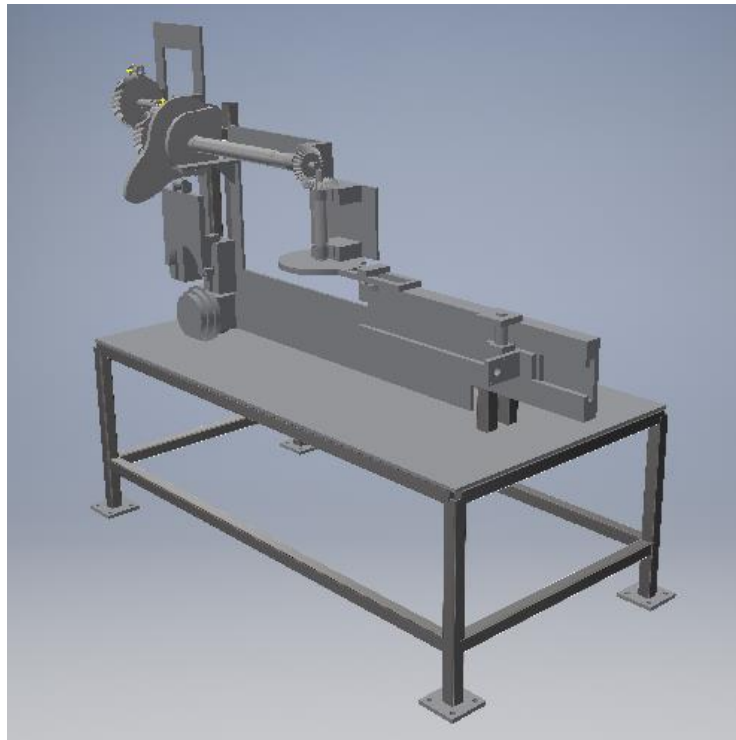
Este tipo de enderezador está diseñado para procesos de manufactura que no requieren la constante apertura de este, para realizar cambios en la línea de producción. En el diseño se utilizaron dos enderezadores para garantizar la eliminación de curvaturas no deseadas en el alambre, tanto de manera horizontal como vertical.

## VII. RESULTADOS

Al realizar la fabricación de las asas a través de métodos totalmente artesanales, no se garantiza que la producción sea rápida y eficiente, así como su precisión, por depender 100% de la habilidad del operario y de su estado físico. Esto conlleva a no alcanzar la meta propuesta de 315 asas por hora, resultando en una manufactura de 187 asas por hora.

El diseño propuesto consta de un eje principal, en el cual se ubica una leva, junto con su seguidor para el corte de alambre, junto con un sistema de alimentación de material ajustable para la realización de procesos, tales como: corte de material, ajuste de longitud de varilla de acero galvanizado y conformado principal de la varilla.

Figura No. 93 Propuesta de mecanismo final

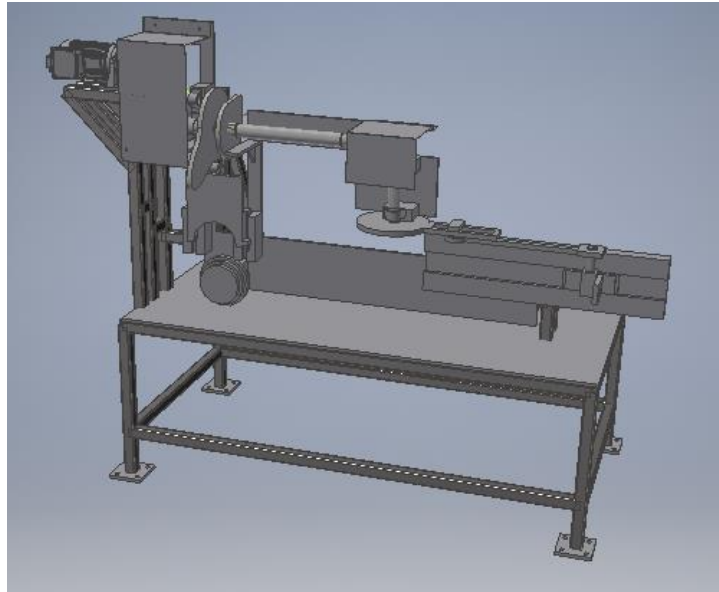


Fuente: elaboración propia



El mecanismo propuesto consta de guardas sobre los componentes, siendo estos para la seguridad y protección del operador. Las mismas cubren los elementos que implican mayor riesgo por falla, siendo estos los engranes rectos y engranes cónicos. En la siguiente figura se observa el mecanismo propuesto, con las guardas colocadas.

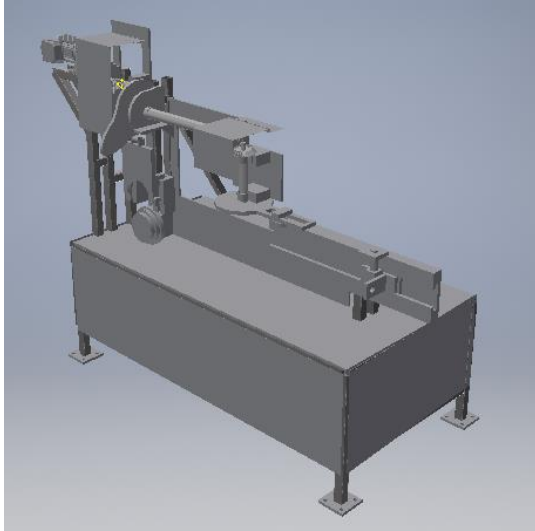
Figura No. 94 Propuesta de mecanismo final, con guardas



Fuente: elaboración propia

Por estética del mecanismo propuesto, se colocan placas en la base para cubrir su estructura metálica. Como se puede observar en la siguiente figura.

Figura No. 95 Propuesta de mecanismo final



Fuente: elaboración propia

La siguiente tabla, muestra los componentes a utilizar para el correcto funcionamiento del mecanismo, así como sus dimensiones y fuerzas que ejercen sobre los ejes.

Tabla No. 21 Resumen de cargas aplicadas por componentes del mecanismo

Componente	Carga tangencial $W_t$ (lbf)	Carga radial $W_r$ (lbf)	Carga axial $W_a$ (lbf)	Diámetro máximo (mm)
Engranaje recto 1	140	51	0	40
Engranaje recto 2	140	51	0	200
Engranaje recto 3	707	257.3	0	40

Componente	Carga tangencial Wt (lbf)	Carga radial Wr (lbf)	Carga axial Wa (lbf)	Diámetro máximo (mm)
Engranaje recto 4	707	257.3	0	200
Leva de corte	0	370.6	0	330
Leva de expulsión	0	20	0	170
Engranaje cónico recto	81.6	29.7	29.7	63.5

Fuente: elaboración propia

El mecanismo propuesto realiza el corte y conformado de 3800 varillas de acero galvanizado en una hora. Actualmente se realiza el corte de 100 varillas en 8 minutos por un operario, resultando en un promedio de 750 varillas por hora.

Al realizar el corte de 3800 varillas en una hora, esto implica que el tiempo que le toma al mecanismo realizar el corte y conformado de 100 varillas, es de 1.5 minutos. Por lo que se describe la siguiente tabla de tiempos involucrados.

Tabla No. 22 Comparación de tiempos de manufactura con la implementación del mecanismo

Fase	Tiempos actuales	Tiempo con mecanismo
Corte de varillas	8 minutos	1.5 minutos
Configuración de herramienta para conformado principal	2 minutos	
Conformado principal	6 minutos	
Conformado de puntas de varillas	9 minutos	9 minutos
<b>Total</b>	<b>25 minutos</b>	<b>10.5 minutos</b>

Fuente: elaboración propia

Lo cual implica una producción de 100 varillas de acero galvanizado en un promedio de 11 minutos, comparado con los 25 minutos que tomaría el proceso sin la implementación del mecanismo. Considerando el resto de los procesos de manufactura de las asas de acero galvanizado, con la implementación del mecanismo, se producen completamente 571 asas en una hora.

La longitud de alambre galvanizado, requerida para el proceso de manufactura de asas, varía dependiendo de la medida de olla que se fabrique; ya que cuando la olla posee un diámetro mayor, la longitud inicial de la varilla de acero debe de ser mayor para poder colocarla en los extremos de la olla.

Las ollas con medidas de 180 mm y 200 mm se fabrican utilizando la misma longitud de asa, siendo esta de acero galvanizado calibre 12, con un largo de 430 mm y un diámetro de 2.8 mm.

Figura No. 96 Varillas de alambre de acero galvanizado



Fuente: elaboración propia

En una hora, con una alimentación de alambre continua en secciones de 430 mm, a una velocidad de 68 rpm; se consumen 27.5 metros de alambre de acero galvanizado por

minuto (1651 metros por hora). Esto implica que una bobina de alambre, la cual posee un peso de 100 kg y una longitud total de 1954 m, se utilizará completamente en 1 hora con 15 minutos. Produciendo 3800 varillas por hora, para la continuación del proceso de manufactura.

La implementación del mecanismo significa una reducción de tiempo de corte y conformado, de 16 minutos (de forma manual) a 1.5 minutos, utilizando el mecanismo. Esto facilita al operario las siguientes etapas del proceso de manufactura; debido a que puede centrar los esfuerzos en las siguientes etapas, contando con una alta cantidad de varillas previamente cortadas a la medida deseada.

El costo de una bobina de acero galvanizado calibre 12 es de Q370.00 por quintal (100 kg), la empresa actualmente realiza la compra de las bobinas en rollo de un quintal cada uno. Considerando la longitud requerida del corte de material para la manufactura de cada asa (430 mm), se calculó el costo unitario de las asas considerando la materia prima utilizada, siendo un total de Q0.08 por asa.

#### A. Consideraciones de diseño

Todos los cojinetes utilizados son de bolas, de ranura profunda, serie 2 de una fila. Los cálculos se realizaron considerando una vida útil de 5000 horas. Se seleccionaron los cojinetes por encima del valor de diámetro mínimo del eje, considerando las cargas axiales y radiales aplicadas sobre los mismos. Debido a que los rodamientos seleccionados se encuentran por encima del valor mínimo de fuerzas calculadas, el tiempo de vida seleccionado inicialmente de 5000 horas, resulta en un valor por debajo de la realidad del tiempo esperado de vida.

Los engranajes cónicos calculados para el mecanismo se diseñaron considerando una vida útil esperada de  $10^7$  ciclos de carga, con un factor de seguridad de 1.5 con base en la resistencia AGMA. Realizar el diseño de los engranajes cónicos rectos con una vida útil de  $10^7$  ciclos de carga, a una velocidad de 68 rpm, implica una vida útil de 2500 horas.

Las relaciones de reducción, utilizando engranajes rectos, se realizaron considerando una vida de 12000 horas (49000 ciclos); obteniendo el factor de seguridad más bajo en el engranaje 3, siendo este de 2.2 bajo consideraciones de desgaste y 3.9 considerando la flexión.

#### B. Costo del mecanismo

La empresa cuenta con su propio taller de fabricación de piezas mecánicas; por lo que el costo de mano de obra, para el maquinado de los componentes del mecanismo, se calcula en base al tiempo que le toma al operario fabricar estos. A continuación, se describe el costo de compra de los materiales, considerando las medidas de los componentes.

La siguiente tabla se genera luego de realizar un proceso de cotización con la empresa Tecniaceros y Proaceros.

Tabla No. 23 Costo de materiales para componentes del mecanismo

Componente	Material	Medidas (mm)	Costo unitario	Costo total
Eje principal	AISI 1045	155 x 880	Q 4904.00	Q 4904.00
Eje de engranajes cónicos rectos	AISI 1020	35 x 350	Q 48.00	Q 48.00

Componente	Material	Medidas (mm)	Costo unitario	Costo total
Eje de engranajes rectos	AISI 1020	35 x 280	Q 38.65	Q 38.65
Engranaje recto 200 mm	AISI 1045	200 x 30	Q 388.00	Q 776.00
Engranaje recto 40 mm	AISI 1020	40 x 30	Q 10.25	Q 20.50
Engranaje cónico recto	AISI 4041	250 x 40	Q 410.00	Q410.00
Leva de expulsión	AISI 1045	400 x 20	Q1192.00	1192.00
Leva de corte y conformado	AISI 1020	540 x 20	Q 1775.00	Q1775.00
Placa de acero	Lamina negra	1800 x 1160 (6 pies x 4 pies x ½ pulgada)	Q2189.50	Q2189.50
Tubería	2 x 2 x 1/8 pulgadas	37450	Q132.60 / 6000 mm	Q928.20
Base banco de trabajo	Lamina negra	1800 x 1160 (6 pies x 4 pies x ½ pulgada)	Q2189.50	Q2189.50
Electrodos	6013 x 1/8 de pulgada de diámetro	1 electrodo por cada 8 pulgadas	Q10.75 / 13 electrodos	Q21.5
<b>TOTAL</b>				<b>Q 14492.85</b>

Fuente: elaboración propia

La cotización de materiales se realiza con los aceros mencionados anteriormente. Debido a la poca disponibilidad de algunos aceros, las cotizaciones se realizan con el acero más cercano disponible, tanto en precio como propiedades mecánicas.

Se describe a continuación el costo que implica la fabricación de los componentes, considerando los tiempos de maquinado y, estimando el costo de mano de obra según el sueldo del operario. Considerando el sueldo mínimo de Q11.27 por hora (según MINTRAB diciembre, 2017) se obtiene la siguiente tabla.

Tabla No. 24 Costos de mano de obra para fabricación del mecanismo

Componente	Material	Tiempo de maquinado estimado (horas)	Costo total
Eje principal	AISI 1045	20	Q 225.40
Eje de engranajes cónicos rectos	AISI 1020	12	Q 135.24
Eje de engranajes rectos	AISI 1020	12	Q 135.24
Engranaje recto 200 mm	AISI 1045	12	Q 135.24
Engranaje recto 40 mm	AISI 1020	12	Q 135.24
Engranaje cónico recto	AISI 4041	12	Q 135.24
Leva de expulsión	AISI 1045	24	Q 270.48
Leva de corte y conformado	AISI 1020	24	Q 270.48
Placa de acero		24	Q 270.48



Componente	Material	Tiempo de maquinado estimado (horas)	Costo total
Banco de tubería	2 x 2 x 1/8 pulgadas	32	Q 360.64
<b>TOTAL</b>			<b>Q2073.68</b>

Fuente: elaboración propia

Luego de obtener los materiales y realizar la fabricación de los componentes, se deben aplicar los tratamientos térmicos necesarios; para finalmente obtener las propiedades deseadas del metal. La siguiente tabla se obtiene cotizando en la empresa Austenit.

Tabla No. 25 Costos de aplicación de tratamientos térmicos

Componente	Material	Tratamiento térmico	Costo	Total
Engranaje recto 200 mm	AISI 1045	Carburizado	Q 180.00 por libra	Q 8640.00
Engranaje recto 40 mm	AISI 1020	Carburizado	Q 180.00 por libra	Q 180.00
Engranaje cónico recto	AISI 4041	Nitrurado	Q 180.00 por libra	Q 1440.00
Leva de expulsión	AISI 1045	Carburizado	Q 180.00 por libra	Q 5220.00
Leva de corte y conformado	AISI 1020	Carburizado	Q 180.00 por libra	Q 2700.00
<b>TOTAL</b>				<b>Q 18180.00</b>

Fuente: elaboración propia

### C. Guía de mantenimiento del mecanismo

1. Antes de iniciar con la operación de la máquina se debe de realizar una revisión y limpieza general de esta. Revisando tuercas, engranajes, seguidores y chumaceras.

2. Se recomienda realizar una revisión de rodamientos cada 1000 horas de uso del mecanismo. Realizando el cambio de estos cada 5000 horas, sustituyendo los rodamientos desgastados por otros con una carga de catálogo equivalente a los anteriores. Se recomienda el uso de rodamientos sellados, para evitar el engrase de estos dentro del proceso de mantenimiento del mecanismo

3. Se recomienda realizar una revisión por desgaste de los engranajes rectos cada 500 horas de uso; y el cambio de los engranajes al alcanzar 12000 horas de uso, debido al desgaste de estos y la posible rotura de los dientes. El uso de lubricación recomendado es por medio de grasa; se recomienda el uso de grasa a base de litio, teniendo un rango de temperatura de operación de -20 a 140 °C.

4. Se recomienda la revisión de desgaste superficial de los engranajes cada 500 horas de uso; considerando el cambio de estos al alcanzar las 2500 horas según el desgaste observado.

5. El diseño de todos los ejes se realizó bajo consideraciones de vida infinita. Se recomienda la revisión de cualquier tipo de imperfección en el eje, semanalmente.

Tabla No. 26 Plan de mantenimiento del mecanismo

Proceso	Diariamente	Semanalmente	Mensualmente	Anualmente
Limpieza general				
Inspección de tuercas, chumaceras, engranajes y ejes				
Revisión de lubricación				
Lubricación de engranajes				
Lubricación de levas				
Lubricación de seguidores				
Revisión de desgaste de componentes				
Revisión de chumaceras y reemplazo de ser necesario				
Revisión de engranajes y reemplazo de ser necesario				
Revisión de ejes y reemplazo de ser necesario				
Revisión de levas y reemplazo de ser necesario				
Revisión de seguidores y reemplazo de ser necesario				

Fuente: elaboración propia

## VIII. CONCLUSIONES

- La implementación del mecanismo propuesto, la producción de asas aumentará de 187 a 324 asas por hora, completamente manufacturadas.
- Con el diseño propuesto, se cambia el proceso actual de manufactura, realizando dos de las tres etapas de la manufactura actual con el mecanismo propuesto, realizando la última etapa, denominada conformado de punta de varillas, de forma manual.
- La etapa de corte y conformado principal de la varilla, se realiza de manera simultánea en una operación, del ciclo de la máquina. No se logra realizar el proceso de contra radio, quedando pendiente para una próxima etapa de desarrollo.
- Se elaboraron los planos mecánicos, para la fabricación del mecanismo propuesto.
- Se realizó un plan de mantenimiento preventivo, para el correcto funcionamiento del mecanismo.
- De acuerdo con el análisis financiero, el costo total para la fabricación del mecanismo asciende a Q 34,746.53.
- El mecanismo propuesto puede operar continuamente durante 1 hora con 15 minutos, por cada bobina de 100 kg.

## IX. RECOMENDACIONES

Si se desea disminuir el costo de fabricación del mecanismo propuesto, se recomienda el uso de un motorreductor; sustituyendo las etapas de reducción de velocidad de giro, que utilizan engranajes rectos.

Una alternativa a la compra de un motorreductor y el uso de la reducción a través de engranajes rectos es el uso de un variador de frecuencia utilizando el motor actual. Con esto se logra controlar de una manera gradual la velocidad de operación del mecanismo propuesto.

## X. BIBLIOGRAFÍA

ASM Handbook Committee. (1978). *Metals Handbook: Vol. 2, Properties and selection—nonferrous alloys and pure metals*. American Society for Metals, Metals Park, OH.

Avner, S. H., & Aracama, L. L. (1966). *Introducción a la metalurgia física (No. TN690. A96 1988.)*. McGraw-Hill.

Bauccio, M. (1994). *ASM engineered materials reference book*. CRC.

Beltetón, W., Pérez, O., & Carballo, O. (2009). *Estudio Preliminar de Residuos Metálicos Extraídos en Ollas y Sartenes de Aluminio Determinados por los Métodos de Fluorescencia de Rayos X por Reflexión Total y Absorción Atómica [Doctoral dissertation, Tesis]*. El Salvador: Facultad de Química y Farmacia. Universidad del Salvador).

Castillo, L. B., & Pereda, J. (2013). *Mejora del proceso de galvanizado en una empresa manufacturera de alambres de acero aplicando la metodología Lean Six Sigma (Doctoral dissertation)*, Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería. Mención: Ingeniería Industrial).

Fernández Mullo, E. E., & Jácome Carrillo, G. J. (2015). *Proceso de producción de ollas para cocinas de inducción, fabricadas por la Asociación de fundidores de metales del Ecuador, al modelo de sustitución de importaciones (Bachelor's thesis)*, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Carrera de Ingeniería en Comercio Exterior y Negociación Internacional.).

Gutiérrez González, E. (2003). *Sistema de Inyección no cartográfico para motores de ciclo otto. Gestión de transitorios*. Universitat Politècnica de Catalunya.

Herónimus, J. L. *Determinación del perfil de la leva por el movimiento dado del seguidor*. Técnica del Fota Aérea N, 3.

Molina Espinel, J. C. (2015). *Plan para la producción y comercialización de ollas de aluminio fundido en el Ecuador* (Bachelor's thesis, PUCE).

Moreira-Barquero, A. L., Badilla-Corrales, C., Mata-Coto, M., & Hasbum-Fernández, I. (2008). *Diseño y construcción de un torno de control numérico*.

Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson educación.

Orozco, M., Martínez, J., Riofrío, A., Vaca, D., & Carrión, D. (2014). *Estudio de ensayos de eficiencia energética, concavidad, convexidad y rugosidad en menaje para cocinas de inducción*. In *Memorias del Congreso latinoamericano de ingeniería mecánica Colim* (Vol. 8, pp. 255-261).

Park, K. T., Kim, Y. S., Lee, J. G., & Shin, D. H. (2000). *Thermal stability and mechanical properties of ultrafine grained low carbon steel*. *Materials Science and Engineering: A*, 293(1-2).

de Pisón Ascacibar, F. J. M. (2003). *Optimización mediante técnicas de minería de datos del ciclo de recocido de una línea de galvanizado*. Universidad de La Rioja.

Riera, J. M. A., & Calafat, M. E. (2003). *Tensiones residuales en alambres de acero trefilados*. Asociación Nacional de Constructores Independientes.

Romero, M. *Determinación de la textura en Aleaciones de Aluminio AA-3003 con temple H14 a través de la técnica EBSD*.

Shackelford, J. F. (1995). *Ciencia de materiales para ingenieros*. Prentice Hall Hispanoamericana.

Tobias López, E. (1987). *Análisis del diseño de levas de disco (Doctoral dissertation)*, Universidad Autónoma de Nuevo León).

Van Horn, K. R. (Ed.). (1967). *Aluminum: properties, physical metallurgy and phase diagrams (Vol. 1)*. American Society for Metals.

Vargas Yupanqui, E. (2017). *Aplicación del Mantenimiento Productivo Total para mejorar la productividad en el área de repulsado de la empresa Industrias FAMY EIRL, Los Olivos, 2017*.



# XI. ANEXOS

## 1. Catálogo de chumaceras marca SKF

### Set screw locking – pillow block

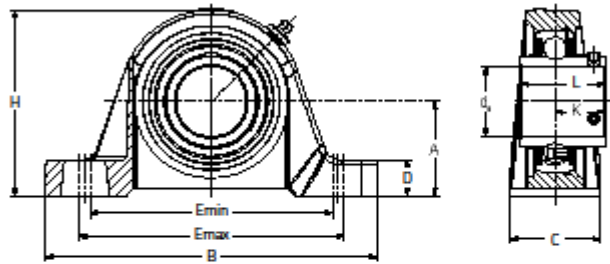
#### P2B-TF / standard duty & P2BM-TF / medium duty

Cast-iron housing Wide inner ring  
Standard center height Seals & flingers

Replaces (standard duty): P2B-SC, YAS, NP, P3U, VPS-2, UCP  
Replaces (medium duty): P2B-SCM, YASM, MP, VPS-3, UCPX

#### How to order

Suffix	Insert	Locking type
RM	YAT	Set screw – Seals
TF	YAR	Set screw – Seals and flingers
TF-AH	YAR	Set screw – Seals, AH unit

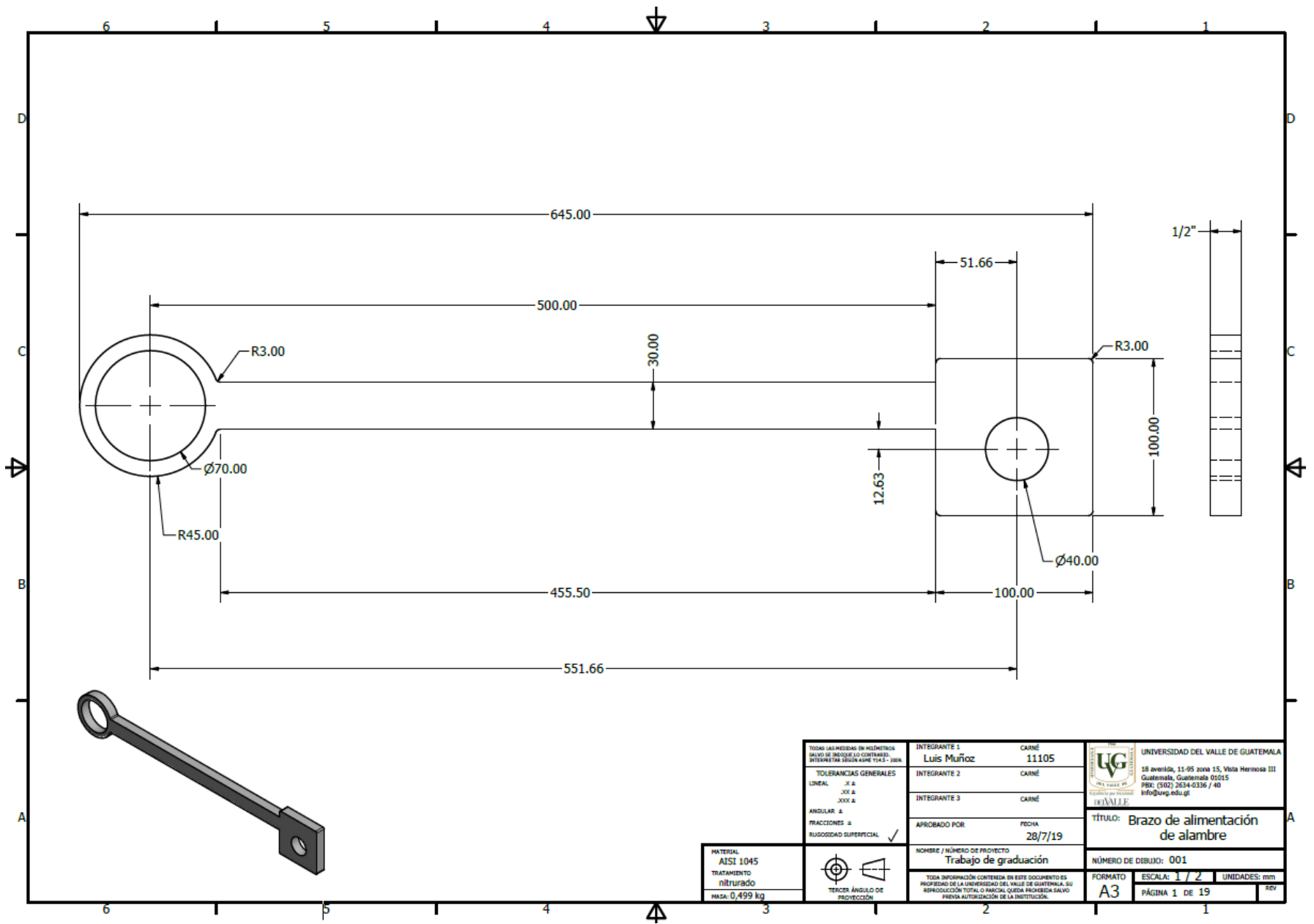


For bearing information see page 42.

Shaft size d <sub>a</sub>	Unit designation	E min.	E max.	A	B	C	D	H	K	L	Bolt dia	Insert bearing designation	Dynamic capacity C	Mass
1/2	P2B 008-TF	3 1/8	4 1/8	1 3/16	5 11/32	1.268	0.469	2.219	0.626	1.079	3/16	YAR 203-008-2F	2 150	1.1
5/8	P2B 010-TF	3 7/8	4 7/8	1 1/4	5	1.339	0.531	2.531	0.720	1.220	3/16	YAR 203-010-2F	2 150	1.0
3/4	P2B 012-TF	3 7/8	4 7/8	1 1/4	5	1.339	0.531	2.531	0.720	1.220	3/16	YAR 204-012-2F	2 850	1.3
7/8	P2B 014-TF	3 7/8	4 7/8	1 1/4	5	1.339	0.531	2.531	0.720	1.220	3/16	YAR 205-014-2F	3 150	1.8
1 1/16	P2B 015-TF	3 7/8	4 7/8	1 1/4	5	1.339	0.531	2.531	0.720	1.220	3/16	YAR 205-015-2F	3 150	1.7
1	P2B 100-TF	3 7/8	4 7/8	1 1/4	5	1.339	0.531	2.531	0.720	1.220	3/16	YAR 205-100-2F	3 150	1.7
1 1/8	P2B 102-TF	4 3/8	5 3/8	1 11/16	6 1/2	1.756	0.656	3.281	0.874	1.500	1/2	YAR 206-102-2F	4 380	2.8
1 1/4	P2B 103-TF	4 3/8	5 3/8	1 11/16	6 1/2	1.756	0.656	3.281	0.874	1.500	1/2	YAR 206-103-2F	4 380	2.6
1 1/4	P2B 104S-TF	4 3/8	5 3/8	1 11/16	6 1/2	1.756	0.656	3.281	0.874	1.500	1/2	YAR 206-104-2F	4 380	2.6
1 1/4	P2B 30M-TF	4 3/8	5 3/8	1 11/16	6 1/2	1.756	0.656	3.281	0.874	1.500	1/2	YAR 206-2F	4 380	2.6
1 1/4	P2B 104-TF	4 3/8	5 3/8	1 11/16	6 1/2	1.756	0.656	3.281	0.874	1.500	1/2	YAR 207-104-2F	5 730	3.4
1 3/8	P2B 106-TF	4 11/16	5 11/16	1 7/8	6 9/16	1.803	0.719	3.687	1.000	1.689	1/2	YAR 207-106-2F	5 730	3.3
1 7/16	P2B 107-TF	4 11/16	5 11/16	1 7/8	6 9/16	1.803	0.719	3.687	1.000	1.689	1/2	YAR 207-107-2F	5 730	3.3
1 7/16	P2B 35M-TF	4 11/16	5 11/16	1 7/8	6 9/16	1.803	0.719	3.687	1.000	1.689	1/2	YAR 207-2F	5 730	3.3
1 7/16	P2BM 107-TF	5 3/32	5 23/32	2 1/8	7 1/4	1.921	0.813	4.094	1.189	1.937	3/2	YAR 208-107-2F	6 900	4.7
1 1/2	P2B 108-TF	5 3/32	5 23/32	2 1/8	7 1/4	1.921	0.813	4.094	1.189	1.937	3/2	YAR 208-108-2F	6 900	4.6
1 1/2	P2B 40M-TF	5 3/32	5 23/32	2 1/8	7 1/4	1.921	0.813	4.094	1.189	1.937	3/2	YAR 208-2F	6 900	4.5
1 5/8	P2B 110-TF	5 7/16	6 7/16	2 1/8	7 11/16	2.016	0.750	4.250	1.189	1.937	3/2	YAR 209-110-2F	7 460	5.2
1 11/16	P2B 111-TF	5 7/16	6 7/16	2 1/8	7 11/16	2.016	0.750	4.250	1.189	1.937	3/2	YAR 209-111-2F	7 460	5.1
1 3/4	P2B 112-TF	5 7/16	6 7/16	2 1/8	7 11/16	2.016	0.750	4.250	1.189	1.937	3/2	YAR 209-112-2F	7 460	5.0
1 3/4	P2B 45M-TF	5 7/16	6 7/16	2 1/8	7 11/16	2.016	0.750	4.250	1.189	1.937	3/2	YAR 209-2F	7 460	5.0
1 11/16	P2BM 111-TF	6	6 1/2	2 1/4	8 1/8	2.189	0.750	4.563	1.283	2.031	5/8	YAR 210-111-2F	7 890	6.4
1 3/4	P2BM 112-TF	6	6 1/2	2 1/4	8 1/8	2.189	0.750	4.563	1.283	2.031	5/8	YAR 210-112-2F	7 890	6.0
1 11/16	P2B 115-TF	6	6 1/2	2 1/4	8 1/8	2.189	0.750	4.563	1.283	2.031	5/8	YAR 210-115-2F	7 890	6.0
1 11/16	P2B 50M-TF	6	6 1/2	2 1/4	8 1/8	2.189	0.750	4.563	1.283	2.031	5/8	YAR 210-2F	7 890	5.8
1 11/16	P2BM 115-TF	6 15/32	6 21/32	2 1/2	8 5/8	2.319	0.875	4.969	1.315	2.189	5/8	YAR 211-115-2F	9 800	7.9
2	P2B 200-TF	6 15/32	6 21/32	2 1/2	8 5/8	2.319	0.875	4.969	1.315	2.189	5/8	YAR 211-200-2F	9 800	8.2
2 1/16	P2B 203-TF	6 15/32	6 21/32	2 1/2	8 5/8	2.319	0.875	4.969	1.315	2.189	5/8	YAR 211-203-2F	9 800	7.7
2 3/16	P2BM 203-TF	6 7/8	7 3/8	2 3/4	9 7/16	2.425	0.875	5.563	1.563	2.563	5/8	YAR 212-203-2F	11 840	10.5
2 1/4	P2B 204-TF	6 7/8	7 3/8	2 3/4	9 7/16	2.425	0.875	5.563	1.563	2.563	5/8	YAR 212-204-2F	11 840	10.4
2 7/16	P2B 207-TF	6 7/8	7 3/8	2 3/4	9 7/16	2.425	0.875	5.563	1.563	2.563	5/8	YAR 212-207-2F	11 840	9.8
2 7/16	P2B 60M-TF	6 7/8	7 3/8	2 3/4	9 7/16	2.425	0.875	5.563	1.563	2.563	5/8	YAR 212-2F	11 840	10.0
2 1/2	P2B 208-TF	7 9/16	8 7/16	3	10 7/16	2.831	1.000	6.047	1.689	2.689	3/4	YAR 213-208-2F	12 850	14.0
2 11/16	P2B 211-TF	7 9/16	8 7/16	3	10 7/16	2.831	1.000	6.047	1.689	2.689	3/4	YAR 213-211-2F	12 850	13.5
2 11/16	P2B 65M-TF	7 9/16	8 7/16	3	10 7/16	2.831	1.000	6.047	1.689	2.689	3/4	YAR 213-2F	12 850	13.9
2 7/16	P2BM 207-TF	7 27/32	8 23/32	3	10 15/32	2.839	1.109	6.142	1.563	2.752	3/4	YAR 214-207-2F	14 020	15.5
2 3/4	P2B 212-TF	8 3/32	8 23/32	3 1/4	10 11/16	2.874	1.000	6.625	1.823	2.886	3/4	YAR 215-212-2F	14 900	17.5
2 11/16	P2B 215-TF	8 3/32	8 23/32	3 1/4	10 11/16	2.874	1.000	6.625	1.823	2.886	3/4	YAR 215-215-2F	14 900	16.9
2 11/16	P2BM 215-TF	8 1/2	9 3/4	3.5	11 1/2	3.063	1.344	6.937	1.874	3.063	3/4	YAR 216-215-2F	16 360	21.2
3	P2BM 300-TF	8 1/2	9 3/4	3.5	11 1/2	3.063	1.344	6.937	1.874	3.063	3/4	YAR 216-300-2F	16 360	20.9

Consult SKF USA Inc. prior to design change or order placement.

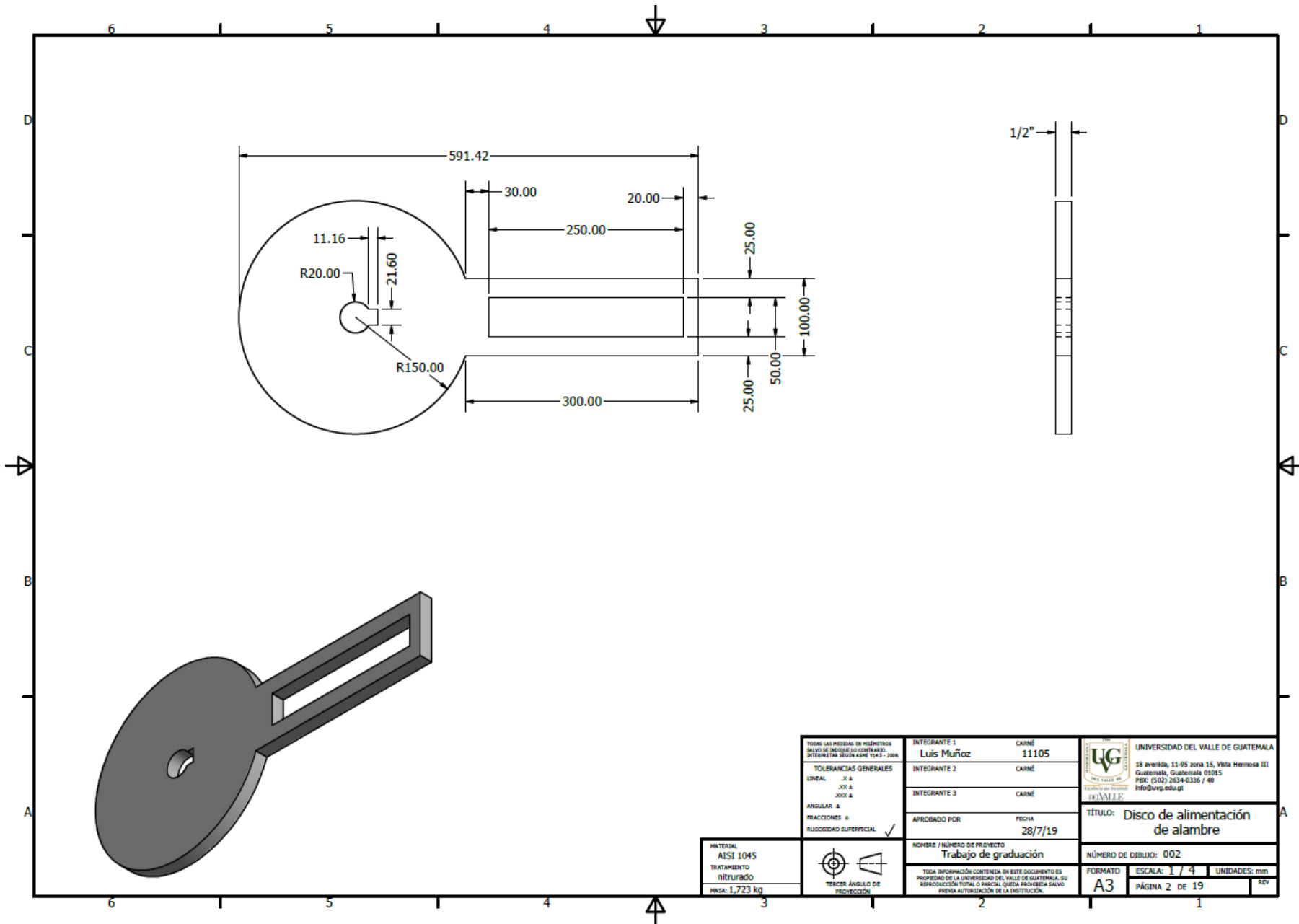
A continuación, se anexan los planos del mecanismo diseñado utilizando Autodesk Inventor.



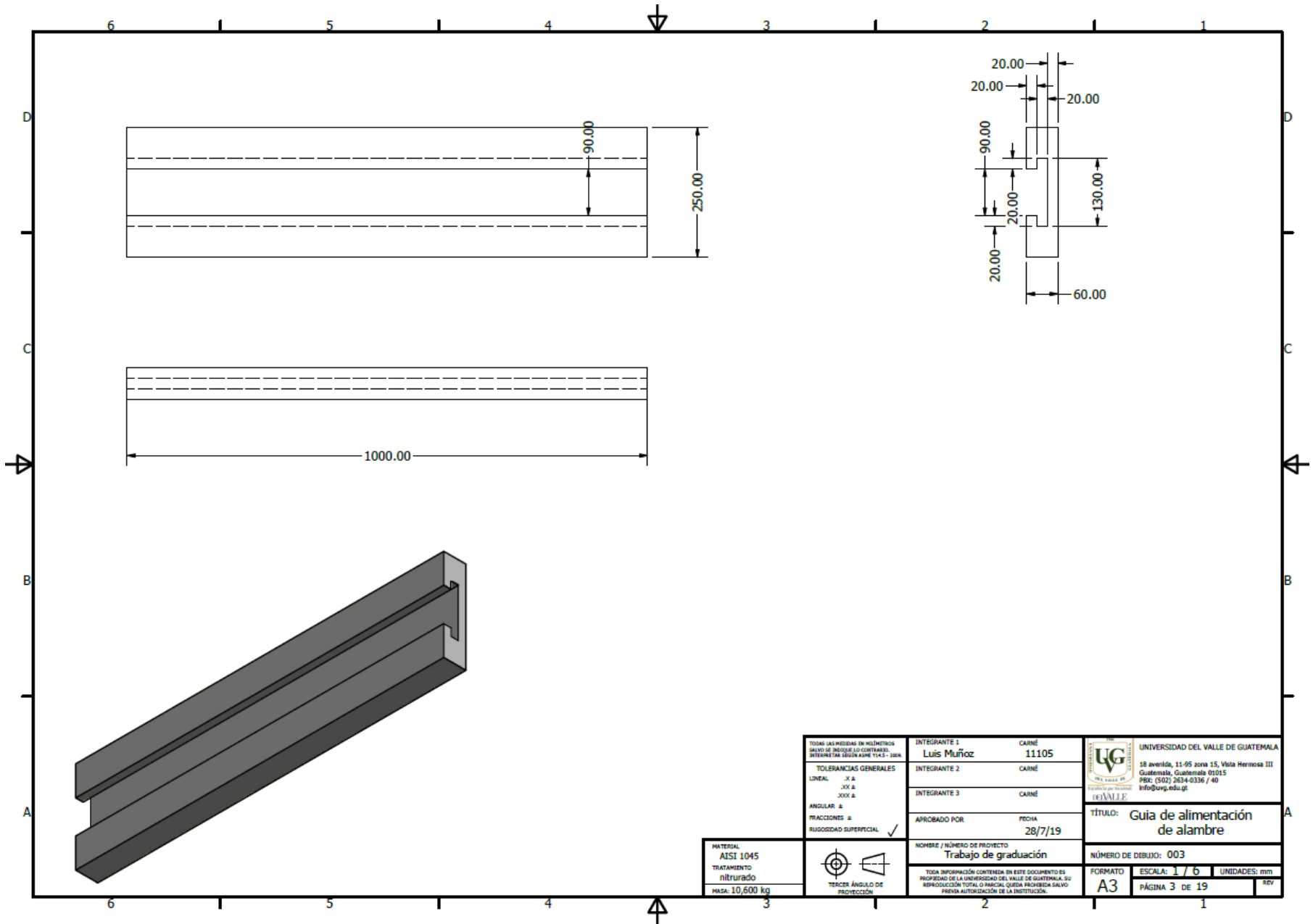
<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SUNO SE INDICAR LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5-2018.</p> <p><b>TOLERANCIAS GENERALES</b></p> <p>LINEAL .X ± .2X ± .000 ±</p> <p>ANGULAR ±</p> <p>FRACCIONES ±</p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓</p>	INTEGRANTE 1	CARNE	<p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</p> <p>18 avenida, 11-05 Zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 P&amp;C: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt</p>
	Luis Muñoz	11105	
	INTEGRANTE 2	CARNE	
	INTEGRANTE 3	CARNE	
	APROBADO POR	FECHA	TÍTULO:
		28/7/19	<b>Brazo de alimentación de alambre</b>
	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO		NÚMERO DE DIBUJO: 001
	Trabajo de graduación		
	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PERMISO AUTORIZADO DE LA INSTITUCIÓN.		FORMATO
			A3
			ESCALA: 1 / 2 UNIDADES: mm
			PÁGINA 1 DE 19

MATERIAL	AISI 1045
TRATAMIENTO	nitrurado
MASA	0,499 kg





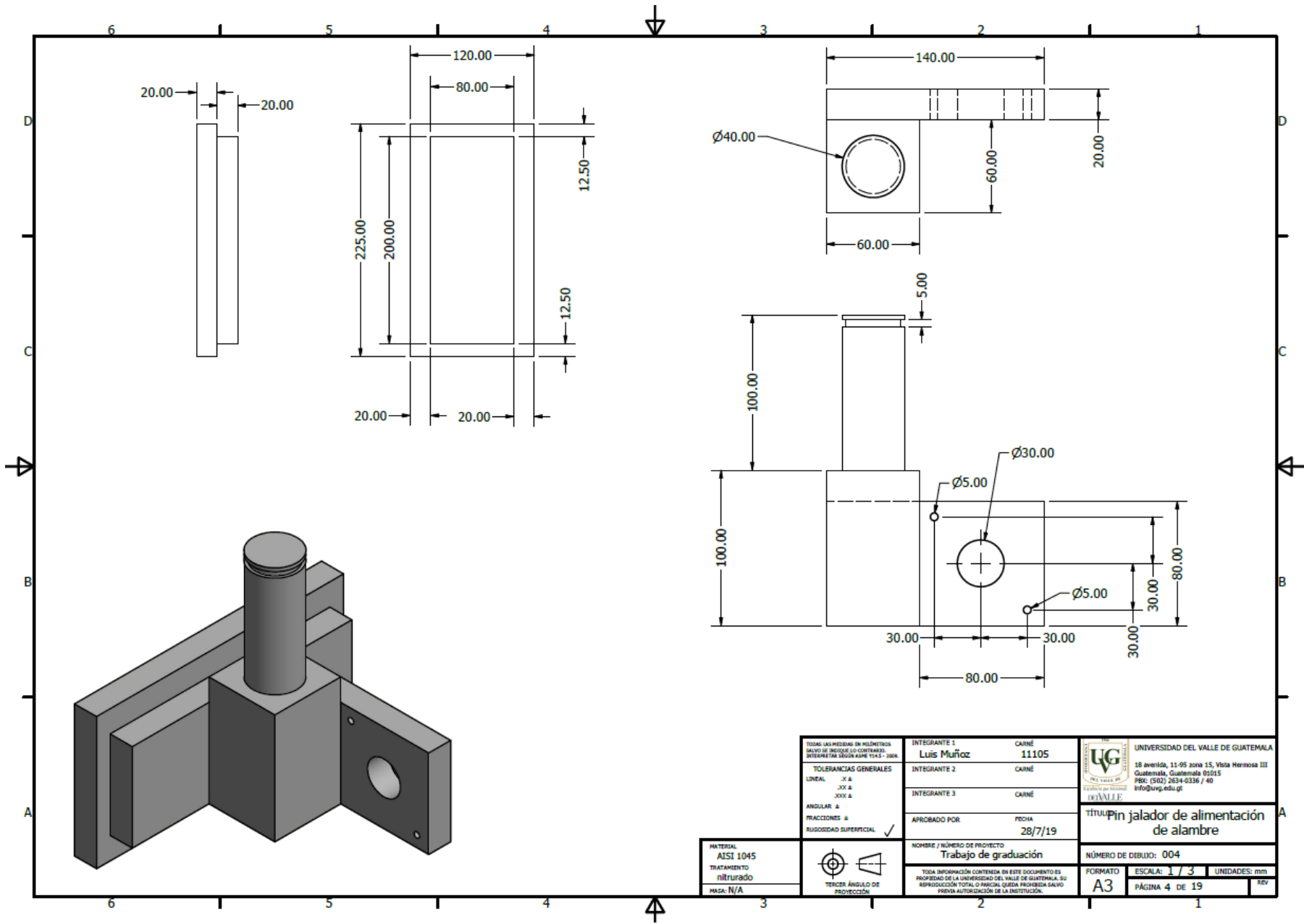
<small>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y/ O ISO.</small>		<b>INTEGRANTE 1</b> CAINE <b>Luis Muñoz</b> 11105		UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2554-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
<b>TOLERANCIAS GENERALES</b> LINEAL    J1 & J2 & J3 & ANGULAR    & FRACCIONES    & BRUSQUEDAD SUPERFICIAL    ✓		<b>INTEGRANTE 2</b> CAINE		
		<b>INTEGRANTE 3</b> CAINE		
<b>MATERIAL</b> AISI 1045 TRATAMIENTO nitrurado MASA: 1,723 KG		<b>APROBADO POR</b> FECHA 28/7/19		<b>título:</b> Disco de alimentación de alambre
TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN		<b>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO</b> Trabajo de graduación		<b>NÚMERO DE DIBUJO:</b> 002
<small>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PERMISO AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</small>		<b>FORMATO</b> ESCALA: 1 / 4    UNIDADES: mm A3            PÁGINA 2 DE 19    REV		



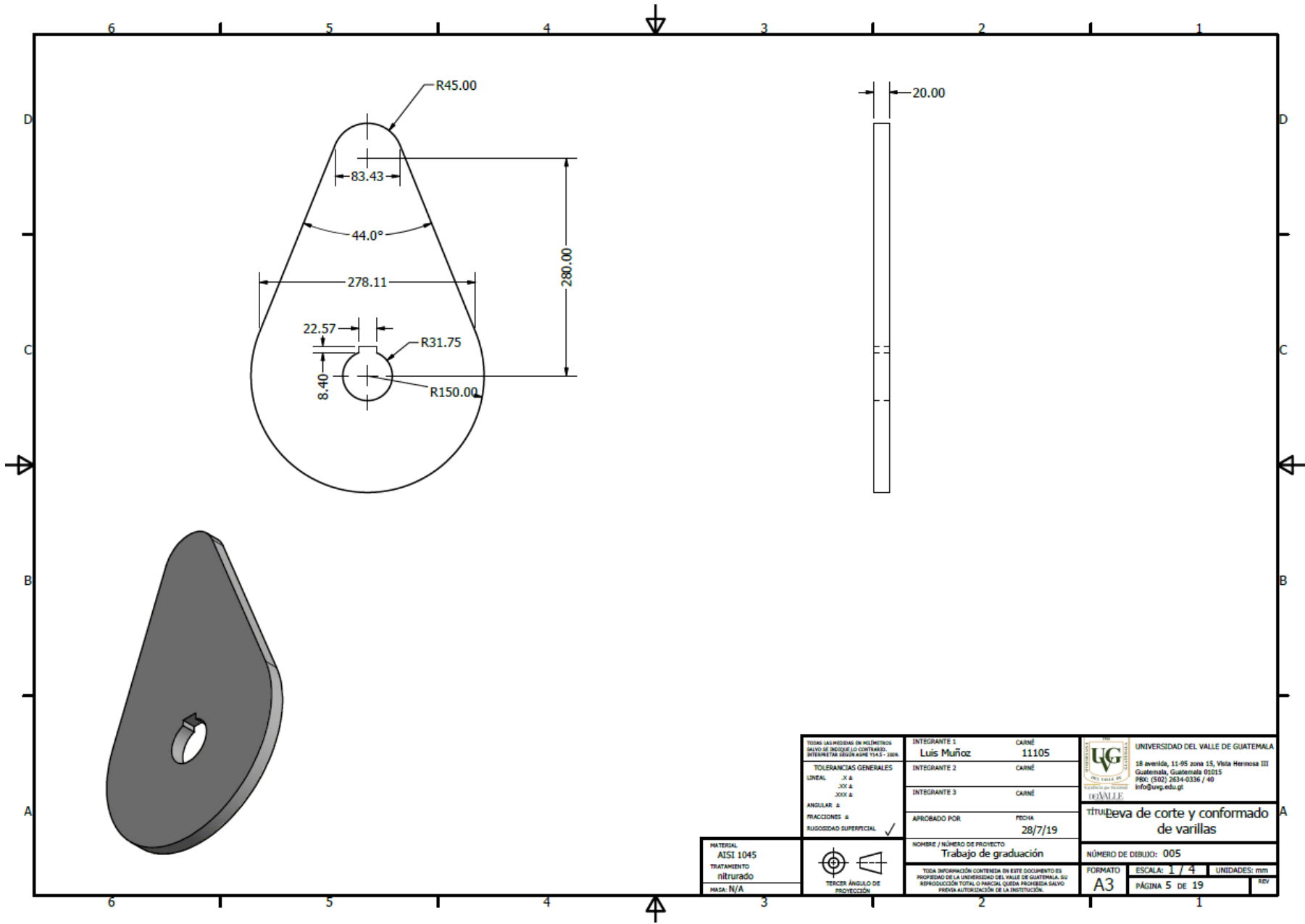
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & FRACCIONES: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓	INTEGRANTE 1	CARNÉ	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PISO: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
	Luis Muñoz	11105	
	INTEGRANTE 2	CARNÉ	
	INTEGRANTE 3	CARNÉ	
	APROBADO POR	FECHA	TÍTULO:
		28/7/19	Guía de alimentación de alambre
	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO		NÚMERO DE DIBUJO: 003
	Trabajo de graduación		
	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		FORMATO: A3 ESCALA: 1 / 6 UNIDADES: mm PÁGINA 3 DE 19 REV

MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO <b>nitrado</b> MASA: 10,600 kg
--





TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. REFERENCIA: ANEXO 1 Y 2 - 2004		INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b>	CARNÉ <b>11105</b>	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PISO: (502) 2534-4336 / 40 info@uvg.edu.gt
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & FRACCIONES: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓		INTEGRANTE 2 CARNÉ	INTEGRANTE 3 CARNÉ	
MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO <b>nitrurado</b> MASA: N/A		APROBADO POR 	FECHA <b>28/7/19</b>	
 TERCER ANGULO DE PROYECCIÓN		NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b>		TÍTULO <b>Pin jalador de alimentación de alambre</b>
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		NÚMERO DE DIBUJO: <b>004</b>	FORMATO <b>A3</b>	ESCALA: <b>1 / 3</b>
				UNIDADES: mm PÁGINA 4 DE 19

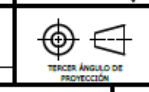


TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SINLO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERFERENCIA: SEGUN ASME Y14.5 - 2004	
TOLERANCIAS GENERALES	
LINZAL:	.X & .XX & .XXX &
ANGULAR &	
FRACCIONES &	
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	✓

INTEGRANTE 1	CARNÉ
Luis Muñoz	11105
INTEGRANTE 2	CARNÉ
INTEGRANTE 3	CARNÉ
APROBADO POR	FECHA
	28/7/19

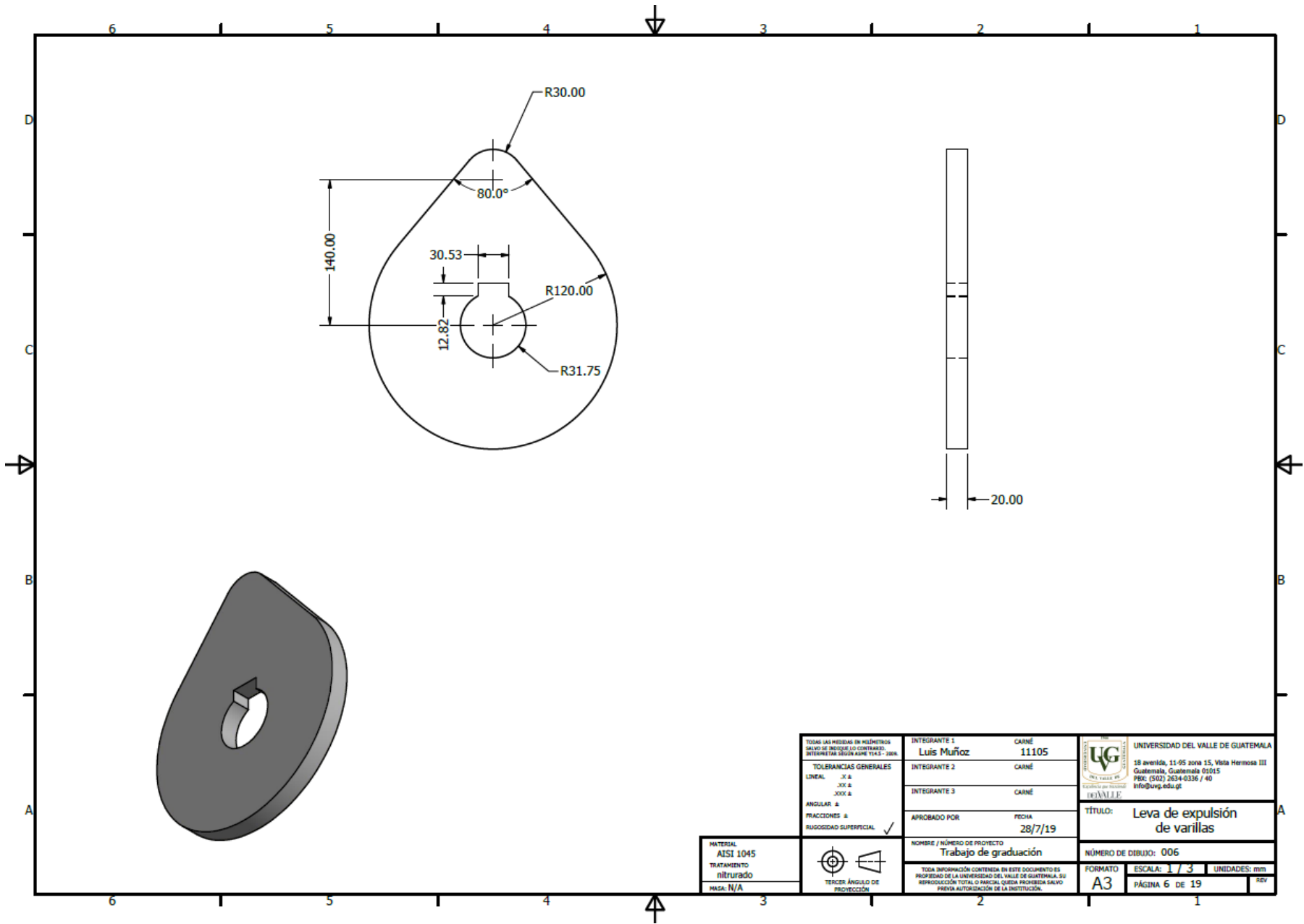
	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
	18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 P.O. BOX 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
<b>Titulo</b> <b>Eva de corte y conformado de varillas</b>	
NÚMERO DE DIBUJO: 005	

MATERIAL	AISI 1045
TRATAMIENTO	nitrurado
MAISA	N/A



NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO	
Trabajo de graduación	
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.	

FORMATO	ESCALA: 1 / 4	UNIDADES: mm
A3	PÁGINA 5 DE 19	REV



TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS  
SINNO SE INDICAN LO CONTRARIO.  
REFERENCIA SEGUN ASME Y14.5 - 2004.

TOLERANCIAS GENERALES	
LINEAL:	.X &
	.XX &
	.XXX &
ANGULAR: &	
FRACCIONES: &	
BRUSQUEDAD SUPERFICIAL:	✓

INTEGRANTE 1	CARNÉ
Luis Muñoz	11105
INTEGRANTE 2	CARNÉ
INTEGRANTE 3	CARNÉ
APROBADO POR	FECHA
	28/7/19

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
18 avenida, 11-05 zona 15, Vista Hermosa III  
Guatemala, Guatemala 01015  
PAB: (502) 2534-4336 / 40  
info@uvg.edu.gt

TÍTULO: **Leva de expulsión de varillas**

MATERIAL	AISI 1045
TRATAMIENTO	nitrurado
MAQUINA	N/A

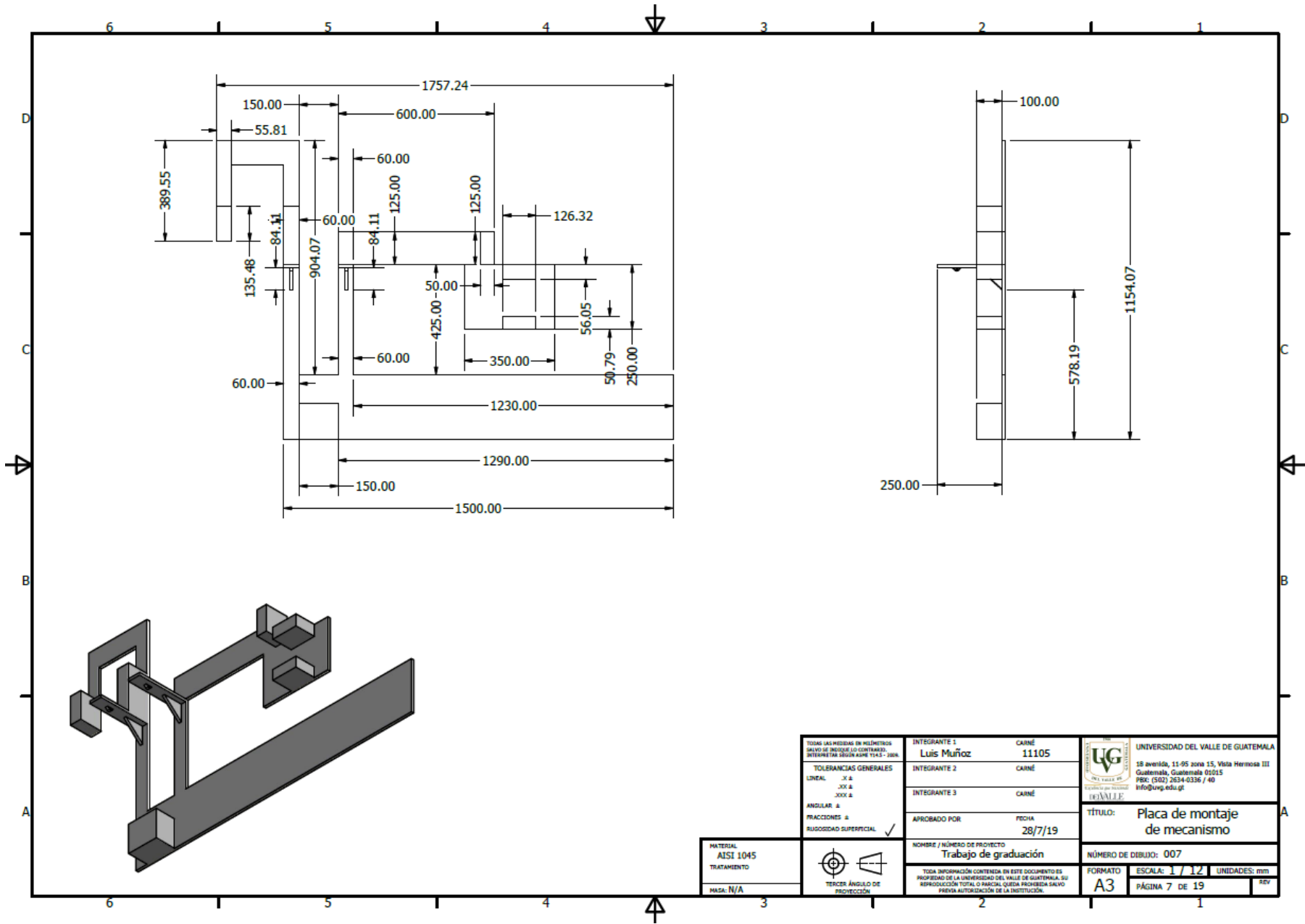



NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO  
**Trabajo de graduación**

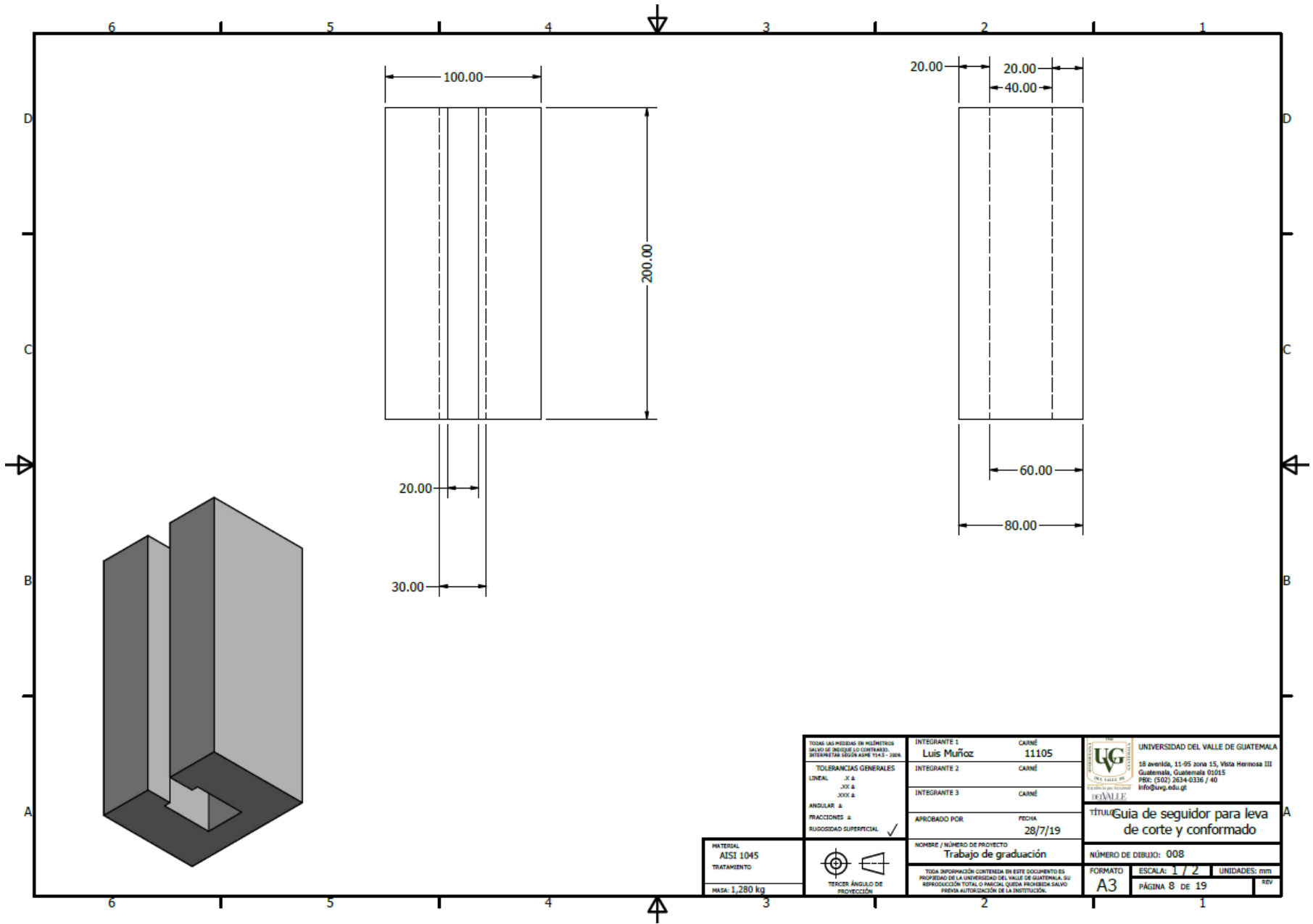
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SIN LA PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

NÚMERO DE DIBUJO: 006	FORMATO	ESCALA: 1 / 3	UNIDADES: mm
	A3	PÁGINA 6 DE 19	REV

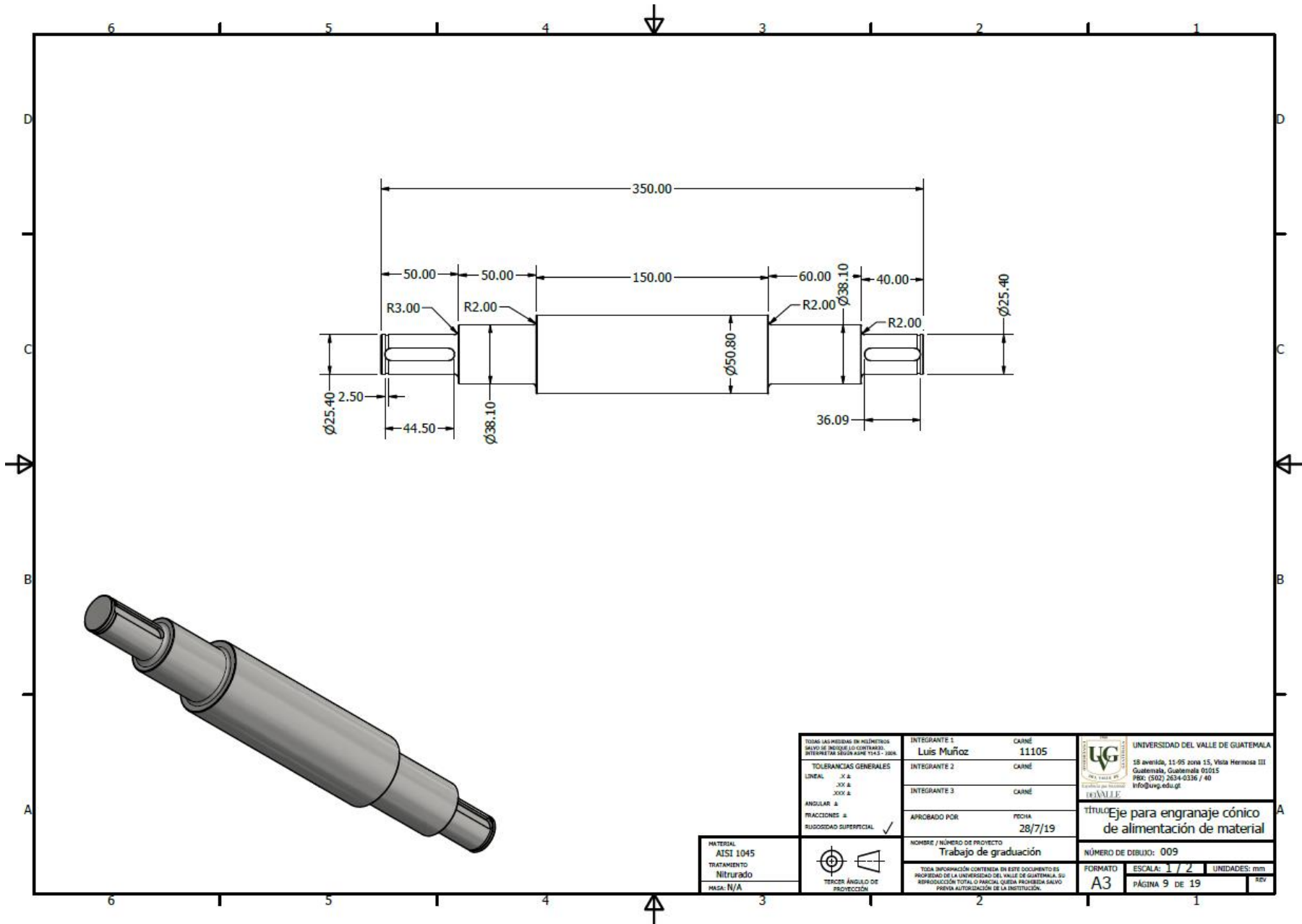




TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & FRACCIONES: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓	INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b>	CARNÉ <b>11105</b>	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-05 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PISO: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
	INTEGRANTE 2	CARNÉ	
	INTEGRANTE 3	CARNÉ	
	APROBADO POR	FECHA	
MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO N/A	 TERCER ANGULO DE PROYECCIÓN	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b>	TÍTULO: <b>Placa de montaje de mecanismo</b>
TODA LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		NÚMERO DE DIBUJO: 007	
		FORMATO <b>A3</b>	ESCALA: 1 / 12 UNIDADES: mm PÁGINA 7 DE 19



TOMAR LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERNETAL SEGUN ASME Y4.5 - 2004.		INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b>	CARNÉ <b>11105</b>	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PISO: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
<b>TOLERANCIAS GENERALES</b> LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & RAZONES & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓		INTEGRANTE 2 CARNÉ	INTEGRANTE 3 CARNÉ	
MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO		APROBADO POR	FECHA <b>28/7/19</b>	
MASA: 1,280 kg		NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b>		
 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN		NÚMERO DE DIBUJO: <b>008</b>		TÍTULO: <b>Guía de seguidor para leva de corte y conformado</b>
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		FORMATO <b>A3</b>	ESCALA: <b>1 / 2</b>	UNIDADES: mm PÁGINA 8 DE 19

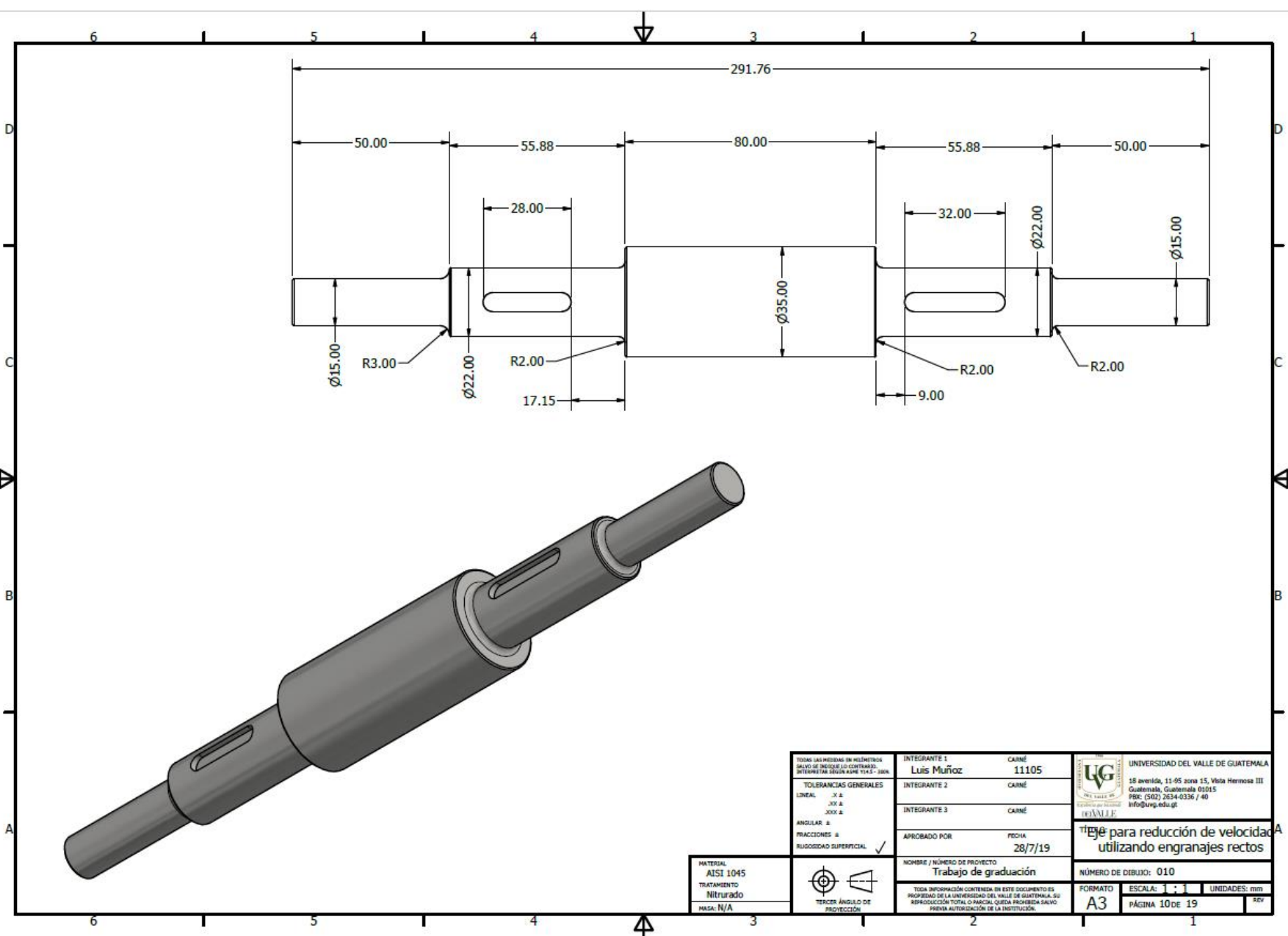


TOLERANCIAS GENERALES LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓	INTEGRANTE 1	CARNE	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 02015 PISO: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
	Luis Muñoz	11105	
	INTEGRANTE 2	CARNE	
	INTEGRANTE 3	CARNE	
	APROBADO POR	FECHA	
		28/7/19	
	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO		
	Trabajo de graduación		
	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		
	FORMATO	ESCALA: 1 / 2	UNIDADES: mm
	A3	PÁGINA 9 DE 19	REV

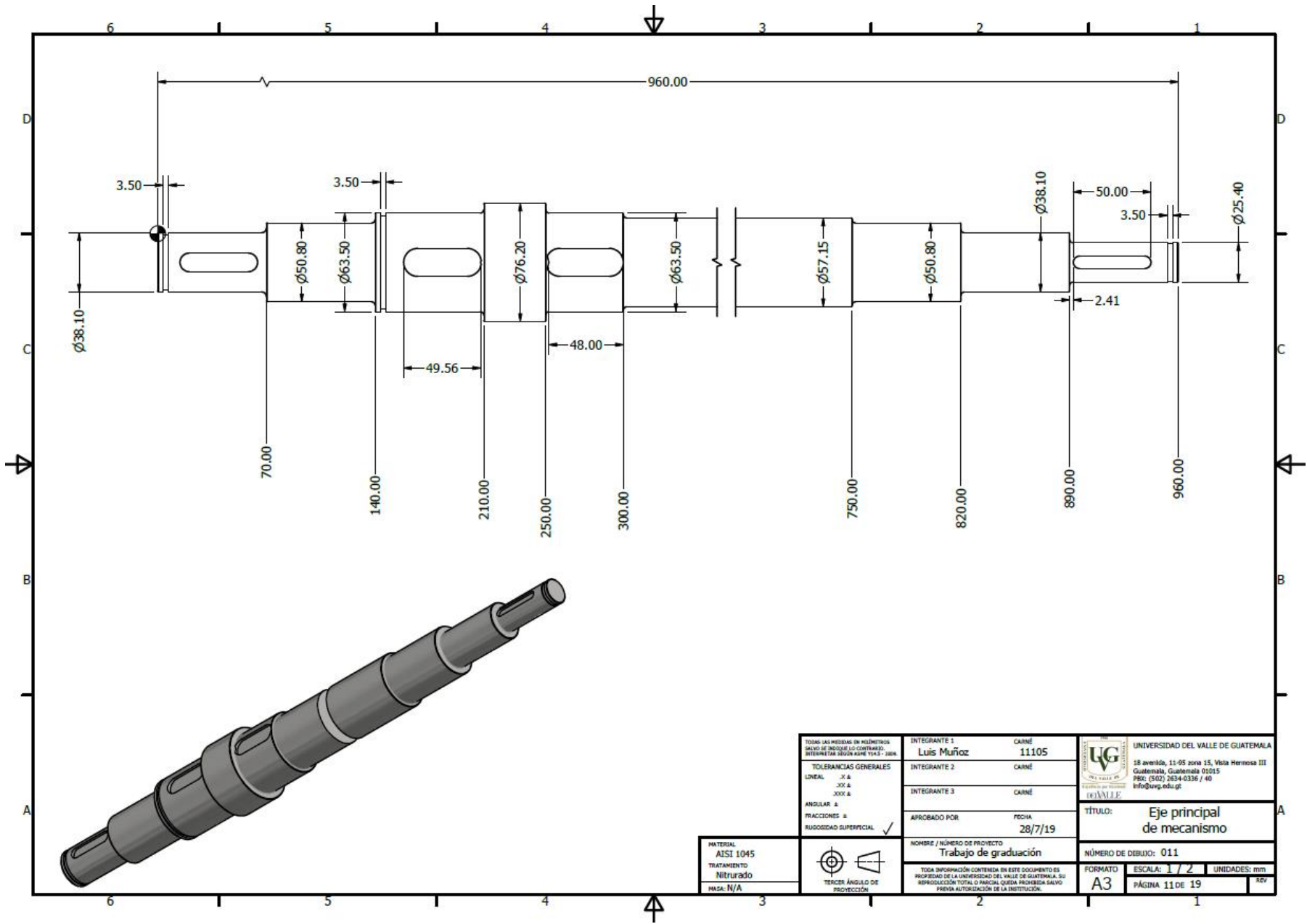
MATERIAL	AISI 1045
TRATAMIENTO	Nitrurado
MASA:	N/A



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 02015 PISO: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt	
TÍTULO: Eje para engranaje cónico de alimentación de material	
NÚMERO DE DIBUJO: 009	
FORMATO: A3	UNIDADES: mm
ESCALA: 1 / 2	PÁGINA 9 DE 19



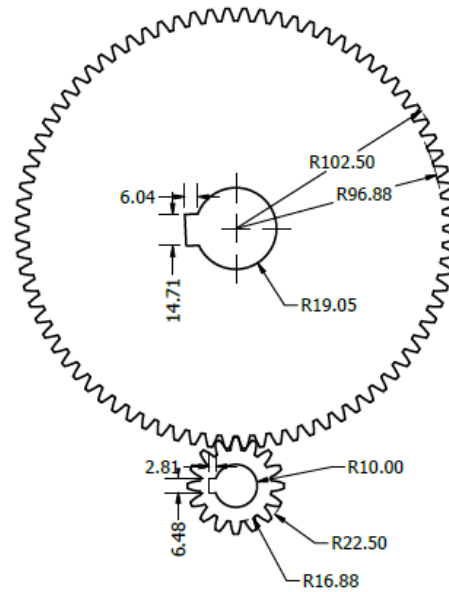
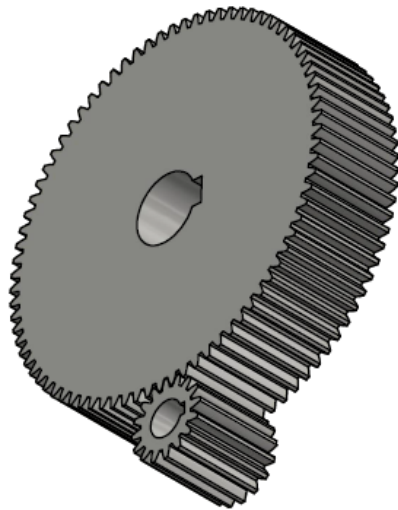
TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. REFERENCIA: NORMA ASME Y14.5 - 2018		INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b>	CARNÉ 11105	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-05 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 02015 PBX: (502) 2334-0336 / 40 info@uvg.edu.gt
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .XX ± .XXX ± ANGULAR ± TRAZACIONES ± RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓		INTEGRANTE 2 CARNÉ	INTEGRANTE 3 CARNÉ	
TRES ANGULO DE PROYECCION		APROBADO POR	FECHA 28/7/19	
MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO <b>Nitrurado</b> HAZA: N/A	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b>		NÚMERO DE DIBUJO: 010	Eje para reducción de velocidad utilizando engranajes rectos
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.			FORMATO <b>A3</b>	



TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERFERENCIAS SEGUN ASME Y14.3 - 2004.		INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b>	CARNÉ 11105
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X & .XX & .XXX & ANGULAR & TRACCIONES & RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓		INTEGRANTE 2 CARNÉ	INTEGRANTE 3 CARNÉ
MATERIAL <b>AISI 1045</b> TRATAMIENTO <b>Nitrurado</b> PESO: N/A		APROBADO POR FECHA <b>28/7/19</b>	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b>
TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN		NÚMERO DE DIBUJO: <b>011</b>	

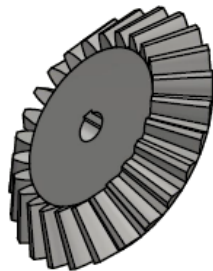
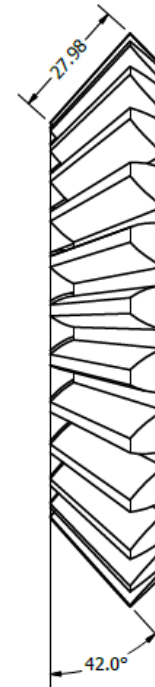
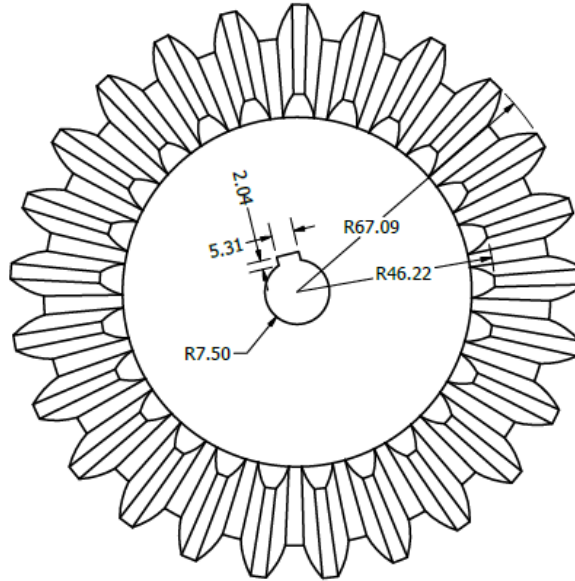
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-05 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 02015 PAGO: (502) 2634-0336 / 40 info@uvg.edu.gt	
TÍTULO: <b>Eje principal de mecanismo</b>	
FORMATO <b>A3</b>	ESCALA: <b>1 / 2</b> UNIDADES: mm PÁGINA <b>11</b> DE <b>19</b>

Módulo 2.5 mm  
 Diámetro de paso 200 mm  
 Ángulo de presión = 20°  
 Número de dientes engrane mayor = 80  
 Número de dientes piñon = 17



<small>           TOMAR LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS            SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO.            INTERNETAR SIGUIENDO TRAC-3004         </small>		<b>INTEGRANTE 1</b> <b>Luis Muñoz</b> <small>CARNÉ</small> <b>11105</b>	<b>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</b> <small>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III            Guatemala, Guatemala 01015            PBR: (502) 2634-0336 / 40            info@uvg.edu.gt</small>
<b>TOLENCIAS GENERALES</b> LINEAL: .XX & .XXX & ANGULAR: & FRACCIONES: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓		<b>INTEGRANTE 2</b> <small>CARNÉ</small>	
<b>MATERIAL</b> <b>AISI 1045</b> <b>TRATAMIENTO</b> <b>Nitrurado</b> <b>MASA: N/A</b>		<b>INTEGRANTE 3</b> <small>CARNÉ</small>	<b>TÍTULO:</b> Engranajes rectos
<b>TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN</b>		<b>APROBADO POR</b> <small>FECHA</small> <b>28/7/19</b>	
<b>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO</b> <b>Trabajo de graduación</b>		<b>NÚMERO DE DIBUJO:</b> 012	<b>FORMATO</b> A3 <b>ESCALA:</b> 1 / 2 <b>UNIDADES:</b> mm <b>PÁGINA</b> 12 DE 19
<small>           TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES            PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU            REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO            PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.         </small>			

Diámetro de paso = 127 mm  
 Número de dientes = 25  
 Ancho de cara = 27.98 mm  
 Ángulo de contacto = 20°  
 Módulo = 5.08 mm



TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS  
SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO.  
INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2004.

TOLERANCIAS GENERALES  
LINEAL .XX &  
.XX &  
.XX &  
ANGULAR &  
TRACCIONES &  
RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓

MATERIAL  
AISI 1045  
TRATAMIENTO  
Nitrurado  
FINES: N/A



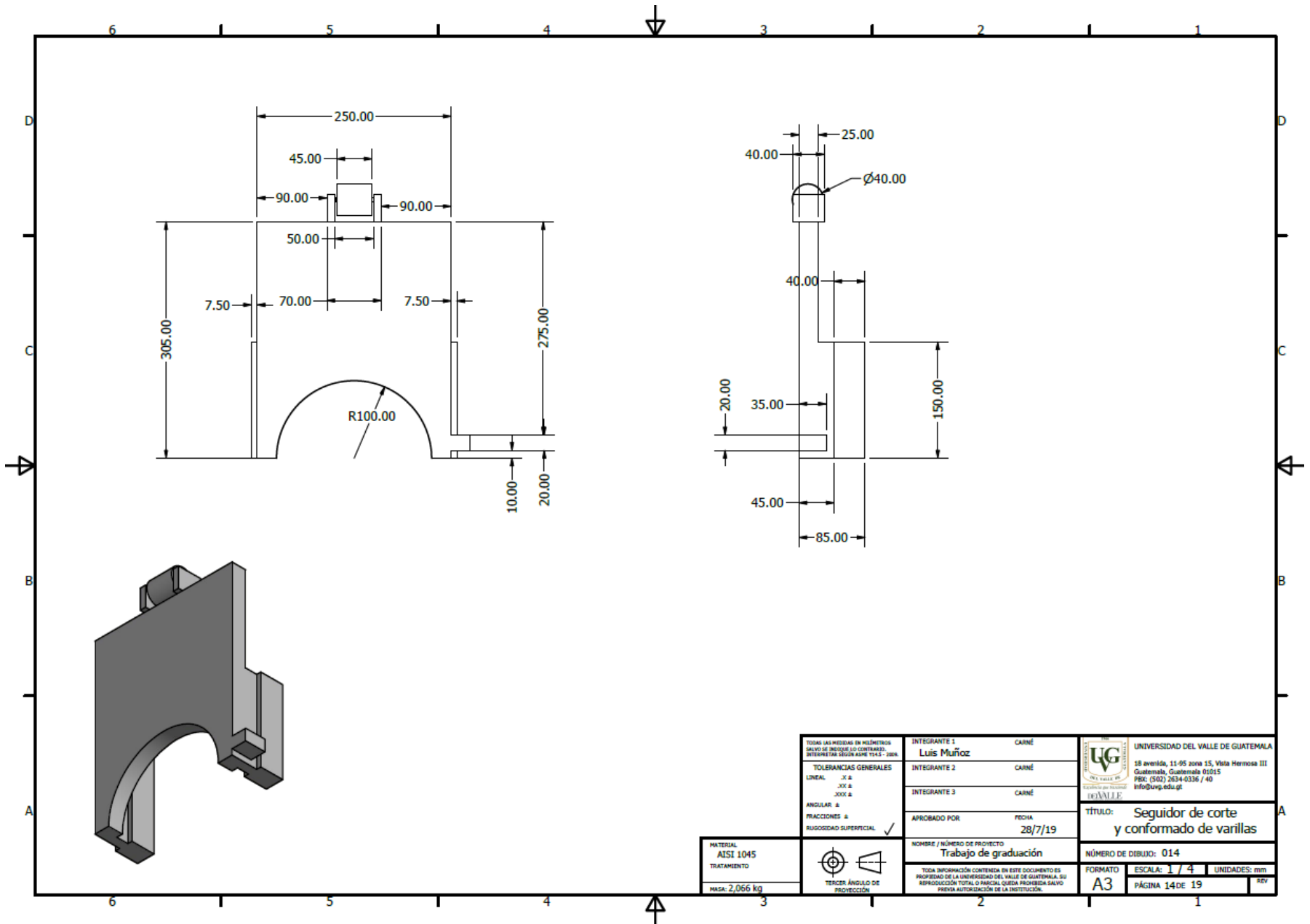
INTEGRANTE 1  
Luis Muñoz  
CARNÉ  
11105  
INTEGRANTE 2  
CARNÉ  
INTEGRANTE 3  
CARNÉ  
APROBADO POR  
FECHA  
28/7/19

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO  
Trabajo de graduación  
TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES  
PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU  
REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO  
PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

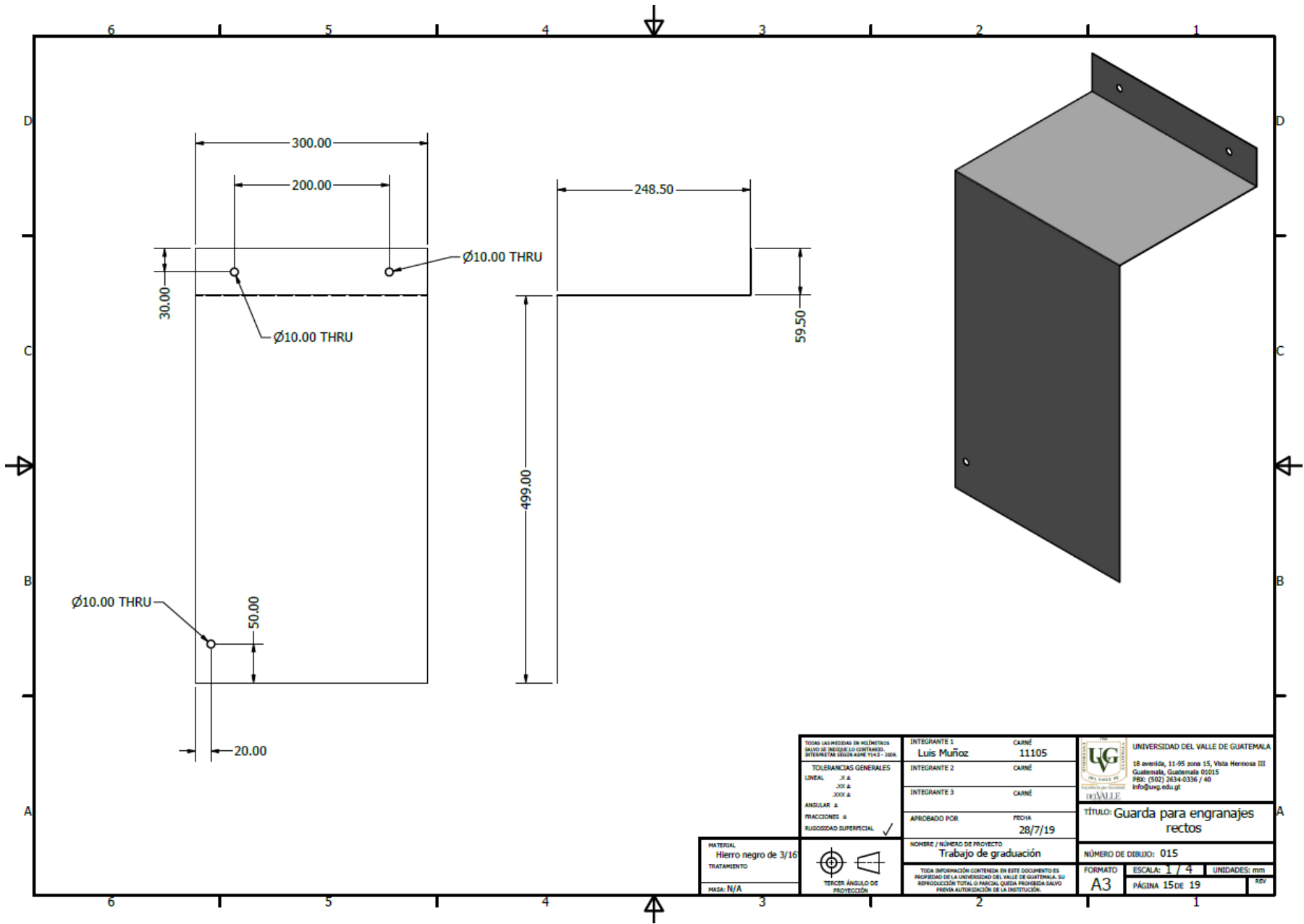
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III  
Guatemala, Guatemala 00215  
PBR: (502) 2634-0336 / 40  
info@uvg.edu.gt

TÍTULO:  
Engranaje  
cónico


NÚMERO DE DIBUJO: 013  
FORMATO  
A3  
ESCALA: 1 : 1  
UNIDADES: mm  
PÁGINA 13 DE 19  
REV







TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2004		INTEGRANTE 1	CARNÉ
TOLERANCIAS GENERALES		Luis Muñoz	11105
LINEAL	.XX ±	INTEGRANTE 2	CARNÉ
	.XX ±	INTEGRANTE 3	CARNÉ
ANGULAR	±	APROBADO POR	FECHA
FRACCIONES	±		28/7/19
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	✓	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO	
		Trabajo de graduación	


**UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA**  
 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III  
 Guatemala, Guatemala 01015  
 PSE: (502) 2634-6336 / 40  
 info@uvg.edu.gt

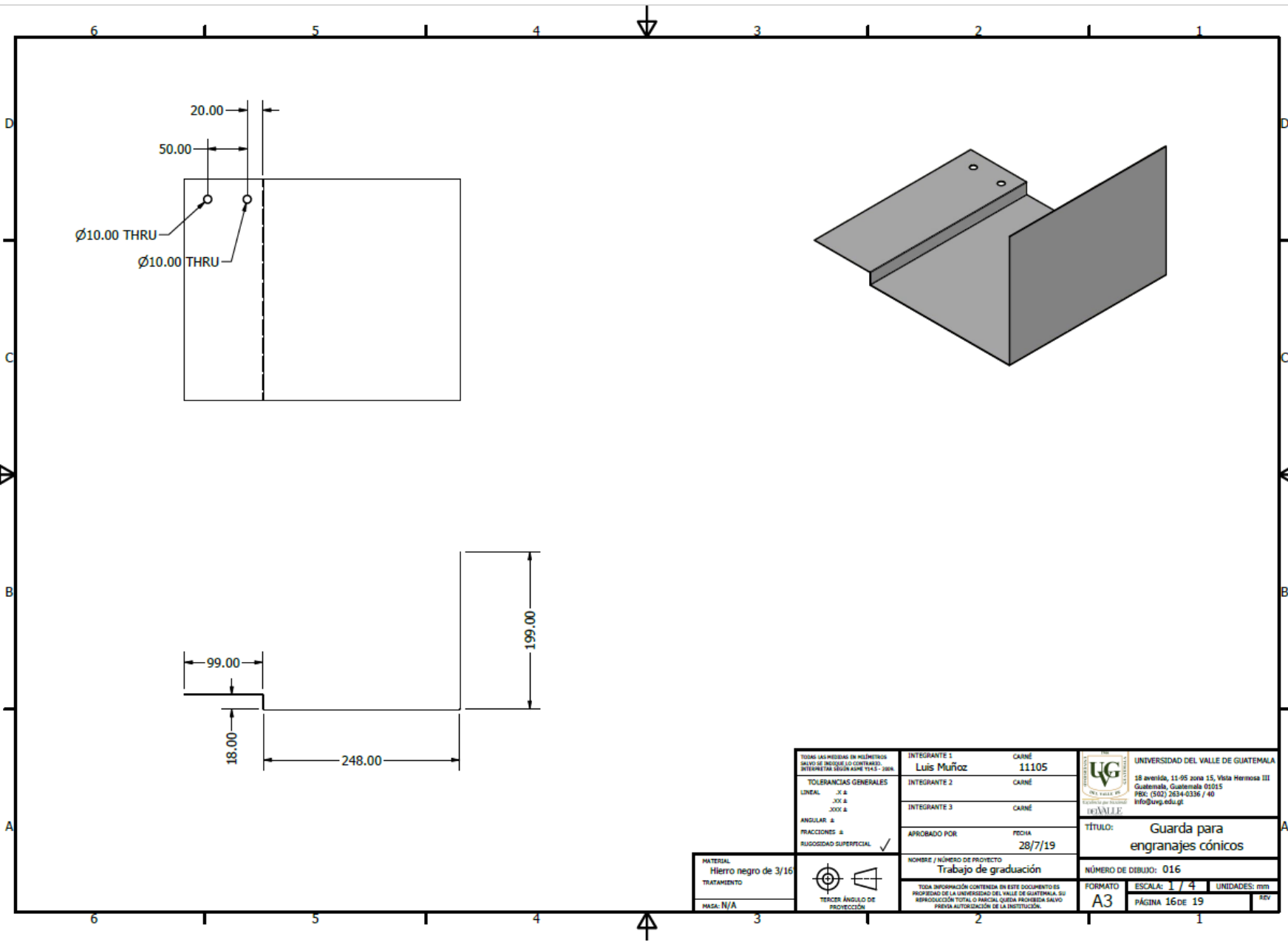
TÍTULO: Guarda para engranajes rectos

MATERIAL	Hierro negro de 3/16
TRATAMIENTO	
MSA:	N/A



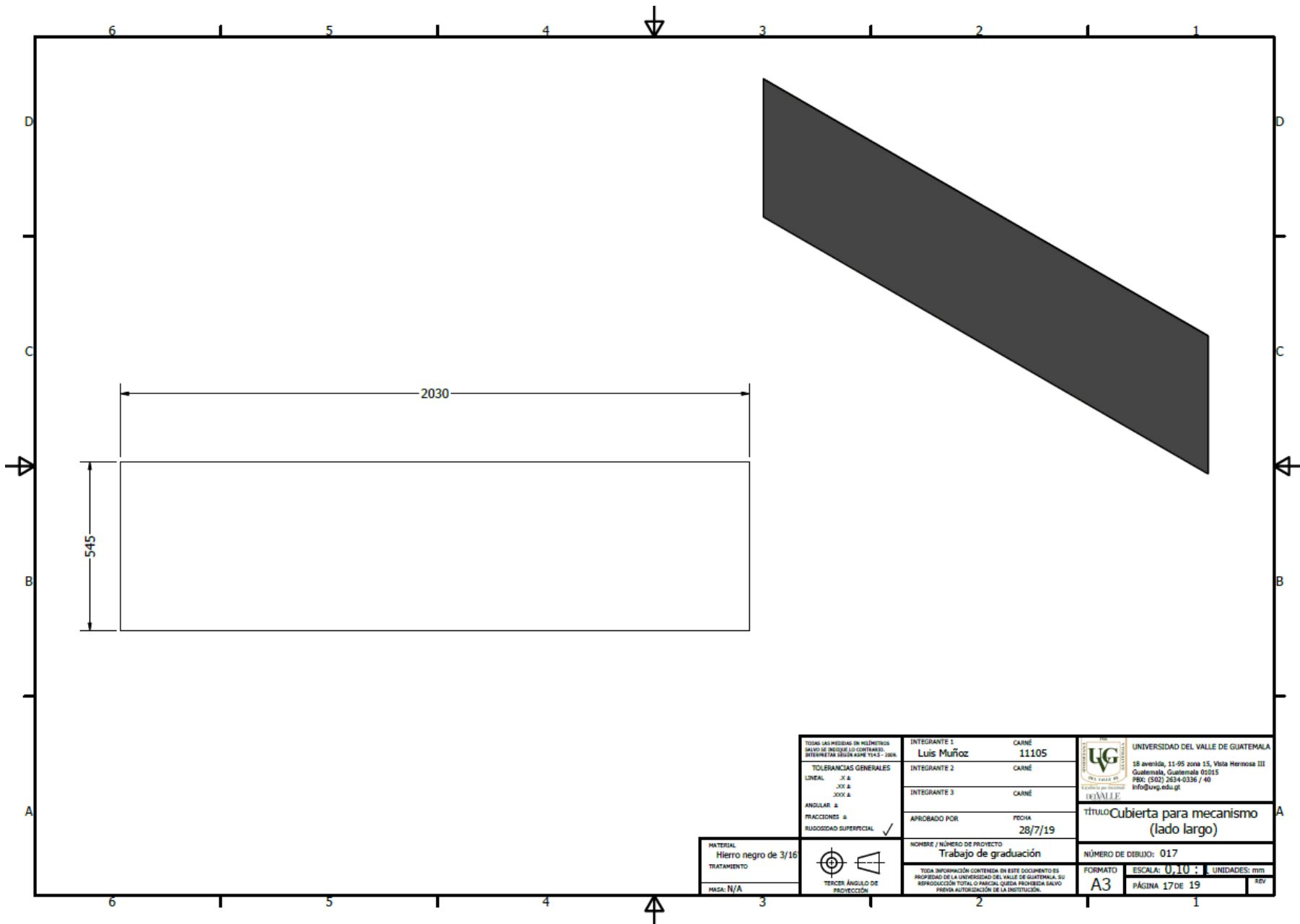
NÚMERO DE DEBLIDO: 015  
 FORMATO: A3  
 ESCALA: 1 / 4  
 UNIDADES: mm  
 PÁGINA 15 DE 19

REV	
-----	--

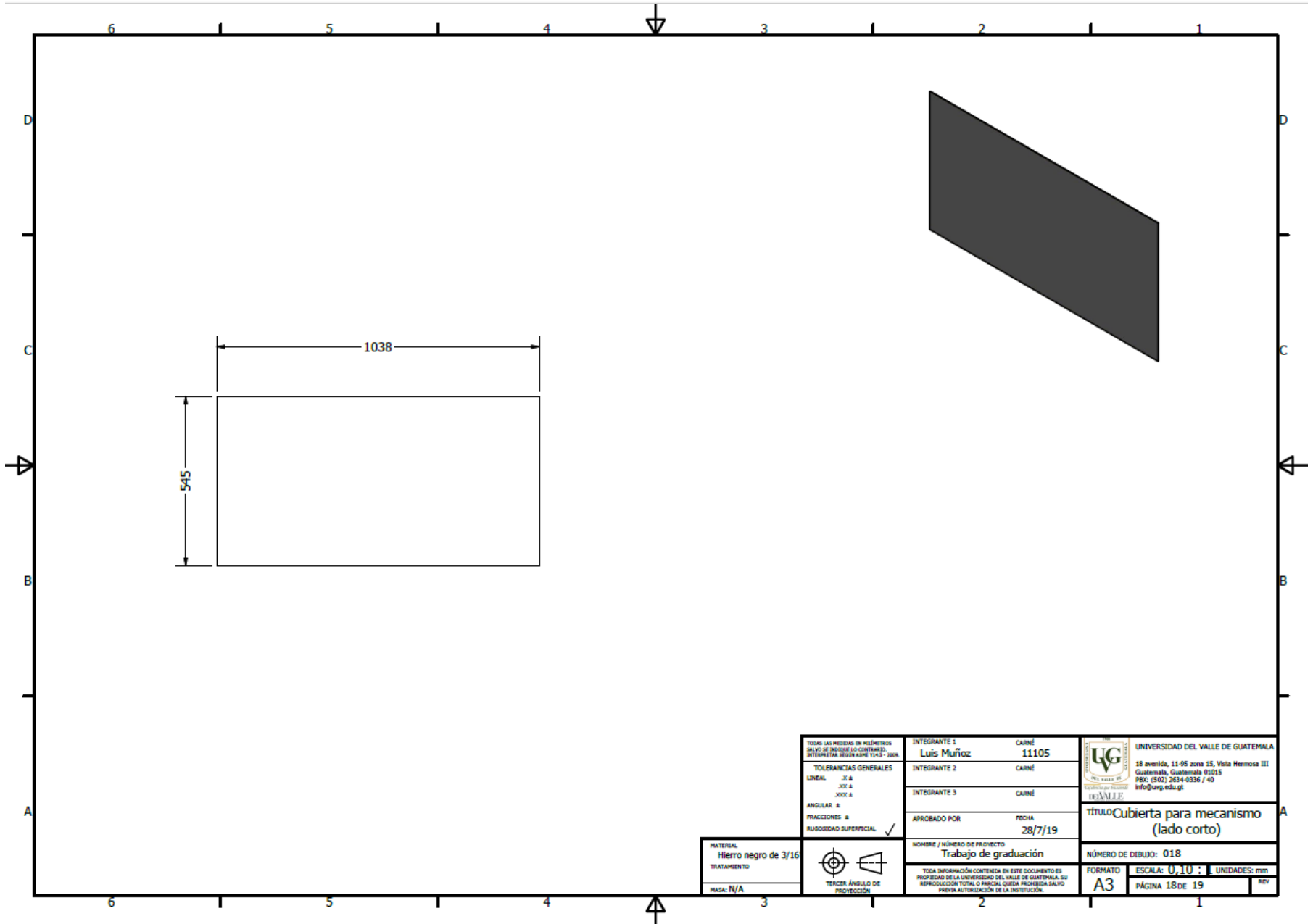


TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X & .XX & .XXX & ANGULAR & RAZONADURAS & RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	INTEGRANTE 1	CARNÉ
	Luis Muñoz	11105
	INTEGRANTE 2	CARNÉ
	INTEGRANTE 3	CARNÉ
APROBADO POR	FECHA	
	28/7/19	
MATERIAL	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO	
Hierro negro de 3/16	Trabajo de graduación	
TRATAMIENTO	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA, SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.	
MSA: N/A		

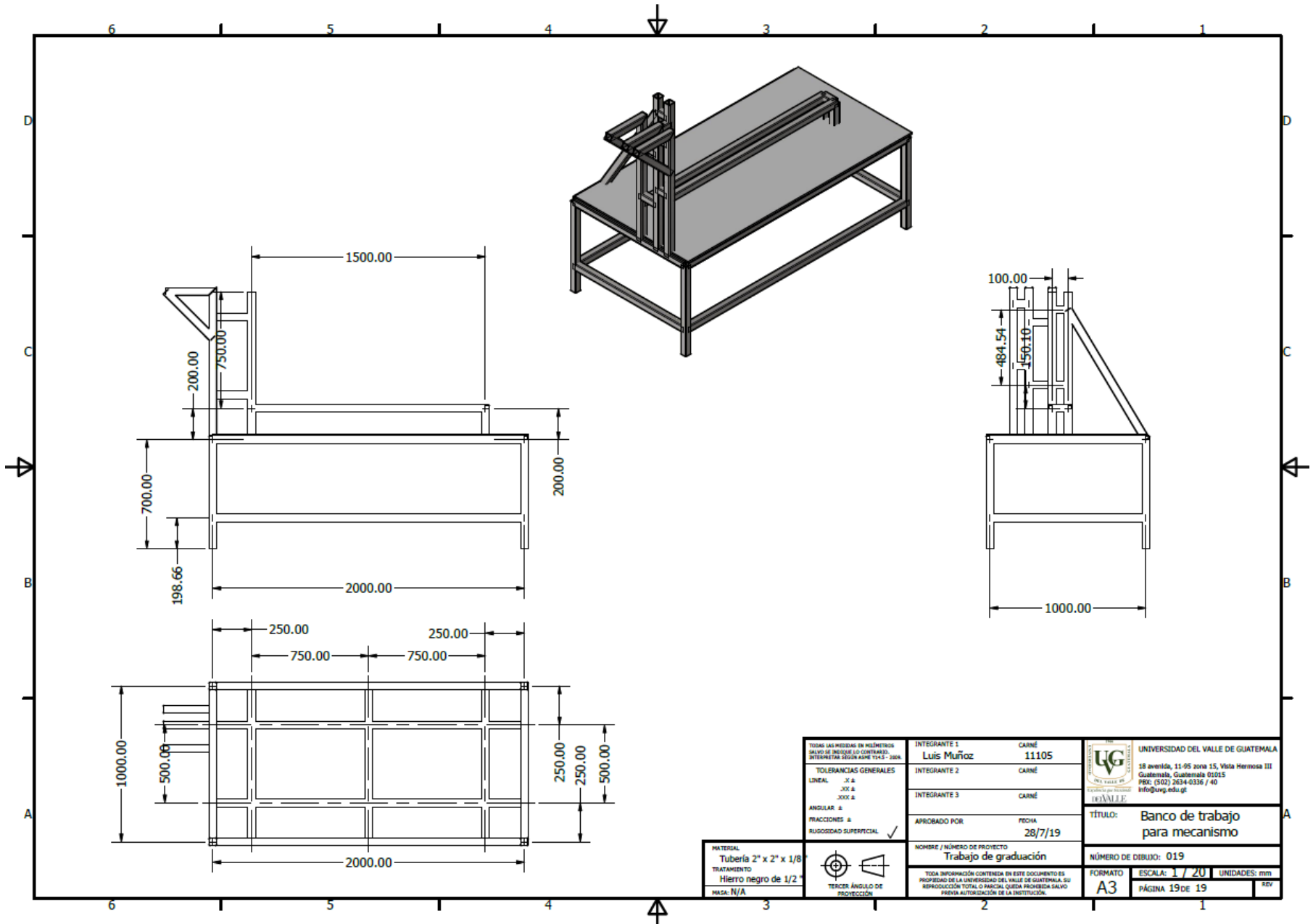
	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
	18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III
	Guatemala, Guatemala 01015 FONO: (502) 2334-0236 / 40 info@uvg.edu.gt
TÍTULO:	Guarda para engranajes cónicos
NÚMERO DE DIBUJO:	016
FORMATO	ESCALA: 1 / 4 UNIDADES: mm
A3	PÁGINA 16 DE 19



<small>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS          SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO.          REFERENCIAS SEGÚN ABE 1445 - 2004.</small>		<b>INTEGRANTE 1</b> Luis Muñoz	CARNÉ 11105
<b>TOLERANCIAS GENERALES</b> LINEAL: .X & .XX & .XXX & ANGULAR: & FRACCIONES: & RUGOSIDAD SUPERFICIAL: ✓		<b>INTEGRANTE 2</b>  <b>INTEGRANTE 3</b>	CARNÉ  CARNÉ
<b>MATERIAL</b> Hierro negro de 3/16 <b>TRATAMIENTO</b> PASA: N/A		APROBADO POR  NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO Trabajo de graduación	FECHA 28/7/19
<small>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES          PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU          REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO          PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</small>		UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PISO: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt	
TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN		<b>TÍTULO</b> Cubierta para mecanismo (lado largo)	
		NÚMERO DE DIBUJO: 017	
		FORMATO A3	ESCALA: 0,10 : 1 UNIDADES: mm PÁGINA 17 DE 19



<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERNETEM SIGUIENDO T143 - 2004.</p> <p><b>TOLERANCIAS GENERALES</b></p> <p>LINEAL: <math>\pm 0.2</math> <math>\pm 0.3</math> &amp; <math>\pm 0.4</math></p> <p>ANGULAR: <math>\pm 10'</math></p> <p>FRACCIONES: <math>\pm 0.1</math></p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL: <math>\sqrt{\quad}</math></p>	<p>INTEGRANTE 1 <b>Luis Muñoz</b></p>	<p>CARNÉ <b>11105</b></p>	<p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-05 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PAX: (502) 2634-0336 / 40 Info@uvg.edu.gt</p>
	<p>INTEGRANTE 2</p>	<p>CARNÉ</p>	
	<p>INTEGRANTE 3</p>	<p>CARNÉ</p>	
	<p>APROBADO POR</p>	<p>FECHA <b>28/7/19</b></p>	<p>TÍTULO: <b>Cubierta para mecanismo (lado corto)</b></p>
<p>MATERIAL: <b>Hierro negro de 3/16</b></p> <p>TRATAMIENTO</p> <p>MASS: N/A</p>	<p>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO <b>Trabajo de graduación</b></p>	<p>NÚMERO DE DIBUJO: <b>018</b></p>	<p>FORMATO: <b>A3</b></p>
<p>TERCER ANGLULO DE PROYECCIÓN</p>	<p>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</p>	<p>ESCALA: <b>0,10</b></p>	<p>UNIDADES: mm</p>
			<p>PÁGINA 18 DE 19</p>



MATERIAL	Tubería 2" x 2" x 1/8"
TRATAMIENTO	Hierro negro de 1/2"
MAZA	N/A



<small>TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO DE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERFERIR SIGUIENDO N° 14.12. 2004</small>	
<b>TOLERANCIAS GENERALES</b>	
LINEAL	.X & .XX & .XXX &
ANGULAR	&
FRACCIONES	&
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	✓

INTEGRANTE 1	CARNÉ	Luis Muñoz	11105
INTEGRANTE 2	CARNÉ		
INTEGRANTE 3	CARNÉ		
APROBADO POR	FECHA		28/7/19
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO		Trabajo de graduación	
<small>TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</small>			
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA	18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBR: (502) 2534-0336 / 40 info@uvg.edu.gt		
TÍTULO:	Banco de trabajo para mecanismo		
NÚMERO DE DIBUJO:	019		
FORMATO	ESCALA:	1 / 20	UNIDADES: mm
A3	PÁGINA	19 DE 19	EDU

## XII. GLOSARIO

ABMA: Asociación estadounidense de fabricantes de cojinetes. Publica estándares de calidad aplicados a la industria de rodamientos.

AGMA: Asociación estadounidense de fabricantes de engranajes.

ANSI: Instituto nacional estadounidense de estándares.

AISI: Instituto estadounidense de hierro y acero.

Lapeado: Operación de mecanizado en la que se frota dos superficies con un abrasivo de grano muy fino entre ambas, para mejorar el acabado superficial y disminuir la rugosidad.