

Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I.

Proyecto tecnológico.

**Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo
BAJA SAE UAM 2023.**

Licenciatura en Ingeniería Mecánica.

Alumno:

Erick Uriel Calette Lemus

Matrícula:

2192003055

Alumno:

Luis Fernando Domínguez Correa

Matrícula:

2182002000

Alumno:

Diego Antonio Juárez Guerra

Matrícula:

2193041399

Alumno:

Hazel Daniel Pablo López

Matrícula:

2142001145

Asesor:

Ing. Romy Pérez Moreno.

Co-Asesor:

Dr. Iván González Uribe.

Trimestre 23-O.

Ciudad de México, 23 febrero del 2023.

DECLARATORIA

Yo, Ing. Romy Pérez Moreno, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Romy Pérez', written over a horizontal line.

Ing. Romy Pérez Moreno.

DECLARATORIA

Yo, Dr. Iván González Uribe, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Iván González Uribe', is written over a horizontal line.

Dr. Iván González Uribe.

DECLARATORIA

Yo, Erick Uriel Calette Lemus, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Erick Uriel Calette Lemus

DECLARATORIA

Yo, Luis Fernando Domínguez Correa, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Luis Fernando Domínguez Correa

DECLARATORIA

Yo, Diego Antonio Juárez Guerra, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



Diego Antonio Juárez Guerra

DECLARATORIA

Yo, Hazel Daniel Pablo López, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Hazel D. P. López', written over a horizontal line.

Hazel Daniel Pablo López

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha: PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matricula:
 Correo personal:


 Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:
 No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:
 Área de investigación:
 Correo institucional:


 Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:
 No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:
 Área de investigación/Departamento:
 Correo electrónico:


 Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		23P Termino
1100136	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		23O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

 Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de Coordinación de Estudios

AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre:

Matrícula:

Correo personal:


Firma


ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:


Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:


Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de transmisión 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2023.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	23P Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	23O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios


Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta:

Fecha:

PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre:

Matrícula:

Correo personal:

Juárez
Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa:

No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

Romy Pérez
Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económico/Teléfono: Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

Iván González
Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

- Proyecto tecnológico
 Proyecto de investigación
 Estancia profesional
 Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de transmisión 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2023.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="23P"/> Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="23O"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Romy Pérez
Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 23P

Fecha: 30/10/2023

PI-A-MEC 031-23-PT

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: HAZEL DANIEL PABLO LÓPEZ

Matrícula: 2142001145

Hazel López
Firma

Correo personal: a2142001145@azc.uam.mx

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: ROMY PÉREZ MORENO

No. económico: 23812 Adscripción/Departamento/Sección: ENERGÍA

Área de investigación: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo institucional: romy@azc.uam.mx

Romy Pérez Moreno
Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: IVÁN GONZÁLEZ URIBE

No. económico/Teléfono: 42095 Adscripción/Puesto: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

Área de investigación/Departamento: MECÁNICA Y MECATRÓNICA

Correo electrónico: igu@azc.uam.mx

Iván González Uribe
Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

- Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño e implementación de un sistema de potencia 4x4 para un vehículo BAJA SAE UAM 2023

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?): EN006-22

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema de transmisión 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2023.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SÍ	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II		Término
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica		23O

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Romy Pérez Moreno
Ing. Romy Pérez Moreno



Sello de la Coordinación de Estudios

Revisión: Octubre 2021

Dedicatorias

Erick Uriel Calette Lemus

Querido padre Francisco Javier Calette Barrera y madre Fabiola Lemus López:

No hay manera de expresarles y agradecerles todo el amor y apoyo incondicional que me han brindado y que gracias a ustedes dos he logrado concluir este logro tan grande para mí.

Gracias por estar para mí en los momentos difíciles de mi carrera universitaria, por siempre darme un empujón cuando más lo necesitaba o cuando sentía que no podía lograr algo, de igual manera gracias por felicitar me y celebrarme los pocos logros que les pude dar a lo largo de mi carrera universitaria. Sus valores, enseñanzas y consejos se ven reflejados en la persona que soy al día de hoy y que siempre me enseñaron el camino correcto a seguir y gracias a ello el camino del éxito.

Tengo muchas palabras y sentimientos que expresarles, pero espero que se sientan orgullosos de la persona que formaron, su hijo los quiero.

Con amor y gratitud, su hijo Erick.

A mi hermana Vanesa Calette Lemus:

Gracias por estar para mí por escucharme cuando necesitaba apoyo en la escuela, por alguna manera de ayudarme o superarme día a día.

A mis abuelos y familia:

Gracias por el apoyo y confianza que siempre tuvieron en mí, por estar al pendiente de las actividades que realizaba y por el interés de que siempre mostraron a mi persona.

Gracias a ustedes aprendí la importancia del trabajo y a darme cuenta que pesa más una pala que un lápiz, la realidad es que no es malo pero gracias a ello se el significado de la palabra trabajo, por ello ahora estoy concluyendo este logro y es gracias a ustedes.

Luis Fernando Domínguez Correa

Yo, Luis Fernando Domínguez, agradezco mi participación en este proyecto integrador a:

A mis padres y hermana, Norma Correa, Eibar Burgos, y Verónica Domínguez que siempre han apoyado mis sueños y metas, que siempre me han procurado y han enseñado los valores para llegar a ser una persona íntegra y decidida, sin generar duda, convenciendo la idea de que todo es posible con dedicación, sacrificio y esfuerzo

A mis abuelos, Roque Correa y Marcela Navarrete, que han Sido el pilar más importante en esta etapa de mi vida, dándome sus enseñanzas, enseñándome que no hay que mirar abajo, que todo tendrá una solución, haciendo comprender lo que significa la paciencia y la asertividad, que, con su amor y valentía me han apoyado en las decisiones que me han hecho llegar aquí el día de hoy

A mi hermano, Gerardo Domínguez, que, con sus consejos, apoyo incondicional, y enseñanzas, me ha mostrado el mundo de diferentes maneras, el manejo de herramientas, vehículos, experiencias anteriores situaciones adversas, pero sobre todo, el cariño sin condición de lo que significa una hermandad y amistad sin igual

A mí mejor amigo, Víctor Pérez, por apoyarme siempre sin condición, demostrando que no solo existe la familia por vínculo de sangre, si no la amistad incondicional

A mi novia, Fernanda Robles, por demostrarme que no siempre el mundo será malo, por apoyarme y enseñarme lo que es el amor verdadero, el que no se busca, si no, el que hace que pueda levantarme con ánimos a alguna práctica indeseable, el saber que un hogar es una persona, no una localización, el enseñarme que todo puede ser más sencillo si hay un equipo de dos de por medio, que las adversidades serán menos juntos, pero, que las buenas cosas se multiplicaran por dos estando a su lado, y por hacerme entender que en esta vida siempre hay que sonreír y ver el lado bueno de las cosas.

Diego Antonio Juárez Guerra

A mi madre Nohemí Berenice Guerra Garnica y mi padre Juan Antonio Juárez Campos.

Quiero agradecerles por criarme con amor y acompañarme en este largo viaje que lejos de terminar tiene un nuevo comienzo, por siempre estar a mi lado cuando más lo necesitaba y buscar lo mejor para mí, aunque a veces eso significara poner mis necesidades encima de las suyas. Gracias por siempre confiar en mi y darme el impulso que me hacía falta para poder estar cada vez más cerca de mi sueño. Los amo siempre.

A mi hermana Nicole Berenice Juárez Guerra.

Nicooooooooo, parece que al fin lo voy a lograr. La verdad es que todavía no lo creo, pero no podía dejar pasar la oportunidad para agradecerte por siempre estar para mi manita, nunca podría imaginarme una vida sin mi compañera de vida, pero estoy seguro de que no hubiera sido la mitad de bueno de lo que ha sido. Solo quería decirte que te amo y gracias por siempre cuidar y ayudarme cuando más lo necesitaba. Te amo manita.

A mis abuelos Ernesto Guerra Raya y María Isabel Garnica Martínez.

Quiero agradecerles por todo el amor que me dieron cuando era pequeño y más lo necesitaba, por siempre ayudar a este niño miedoso del mundo a salir y conocerlo,

y enseñarle que por más terrorífico que se vea todo siempre van a haber personas con un rayo de esperanza que te harán sentir que todo está bien. Gracias por darme grandes lecciones de vida que atesorare por siempre, ya que puedo decir con toda certeza que ustedes son gran parte de la persona que soy hoy. Los amo mucho y te mando un beso donde quiera que estes abuelita, siempre te llevo conmigo.

A mi novia Frida Vargas Arcos.

Gracias por estar a mi lado en los momentos más difíciles del proyecto, no hay duda de que sin ti no lo hubiera logrado y tendría una S fácil. Gracias por siempre preocuparte por que no me volviera loco pensando solamente en el carrito. También quiero agradecerte por todo este tiempo juntos, por tantas enseñanzas y amor, has sido parte fundamental de mi vida desde que nos conocimos y no hubiera podido elegir una mejor compañera de vida. Te amo mil de cuarenta chuchi.

Hazel Daniel Pablo López

A mi compañera de vida Emma Itzel Williams Eslava, por darme su amor y cariño, que ha sabido llevarme a madurar en mi persona, por tener las pláticas nocturnas de reflexión y aprendizaje, por muchas veces ser tu quien me lleva de la mano hacia adelante y ser mi pilar.

A mis hijos Ilai, Ithan e Iker quienes son mi mayor motivación para llegar lo más arriba y enseñarles a no rendirse a las cosas que quieran y poder ser su ejemplo por seguir.

A mi madre María Dolores López Zempoalteca por su compañía a lo largo de la vida, por siempre ofrecerme las cosas sin pedir nada a cambio, por la entrega a mi persona todos los días y darme su amor.

A mis hermanos Wendolin y Eduardo por sus lecciones y consejos oportunos, por hacerme sentir que siempre puedo contar con ellos incondicionalmente.

A Alfredo Vera por compartir y transmitir muchos de sus conocimientos, ser por mucho tiempo un ejemplo a seguir.

Agradecimientos

Erick Uriel Calette Lemus

A mis amigos, que digo amigos mis hermanos.

Gracias por todas esas risas, compañía y apoyo que me brindaron en mi carrera universitaria. Sin ustedes no habría sido posible alcanzar este logro.

Gracias por siempre escucharme y darme su punto de vista cuando lo necesitaba, por estar en las buenas y en las malas, sus consejos cuando eran necesarios ya que estos han sido muy valiosos para mi crecimiento personal y así ser más amena la estancia durante estos años en la universidad.

Este logro no es solo mío si no también gracias a ustedes ya que fueron parte importante de esta bonita experiencia llamada universidad.

Gracias, su amigo Erick.

Gracias a todos los profesores que me apoyaron en la realización de este proyecto y en mi crecimiento académico.

Al maestro Iván González Uribe por su tiempo, esfuerzo, paciencia, asesorías y conocimiento que brindo a lo largo de todo el proyecto. Gracias por hacer que las actividades y trabajos que se entregaran fueran más allá de lo que normalmente se entregarían. En pocas palabras Gracias.

Luis Fernando Domínguez Correa

A todos los profesores por su tiempo, esfuerzo, conocimiento y apoyo que nos brindaron a lo largo de este proyecto.

Diego Antonio Juárez Guerra

Gracias a todos los profesores que fueron parte de mi formación, por su tiempo, esfuerzo, conocimiento y apoyo.

Al profesor Iván González Uribe, parte integral del desarrollo de este proyecto, gracias por todas las enseñanzas, la paciencia y el tiempo dedicado a ayudarnos a la culminación de este proyecto.

Hazel Daniel Pablo López

Para el profesor Romy Pérez Moreno; por darme la oportunidad de hacer este proyecto, la dedicación que me transmitió para el trabajo, le agradezco profundamente estar ahí en días, noches, madrugadas, siempre estando al pendiente de nuestras solicitudes, por las llamadas de atención oportunas para el

crecimiento profesional y laboral, por hacerme ver otras perspectivas para mi crecimiento.

Poco son los profesores que atienden con tanta dedicación a cualquier persona que se acerque a él, por lo cual agradezco a Iván González Uribe; En este proyecto nos ofreció el tiempo necesario para atender nuestras solicitudes, aun en vacaciones, por el conocimiento transmitido para mejorar el proyecto.

A mi esposa Emma Itzel Williams Eslava, agradezco de todo corazón por darme la oportunidad de hacer este proyecto, por cuidar de nuestro hijo en mi ausencia, por cargar en sus hombros el núcleo familiar, por no rendirse a pesar de mis largas jornadas estudiantiles.

A María Dolores López Zempoalteca mi madre, por la ayuda incondicional a lo largo de la carrera, por la ayuda monetaria y sus palabras de aliento, por enseñarme que cualquier persona puede salir adelante por si mismo.

También tiene mi gratitud Wendolyn Ovalle López por apoyarme en seguir adelante e impulsarme a terminar este proyecto en los momentos donde sentía que ya no podía más.

Resumen

El desarrollo del diseño, construcción y evaluación del sistema de potencia para un vehículo BAJA SAE 2023, el tema principal a desarrollar en el presente trabajo, cuyo objetivo del proyecto fue construir un sistema de potencia para un vehículo 4x4, como inicio fue analizar el diseño en diferentes artículos y del vehículo antecesor, con ello corregir sus deficiencias de funcionamiento y adquirir una idea más clara sobre el sistema a diseñar.

Las principales modificaciones fueron el cambio de un diferencial bloqueado a un diferencial bloqueado con doble reducción, la integración de un eje en ángulo conectado a otro eje llamado cardán para transmitir la potencia a la parte delantera, también un diferencial delantero el cual daría movimiento a las flechas homocinéticas y por ende a las llantas y este sería conectado al cardán

La manufactura de los semiejes que conectan las juntas homocinéticas y la modificación de las juntas homocinéticas de lado rueda esto como apoyo al mejoramiento al sistema de masas no suspendidas y al sistema de suspensión y dirección, por último, el cambio de poleas de la transmisión continua variable (CVT, del inglés Continuously Variable Transmission) a una CVT Comet 790.

Para la manufactura de los semiejes se necesitó el trabajo en conjunto con la sección de suspensión y dirección, ya que se requería el track del vehículo, el cual es la dimensión entre centros de las llantas, en la parte trasera y delantera, para obtener las dimensiones de los semiejes.

La modificación de las juntas homocinéticas, esto debido a la implementación de un nuevo diseño de la sección de masas no suspendidas ya que requerían una distancia en el eje de la junta homocinética para poder colocar porta balero, masa y demás componentes y así cumplir con su diseño propuesto.

Se incluyen los cálculos necesarios para el diseño de todos los ejes que se manufacturaron. De igual manera los cálculos de los engranes cónicos para la transmisión de potencia.

Se analizó el comportamiento de los elementos a implementar como todos los ejes del sistema de potencia, el soporte del motor, soportes del diferencial trasero y delantero y protección del cardán hecho de fibra de carbono, se realizaron las simulaciones en ANSYS para corroborar los cálculos realizados matemáticamente en este trabajo y hacer una correcta elección de los materiales a utilizar.

Tabla de contenido

1. Introducción, antecedentes y justificación	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Justificación.....	3
2. Objetivos	4
2.1. Objetivo general	4
2.2. Objetivos particulares.....	4
3. Marco teórico.....	5
3.1. Sistema de transmisión de potencia de un vehículo BAJA SAE.	5
3.2. Motor	5
3.3. Transmisión Variable Continua	6
3.4. Diferencial	7
3.5. Caja de engranes de tren compuesto de doble etapa.....	8
3.6. Diagrama esfuerzo-deformación unitaria	10
3.7. Fallas por fatiga.....	11
3.7.1. Límite de resistencia a la fatiga.....	11
3.7.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	12
3.8. Caracterización de los esfuerzos fluctuantes.	15
3.9. Diseño de ejes.	17
3.9.1. Eje y flecha	17
3.9.2. Transmisión de par de torsión.....	17
3.9.3. Esfuerzos en ejes.....	18
3.10. Engranes.....	20
3.10.1. Nomenclatura.....	22
3.10.2. Análisis de fuerzas en engranes	23
3.11. Proceso de maquinado	24
3.11.1. Proceso de manufactura en torno	25
3.11.2. Proceso de manufactura en una fresadora	28
3.11.3. Mortajadora.....	31
4. Desarrollo del proyecto.....	33

4.1. Análisis del vehículo BAJA SAE UAM 2022.....	33
4.2. Diseño del nuevo sistema de potencia para BAJA SAE UAM 2023.....	33
4.2.1. Selección de la CVT Comet 790	33
4.2.2. Diferencial trasero	34
4.2.3. Engranés cónicos.....	35
4.2.4. Diferencial delantero.	37
4.2.5. Flechas de transmisión.	38
4.2.6. Cardán.	39
4.3. Diseño de soportes para el sistema de potencia.....	42
4.3.1. Diferencial delantero	42
4.3.2. Copas de las flechas y ejes de transmisión	43
4.3.3. Caja de engranes.....	43
4.3.4. Motor.....	43
4.4. Diseño y manufactura de las protecciones.....	44
4.4.1. CVT.....	44
4.4.2. Cardán y flechas	45
4.4.3. Caja de engranes cónicos.....	45
5. Resultados	47
5.1. Cálculos de los engranes cónicos para la caja de engranes.....	47
5.2. Cálculos del diferencial delantero	50
5.3. Cálculos de los semiejes.....	53
5.4. Cálculos cardán hueco.....	56
5.5. Cálculos cardán sólido	57
6. Análisis y discusión de resultados.....	61
6.1. Motor.....	61
6.2. CVT	63
6.3. Caja de engranes.....	63
6.4. Semiejes	66
6.5. Cardán	72
6.6. Protección cardán	74
7. Conclusiones.....	80
8. Relatoría.....	83

8.1. 30 de noviembre de 2023.....	83
8.1.1. Pre-Tech.	83
8.2. 1 de diciembre de 2023.....	85
8.2.1. Inspect-Tech.	85
8.3. 2 de diciembre de 2023.....	87
8.3.1. Prueba de frenado	87
8.3.2. Aceleración	88
8.3.3. Colina.....	89
8.3.4. Maniobrabilidad.....	89
8.3.5. Lodo	90
8.3.6. Rocas.....	90
8.3.7. Suspensión	91
8.3.8. Arrastre (Sled pull)	91
8.4. 3 de Diciembre de 2023	92
8.4.1. Endurance.....	92
Referencias bibliográficas	95
Repositorio	96
Anexos	97

Índice de figuras

Figura 1. Sistema de transmisión de potencia 4x2.....	1
Figura 2. Sistema de transmisión de potencia 4x4.....	2
Figura 3. Motor Kohler CH440.....	5
Figura 4. Diagrama de una transmisión variable continua [6].....	6
Figura 5. Diagrama de velocidad de una transmisión variable continua [6].	7
Figura 6. Diagrama de velocidad de una caja de engranes de 4 velocidades [6]....	7
Figura 7. Diferencial delantero.	8
Figura 8. Esquema de funcionamiento de una caja de engranes [8].....	9
Figura 9. Caja de engranes.	9
Figura 10. Diagrama esfuerzo-deformación unitaria [9].	10
Figura 11. Resistencia a la fatiga contra resistencia a la tensión [10].	11
Figura 12. Sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio [10].	15
Figura 13. Sensibilidad a la muesca de materiales a torsión inversa [10].	15
Figura 14. Componentes esfuerzo tiempo [10].....	16
Figura 15. Criterios de falla [10].	17
Figura 16. Tren de engranes rectos [10].	21
Figura 17. Tren de engranes helicoidales [10].	21
Figura 18. Tren de engranes cónicos [10].	22
Figura 19. Tornillo sinfín [10].	22
Figura 20. Partes de un engrane.....	22
Figura 21. Torno [11].	26
Figura 22. Partes del torno [11].	27
Figura 23. Operaciones frecuentes en el torno [11].	27
Figura 24. Fresa.	29
Figura 25. Partes principales fresadora horizontal y vertical [11].	30
Figura 26. Cabezal Divisor.	31
Figura 27. Partes mortajadora [11].	32
Figura 28. CVT Comet 790.....	34
Figura 29. DANA FNR H-12.	34
Figura 30. Caja de engranes.	35
Figura 31. Engranes cónicos 1:1.....	36
Figura 32. Ensamble de caja de engranes.	36
Figura 33. Caja de engranes cerrada.	37
Figura 34. Diferencial delantero Olinko 13:37.	37
Figura 35. Espiga Frontier 2000.	39
Figura 36. Junta lado diferencial.	39
Figura 37. Cardán.	40
Figura 38. Comparación de juntas.	41
Figura 39. Astriado hembra con diferencial delantero.	41
Figura 40. Cardán armado en el vehículo.	42

Figura 41. Soportes colocados del diferencial delantero.....	42
Figura 42. Soportes para la caja de engranes.....	43
Figura 43. PTR como soporte del motor.	44
Figura 44. Vista frontal de la protección de la CVT.	45
Figura 45. Valor de k_{ts}	55
Figura 46. Valor de cortante.	55
Figura 47 Valor de k_{ts}	59
Figura 48. Valor de cortante.	59
Figura 49. Valores de desplazamiento en los soportes (mm).....	61
Figura 50. Soporte del motor a escala 5.6e+004 (0.5x Auto).	61
Figura 51. Deformación del soporte del motor a escala real.	61
Figura 52. Valores deformación unitaria en los soportes (mm/mm).	62
Figura 53. Representación de la deformación unitaria.	62
Figura 54. Factor de seguridad, PTR calibre 10.	63
Figura 55. Molde de madera para caja cónica.	63
Figura 56. Molde durante la fundición.	64
Figura 57. Molde después de la fundición.	64
Figura 58. Caja manufacturada en CNC.	65
Figura 59. Valores de desplazamiento en los soportes (mm).....	65
Figura 60. Deformación de los soportes con escala 5.6e+4.....	66
Figura 61. Factor de seguridad	66
Figura 62. Desplazamiento del semieje (mm).	67
Figura 63. Factor de seguridad de manera estática semi eje de 24.5 mm.	67
Figura 64. Factor de seguridad de manera dinámica semi eje de 25.4 mm.	67
Figura 65. Desplazamiento y escala de colores, semieje 19.05 mm.	68
Figura 66. Factor de seguridad estático, semieje 19.05 mm.	68
Figura 67. Factor de seguridad dinámico, semieje 19.05 mm.	68
Figura 68. Ejes de diferentes longitudes.	69
Figura 69. Cilindrado de las piezas.	69
Figura 70. Manufactura del astreado.....	69
Figura 71. Espiga en proceso de manufactura.....	70
Figura 72. Astriado en espiga tratada.	70
Figura 73. Unión semieje con espiga.	71
Figura 74. Desplazamiento y escala de colores, cardán 25.4 mm.	72
Figura 75. Factor de seguridad estático, cárdan 25.4mm.	72
Figura 76. Factor de seguridad dinámico, cárdan 25.4mm	72
Figura 77. Desplazamiento y escala de clores, cardán 19.05 mm.	72
Figura 78. Figura 30: Factor de seguridad dinámico, cardán 22.2 mm.	73
Figura 79. Astreado junta y diferencial.	73
Figura 80. Desplazamiento protección del cardán con impacto lateral (mm).	74
Figura 81. Desplazamiento de protección del cardán con impacto lateral (mm). ..	75
Figura 82. Comienzo del molde.....	75
Figura 83. Molde de triplay.....	76

Figura 84. Lijado del molde.	76
Figura 85. Colocado de cintas en el molde.	76
Figura 86. Pruebas en fibra de vidrio.	77
Figura 87. Modelo en Fibra de Vidrio.	77
Figura 88. Modelos en fibra de vidrio.	77
Figura 89. Modelo en Fibra de Carbono.....	78
Figura 90. Modelo en gelish.	78
Figura 91. Cubre polvos de uniones.....	78
Figura 92. Vehículo escuadrón UAM en Toluca.	83
Figura 93. Protección del piso.	84
Figura 94. Revisión del motor.....	84
Figura 95. Jaula final.	86
Figura 96. Vehículo al final del día.	86
Figura 97. Estampas BAJA SAE.	87
Figura 98. Prueba de frenado.....	88
Figura 99. Prueba de aceleración.	88
Figura 100. Prueba de colina.	89
Figura 101. Prueba de maniobrabilidad.	89
Figura 102. Prueba de lodo.	90
Figura 103. Prueba de rocas.....	91
Figura 104. Prueba de arrastre.	91
Figura 105. Vehículo al final de las pruebas.....	92
Figura 106. Volcadura del vehículo.	93
Figura 107. Vehículo al finalizar el endurance.....	93
Figura 108. Reconocimiento.....	94

Índice de tablas

Tabla 1.- Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [10].	13
Tabla 2.- Factores de confiabilidad [10].	14
Tabla 3. Comparación cajas CVT.....	33
Tabla 4. Materiales y propiedades.	38
Tabla 5. Resultados obtenidos para el soporte del motor [2].	44

1. Introducción, antecedentes y justificación

1.1. Introducción

La competencia BAJA SAE es organizada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices a nivel internacional. Los estudiantes de ingeniería diseñan y construyen un vehículo todo terreno, en el cual ponen en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de su formación académica. Para la edición 2023 se modificó su reglamento, por lo cual, en este documento se propuso diseñar e implementar un sistema de tracción en las cuatro ruedas (conocido como 4x4). Adicionalmente, se ha cambiado el motor de ediciones anteriores, ahora se usará un motor KOHLER CH440, con una placa de restricción que disminuye la potencia original de 14 hp a 9.8 hp.

En los vehículos 4x2 utilizados para competir en ediciones anteriores, el sistema de transmisión de potencia constaba de un motor ensamblado a la caja CVT de la marca CVTech, que se conectaba al diferencial de la marca DANA, para transferir la potencia a las flechas traseras, lo cual se puede observar en la Figura 1.



Figura 1. Sistema de transmisión de potencia 4x2.

Para el vehículo 2023 se decidió seleccionar una caja CVT modelo Comet 790 y cambiar el diferencial DANA por una caja reductora de diseño propio la cual fue maquinado mediante CNC. Esta caja reductora cuenta con una salida para los ejes traseros y otra para los ejes delanteros. La salida para el eje delantero tiene un ángulo de salida de 90° que permite transmitir la potencia al eje delantero por medio del cardán, lo cual se puede observar en la Figura 2.

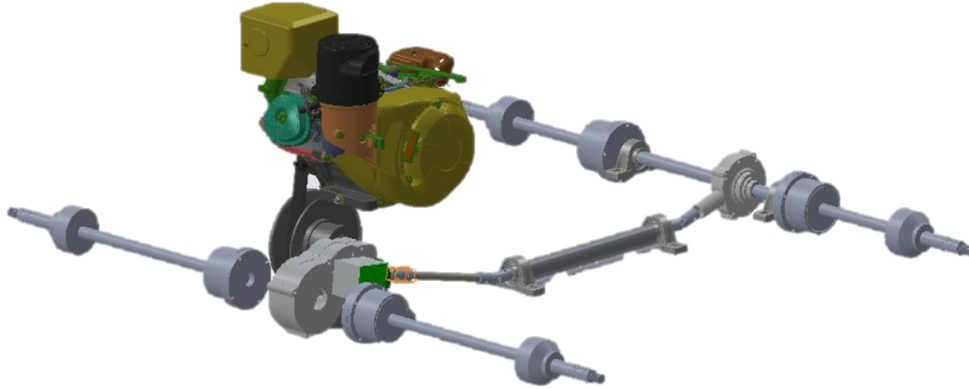


Figura 2. Sistema de transmisión de potencia 4x4.

La transmisión variable continua (CVT) consta de dos poleas de grosor variable las cuales están conectadas mediante una banda de transmisión. Las cajas de transmisión continuas pueden generar una infinidad de relaciones de transmisión dentro de un rango suministrado por el fabricante.

El cardán transmite la potencia entre la caja de engranes y el diferencial. Al ser un elemento rotativo debe de contar con las protecciones estipuladas en el reglamento.

El diferencial delantero permite a las ruedas delanteras girar a diferentes velocidades, además de ayudar al vehículo con la maniobrabilidad.

En el análisis realizado al vehículo BAJA SAE UAM 2022, se observaron varias áreas de mejora, como lo son: el peso del tren de transmisión de potencia, la relación de transmisión de potencia y la mala maniobrabilidad con la que se contaba. Para la reducción de peso se optó por cambiar el diferencial bloqueado por una caja de engranes, la cual cumpliría la misma función, además de manufacturar los ejes en el taller para reducir su diámetro con forme al diseño. Para la relación de transmisión de potencia se optó por cambiar el modelo de la CVT, además de cambiar la relación de transmisión dentro de la caja de engranes. Para mejorar la maniobrabilidad se optó por seleccionar un diferencial abierto en la parte delantera.

1.2. Antecedentes

En el año 2022, un equipo de BAJA SAE India publicó “Design, Analysis, and Simulation of a Four-Wheel-Drive Transmission for an All-Terrain Vehicle” [1]. En dicho trabajo se realizó el diseño de un tren de transmisión de potencia, de un vehículo de tracción en las 4 ruedas. Este trabajo se pudo tomar como base para el diseño de la transmisión de potencia del eje trasero al eje delantero.

En el año 2023, alumnos de la UAM Azcapotzalco, realizaron el reporte titulado “Diseño e implementación del sistema de potencia ligero para el vehículo BAJA SAE UAM 2022” [2]. En este trabajo se explica el proceso de diseño e implementación de los componentes del sistema de transmisión de potencia en un vehículo 4x2.

Este trabajo se pudo tomar como base para el diseño del sistema de transmisión de potencia en la parte trasera del vehículo.

En el año 2008, un equipo de BAJA SAE de la Universidad Pontificia Bolivariana publicó “Diseño y construcción de un prototipo Mini BAJA SAE” [3]. En el cual diseñan un piñón y una cadena conductores. Este sistema se pudo tomar como base para la relación de reducción de la velocidad en el vehículo.

1.3. Justificación

En las competencias anteriores se diseñaba un vehículo 4x2 que solo aplicaba tracción en el eje trasero. La competencia 2023 exige en el reglamento el diseño e implementación de un sistema de transmisión de potencia 4x4. El diseño, selección y manufactura de los nuevos componentes para distribuir la potencia del nuevo motor de la parte trasera del vehículo a la parte delantera va a permitir mejorar la maniobrabilidad, procurando mantener en lo mínimo el peso añadido de los componentes.

2. Objetivos

2.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de transmisión 4x4 para el vehículo BAJA SAE UAM 2023.

2.2. Objetivos particulares

Realizar el diseño mecánico de los componentes del sistema de potencia del vehículo BAJA.

Realizar la simulación numérica del sistema de potencia mediante análisis de método de elemento finito para determinar los esfuerzos en los elementos.

Ajustar los diseños a los resultados obtenidos en la simulación numérica.

Realizar la selección de los elementos comerciales de potencia.

Manufacturar e implementar los elementos de potencia de diseño propio.

Implementar el sistema de potencia en el vehículo.

Poner en marcha y realizar las modificaciones necesarias en la competencia BAJA SAE MEXICO 2023.

3. Marco teórico

3.1. Sistema de transmisión de potencia de un vehículo BAJA SAE.

El sistema de transmisión de potencia para un vehículo BAJA SAE lo integran los elementos que cumplen con la función de transmitir el par torsor del motor a las ruedas.

- Motor
- Transmisión variable continua (CVT).
- Elementos de máquinas que permiten la transmisión de potencia mecánica (bandas, cadenas, correas, engranes, etc.).

3.2. Motor

Funciona mediante la transformación de energía química en energía mecánica por medio de la combustión interna que acciona un mecanismo de biela-manivela.

El reglamento para la competencia BAJA SAE 2023, estipula que todos los vehículos deben de utilizar el motor Kohler CH440 [4]. El motor se muestra en la Figura 3.



Figura 3. Motor Kohler CH440.

Especificaciones del motor:

- Potencia: 14 HP, restringida a 9.4 HP
- Torque: 18.5 ft-lb
- Velocidad: 3600 rpm

3.3. Transmisión Variable Continua

La Transmisión Variable Continua, que se muestra en la Figura 4, tiene la característica de adoptar infinitas relaciones de transmisión entre los valores máximo y mínimo, esto es debido a que cuenta con dos poleas (conductora y conducida), con diámetros variables que están unidas por una banda de transmisión. Este sistema de transmisión de potencia entrega el par motriz de forma continua y variable, lo que le permite adaptarse a las necesidades de tracción del vehículo. a diferencia de las transmisiones manuales o automáticas [5].

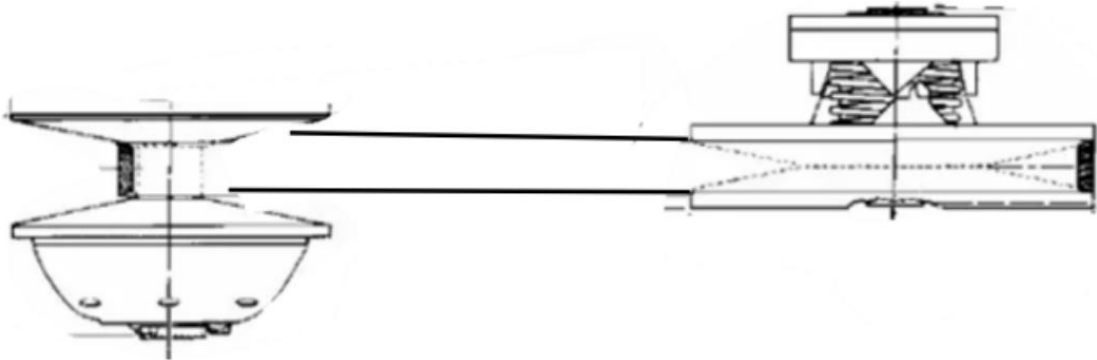


Figura 4. Diagrama de una transmisión variable continua [6].

Para el vehículo del Escuadrón UAM 2023 se decidió reemplazar la transmisión CVTech AAB con una relación de transmisión en baja de 3:1 y en alta de 0.45:1, por la CVT de la marca Comet modelo 790 con una relación de transmisión en baja de 3.38:1 y en alta de 0.54:1. Esto fue debido a que con este cambio el vehículo contaría con un mayor torque, además de no reducir en manera significativa su velocidad máxima.

Para comprender mejor la diferencia entre una caja de velocidades y una caja de transmisión variable, se usará un diagrama de velocidad para compararlas y observar su funcionamiento. En un diagrama de velocidades se grafica la velocidad del vehículo contra las revoluciones por minuto del motor.

En la Figura 5 se puede observar el diagrama de velocidad de una caja de transmisión variable conectada a un motor el cual despliega la mayor cantidad de caballos de fuerza a 9000 rpm. Las partes importantes del diagrama son [6]:

- En la línea de transmisión en baja de la CVT: la caja va a entregar el mayor torque [6].
- En la línea de transmisión en alta de la CVT: la caja va a entregar el menor torque, pero el vehículo va a tener la mayor velocidad [6].
- La línea punteada representa la potencia suministrada por el motor. La zona en la cual la CVT hace la diferencia a comparación de una caja de velocidades es entre la línea de transmisión en baja y en alta, ya que la CVT

permite que en toda esta zona el motor transmita la mayor cantidad de caballos de fuerza.

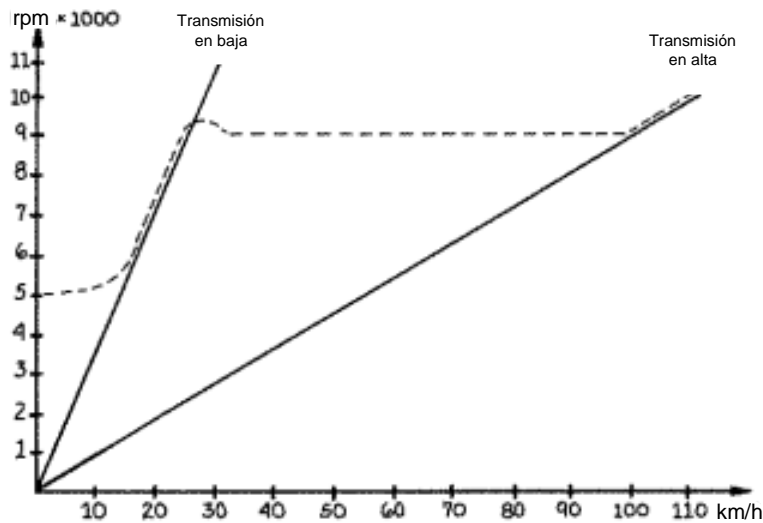


Figura 5. Diagrama de velocidad de una transmisión variable continua [6].

En la Figura 6 se puede observar el diagrama de velocidad de una caja de engranes de cuatro velocidades. La principal diferencia a comparación de la CVT, es la línea de la potencia que suministra el motor, debido a que en este caso al realizar los cambios para pasar de primera a segunda, de segunda a tercera y así sucesivamente, ya que al realizar los cambio la potencia disminuye drásticamente [6].

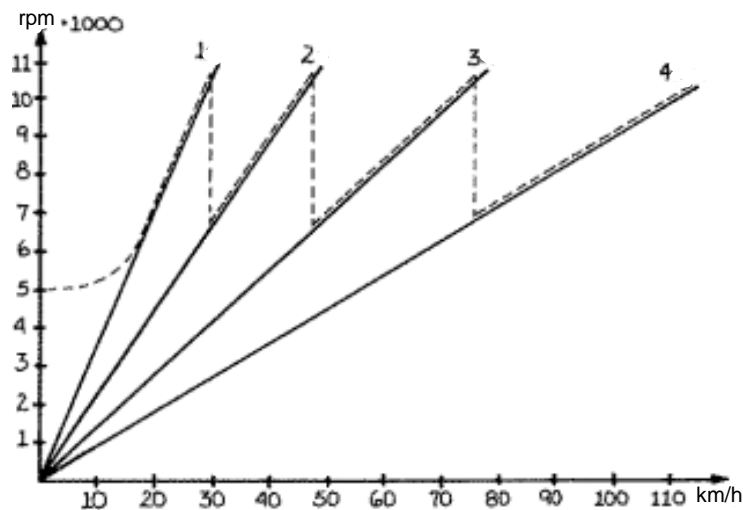


Figura 6. Diagrama de velocidad de una caja de engranes de 4 velocidades [6].

3.4. Diferencial

Un diferencial está compuesto por dos piñones cónicos de dientes rectos y por dos engranes planetarios. El objetivo de un diferencial es el de dividir el eje principal,

por el cual recibe la potencia, en dos, permitiendo el giro desacoplado de los semiejes. Su principal función es la de permitir que las ruedas del automóvil giren a diferentes velocidades, lo cual es de gran utilidad cuando el vehículo se enfrenta con una curva, ya que las llantas tienen diferente radio de giro, y si no se contara con un diferencial la rueda exterior patinaría, así generando un mayor desgaste [7].

Para el vehículo del Escuadrón UAM 2023 se tomó la decisión de seleccionar un diferencial para la parte frontal del vehículo, esto con el objetivo de mejorar la maniobrabilidad del vehículo. En la Figura 7 se puede observar el diferencial de la marca Olinko utilizado en motocarros.



Figura 7. Diferencial delantero.

Especificaciones del diferencial delantero:

- Peso: 8.5 kg
- Dientes corona: 37
- Dientes piñón: 13
- Relación de transmisión: 2.84

3.5. Caja de engranes de tren compuesto de doble etapa

Un tren de engranajes es un conjunto de dos o más engranes acoplados, la forma más sencilla de un tren de engranajes es un par de engranes. La disposición para un tren de engranes más común es en la que un piñón y un engrane se acoplan sobre ejes paralelos, como se muestra en la Figura 8. Además, las reducciones múltiples, como lo es el caso de la caja utilizada, pueden contar con entradas múltiples o salidas múltiples [8].

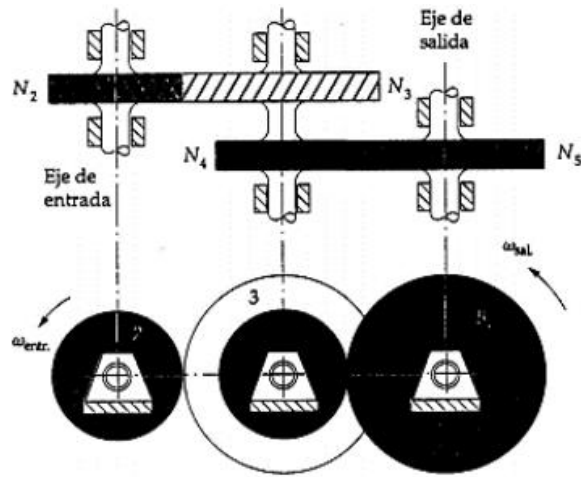


Figura 8. Esquema de funcionamiento de una caja de engranes [8].

Se decidió seleccionar una caja de engranes de doble reducción la cual se muestra en la Figura 9, ya que esta tiene la misma función que un diferencial cerrado, el cual se había utilizado en años anteriores, donde ambas ruedas giran a la misma velocidad en todo momento. Uno de los beneficios de seleccionar la caja de engranes es que no se cuenta con los engranes planetarios y se reduce el peso.



Figura 9. Caja de engranes.

Especificaciones caja de engranes:

- Salida delantera a 90°
- Reducción al cardán: 3.27:1
- Reducción al eje trasero: 9.3:1
- Peso: 7 kg

3.6. Diagrama esfuerzo-deformación unitaria

Se le conoce como esfuerzo σ a la medida de la fuerza por unidad de área y se mide en unidades de presión, como el pascal (Pa). Para conocer el esfuerzo en un elemento, se debe de dividir la magnitud de la fuerza aplicada P , entre el área transversal A [9]:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Se le conoce como deformación δ al cambio de tamaño que sufre un material cuando se le ejerce una fuerza P . Para conocer la deformación unitaria se debe de dividir el alargamiento total δ , entre la longitud inicial L [9]:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2)$$

El diagrama de esfuerzo deformación para materiales dúctiles se observa en la Figura 10. Sus puntos importantes son:

- El límite de proporcionalidad: es el valor máximo del esfuerzo para el cual se cumple la ley de Hooke, que establece que el esfuerzo y la deformación son directamente proporcionales [9].
- El límite elástico_ señala el máximo esfuerzo aplicable sin que se produzcan deformaciones permanentes en el material [9].
- La fluencia: señala el punto en el que la deformación unitaria comienza a crecer rápidamente sin que haya un aumento en el esfuerzo [9].

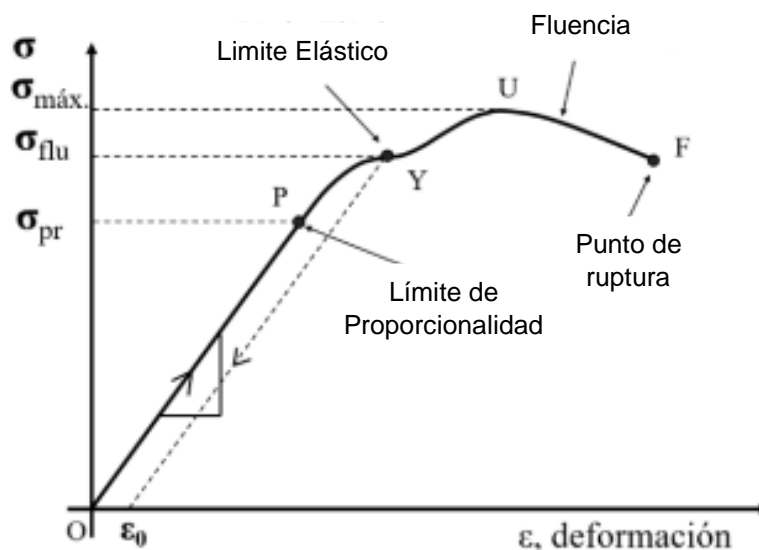


Figura 10. Diagrama esfuerzo-deformación unitaria [9].

3.7. Fallas por fatiga

Por lo general se encuentra que las fallas en elementos de máquinas han sido causadas por esfuerzos repetidos o fluctuantes. Un análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material, y con mucha frecuencia por debajo de la resistencia a la fluencia. Lo más notable de estas fallas es que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces [10].

3.7.1. Límite de resistencia a la fatiga

En la Figura 11 se observan graficados varios resultados obtenidos experimentalmente con viga rotativa y a tensión simple. En la gráfica se observa que el límite de resistencia varía entre el 40% y el 60% de la resistencia a la tensión para aceros [10].

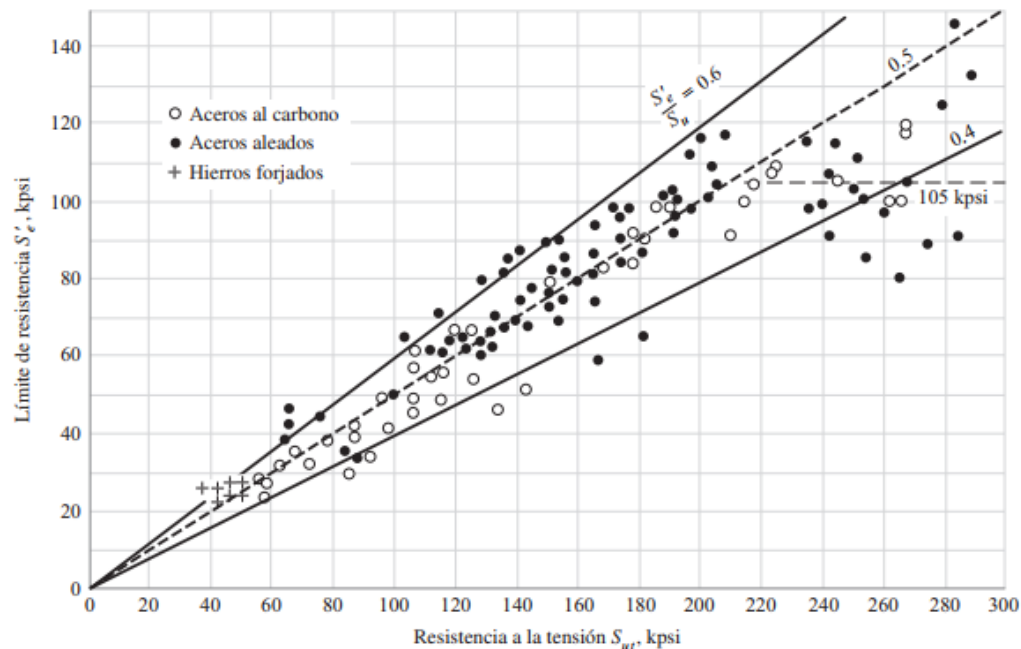


Figura 11. Resistencia a la fatiga contra resistencia a la tensión [10].

Para el diseño preliminar se utilizará la Figura 11, al simplificar las observaciones hechas el límite de resistencia se expresa como [10]:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} (1400 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3)$$

3.7.2 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

Los ensayos de fatiga se realizan en condiciones controladas dentro de los laboratorios por lo que, en una prueba de campo donde las condiciones a las cuales es sometido el material cambian, el límite de resistencia a la fatiga cambia. Estas diferencias se deben a [10]:

- Material
- Manufactura
- Entorno
- Diseño

Debido a lo anterior, la ecuación que determina la resistencia a la fatiga, también conocida como ecuación de Marin, se escribe como [10]:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (4)$$

Donde:

k_a = factor de modificación por la condición superficial

k_b = factor de modificación por el tamaño

k_c = factor de modificación por la carga

k_d = factor de modificación por la temperatura

k_e = factor de confiabilidad

k_f = factor de modificación por efectos varios

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

- **Factor de superficie k_a**

Este factor depende de la calidad del acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión. Para determinar expresiones cuantitativas para acabados comunes, las coordenadas de los puntos de datos se recopilaron nuevamente de una gráfica del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión, a partir de datos recolectados por Lipson y Noll y reproducidos por Horger [10].

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (5)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores a y b se encuentran en la Tabla 1 [10].

Tabla 1.- Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin [10].

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} [kpsi]	S_{ut} [MPa]	b
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

- **Factor de tamaño k_b**

El tamaño y propiedades de la pieza influyen en la distribución interna de esfuerzos, lo cual cambia la resistencia a la fatiga.

Para una sección transversal circular, el factor k_b se puede calcular con [10]:

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6)$$

- **Factor de modificación por carga k_c**

Los límites de resistencia a la fatiga difieren con S_{ut} cuando los ensayos se realizan con carga de flexión rotatoria, axial y de torsión. Los valores medios del factor de carga se pueden especificar como [10]:

$$k_c = \begin{cases} 1.00 \text{ flexión} \\ 0.85 \text{ axial} \\ 0.59 \text{ torsión} \end{cases} \quad (7)$$

Cuando la torsión está combinada con otros esfuerzos $k_c=1$ [10].

- **Factor de temperatura k_d**

Cuando existen altas temperaturas la resistencia a la fatiga del material se ve reducida, debido a que se debilitan los enlaces intermoleculares. Por otro lado, las bajas temperaturas aumentan la resistencia a la fatiga [10].

Para valores de temperatura menores a 300°C.

$$k_d = 1 \quad (8)$$

- **Factor de confiabilidad k_e**

En la Tabla 2 se proporcionan los factores de confiabilidad de algunos casos específicos [10]:

Tabla 2.- Factores de confiabilidad [10].

Confiabilidad [%]	Factor de confiabilidad k_e
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

- **Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca.**

La existencia de irregularidades o discontinuidades incrementa de manera significativa los esfuerzos inmediatos en la periferia de la discontinuidad. El factor resultante se define como [10]:

$$k_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad (9)$$

La sensibilidad a la muesca q , está definida por [10]:

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \text{ o bien } q_{\text{cortante}} = \frac{k_{fs} - 1}{k_{ts} - 1} \quad (10)$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + q_{ts}(k_{ts} - 1) \quad (11)$$

Donde:

k_t : factor de concentración de esfuerzo [10].

k_{fs} : factor de concentración de esfuerzo por fatiga [10].

q : es la sensibilidad de la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas, como se muestra en la Figura 12 [10].

q_{ts} : es la sensibilidad de la muesca de materiales sometidos a torsión inversa, como se muestra en la Figura 13 [10].

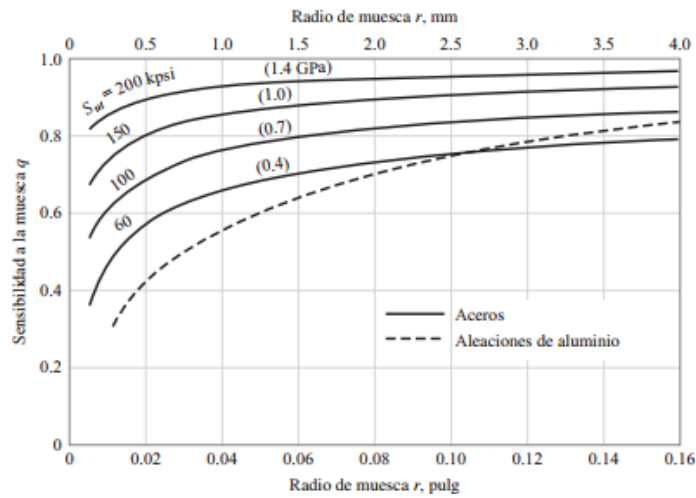


Figura 12. Sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio [10].

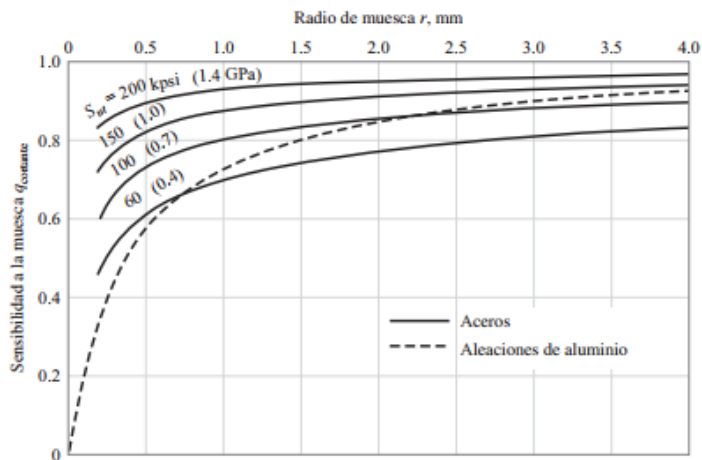


Figura 13. Sensibilidad a la muesca de materiales a torsión inversa [10].

3.8. Caracterización de los esfuerzos fluctuantes.

Debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias, es común encontrar que los esfuerzos fluctuantes sobre la maquinaria adoptan un patrón sinusoidal. Sin embargo, también se pueden encontrar otro tipo de patrones. Se ha determinado que la forma de la onda no resulta fundamental, pero el valor máximo y mínimo son importantes. En la Figura 14 se muestran algunas de las relaciones esfuerzo-tiempo que existen [10].

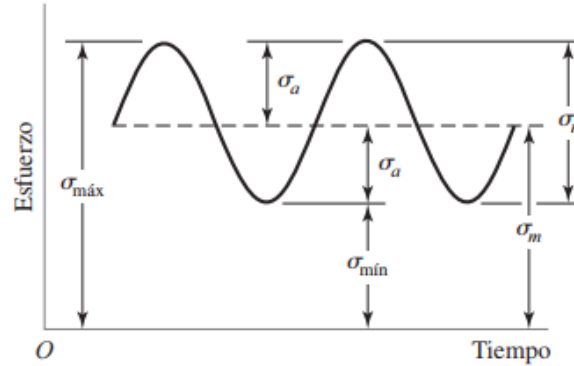


Figura 14. Componentes esfuerzo tiempo [10].

Donde:

$\sigma_{\text{mín}}$ =esfuerzo mínimo

$\sigma_{\text{máx}}$ =esfuerzo máximo

σ_a =componente de la amplitud

σ_m =componente del esfuerzo medio

σ_r =intervalo del esfuerzo

La principal falla de los componentes sometidos a esfuerzos fluctuantes se debe a los esfuerzos medios y alternantes. Al conocer estos esfuerzos es posible determinar los factores de seguridad de los diversos componentes. Para esto existen diversas teorías que ayudan a determinar la vida de un material [10].

Las teorías o criterios de diseño para un elemento de cargas fluctuantes son los siguientes [10]:

- Criterio de la falla de la recta de Soderberg.
- Criterio de la falla de la recta Goodman Modificada.
- Criterio de la falla de la recta de Gerber.
- Criterio de la falla de la recta ASME-elíptica.
- Criterio de la falla estática de Langer.

Estos criterios de falla se muestran en la Figura 15 [10]:

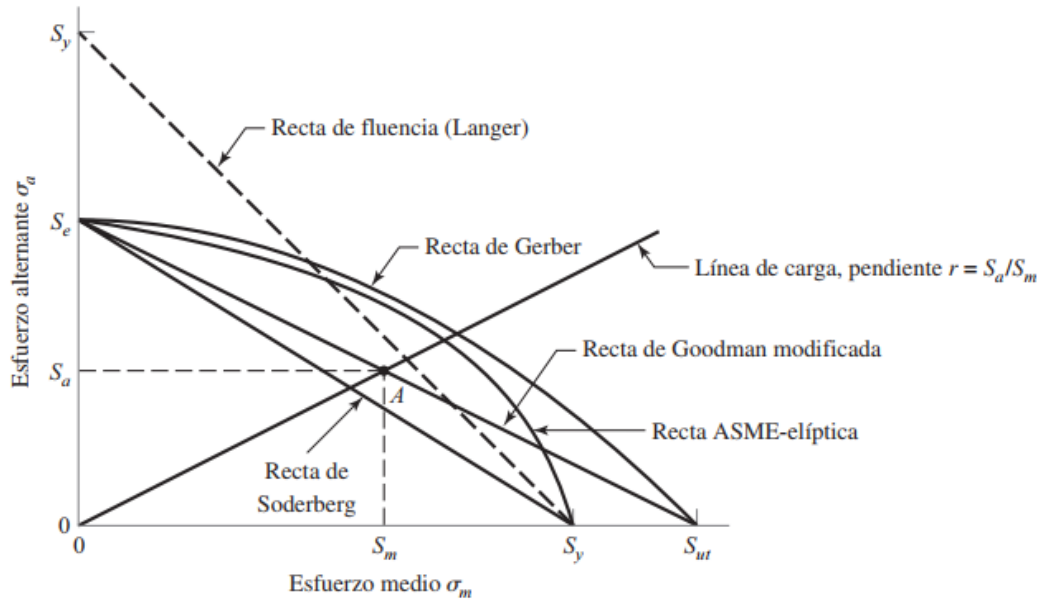


Figura 15. Criterios de falla [10].

3.9. Diseño de ejes.

3.9.1. Eje y flecha

Al elemento que se utiliza únicamente para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos, pero que no transmite par de torsión se le conoce como eje. Una flecha es un elemento rotario, generalmente de sección transversal circular, el cual se emplea en la transmisión de potencia. El eje de rotación está presente en elementos como engranes, poleas, catarinas y miembros similares [10].

3.9.2. Transmisión de par de torsión

Por lo general, las flechas se utilizan para transmitir un par torsor proveniente de un engrane de entrada, a través de un eje, a un engrane de salida. El eje debe de ser diseñado con el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión, aunque es necesario proporcionar un medio para transmitir el par torsor entre el eje y los engranes. Los elementos más utilizados para transmitir el par de torsión son [10]:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados

Muchos de estos dispositivos son diseñados para fallar si el par de torsor excede los límites para los cuales se diseñó, y así proteger a los componentes más caros [10].

En la ecuación 11 se observa como calcular el par torsor que llegara a un eje en un vehículo BAJA SAE convencional.

$$\tau_{eje} = \tau_{motor} * R_{CVT} * R_{CAJA} \quad (12)$$

En donde:

τ_{eje} = Torque que transmitirá el eje.

τ_{fuente} = Torque que produce el motor.

R_{CVT} = Reducción caja CVT.

R_{CAJA} = Reducción caja de engranes.

3.9.3. Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales se pueden encontrar tanto medios como alternantes. Para su análisis, es suficiente con combinarlos en esfuerzos de von Mises alternantes y medios. Las cargas axiales son, en general, comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde domina la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones [10].

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (13)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I} \quad (14)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (15)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (16)$$

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y k_f y k_{fs} son factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente. Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, se pueden introducir términos geométricos apropiados para c (eje centroidal), I (momento de inercia) y J (momento polar de inercia) lo que resulta en [10]:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (17)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (18)$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (19)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (20)$$

Las fórmulas para cada uno de estos criterios son [10]:

$$\text{Soderberg} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = 1 \quad (21)$$

$$\text{Goodman modificado} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (22)$$

$$\text{Gerber} \quad \frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (23)$$

$$\text{ASME-elíptica} \quad \left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (24)$$

Cuando se utiliza la teoría de falla por energía de distorsión para combinar estos esfuerzos, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, están dados por [10]:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left(\left(\frac{32k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{32k_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (25)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left(\left(\frac{32k_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{32k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (26)$$

Por lo que los factores de seguridad con los criterios de falla antes mencionados se expresan como [10]:

- **ED-Soderberg**

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \quad (27)$$

$$\left. + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \right. \quad (28)$$

$$\left. \left. + \frac{1}{S_{yt}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

- **ED-Goodman**

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \quad (29)$$

$$\left. + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \right. \quad (30)$$

$$\left. \left. + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

- **ED-Gerber**

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (31)$$

$$d = \left(\frac{8A}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (32)$$

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad (33)$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad (34)$$

- **ED-ASME elíptica**

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (35)$$

$$d = \left\{ \frac{16}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 \right. \right. \quad (36)$$

$$\left. \left. + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

3.10. Engranés

Los engranes son ruedas dentadas, las cuales se utilizan para transmitir fuerzas al momento de estar acoplados. Estas fuerzas transmitidas suministran momentos torsionales a los ejes. Los tipos más comunes de engranes son: rectos, helicoidales, sinfín y cremalleras [10].

Los engranes rectos, que se muestran en la Figura 16, se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo, ya que tienen dientes paralelos al eje de rotación. De todos los tipos es el engrane más sencillo [10].

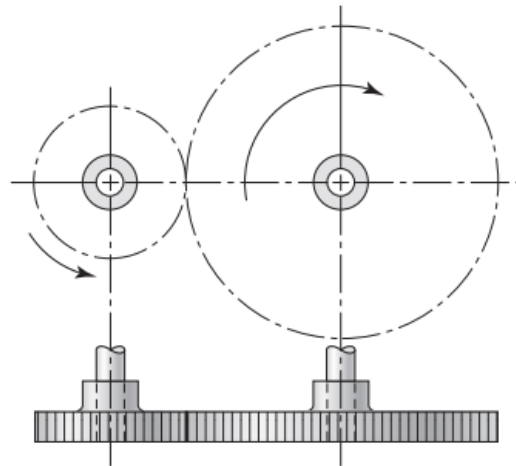


Figura 16. Tren de engranes rectos [10].

Los engranes helicoidales, que se muestran en la Figura 17, se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos, con la diferencia de que poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación y no son tan ruidosos, debido al engranado más dual de los dientes durante el acoplamiento [10].

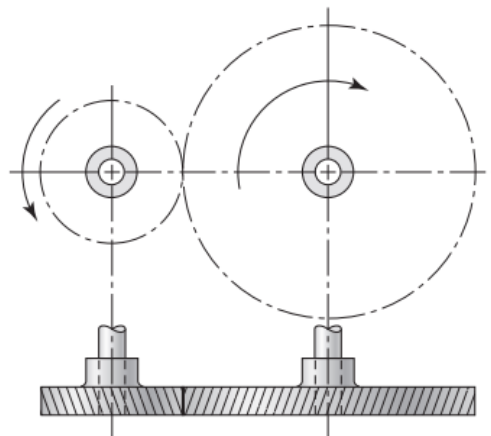


Figura 17. Tren de engranes helicoidales [10].

Los engranes cónicos, que se muestran en la Figura 18, presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan [10].

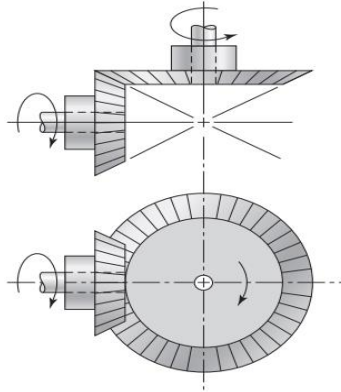


Figura 18. Tren de engranes cónicos [10].

El sentido de giro del tornillo sinfín o de gusano, que se muestra en la Figura 19, depende de que los dientes de gusano se hayan cortado a la derecha o a la izquierda. Se emplean cuando las relaciones de velocidad de los dos engranes son muy altas, de 3 o más [10].

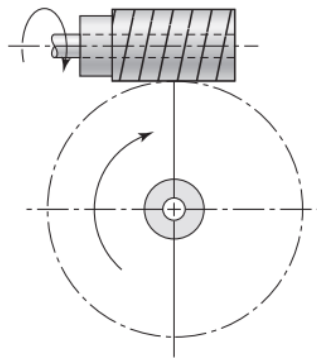


Figura 19. Tornillo sinfín [10].

3.10.1. Nomenclatura

La terminología de los dientes de engranes rectos se indica en la Figura 20 [10].

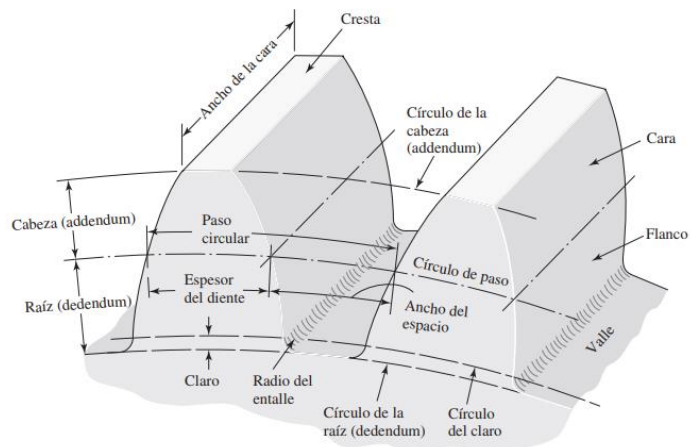


Figura 20. Partes de un engrane.

Círculo de paso: círculo teórico en el que se basan los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso. Los círculos de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí. Al de menor diámetro se le conoce como piñón, mientras que al de mayor diámetro se le conoce como corona [10].

El paso circular p es la distancia desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente, medida sobre el círculo de paso. Es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio [10].

El módulo m representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. En concreto, para que dos engranes puedan conectarse deben de contar con el mismo módulo [10].

El paso diametral P es dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Se expresa en dientes por pulgada [10].

La cabeza (addendum) a se determina por la distancia radial entre la cresta y el círculo de paso. La raíz (dedendum) b equivale a la distancia radial desde el fondo hasta el círculo de paso. La profundidad total h_t es la suma de la cabeza y la raíz [10].

$$P = \frac{N}{d} \quad (37)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (38)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (39)$$

$$pP = \pi \quad (40)$$

Donde:

P = paso diametral, dientes por pulgada.

N = número de dientes.

d = diámetro de paso, pulgadas.

m = módulo, milímetros.

d = diámetro de paso, milímetros.

p = paso circular, mm.

3.10.2. Análisis de fuerzas en engranes

La potencia transmitida H a través de un engrane rotatorio se puede obtener del producto de par de torsión T o fuerza tangencial W_t y la velocidad angular ω [10].

$$H = T\omega = (W_t d/2)\omega \quad (41)$$

Por lo general, los datos de engranes se tabulan por medio de la velocidad de la línea de paso, la cual es la velocidad lineal en un punto de la superficie del engrane en radio del círculo de paso [10].

$$V = \omega * r \quad (42)$$

Donde:

V = velocidad de la línea de paso, pie/min.

r = radio del engrane, pulg.

ω = velocidad angular, rad/s.

Con la velocidad de línea de paso y los factores de conversión apropiados la carga tangencia se expresa como:

$$W_t = 33,000 \left(\frac{H}{V} \right) \quad (43)$$

Donde:

W_t = es la carga tangencial transmitida, lbf.

H = es la potencia, hp.

V = es la velocidad de la línea de paso, pie/min.

Por último, para determinar la fuerza radial que es transmitida:

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (44)$$

Donde:

W_t = es la carga tangencial transmitida, lbf.

ϕ = es el ángulo de presión del engrane.

3.11. Proceso de maquinado

En el ámbito de la ingeniería mecánica, la producción de piezas metálicas se sustenta en procesos de maquinado que han sido cruciales a lo largo de la historia para la fabricación de componentes con tolerancias precisas y características mecánicas específicas. Estos procedimientos, arraigados en la tradición de trabajar los metales, son esenciales para la creación de elementos fundamentales en maquinaria y dispositivos mecánicos [11].

Entre los procesos de maquinado más destacados, el torneado y el fresado ocupan un lugar central. El torneado, que consiste en girar una pieza metálica mientras una herramienta de corte le da forma, es especialmente eficaz en la producción de

componentes cilíndricos como ejes, engranajes y válvulas. Por su parte, el fresado, que utiliza una herramienta rotativa para eliminar material de una pieza, posibilita la fabricación de piezas con geometrías más complejas y superficies detalladas [11].

La ingeniería mecánica requiere la aplicación precisa de principios y conocimientos profundos sobre las propiedades de los metales. Los procesos de maquinado permiten la manipulación controlada de estos materiales, asegurando la obtención de tolerancias ajustadas y propiedades mecánicas específicas. La capacidad de dar forma y esculpir los metales de manera precisa es esencial para garantizar la funcionalidad y durabilidad de los componentes en diversas aplicaciones, desde maquinaria industrial hasta sistemas de transmisión en automóviles [11].

La selección cuidadosa de herramientas de corte y la ajustada precisión de parámetros de maquinado son aspectos críticos en la ingeniería mecánica. Los ingenieros deben considerar factores como la velocidad de corte, la alimentación y la profundidad de corte para obtener resultados óptimos. Este enfoque meticuloso es clave para maximizar la eficiencia de los procesos de maquinado y asegurar la conformidad con los estándares de calidad [11].

La evolución constante de las técnicas de maquinado, combinada con la aplicación de conocimientos especializados en ingeniería mecánica, ha permitido el desarrollo de componentes metálicos cada vez más sofisticados y eficientes. La convergencia entre la tradición artesanal y la innovación tecnológica impulsa la excelencia en la fabricación de componentes esenciales para el funcionamiento de maquinaria y sistemas mecánicos en diversos sectores industriales [11].

Aunque aparentemente sencillo, el taladro de banco desempeña un papel fundamental en la creación de agujeros precisos en componentes metálicos. Su diseño robusto y capacidad para mantener la pieza de trabajo de manera estable son esenciales para lograr perforaciones exactas, convirtiéndose en una herramienta confiable en el taller de mecanizado [11].

3.11.1. *Proceso de manufactura en torno*

El torno cuenta con una bancada que sirve como base, sobre la cual se desplaza un carro longitudinal, el cual tiene un carro transversal encima y un carro portaherramientas sobre él. Tanto el carro longitudinal como el transversal pueden ser accionados manual o automáticamente mediante la cadena cinemática del torno, mientras que el carro portaherramientas solo puede ser accionado manualmente y es orientable, permitiendo desplazarse en cualquier ángulo respecto al eje de la máquina [11]. En la Figura 21 se observa un torno.



Figura 21. Torno [11].

En el extremo izquierdo y en la parte superior del torno se encuentra un cabezal fijo que alberga el eje principal de la máquina, donde se fija el plato de sujeción de la pieza a mecanizar y todos los mecanismos para obtener distintas velocidades de corte. Debajo de este cabezal se sitúa la caja de avances, que contiene los mecanismos para obtener el movimiento de avance [11].

A lo largo de la bancada, se desliza un cabezal móvil o contrapunto, que puede fijarse en cualquier posición de su recorrido y desplazarse perpendicularmente al eje de la máquina. Este cabezal se utiliza para sujetar piezas por el extremo opuesto al plato cuando son demasiado largas [11].

En la parte inferior frontal de la bancada, se encuentra la barra de cilindrar y un husillo roscado, que, a través de la cadena cinemática, producen el movimiento de corte en el cilindrado, el refrentado y la producción de roscas [11].

El torno es capaz de producir diversas superficies de revolución, como cilindros, conos y roscas. Al acercar la herramienta al material en rotación, se produce el corte, y para mantener el corte, se debe realizar un movimiento de avance, permitiendo que la herramienta se desplace sobre la pieza y realice el mecanizado de manera continua [11].

Las partes del torno se muestra en la Figura 22.

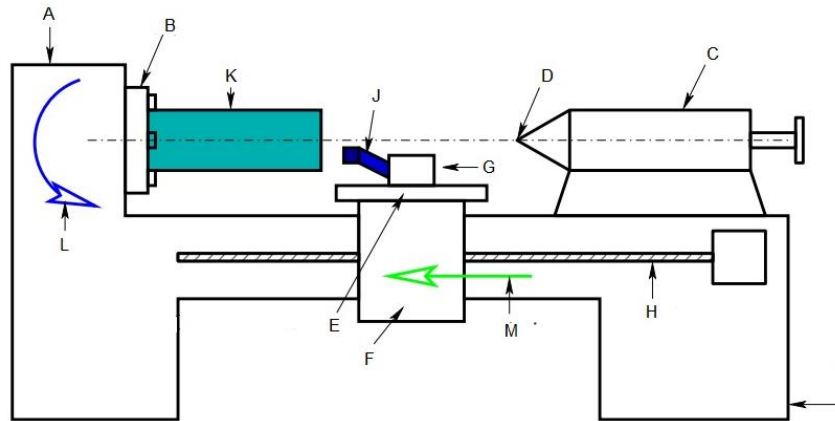


Figura 22. Partes del torno [11].

Donde:

- A) Cabezal fijo
- B) Husillo principal
- C) Cabezal móvil
- D) Contrapunto
- E) Carro transversal
- F) Masa portaherramientas
- G) Porta herramientas
- H) Tornillo patrón
- I) Bancada
- J) Herramienta
- K) Pieza
- L) Movimiento principal
- M) Movimiento de avance

Las operaciones más frecuentes en el torno, que se muestran en la Figura 23, son:

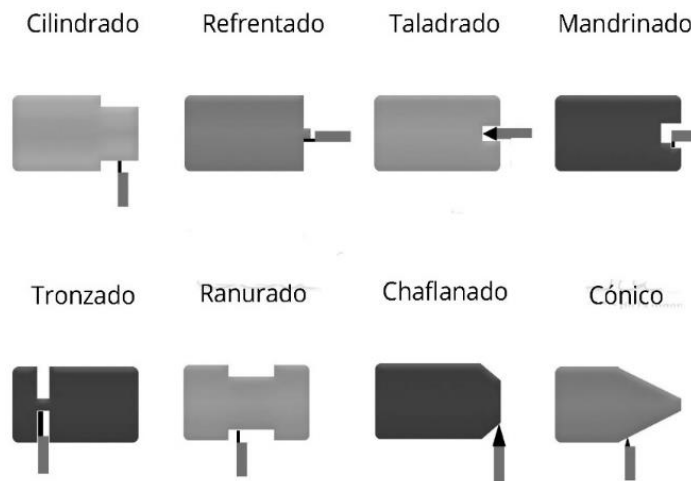


Figura 23. Operaciones frecuentes en el torno [11].

Cilindrado: Es la operación mediante la cual se da forma y dimensiones a la superficie lateral de un cilindro, ya sea en la parte externa o interna. Durante el cilindrado, la pieza gira alrededor de su eje, mientras que la herramienta se traslada en una dirección paralela al eje de giro [11].

Refrentado: Es la acción realizada en el torno que consiste en crear planos perpendiculares al eje del cabezal, tanto en la parte externa como interna de la pieza. Durante esta operación, la pieza experimenta un movimiento de rotación alrededor de su eje, mientras que la herramienta se desplaza en una dirección de traslación perpendicular al eje de giro [11].

Taladrado: Es la operación mediante la cual se perfora un agujero con el diámetro de la broca utilizada. En el torno, durante el taladrado, la pieza gira alrededor de su eje, y la herramienta se traslada en dirección de traslación [11].

El mandrinado constituye una metodología principalmente empleada para mejorar la calidad de orificios de gran tamaño y de núcleo en componentes fundidos, así como en perforaciones de orificios en piezas forjadas. Las herramientas utilizadas en el proceso de mandrinado son comparables a las empleadas en el torneado convencional en la superficie exterior, pero los ángulos de corte juegan un papel crítico en esta técnica [11].

Ranurado o tronzado: Se refiere a la acción de crear una ranura en la pieza con paredes rectas (90°). Cuando esta operación se lleva a cabo hasta el eje de la pieza en el torno, se produce el tronzado, cortando la pieza en ese punto [11].

Achanflado o biselado: Es la operación destinada a mecanizar los bordes de la pieza, con el objetivo de prevenir roturas o posibles lesiones durante el manejo. También conocida como "matado de aristas", en esta operación, la pieza gira en torno a su eje, y la herramienta se desplaza en una dirección de traslación [11].

Torneado cónico: implica la formación de una superficie cónica en la parte lateral de un cilindro, tanto en la parte exterior como interior. Para lograr esto, la pieza rota alrededor de su eje, mientras que la herramienta se mueve en una dirección de traslación paralela a la generatriz del cono [11].

Punteado o centrado: Consiste en crear un pequeño agujero que sirve como guía para futuras perforaciones o como soporte para el contrapunto o punto (en el torno). Dependiendo de la máquina utilizada, la pieza puede rotar sobre su eje y la herramienta moverse en dirección de traslación, como en el caso del torno, o la pieza puede permanecer estática mientras la herramienta rota [11].

3.11.2. Proceso de manufactura en una fresadora

La fresadora, una máquina herramienta que realiza cortes circulares intermitentes que se muestra en la Figura 24, tiene como característica distintiva que la herramienta es la encargada del movimiento de corte, mientras que la pieza experimenta el movimiento de avance. La herramienta utilizada, comúnmente

llamada fresa, posee varios filos de corte. La estructura de la fresadora comprende un armazón o columna que alberga el eje principal (donde se coloca la herramienta) y los mecanismos para lograr diversas velocidades de corte. Sobre este armazón, se desliza un carro vertical o consola con los dispositivos para generar el movimiento de avance, y sobre él se montan un carro transversal y una mesa longitudinal [11].



Figura 24. Fresa.

Según la orientación del eje principal, la fresadora puede ser horizontal, vertical o universal. En el caso de la fresadora universal, el eje de la herramienta puede ajustarse para formar cualquier ángulo con la mesa de trabajo, además, la mesa permite girar horizontalmente sobre sí misma. Si la fresadora cuenta con un aparato divisor, el cual obtiene su movimiento rotativo del husillo de la mesa a través de un tren de engranajes, permitiendo que la pieza gire sobre su eje mientras la mesa se desplaza longitudinalmente, se pueden realizar operaciones como la creación de ranuras helicoidales [11].

La herramienta en la fresadora se puede conceptualizar como un conjunto de herramientas elementales (filos de corte) montadas en un mismo disco. Durante el proceso de mecanizado, cada filo de corte elemental corta el material de forma intermitente durante una fracción de ángulo θ_{max} por cada vuelta de la fresa. Para reducir el impacto de cada filo sobre la pieza al inicio del corte, se suele inclinar la fresa respecto al eje de giro, de manera que antes de que un filo termine de cortar, el filo adyacente inicie el proceso de corte. Este tipo de fresa se conoce como helicoidal [11].

En las fresas helicoidales, se genera un empuje en sentido axial que puede mitigarse montando dos fresas con la inclinación de los filos en sentido contrario, contrarrestando así los empujes axiales. Las operaciones realizadas en una fresadora pueden clasificarse básicamente en fresado tangencial o cilíndrico y fresado frontal [11].

Las partes principales de fresadora horizontal y vertical, que se muestran en la Figura 25, son:

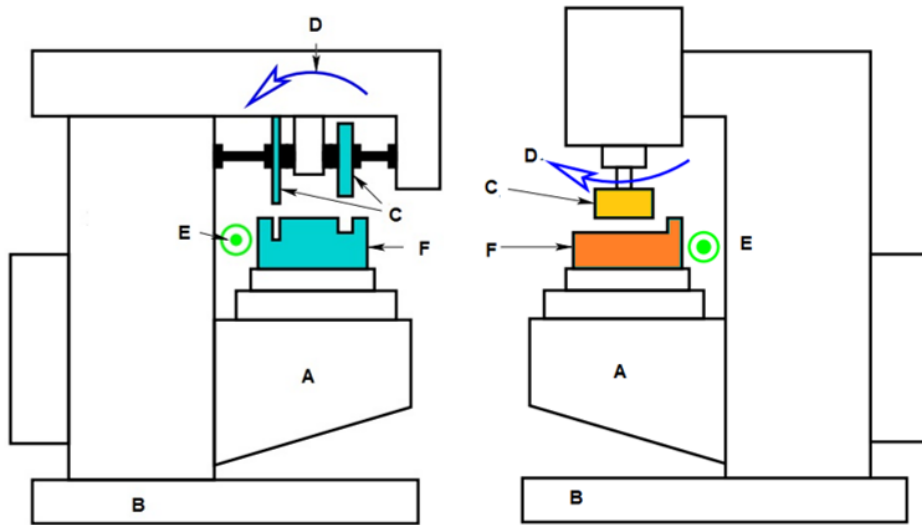


Figura 25. Partes principales fresadora horizontal y vertical [11].

Donde:

- A) Mesa
- B) Base
- C) Herramienta
- D) Movimiento principal
- E) Movimiento de avance
- F) Pieza

Como herramienta extra, los cabezales divisores desempeñan un papel crucial como dispositivos complementarios en las fresadoras de consola y, especialmente, en las fresadoras universales. Su contribución a las operaciones de fresado amplía significativamente la versatilidad de estas máquinas, ya que se utilizan en la fabricación de diversas herramientas cortantes como escariadores, abocardadores, avellanadores, machos de roscar, fresas y otras más. Además, encuentran aplicación en el mecanizado de piezas normalizadas de máquinas, tales como cabezas de tornillos, tuercas cuadradas y hexagonales, ranuras, estrías, ruedas dentadas, embragues dentados frontales, entre otros [11].

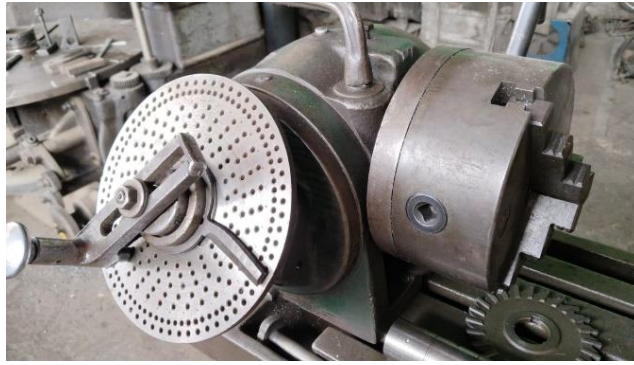


Figura 26. Cabezal Divisor.

El cabezal divisor, que se muestra en la Figura 26, se emplea en las siguientes operaciones:

Girar periódicamente la pieza alrededor de su eje, en ángulos equidistantes o no. Realizar una rotación controlada de la pieza en los procesos de elaboración de ranuras y/o ruedas dentadas helicoidales [11].

En el primer caso, el cabezal divisor actúa como un dispositivo para dividir la circunferencia de la pieza en partes, tarea que el operario realiza manualmente a intervalos durante el proceso de fresado. En el segundo caso, el cabezal divisor, además de llevar a cabo la operación convencional de división, participa activamente en el trabajo de la máquina, proporcionando rotación a la pieza durante el fresado [11].

3.11.3. Mortajadora

En esta máquina-herramienta de corte rectilíneo vertical, como se muestra en la Figura 27, similar a la limadora, la herramienta es responsable del movimiento principal de corte, mientras que la pieza, montada sobre una mesa con capacidad de desplazamiento longitudinal y transversal, controla los movimientos de avance y penetración. Este tipo de máquina es adecuado para llevar a cabo la mecanización tanto de interiores como de exteriores de piezas en series pequeñas.

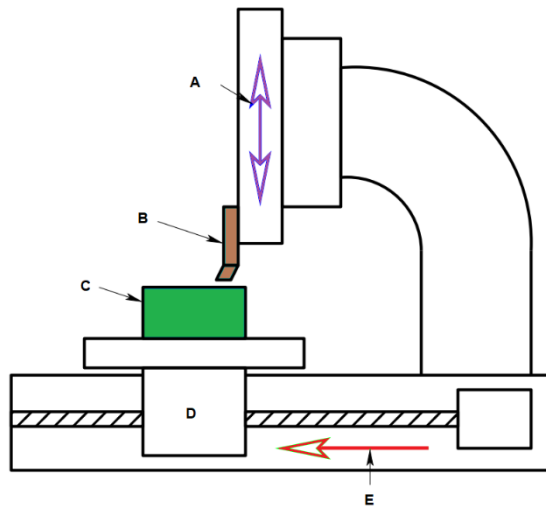


Figura 27. Partes mortajadora [11].

Partes principales de mortajadora:

- a) Movimiento principal.
- b) Herramienta.
- c) Pieza.
- d) Mesa.
- e) Movimiento de avance.

4. Desarrollo del proyecto

4.1. Análisis del vehículo BAJA SAE UAM 2022

Se realizó una completa inspección al BAJA del 2022 para denotar los problemas que se sufrieron en las competencias y en cuales se podría mejorar dando como resultado:

1. Se logró notar que el diferencial que se propuso para el vehículo estaba diseñado para vehículos más grandes, por lo que sus dimensiones eran muy grandes además de contar con un gran peso.
2. El diseño del soporte para el diferencial deja muy poco espacio para la flecha con el disco de frenado
3. La mayoría de los elementos eran comprado, por lo que no se tenía tanta libertad al momento de diseñar.
4. El vehículo contaba con demasiado torque, pero su velocidad máxima era muy pequeña.

4.2. Diseño del nuevo sistema de potencia para BAJA SAE UAM 2023.

4.2.1. Selección de la CVT Comet 790

Para la edición 2023 del vehículo se buscó mejorar la velocidad máxima, pero sin perder demasiado torque ya que en años anteriores el gran torque con el que contaba el vehículo ayudó a ganar distintas pruebas.

Se realizó un análisis de los sistemas de CVT para el embrague del motor disponibles en el mercado y se seleccionaron 3 opciones, la primera fue la de la edición 2022, una CVTech, en segundo lugar, se escogió la Gaged GX9, y en tercer lugar la Comet 790. La comparación se puede observar en la Tabla 3.

Tabla 3. Comparación cajas CVT

Modelo	Relación de transmisión		
	<i>Baja</i>	<i>Alta</i>	<i>Global</i>
Comet 790	3.38:1	0.54:1	6.26
CVTech AAB	3:1	0.45:1	6.66
Gaged GX9	3.9:1	1:1	3.9

Se seleccionó la CVT Comet 790, esto debido a que la relación de transmisión de velocidad en alta es un poco mayor a la CVT que se tuvo en años anteriores, pero la relación de transmisión en baja significa que este modelo tendrá mayor torque al vehículo 2023. Al notar que con la nueva CVT el vehículo no tendría un gran cambio en la velocidad general, pero al reconocer que la Comet 790 era la mejor opción se tomó la decisión de disminuir la relación de transmisión de potencia en el diferencial trasero.

Las poleas del modelo Comet 790 cuentan con resortes intercambiables, de esta manera se pueden mejorar las especificaciones de las poleas teniendo más velocidad y torque.

Otro aspecto que se implementó fue el de aumentar en 0.2 pulgadas la distancia entre centros de las poleas, logrando así una mayor tensión en la banda, haciendo que esta tenga una respuesta más agresiva al acelerar el vehículo. Para poder tener una mejor respuesta de la CVT se recomienda variar los resortes y la distancia entre las poleas. En la Figura 28 se muestra la representación de la CVT Comet 790.

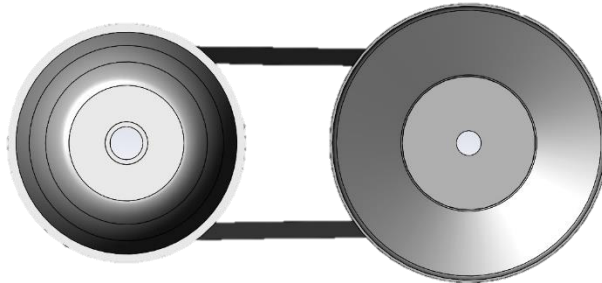


Figura 28. CVT Comet 790.

4.2.2. Diferencial trasero

En las pruebas de reparación y funcionamiento del vehículo BAJA SAE 2022 se notó que el diferencial que se seleccionó era muy grande y pesado, el diferencial se puede observar en la Figura 29.

En el modelo 2023 el equipo optó por cambiar el diferencial bloqueado por una caja de engranes personalizada, la cual está conectada a una caja de engranes cónicos con relación 1:1 para la salida hacia el cardán.



Figura 29. DANA FNR H-12.

Las ventajas que observaron al analizar la opción de una caja de engranes, como la que se muestra en la Figura 30, son las siguientes:

- Al ser una caja de engranes ambas ruedas del eje trasero giraran siempre a la misma velocidad, garantizando la tracción del vehículo en todo momento.
- Al pasar de un elemento comercial a uno personalizado, se cuenta con la libertad de seleccionar la relación de transmisión

- Al ser diseñado específicamente para la potencia que transmitirá se reducen las dimensiones y el peso.



Figura 30. Caja de engranes.

Para la relación de transmisión de potencia de los engranes al eje trasero se seleccionó de 1:9.3, mejorando la velocidad y reduciendo un mínimo el torque respecto a la versión de 2022.

El diferencial está conectado con las copas homocinéticas lado diferencial por medio de un eje de 35 mm de diámetro soldado a una placa de acero cortada a laser.

Para la creación de los engranes, se seleccionó el material acero 8620 con templado y barrenos de aligeramiento y para el material de la caja se optó por aluminio 6160T6.

La caja de engranes cuenta con tres salidas y una entrada, siendo la de la polea conducida la entrada, al eje trasero dos de las salidas y la última es un eje en la primera reducción de la caja que conecta hacia los engranes cónicos de relación 1:1 para lograr tener una salida a 90° hacia el cardán.

4.2.3. Engranes cónicos.

Se utilizaron engranes cónicos a 90°, como los que se muestran en la Figura 31 con el fin de mantener la relación que se obtuvo de la caja para llegar al cardán. Para el diseño de los engranes se tomó en cuenta varios factores:

- Se necesitan engranes de un material resistente por el desgaste que tendrán debido al contacto.
- La resistencia a la temperatura que alcanzaran al rotar.
- El factor del tamaño debido a que el espacio pensado para colocar los engranes no es muy grande.
- El peso, por tanto, se necesitan engranes ligeros.
- La relación de transmisión a la que están conectados los engranes de 3.27:1

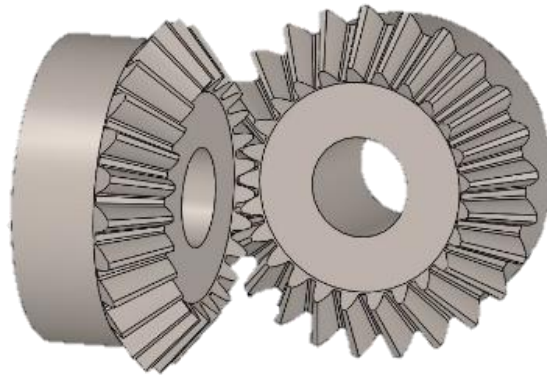


Figura 31. Engranés cónicos 1:1.

Para conectar la caja de los engranes con la caja cónica se cuenta con varios barrenos maquinados, los cuales dan la posibilidad de colocar la salida de los engranes cónicos a diferentes posiciones en intervalos de 30° .

Se maquinaron dos barrenos en cada caja, dos en la caja engranes y dos en la caja cónica, uno es para el respirador y el otro es para poder introducir el aceite en cada caja respectivamente. La caja cónica lleva 50 ml de aceite 80w90 para engranes y la caja reductora lleva 150 ml del mismo aceite.

Las cajas de engranes tienen un peso de 6.6 kg en total sin los soportes de las copas, reduciendo casi en un 50% el peso del diferencial de la versión 2022.

Para la parte de sujeción de los ejes con los engranes, los ejes cuentan con muescas y cuñeros de $1/8$ de pulgada y seguros colocados de $3/8$ de pulgada. En la Figura 32 y 33 se muestra el ensamble de los componentes de la caja de engranes, así como la complejidad que conlleva armar y desarmar.



Figura 32. Ensamble de caja de engranes.



Figura 33. Caja de engranes cerrada.

4.2.4. Diferencial delantero.

Para el diseño del diferencial delantero se tomaron en cuenta los siguientes criterios:

- Factor de la reducción: se debe tener en cuenta que la reducción del diferencial debe ser lo más cercana a 3.65, ya que debe de compensar la segunda etapa de reducción de la caja de engranes, para así lograr que el eje delantero y trasero vayan a la misma velocidad.
- Dimensiones en la “nariz” o parte frontal del vehículo: puesto que se comparte este espacio con otras secciones, el diferencial debe contar con las dimensiones correctas para poder acoplar correctamente los demás elementos.
- El peso: pues al ser un vehículo monoplaza se debe tener el menor peso posible para un mejor desplazamiento y desempeño en las diferentes competencias.
- Contar con un diferencial abierto: esto es debido a que en la parte trasera se utilizará la caja de engranes personalizada y al contar con un diferencial delantero abierto se mejorará la maniobrabilidad del vehículo.

Tomando en cuenta estos factores se buscó entre los diferenciales comerciales y se encontró que los diferenciales de las tri-motos cumplen con todas estas funciones. Se seleccionó el diferencial Olinko que se muestra en la Figura 34.

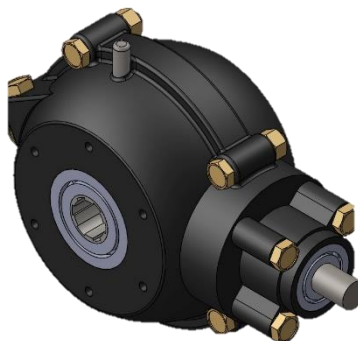


Figura 34. Diferencial delantero Olinko 13:37.

- Peso: 8.5 kg.
- Relación Piñón corona: 13:37.
- Aceite 80w-90: 250 ml.

4.2.5. Flechas de transmisión.

Para el diseño de los semiejes se seleccionaron distintos materiales con alta resistencia a la cedencia, ya que se tiene como objetivo contar con un cardán compacto. Los materiales comunes para este tipo de elementos se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Materiales y propiedades.

Material	Propiedades del material		
	Temperatura (°F)	Resistencia a la tensión (kpsi)	Resistencia a la cedencia (kpsi)
1030 TyR	600	116	90
1060 TyR	800	156	111
4140 TyR	1000	138	121

Para calcular el torque que transmiten los semiejes se comienza con el torque máximo que genera el motor KOHLER, para seguir con la reducción en baja de 3.3:1 de la caja CVT Comet 790, debido que es cuando se presenta un mayor torque.

Luego de los cálculos analíticos de las dimensiones de los semiejes se procedió a realizar simulaciones. Se inició con el semieje de diámetro de 25.4 mm al cual se le agrego un momento de 6,813.18 libras por pulgada el cual fue en el inicio del semieje, ya que no es el mismo del motor.

Posteriormente al tener los cálculos analíticos y las simulaciones de los semiejes, se procedió a realizar la manufactura de las piezas del material 4140 TyR.

Al momento de comprar el material se seguían llevando a cabo las simulaciones para determinar el diámetro de las piezas, por lo que se decidió comprar una barra con un diámetro mayor (1 ¼ de pulgada) y posteriormente cilindrarlo en el taller.

Para la parte frontal del vehículo, se optó por un eje rígido desde las salidas del diferencial delantero hasta el límite del habitáculo, esto con la finalidad de no afectar los pies del piloto, cabe recalcar que los ejes rígidos son de una pulgada pues así es la salida del diferencial delantero, del mismo modo se astriaron estos ejes para poderlos conectar.

Posteriormente, y de la misma manera que en el eje rígido de la caja de engranes trasera, se soldó el soporte circular para junta con las copas seleccionadas.

Para la selección de las copas, se seleccionó el modelo de una Frontier 98-04, copa y junta homocinética, que se pueden observar en la Figura 35 y Figura 36. Del lado diferencial va una copa tripoide y del lado rueda va colocada una espiga.

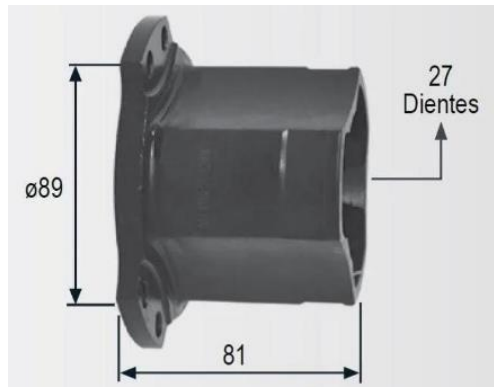


Figura 35. Espiga Frontier 2000.

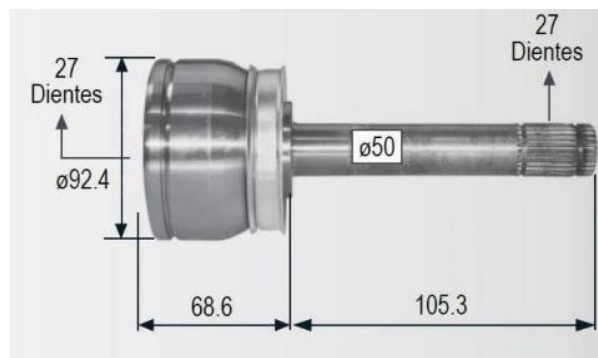


Figura 36. Junta lado diferencial.

Debido a que no cumplía las especificaciones requeridas para la masa respecto al diámetro y el largo de los dientes requeridos se tuvieron que manufacturar las modificaciones necesarias.

4.2.6. Cardán.

Se consideraron los siguientes factores para el diseño del cardán.

- El diámetro exterior: ya que se cuenta con muy poco espacio para la posición del cardán por debajo del piloto y que no rozara con el piso, ni con la protección.
- Longitud del cardán: pues desde la salida de los engranes cónicos al cardán con crucetas es aproximadamente de 1.10 metros.

El primer acercamiento fue realizar el diseño de un cardán hueco, al realizar los cálculos el equipo notó que no iba a ser posible implementar este tipo de cardán, esto debido a que las demás secciones ya habían delimitado el diámetro exterior que podría tener el cardán, así dejando a la sección de potencia sin muchas opciones para el diseño del cardán hueco.

El siguiente paso fue diseñar un cardán rígido, al igual que con los semiejes se seleccionó el material acero 4140 TyR, debido a que el mínimo para comprar este material es de tres metros.

Se inició con el cardán de diámetro de 21.6 mm en el cual se le agrego un momento de 2,395.6 lb*in. Este valor es diferente al de los semiejes, esto es debido a que la reducción que llega al cardán es la primera reducción de la caja de engranes

Posteriormente, para el análisis del cardán se utilizó un software de simulación por método de elemento finito, Figura 37. El primer paso fue realizar el discretizado de la pieza, el cual se muestra en la Figura. Este elemento consta de dos ejes conectados por juntas universales, los ejes están sostenidos por dos chumaceras.



Figura 37. Cardán.

Para el análisis del modelo se sometió el cardán al torque que transmitirá. De esta manera se obtuvieron los esfuerzos, desplazamientos, deformaciones unitarias y los factores de seguridad estáticos y a la fatiga producidos en el cardán.

El cardán está compuesto por dos piezas, la primera sale de la caja de engranes cónicos con un ángulo para que el diferencial delantero pueda estar centrado en la parte frontal del vehículo y también sirve para que el cardán pueda ir pegado al piso del vehículo.

Posteriormente al tener los cálculos analíticos y las simulaciones del cardán, se procedió a realizar la manufactura de las piezas del material 4140TyR.

Para la unión del cardán se tomaron a consideración las siguientes opciones:

- Los yugos de cardán para los autos comerciales de tracción trasera, pero se descartaron pues eran muy grandes para el vehículo construido.
- Juntas universales LOVEJOY D10. Se selecciono está opción ya que son más livianas y resistentes que un yugo normal, en la Figura 38 se puede observar la comparativa.



Figura 38. Comparación de juntas.

El barreno se tuvo que manufacturar en la universidad al igual que los cuñeros, cabe recalcar que todos los cuñeros y barrenos fueron hechos en un taller externo con cursos pues no hay la maquinaria necesaria para hacerlo dentro de la institución.

En la Figura 39 se muestra la manufactura del barreno y astriado de las juntas universales, la Figura 40 muestra el ensamble del cardán y eje en ángulo con las juntas universales.



Figura 39. Astriado hembra con diferencial delantero.



Figura 40. Cardán armado en el vehículo.

4.3. Diseño de soportes para el sistema de potencia

Los soportes de los componentes del tren de transmisión se tuvieron que diseñar, simular y manufacturar respecto a las necesidades y dimensiones del vehículo, garantizando la seguridad de dichos componentes y la integridad del piloto por igual.

4.3.1. Diferencial delantero

Se comenzó con la posición en donde sería colocado respecto a las necesidades y comodidad del piloto. Se realizaron dos cortes en un tubo secundario de la estructura de la jaula.

El diseño del soporte consta de dos partes simétricas, para sostener cada cara plana del diferencial delantero, pero sin obstruir la salida de las flechas.

Al ser un elemento que estará constantemente en contacto con el piloto se escogió una placa de acero dulce de 5 mm con un diseño de medio círculo que tuviera soporte en el tubo más próximo, lo más compacto posible para no estorbar en la cabina, como se muestra en la Figura 41.



Figura 41. Soportes colocados del diferencial delantero.

4.3.2. Copas de las flechas y ejes de transmisión

Para poder sostener los ejes de transmisión se optó por colocar bases de solera, en los extremos de los ejes con barrenos. Esto con el objetivo de colocar chumaceras de piso, permitiendo la rotación de los ejes y manteniéndolos en su lugar.

Para los semiejes que conectan a los ejes rígidos, se consiguieron placas que idénticas a las que se cuentan en las copas de las flechas, atornillándose para que el semieje tuviera un punto de sujeción fijo, al mismo tiempo que el eje rígido es sostenido en su posición por la chumacera de piso.

4.3.3. Caja de engranes

La caja de engranes no puede moverse para no generar ningún inconveniente con la transmisión de potencia hacia las llantas traseras y delanteras, por tanto, los soportes deben ser rígidos, y fijos, pero, al mismo tiempo desmontable en caso de tener que quitar o reemplazar alguna cuña.

Se escogió la misma placa de acero que para los soportes del diferencial delantero, con corte laser y soldados a dos tubos secundarios para una buena sujeción y posición de la caja de engranes, dando como resultado 4 soportes que cuentan en la parte superior con barrenos para el cierre de la caja de engranes. En la Figura 42 se observan los soportes del diferencial trasero montado con los tornillos que cierran la caja de engranes.

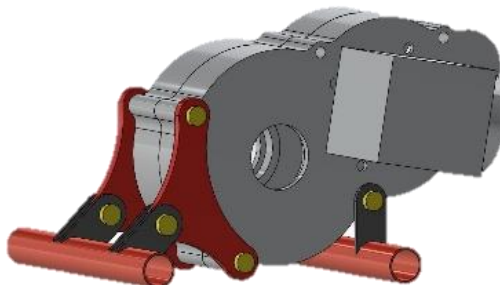


Figura 42. Soportes para la caja de engranes.

Debido al reducido espacio se pensó en hacer soportes con orejas de solera las cuales se soldarían a la estructura de la jaula, las orejas serían barrenadas de manera que los soportes que sostendrían el diferencial se atornillaran a ellas, la forma de los soportes fue de manera que la parte trasera del diferencial fuera sostenida de un soporte de 3 barrenos y la parte delantera solo se sostendría de unas orejas de solera.

4.3.4. Motor

Para el soporte del motor, se optó por un diseño de dos barras de PTR que cargan la base del motor con encamisado de $\frac{1}{2}$ de pulgada hacia los tubos primarios de la estructura de la jaula, y de la misma manera del motor hacia el PTR. La estructura del soporte del motor se muestra en la Figura 43.



Figura 43. PTR como soporte del motor.

Posteriormente se realizaron las simulaciones correspondientes. Para los soportes del motor se ocupó PTR, por lo que se colocaron restricciones fijas a las superficies que estarán soldadas, las cuales serán los extremos de los PTR que serán unidos a la jaula, de igual manera los 4 barrenos que se ocuparon para sostener el motor.

Para conocer el PTR más adecuado se tomó de referencia las iteraciones hechas para el soporte del motor del BAJA UAM 2022, presentado en la Tabla 5.

Tabla 5. Resultados obtenidos para el soporte del motor [2].

Calibre de PTR	Espesor de pared (mm)	Peso estimado (kg)	¿Soporta las cargas?
14	1.89	3.195	No
11	2.66	3.987	Si
10	3.42	5.346	Si

Para los PTR se ocuparon perfiles rectangulares de 1 pulgada de ancho y 1 pulgada de largo. Para las simulaciones se ocupó el calibre 10 ya que solo 2 PTR soportaran el peso del motor y así ya no se agregaría más material para reforzar el soporte. Al ocupar el calibre 10 podría soportar adecuadamente al motor y soportar las pruebas dinámicas y estáticas a las que el vehículo fuera sometido.

4.4. Diseño y manufactura de las protecciones

La competencia restringe muchas de las especificaciones del vehículo para que este sea apto para competir, para el sistema de transmisión de potencia la competencia estipula que todos los elementos rotativos deben contar con una protección.

Los elementos para proteger son:

4.4.1. CVT

Para el diseño de la protección de la CVT se necesitan reducir las dimensiones lo mayor posible puesto que el tren de potencia se diseñó para que su centro de

gravedad sea lo más bajo posible, por tanto, los elementos están muy cercanos los unos con otros.

Se cuenta con curvaturas difíciles de lograr, sumado con relieves pues se buscó hacerla lo más ligera posible, por tanto, se utilizó aluminio 6061 de 5 mm de espesor, llevando la manufactura en la placa de aluminio para posteriormente ser llevada a la roladora encontrada en el taller de fundición. La cubierta de la protección de la CVT montada se muestra en la Figura 44.

Para la cubierta de esta se utilizó placa perforada, esto para mejorar la eficiencia de la CVT y permita el flujo del aire, y en caso de alguna avería poderla observar sin necesidad de abrir la tapa.

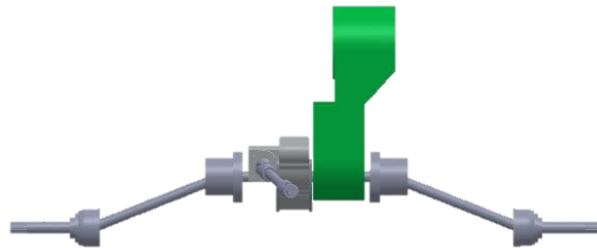


Figura 44. Vista frontal de la protección de la CVT.

Para concluir con el diseño y todos los bordes o espacios que no se consideraron en el diseño, se optó por rellenarlos con cinta para ductos.

4.4.2. Cardán y flechas

Para comenzar el diseño se necesitan considerar varios aspectos del reglamento:

- No debe de caber un dedo.
- Aluminio de 4 mm o acero de 3 mm cada tercio del largo del cardán.

Con esto se partió para la base de la protección del cardán. Se decidió hacerla de fibra, se consiguió el patrocino de elemento carbón para poderla realizar en fibra de carbono, sin embargo, para poder conseguirlo se solicitó que el equipo manufacturara el molde. Este proceso se llevó a cabo con la división de CYAD en el taller de acabados con ayuda del arquitecto Jorge Bermúdez.

4.4.3. Caja de engranes cónicos

Para la caja de engranes cónicos solo debe cumplir:

- Que no quepa un dedo dentro de ella
- Aluminio de 4 mm o acero de 3 mm

Se comenzó con la ayuda del laboratorio de fundición y del profesor Iván Gonzalez, para comenzar se decidió hacer la fundición con molde de arena.

Se deben tomar varias consideraciones al hacer este molde:

- Las dimensiones: esto se conoce tomando el diámetro exterior de los engranes cónicos que se seleccionaron.
- Se debe considerar la geometría: se escogió un cubo con tapa para el desmonte.
- Que tanto saldrán los ejes que conectarán la salida (eje que conecta con el cardán) y la entrada (eje que conecta con la caja de reducción)

Con estas características se pudo comenzar a hacer el molde.

Se optó por hacer una primera fundición a molde perdido, el cual consistió en conseguir la geometría con unicel, uniéndolo con pegamento y grapas cara a cara, esto con el objetivo de poder hacer los cortes con exactitud y que al momento que caer el aluminio fundido el molde se fuera quemando y en su lugar comenzara a rellenar el aluminio caliente.

La arena fue muy pesada para el molde, el unicel al ser un material tan ligero y frágil, con el peso de la arena encima se deformó y aplastó generando fugas y pérdidas de material en la caja, por tanto, se optó por una segunda opción la cual fue el molde de relleno.

El molde de relleno consiste en generar las cubiertas donde deberá rellenar el material con aluminio, para esta ocasión el material seleccionado fue madera de pino con un grado de humedad intermedio debido a que esta madera alcanza y soporta más calor que el aluminio antes de fundirse con casi 800°C y el aluminio con 650°C.

Para lograr este molde se solicitó una vez más con el apoyo de la división de CYAD para el taller de maderas, con madera de 8 mm de espesor para comenzar a ensamblar cara a cara, esta vez uniendo cada pared con pijas y resistol que evitaría la fuga del crisol.

5. Resultados

5.1. Cálculos de los engranes cónicos para la caja de engranes

Para asegurar una caja de engranes apropiada y resistente a los esfuerzos se tiene una potencia que llega a los engranes cónicos de 6.35 *hp* teniendo en cuenta que:

$$T = 2365.96 \text{ lbf} = 267.32 \text{ Nm}$$

$$\text{rpm} = 124.79 \text{ rpm}$$

$$P = \frac{T * \text{rpm}}{5252} = \frac{267.32 \text{ Nm}}{124.79 \text{ rpm}} = 6.35 \text{ hp}$$

Relación piñón-corona: 1:1.

Temperatura estimada de 158°F.

Factor de diseño recomendado: 2.

N_p : 20 dientes.

Confiabilidad: 0.995 a 10^{10} Rev. N_L

Empezando por piñón.

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura.

$$C_L = 3.4822N_L^{-0.0602}$$

$$C_{LG} = 3.4822\left(\frac{10^{10}}{1}\right)^{-0.0602} = 1.0001$$

Factor esfuerzo de resistencia a la flexión K_L , crítico por su ciclo de vida.

$$K_L = 1.683N_L^{-0.0323}$$

$$K_{LP} = 1.683\left(\frac{10^{10}}{1}\right)^{-0.0323} = 0.8618$$

Factor de confiabilidad

$$C_r = \sqrt{K_p}$$

$$Z_L = \sqrt{Y_Z}$$

$$Y_Z = K_r = 0.50 - 0.25\text{LOG}(1 - R)$$

$$0.99 \leq R \leq 0.999$$

$$K_R = 1.075$$

$$C_R = 1.037$$

Factor de temperatura K_T por tomar en cuenta que se manejaran 70° C aproximadamente:

$$K_T = 1$$

Factor de seguridad.

$$n_d=2; \quad S_F=2; \quad S_H = \sqrt{2} = 1.414$$

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de la resistencia a la flexión K_x .

Como son cónicos rectos entonces se tiene: $K_x = Y_B = 1$.

Factor de coronamiento por picadura $C_{XZ}(z_{cx})$.

1.5 dientes coronados.

Con $N_P=20$ dientes, $N_G = 1(20) = 20$ dientes.

Geometría.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_P}{N_G} \right) = 45^\circ \quad \varphi = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_P} \right) = 45^\circ$$

Hipótesis teóricas.

Decisión I: paso diametral de ensayo, 8 dientes por pulgada (P_d).

Factor de tamaño por flexión $K_S(Y_X)$.

$$K_S = 0.4867 + \frac{0.2132}{P_d} \quad \text{si } 0.5 \leq P_d \leq 16 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$K_S = 0.4867 + \frac{0.2132}{10} = 0.50802$$

$$d_p = \frac{N_P}{P_d} = \frac{20}{10} = 2 \text{ in}$$

$$d_G = 2 \text{ in}(1) = 2 \text{ in}$$

Velocidad en línea de paso diametral.

$$v_t = \pi * d_p * \frac{n_p}{12} = \pi * 2 \text{ in} * \frac{900}{12} = 471.23 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Paso exterior.

$$\text{carga transmitida } (w^t) = 33,000 \frac{H}{V} = \frac{33,000(6.35\text{Hp})}{471.23 \text{ ft/min}} = 224.09 \text{ lbf}$$

$$A_o = \frac{d_p}{2\text{sen}\gamma} = \frac{2 \text{ in}}{2\text{sen}(45^\circ)} = 1.414 \text{ in}$$

Ancho de la cara.

$$F = \min\left(0.3A_o, \frac{10}{P_d}\right) \rightarrow \min\left[0.3(1.414), \frac{10}{10}\right] \rightarrow \min(0.424, 1) \rightarrow 0.424 \text{ in}$$

Decisión 2.

$$F=0.424 \text{ in.}$$

Factor Picadura C_s .

$$C_s = 0.125F + 0.4375 = 0.4905$$

Factor de distribución de carga.

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1.250$$

Decisión 3.

Sea el número de precisión de transmisión $Q_v=6$.

$$B = 0.25(12 * 6)^{\frac{2}{3}} = 0.8255$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255) = 59.77$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V_t}}{A}\right)^B = 1.325$$

Flexión de la corona.

$$(S_t)_G = \frac{w_t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J_G} = \frac{224.04 \text{ lbf}}{0.424 \text{ in}} * 10 * 1 * 1.325 * \frac{0.5080 * 1.25}{1 * 0.20} = 22100 \text{ psi}$$

Resistencia a la flexión por tener acero 4140 TyR totalmente endurecido con un Brinell= 400.

$$(S_{wt})_G = \left(\frac{S_{ut}K_L}{S_F K_T K_R}\right)_G = \frac{28000 * 0.8618}{2(1)(1.075)} = 11,223.44 \text{ psi}$$

En este caso la resistencia a la flexión que el esfuerzo a la flexión aplicada.

$$\frac{22100}{11223} = 1.96$$

Factor de seguridad real.

$(S_F)_G = 2(1.96) = 3.92$ por tanto, es seguro utilizar este tipo de engranes

Se decidió utilizar engranes del material acero reforzado que es acero 4041 con un tratamiento térmico.

Diámetro exterior: 2.18 in

Barreno: 3/4 in

Número de dientes: 20

Peso: 0.7 lb

5.2. Cálculos del diferencial delantero

Para asegurar que se tiene un diferencial apropiado y resistente a los esfuerzos se calculó de manera analítica su factor de seguridad, considerando:

- Potencia que llega al diferencial: 9.3 *hp*.
- Relación piñón-corona: 2.84.
- Temperatura estimada de 212°F.
- Factor de diseño recomendado: 2.
- N_p : 13 dientes.
- Confiabilidad: 0.995 a 10^{10} Rev. N_L .

Empezando por piñón:

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura.

$$C_L = 3.4822 N_L^{-0.0602}$$

$$C_{LG} = 3.4822 \left(\frac{10^{10}}{2.84}\right)^{-0.0602} = 1.064$$

$$C_{LP} = 3.4822(10^{10})^{-0.0602} = 1$$

Factor esfuerzo de resistencia a la flexión K_L , critico por su ciclo de vida.

$$K_L = 1.683N_L^{-0.0323}$$

$$K_{LG} = 1.683\left(\frac{10^{10}}{2.84}\right)^{-0.0323} = 0.8913$$

$$K_{LP} = 1.683(10^{10})^{-0.0323} = 0.8618$$

Factor de confiabilidad.

$$C_r = \sqrt{K_p}$$

$$Z_L = \sqrt{Y_Z}$$

$$Y_Z = K_r = 0.50 - 0.25\text{LOG}(1 - R)$$

$$0.99 \leq R \leq 0.999$$

$$K_R = 1.075$$

$$C_R = 1.037$$

Factor de temperatura K_T .

$$K_T = \frac{460 + t}{710}$$

$$K_T = \frac{460 + 212}{710} = 0.94$$

Factor de seguridad:

$$n_d=2; \quad S_F=2; \quad S_H = \sqrt{2} = 1.414$$

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de la resistencia a la flexión K_x .

Como son cónicos rectos: $K_x = Y_B = 1$.

Factor de coronamiento por picadura $C_{XZ}(z_{cx})$.

1.5 dientes coronados.

Con $N_P=37$ dientes, $N_G = 2.84(37) = 105$ dientes.

Geometría:

$$\gamma = \tan^{-1}\left(\frac{N_P}{N_G}\right) = 19.41^\circ \quad \varphi = \tan^{-1}\left(\frac{N_G}{N_P}\right) = 70.59^\circ$$

Hipótesis teóricas:

Decisión I: paso diametral de ensayo, 8 dientes por pulgada (P_d).

Factor de tamaño por flexión $K_S(Y_X)$.

$$K_S = 0.4867 + \frac{0.2132}{P_d} \quad \text{si } 0.5 \leq P_d \leq 16 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}$$

$$K_S = 0.4867 + \frac{0.2132}{8} = 0.5134$$

$$d_p = \frac{N_P}{P_d} = \frac{37}{8} = 4.625 \text{ in}$$

$$d_G = 4.625 \text{ in}(2.84) = 13.135 \text{ in}$$

Velocidad en línea de paso diametral.

$$v_t = \pi * d_p * \frac{n_p}{12} = \pi * 4.625 \text{ in} * \frac{900}{12} = 589 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Paso exterior.

$$\text{carga transmitida } (w^t) = 33,000 \frac{H}{V} = \frac{33,000(9.3Hp)}{589 \text{ ft/min}} = 521.05 \text{ lbf}$$

$$A_o = \frac{d_p}{2\text{sen}\gamma} = \frac{4.625 \text{ in}}{2\text{sen}(19.41)} = 6.96 \text{ in}$$

Ancho de la cara.

$$F = \min\left(0.3A_o, \frac{10}{P_d}\right) \rightarrow \min\left[0.3(6.96), \frac{10}{8}\right] \rightarrow \min(2.08, 1.25) \rightarrow 1.25 \text{ in}$$

Decision 2.

$F=1.25$ in.

Factor Picadura C_S .

$$C_S = 0.125F + 0.4375 = 0.5937$$

Factor de distribución de carga.

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2 = 1.256$$

Decisión 3.

Sea el número de precisión de transmisión $Q_V=6$.

$$B = 0.25(12 * 6)^{\frac{2}{3}} = 0.8255$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255) = 59.77$$

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200V_t}}{A}\right)^B = 1.325$$

Flexión de la corona.

$$(S_t)_G = \frac{W_t}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J_G} = \frac{521.05}{1.25} * 8 * 1 * 1.325 * \frac{0.5134 * 1.256}{1 * 0.20} = 10,390 \text{ psi}$$

Resistencia a la flexión.

$$(S_{wt})_G = \left(\frac{S_{ut} K_L}{S_F K_T K_R}\right)_G = \frac{30,000 * 0.8929}{2(0.94)(1.075)} = 13,254 \text{ psi}$$

En este caso la resistencia a la flexión que el esfuerzo a la flexión aplicada.

$$\frac{13254}{10390} = 1.27$$

Factor de seguridad real.

$(S_F)_G = 2(1.27) = 2.55$ por tanto, es seguro utilizar este tipo de diferencial

5.3. Cálculos de los semiejes

Realizando un análisis de las fuerzas que transmitir el vehículo se determinó que los ejes y el cardán únicamente transmiten par torsor, por lo que se comenzó calculando el torque que llegará al cardán proveniente de la caja de engranes:

$$\tau_{eje} = 222 \text{ lbin} * 3.3 * 9.3 = 6,813.18 \text{ lbin}$$

Posteriormente se seleccionó el acero 4140 TyR debido a que cuenta con una alta resistencia a la cedencia. Para conocer S'_e , como $S_{ut}<200$ kpsi, los valores se sustituyen en la ecuación (3) y queda como:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 138 \text{ kpsi} = 69 \text{ kpsi}$$

Para conocer el factor k_a se utiliza la ecuación (5) y los valores de la tabla 1.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 2.7 * 138^{-0.265} = 0.73$$

Para conocer el factor k_b se utiliza la ecuación (6). Debido a que el objetivo es tener un eje compacto, se propone un diámetro de 1 in.

$$k_b = 0.879d^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879 * 1.00^{-0.107} = 0.88$$

Para conocer el factor k_c se utiliza la ecuación (7).

$$k_c = 0.59$$

Como la temperatura de operación es menor a 300°C, el factor k_d es:

$$k_d = 1$$

Para conocer el factor k_e se utiliza la tabla 10, estimando una confiabilidad del 99%

$$k_e = 0.814$$

Se utiliza la ecuación (4) Para calcular S_e

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.73 * 0.88 * 0.59 * 1 * 0.814 * 69kpsi = 21.31kpsi$$

Se proponen los siguientes parámetros

- D= 1.00 pulg
- d= 0.90 pulg
- r= 0.09 pulg
- D/d= 1.11
- r/d= 0.10

Debido a que no se tiene momento flector solo se calculará el valor de kfs , los valores necesarios pueden ser obtenidos en las Figuras 45 y 46.

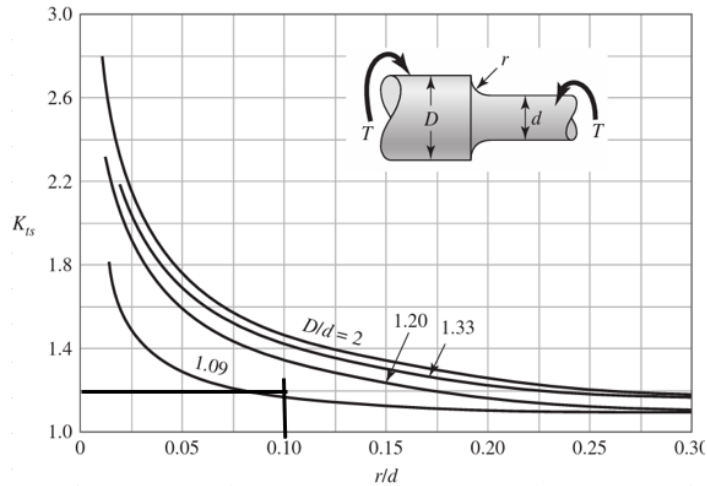


Figura 45. Valor de k_{ts} .

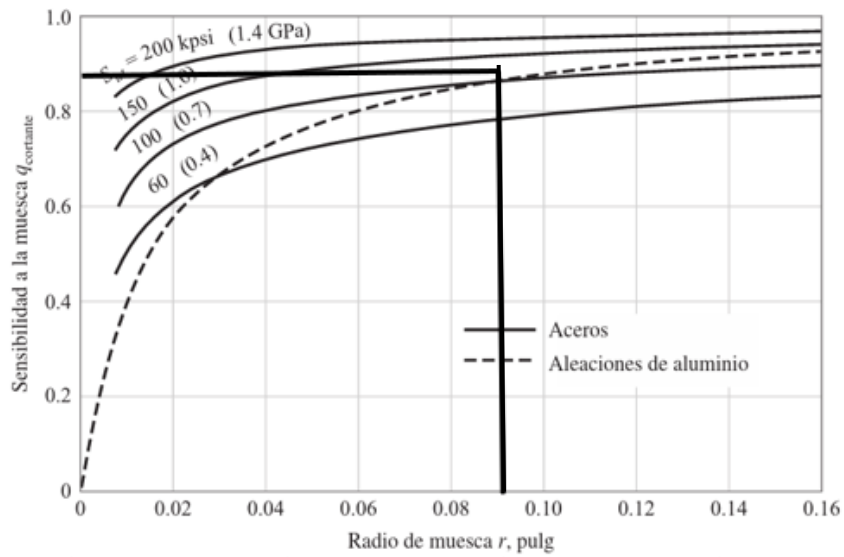


Figura 46. Valor de cortante.

Se utiliza la ecuación (10) para calcular k_{fs}

$$k_{fs} = 1 + q_{ts}(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.9(1.2 - 1) = 1.18$$

Posteriormente se calcula el diámetro con un factor de seguridad de 2, con los diferentes criterios de falla con las ecuaciones (26), (28) y (34).

$M_m = T_a = 0$

Soderberg:

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

$$d = \left(\frac{16(1)}{\pi} \left\{ \frac{1}{138,000} [3(1.18 * 6,813.17)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} = 1.14 \text{ in}$$

Goodman:

$$d = 1.09 \text{ in}$$

ASME elíptica.

$$d = 1.09 \text{ in}$$

Como este proceso es iterativo se creó una hoja de cálculo para disminuir el tiempo de realizar los cálculos, lo cual se obtuvo como resultado un diámetro de 7/8 de pulgada con un factor de seguridad de 1.

5.4. Cálculos para el cardán hueco

Se comenzó con los cálculos de un cardán hueco:

- D (Diámetro exterior): 24.5 mm
- D (Diámetro interior): 23 mm
- L (largo): 1254.06 mm (aprox.)
- Material seleccionado: Acero 1020
- Módulo de rigidez (G): 77 GPa
- τ (esfuerzo admisible): 135 MPa
- Al cardán le llega un torque de: 203.67 Nm

Velocidad crítica soportada por el cardán:

$$V_c = 1.22 \times 10^7 \times \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} (\text{rpm})$$

$$V_c = 1.22 \times 10^7 \times \frac{\sqrt{24.5^2 + 23^2}}{1254.06^2} = 260.50 (\text{rpm})$$

Velocidad para evitar situaciones de falla

$$0.65 \times V_c = V$$

$$0.65(260.5 \text{ rpm}) = 208.4 \text{ rpm}$$

$$\text{rpm delantera} = 124.79 \text{ rpm} * 2.84 = 355.18 \text{ rpm}$$

Por tanto, se tendrán fallos generados debido a las dimensiones seleccionadas con respecto a la velocidad, por tanto, para evitar vibraciones innecesarias o que generen un fallo crítico como la ruptura, se opta por chumaceras para la absorción de las vibraciones. Es importante observar que, por encima de 500 rpm, es siempre necesario un equilibrado estático y dinámico de la transmisión, el cual siempre se realiza durante la producción.

Momento polar de inercia

$$J = \frac{\pi(r_2^2 - r_1^2)}{2}$$

$$J = \frac{\pi(25.4^2 - 23^2)}{2} = 111.92 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{TC}{J} = \frac{135 \text{ MPa} * 10.319 \text{ mm}^2}{111.92 \text{ mm}^2} = 12.44 \text{ MPa}$$

Esfuerzo máximo

$$\gamma_{\text{máx}} = \frac{\tau_y}{G} = \frac{135 \text{ MPa}}{77 \text{ GPa}} = 0.00175$$

Factor de seguridad

$$F.S.: \frac{\tau_y}{\tau} = \frac{135 \text{ MPa}}{187.785} = 0.719$$

Debido a que el factor de seguridad es menor a 1, esto significa que será propenso a fallar en pruebas, se opta por tener un eje rígido como cardán para que pueda soportar el torque y las chumaceras para las revoluciones a las que va a girar.

5.5. Cálculos para el cardán sólido

Para el diseño del cardán se siguieron los mismos pasos realizados con el diseño de los semiejes, pero cambiando el torque que transmitirá el cardán, debido a que está conectado a la salida a 90° de la caja de engranes cónicos, la cual tiene una reducción de 3.27. De igual manera se seleccionó el material 4140 TyR.

$$\tau_{\text{eje}} = 222 \text{ lb in} * 3.3 * 3.27 = 2,395.602 \text{ lb in}$$

Para conocer $S'e$, como $S_{ut} < 200$ kpsi, los valores se sustituyen en la ecuación (3) y queda como:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 138 \text{ kpsi} = 69 \text{ kpsi}$$

Para conocer el factor k_a se utiliza la ecuación (5) y los valores de la Tabla 1.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 2.7 * 138^{-0.265} = 0.73$$

Para conocer el factor k_b se utiliza la ecuación (6). Debido a que el objetivo es tener un cardán compacto, se propone un diámetro de $\frac{3}{4}$ de pulgada.

$$k_b = 0.879d^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879 * 0.75^{-0.107} = 0.91$$

Para conocer el factor k_c se utiliza la ecuación (7).

$$k_c = 0.59$$

Como la temperatura de operación es menor a 300°C, el factor k_d es:

$$k_d = 1$$

Para conocer el factor k_e se utiliza la Tabla 10, estimando una confiabilidad del 99%.

$$k_e = 0.814$$

Se utiliza la ecuación (4) Para calcular S_e .

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.73 * 0.91 * 0.59 * 1 * 0.814 * 69 \text{ kpsi} = 21.98 \text{ kpsi}$$

Se proponen los siguientes parámetros:

- D= 0.75 pulg
- d= 0.70 pulg
- r= 0.10 pulg
- D/d= 1.07
- r/d= 0.10

Debido a que no se tiene momento flector solo se calculara el valor de k_f .

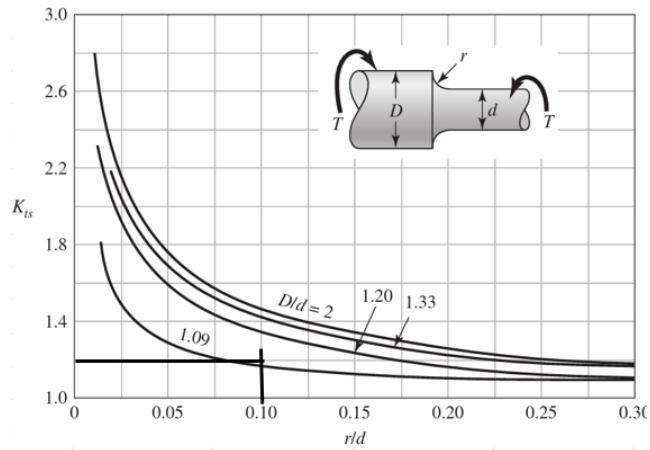


Figura 47 Valor de k_{ts} .

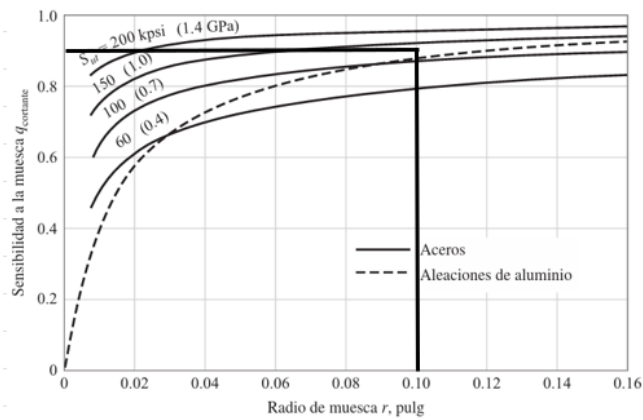


Figura 48. Valor de cortante.

Se utiliza la ecuación (10) para calcular k_{fs}

$$k_{fs} = 1 + q_{ts}(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0.92(1.18 - 1) = 1.17$$

Posteriormente se calcula el diámetro con un factor de seguridad de 2, con los diferentes criterios de falla con las ecuaciones (26), (28) y (34).

$M_m = T_a = 0$.

Soderberg:

$$d = 0.8 \text{ in}$$

Goodman:

$$d = 0.78 \text{ in}$$

ASME elíptica.

$$d = 0.8 \text{ in}$$

Al igual que con los ejes se realizó el proceso iterativo con la hoja de Excel y se tomó el diámetro de 0.75 con un factor de seguridad de 1.6.

6. Análisis y discusión de resultados

6.1. Motor

Para el motor se tuvo que realizar el diseño, simulación y manufactura de sus soportes. A continuación, se muestran los resultados de las simulaciones.

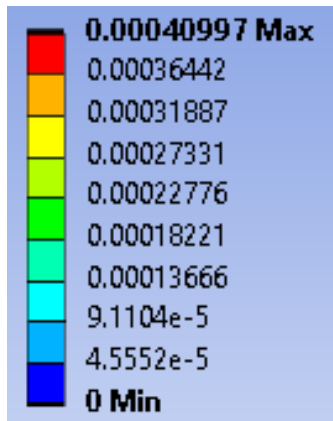


Figura 49. Valores de desplazamiento en los soportes (mm).

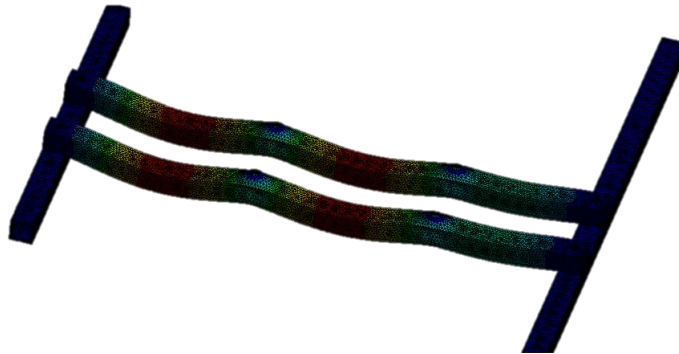


Figura 50. Soporte del motor a escala 5.6e+004 (0.5x Auto).



Figura 51. Deformación del soporte del motor a escala real.

En la Figura 49 y 50 se muestra la deformación de los soportes del motor con una carga de 340 N, que al convertirlos a kg son 34.6704, lo cual es un poco superior al peso real del motor el cual es de 33 kg, el peso fue distribuido en los 4 barrenos para poder conocer la deformación.

En la Figura 51 se muestra la deformación a una escala $5.6e+004$ (0.5x Auto), la cual muestra cómo se deformaría de una forma irracional, al contrario de la Figura 50 la cual muestra de una manera real como se ocasionaría la deformación, ya que los resultados obtenidos están en "mm" y el valor máximo es de 0.00040997 mm, existiendo únicamente deformación en los puntos de sujeción.

De igual manera se realizó una simulación de la deformación elástica equivalente en la cual las unidades era mm/mm y por lo que se observa existe un comportamiento en los barrenos de sujeción como en la deformación total, los datos obtenidos se observan en la Figura 52 y 53 y esos valores son mínimos.

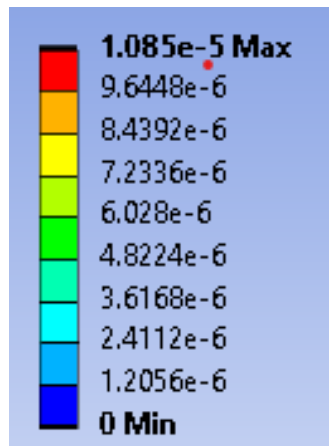


Figura 52. Valores deformación unitaria en los soportes (mm/mm).

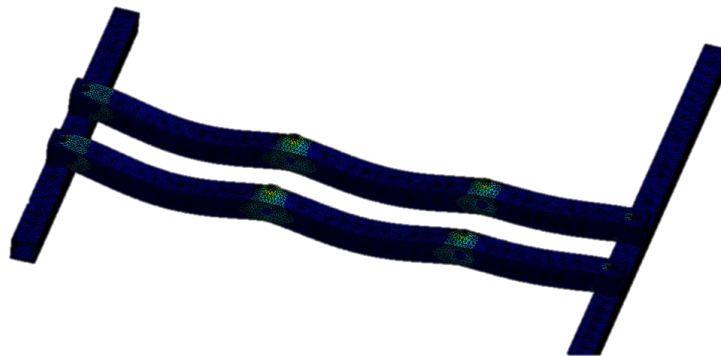


Figura 53. Representación de la deformación unitaria.

Por último, se realizó una simulación del factor de seguridad la cual arrojó un valor ya esperado ya que fue un factor de seguridad de 15 en toda la estructura, ya que anteriormente se mencionó que se tomó un PTR de calibre 10 con un espesor de 3.42 mm y por ello no se agregaron más PTR como refuerzos, los resultados se muestran en la Figura 54.

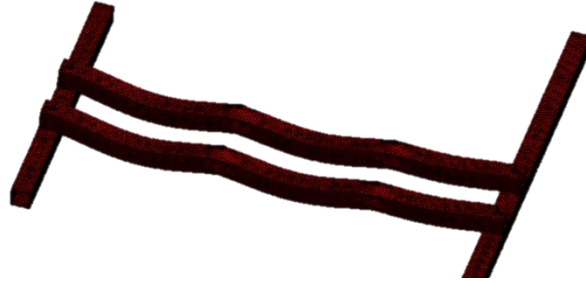


Figura 54. Factor de seguridad, PTR calibre 10.

6.2. CVT

La implementación de la nueva CVT en el vehículo cumplió con su objetivo, ya que al tener un mayor torque en la relación de transmisión en baja los pilotos hicieron notar que el auto tenía una mejor respuesta al acelerador y se sentía el torque extra que se obtuvo. También fue de gran utilidad en la competencia, ya que el vehículo pudo completar la prueba de escalada de colina sin ningún contratiempo.

Uno de los campos de oportunidad que se observaron en el vehículo fue el de ajustar la CVT para logra obtener una respuesta más agresiva de la misma, esto se puede observar en los foros de internet además de en el libro “Clutch tuning handbook” el cual se encuentra en la bibliografía, por lo que se motiva a siguientes generaciones del Escuadrón UAM a no dar por sentada la nueva CVT y tomarla como algo perfeccionable.

6.3. Caja de engranes

Antes de conseguir la caja de engranes personalizada se realizó un prototipo para la caja de engranes cónicos. La manufactura del prototipo se muestra a continuación.

La idea consiste en tener un molde externo y un molde interno para que el aluminio fundido rellene las paredes entre ambos moldes, el espacio entre dichas paredes es de 5 mm respectivamente.

Al llevar el molde al taller de fundición, este permite la aplicación directa del crisol en el mismo, solo haciendo en la parte superior dos boquetes, uno para la entrada del crisol y otro para respirar, como se observa en la Figura 55.



Figura 55. Molde de madera para caja cónica.

Al ser un material orgánico era propenso a incendiarse, así que rápidamente hubo que moverlo al exterior, como se observa en la Figura 56, para que pudiera ser controlado y no comenzara a fundir o prender en llamas el molde.



Figura 56. Molde durante la fundición.

Al final, en el desprendimiento de las paredes principales, no se tomó en cuenta que las fibras de la madera al entrar en contacto con el calor tan drástico tienden a pandearse, al igual que cualquier material orgánico, por tanto, al desprender se notaron algunas deformaciones, como se puede observar en la Figura 57.



Figura 57. Molde después de la fundición.

Por última instancia ya que el hacer un molde con volumen presenta mucha dificultad y necesita resguardar las vibraciones correctamente y el aceite para los engranes, se optó por realizarlo en aluminio maquinado con CNC, con un cubo sellado y la única tapa movable sea la del balero de salida e integrarlo en la caja de engranes personalizada, como se puede observar en la Figura 58.

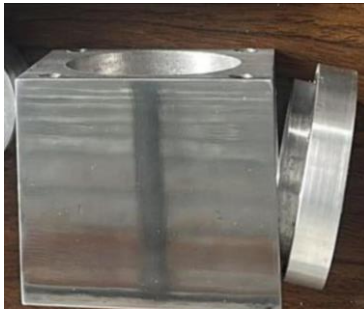


Figura 58. Caja manufacturada en CNC.

El resultado fue bueno, sin embargo, la dificultad para poder abrirla es un poco alta, debido a que conforman una sola pieza la caja de reducción con la caja cónica.

Aunque la caja de engranes fue personalizada y fabricada en un taller externo además de la manufactura de estos, en la escuela se tuvieron que diseñar y simular los soportes. A continuación, se muestran los resultados de las simulaciones.

Para la primera simulación se colocó una carga de 4000 N, ya que al tener los soportes se observó que eran de un espesor de $\frac{1}{4}$ de pulgada, ya que fue excesivo para el peso que sostendrían que era de 8 kg (peso de la caja de engranes). Por lo mismo los datos ingresados fueron más grandes para observar la deformación, las cargas se distribuyeron en todos los barrenos de los soportes y orejas de acero, los datos obtenidos se observan en la Figura 59.

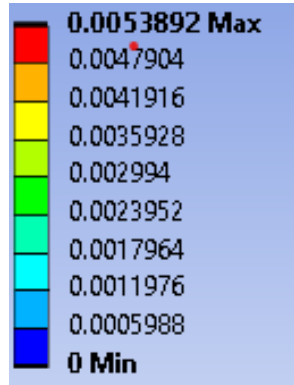


Figura 59. Valores de desplazamiento en los soportes (mm).

Como se observa en la Figura 60 la deformación máxima es de 0.0053892 mm, esto en los soportes de la parte trasera conociendo el valor obtenido y en donde ocurre la deformación, se puede observar que el espesor de los soportes y de las orejas está exagerada por lo que al observar los soportes solo se deformarían, pero no llegaría el grado de sufrir una fractura como lo muestra la Figura 60.

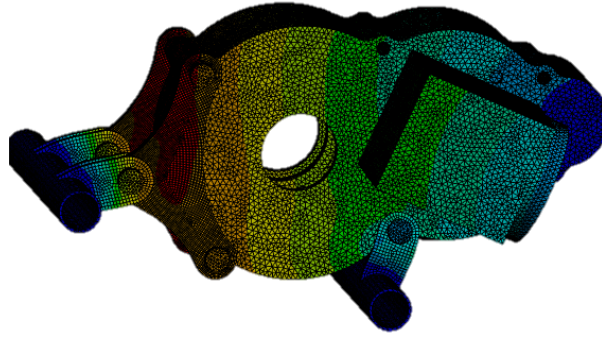


Figura 60. Deformación de los soportes con escala $5.6e+4$.

Las deformaciones fueron mínimas y solo en puntos específicos, en el factor de seguridad se observa que solo e las orejas de acero que sostienen la parte delantera del motor ya que en esa parte también existe un torque que ocasiona que exista más de una fuerza sostenida por dichas orejas, como lo muestra la Figura 61.

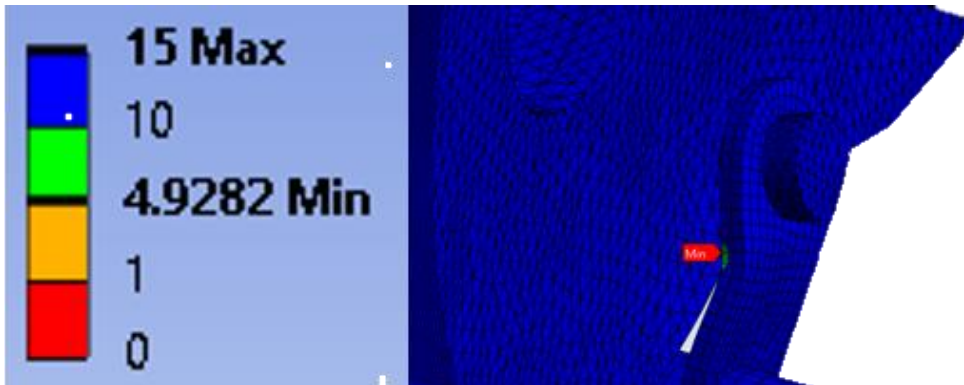


Figura 61. Factor de seguridad

La caja de engranes personalizada logró su cometido, ya que le dio una mayor velocidad general al vehículo, al disminuir la relación de transmisión de potencia con respecto a su antecesor.

Varias cuñas sufrieron degollamiento durante la competencia y durante algunas pruebas. En varias ocasiones se llegó a degollar únicamente la cuña de los engranes cónicos, por lo que el vehículo pasaba a ser 4x4 a 4x2 por esta situación.

Durante la competencia pasó esto mismo y el vehículo quedo únicamente con la transmisión en la parte trasera. Después de dar más vueltas otras cuñas se degollaron por lo que el vehículo se tuvo que retirar al no contar con tiempo suficiente para cambiarlas.

6.4. Semiejes

El diseño propuesto para los semiejes y los cálculos realizados proporcionaron dimensiones adecuadas además de dar la libertad a la sección de suspensión de elegir el largo que mejor se adecuara a su sistema.

Uno de los puntos claves para el correcto análisis y diseño de la pieza fue la solución por medio de las simulaciones de elemento finito, lo que permitió comparar ambas soluciones. En las siguientes figuras se muestran los resultados de las simulaciones.

Se inició con el semieje de diámetro de 24.5 mm en el cual se le agregó un momento de 6,813.18 libras por pulgada, el cual es distinto al que ejerce el motor por si solo, esto es debido a que se tiene que considerar la reducción de la CVT, donde el torque es mayor, para posteriormente agregar la reducción de la caja de engranes.

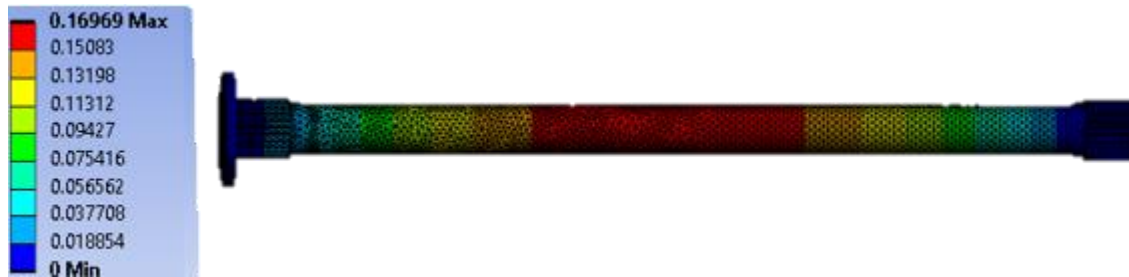


Figura 62. Desplazamiento del semieje (mm).

En la Figura 62 se muestran los datos obtenidos de la deformación total, así como la escala de colores dentro del semieje y donde existe la mayor deformación. En la simulación muestra el momento en un extremo del semieje y el otro extremo tiene una restricción de cilindro. La Figura 63 muestra los factores de seguridad de forma estática y la Figura 64 los factores de seguridad de manera dinámica.

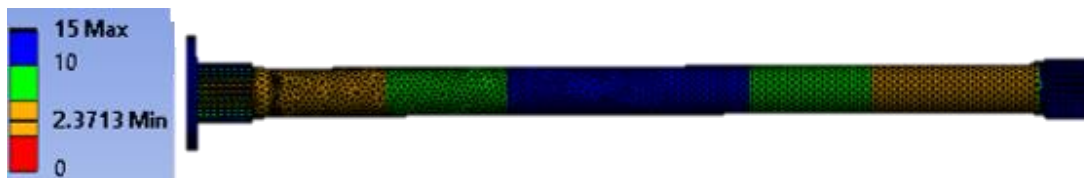


Figura 63. Factor de seguridad de manera estática semi eje de 24.5 mm.

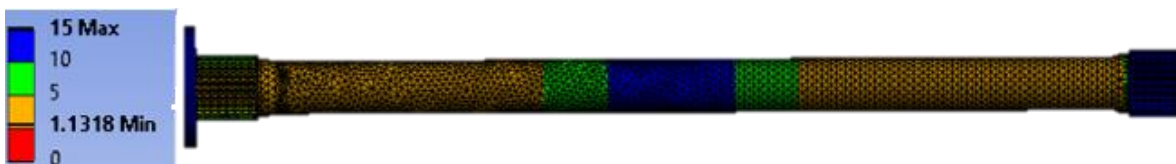


Figura 64. Factor de seguridad de manera dinámica semi eje de 25.4 mm.

El segundo caso fue hacer simulaciones con un diámetro de 19.05 mm si se realiza la conversión a pulgadas seria de $\frac{3}{4}$ de pulgada, de igual manera se obtuvo la deformación total y los factores de seguridad de forma estática y dinámica, como se observa en las Figura 65, Figura 66 y Figura 67.



Figura 65. Desplazamiento y escala de colores, semieje 19.05 mm.



Figura 66. Factor de seguridad estático, semieje 19.05 mm.



Figura 67. Factor de seguridad dinámico, semieje 19.05 mm.

Las simulaciones se hicieron con la longitud adecuada la cual fue otorgada por el sistema de suspensión y dirección ya que en la parte delantera necesitaban un track de 150 cm y en la parte trasera de 155 cm. Al término de las simulaciones los datos obtenidos analíticamente y en las simulaciones fueron similares por lo que al final se seleccionaron los semiejes de 1 pulgada ya que su factor de seguridad dinámico fue de 1.13. Un factor de 1 sirve para piezas que no se ocuparán por periodos de tiempo largos los 365 días del año. Se espera que los semiejes fallen en puntos críticos como el cambio de diámetro entre estriado y la longitud del semieje por lo que se manufacturó con un diámetro de una pulgada.

El siguiente paso, después de corroborar con las simulaciones que las dimensiones de los semiejes eran las correctas, fue manufacturar la barra de 3 metros de acero 4140 TyR de longitud de la siguiente manera:

Se realizaron 8 tronizados: 2 para el cardán, 2 se usaron para las flechas diferencial copa, 2 semi ejes delanteros, 2 semi ejes traseros. En la Figura 68 se pueden observar las piezas resultantes.



Figura 68. Ejes de diferentes longitudes.

Posteriormente se utilizó el torno para realizar la operación de cilindrado, como se puede observar en la Figura 59, y disminuir el diámetro de las piezas de $1 \frac{1}{4}$ de pulgada a 1 pulgada, cabe recalcar que los últimos 40 mm de cada lado se cilindraron a 30 mm de diámetro, ya que en estas zonas se realizó un astriado para poder conectar los semiejes a las espigas.



Figura 69. Cilindrado de las piezas.

Por ultimo se llevó a cabo en los 4 semi ejes, por ambos extremos un astriado de 27 dientes, como se puede observar en la Figura 70, con la ayuda de la fresa prismática de 90° , apoyados por un plato divisor de 27 orificios.



Figura 70. Manufactura del astreado.

Se manufacturaron las copas, esto debido a que no cumplían con las dimensiones que necesitaba el sistema de masas no suspendidas. El primer paso fue realizar un revenido en la pieza, para poder bajar la dureza del material, cabe mencionar que esto se hizo fuera de la institución. Las piezas con el tratamiento térmico y la manufactura de desbaste se muestran en la Figura 71.



Figura 71. Espiga en proceso de manufactura.

Una vez hecho el tratamiento, se cilindró el diámetro pasando de 28 mm a 25 mm de diámetro para lograr entrar en la masa. Los últimos 5 cm de la espiga se cilindraron hasta 20 mm para lograr generar una cuerda estándar, esto se hizo con ayuda del taller del señor Popoca, padre de un compañero. Por último, se realizó un cepillado para el astriado de las espigas con las masas, Como se puede observar en la Figura 72. Para este proceso se utilizó un cortador anular de 90 grados.



Figura 72. Astriado en espiga tratada.

En la Figura 73 se puede observar la unión del semieje con la espiga.



Figura 73. Unión semieje con espiga.

Debido a que se manufacturaron los semiejes en el taller se cumplió con el objetivo de darle libertad a la sección de suspensión, además de que los ejes funcionaron sin problemas durante la competencia.

Durante la exposición de diseño realizada a los jueces se le cuestionó a la sección si había comprobado su diseño mediante un banco de pruebas para corroborar en que punto iban a fallar los semiejes, por lo que es de interés para siguientes ediciones realizar un diseño más acercado al fallo y probarlo de manera experimental.

Con lo que respecta a las espigas que se seleccionaron se tuvieron varios problemas:

El primero de ellos fue la dimensión, ya que se podía observar a simple vista la comparación con otros equipos.

Además de que en la competencia la copa delantera del lado derecho se quedó atorada, ocasionando que la rueda delantera derecha no tuviera movimiento, afectando de gran manera la maniobrabilidad.

La primera hipótesis del fallo fue que no se sellaron los cubre polvos de manera adecuada y el lodo impidió el movimiento de los baleros, pero una vez desmontada la espiga y limpiada en el taller, el equipo notó que existía rebaba proveniente del roce interno que tenía el semieje con la espiga, esto ocurrió debido a que se contemplaron las dimensiones para que en ningún momento se pudiera salir algún semieje sin pensar en el caso contrario.

Esto también explica porqué el vehículo del año pasado contaba con resortes para evitar que los semiejes se salieran. Esto demuestra la importancia de que haya una buena conversación entre el equipo nuevo y los años pasados, ya que este error se pudo haber evitado fácilmente.

6.5. Cardán

Al igual que con los semiejes, el diseño propuesto para el cardán y los cálculos realizados proporcionaron dimensiones adecuadas. Los resultados se muestran en la Figura 74, Figura 75, Figura 76, Figura 77 y Figura 78.



Figura 74. Desplazamiento y escala de colores, cardán 25.4 mm.



Figura 75. Factor de seguridad estático, cardán 25.4mm.



Figura 76. Factor de seguridad dinámico, cardán 25.4mm

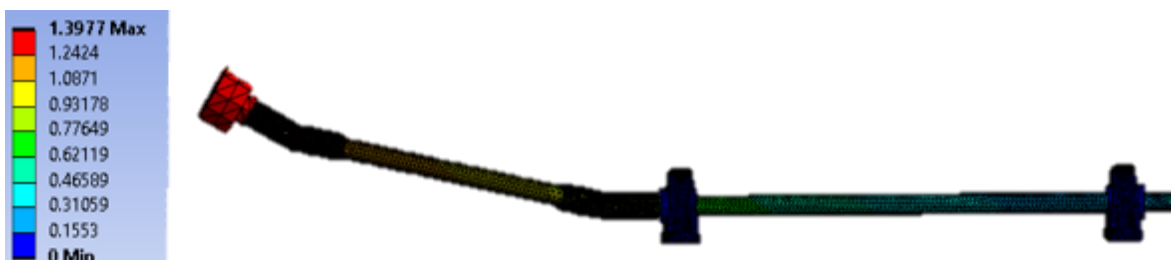


Figura 77. Desplazamiento y escala de colores, cardán 19.05 mm.



Figura 78. Figura 30: Factor de seguridad dinámico, cardán 22.2 mm.

Al terminar las simulaciones correspondientes se observa que el cardán es el componente con más deformación y por ende su factor de seguridad era muy bajo en la sección en la que el eje tiene un ángulo, ya que varias condiciones afectaban como: el diámetro, la posición del eje y las juntas universales. Por ello al final del diseño se seleccionó el diámetro de 7/8 de pulgada, ya que este no tenía un factor de seguridad alto como el de una pulgada, pero tampoco era menor de uno como el de 3/4 de pulgada.

El siguiente paso fue manufacturar la barra de 3 metros de acero 4140 TyR de longitud, como ya se mencionó en la manufactura de los semiejes, la barra de tres metros fue dividida en las dimensiones necesarias para cada pieza, por lo que el cardán fue manufacturado al mismo tiempo que los semiejes y llevado el mismo proceso.

La diferencia con respecto a los semiejes es que debido a que el cardán estaba compuesto de dos piezas que se unían por medio de juntas universales en vez de realizarse astreados se le realizaron cuñeros internos con un buril de 1/4" de ancho con una profundidad de 1/8 de pulgada.

Para realizar los cuñeros en las juntas universales, y así poder unir el cardán con ellas se utilizó la montajadora para realizar 5 cuñeros internos con un buril de 1/4" de ancho con una profundidad de 1/8 a lo largo de 25 mm en las juntas cardán y un astriado de 6 lados internos en un lado de la junta cardán de las mismas medidas. En la Figura 79 se observa el astreado del diferencial y de la junta.



Figura 79. Astreado junta y diferencial.

El cardán funcionó de manera adecuada durante toda la competencia, uno de los puntos que se podrían implementar, al igual que con los semiejes es realizar un diseño con un factor de seguridad menor y realizar un banco de pruebas.

6.6. Protección del cardán

El cardán, al ser un elemento rotativo, debe de contar una protección la cual se manufacturó con apoyo del taller de acabados de la división de CyAD, además de simularse debido a su importancia para la integridad del piloto. A continuación, se muestran las simulaciones:

El primer caso en la simulación fue un impacto lateral en la que se colocó una carga de 2000 N que al realizar la conversión a kg fue de 203.94 kg, el por qué seleccionar esa carga fue porque el peso de los pilotos era de 60 a 90 kg, más el impulso al subirse esa fuerza aumentaba, de igual manera al tener un caso real en la competencia y la manera en que se sube el piloto al vehículo el primer contacto del pie es en la cara lateral de la protección. La deformación total la muestra la Figura 80.

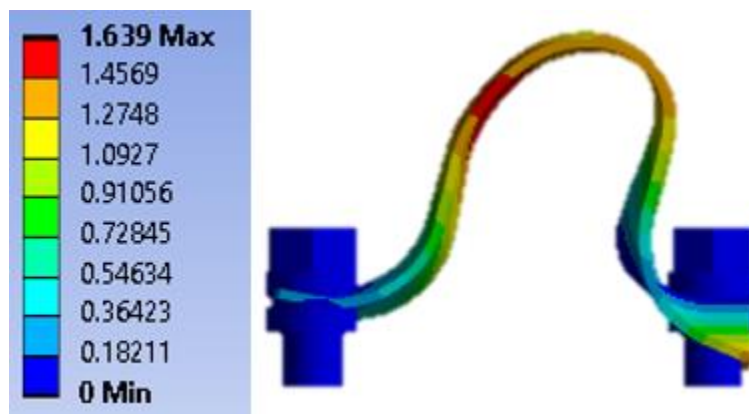


Figura 80. Desplazamiento protección del cardán con impacto lateral (mm).

El segundo caso es una simulación de impacto en la cara superior en la que la carga fue de 2000 N igual que la simulación anterior. En este caso el primer contacto es el pie con la cara superior ya que al bajarse del vehículo la carga se concentra en esa cara en específico, con la intensidad y presión de la competencia el bajarse del vehículo implementas más fuerza por ello la simulación se realizó con valores más grandes, pero no llegando a valores irreales para que fueran valores más parecidos a la hora de la competencia.

La Figura 81 muestra los valores obtenidos en la simulación y la escala de colores donde se encuentra la mayor deformación en la protección del cardán, al conocer estos valores se puede decir que no existiría fractura y el piloto tendría una seguridad mayor dentro de la competencia.

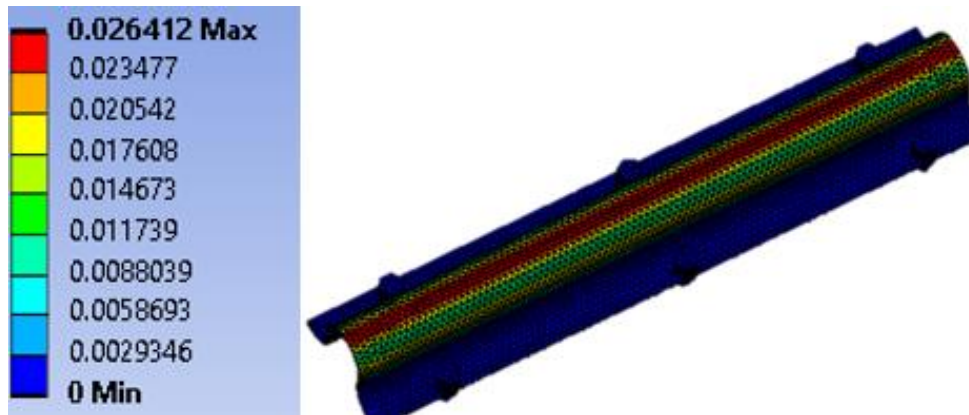


Figura 81. Desplazamiento de protección del cardán con impacto lateral (mm).

Después de haber realizado las simulaciones y corroborar que el cardán soportaría los esfuerzos a los que sería sometido, se llevó a cabo la manufactura y los pasos son los siguientes:

1. Se consiguió los materiales para hacer la base del molde los cuales fueron:
 - a. Madera.
 - b. Tubo de PVC.
 - c. Pijas.
 - d. Hilo.
 - e. Pasta de auto.
 - f. Cuñas de plástico y metal.
 - g. Triplay.
 - h. Fibra de carbono.
 - i. Resina para fibra de carbono.
 - j. Resanador para fibra.
 - k. Lámpara de calor.
2. En la Figura 82 se comenzó montando la base que fue clavar el tubo de PVC encima de la madera con las medidas necesarias.



Figura 82. Comienzo del molde.

3. Se cortó un molde de triplay para conseguir la curvatura adecuada de la bajada en el molde y limpiar el exceso de pasta para tener el primer avance como se muestra en la Figura 83.



Figura 83. Molde de triplay.

4. En la Figura 84 muestra cómo se aplicó la pasta al molde y lijado del mismo para conseguir una textura uniforme.



Figura 84. Lijado del molde.

5. Se colocó masking y cinta canela encima de todo el molde con la finalidad de poder desmoldar sin maltratar el molde principal, este método se muestra en la Figura 85



Figura 85. Colocado de cintas en el molde.

6. Se realizaron pruebas de secado y capas de la fibra de carbono, como se muestra en la Figura 86.



Figura 86. Pruebas en fibra de vidrio.

7. Para tener una correcta aplicación de la fibra de vidrio se tomaron tiempos respecto al catalizador que se usó en la resina (teniendo varias medidas entre catalizador y resina), el tiempo de secado en la lámpara de luz infrarroja y las capas de fibra de vidrio aplicadas.
8. Una vez teniendo las medidas correctas se comenzó con la aplicación de toda la fibra en todo el molde, y continuar con el desmolde del modelo con la ayuda de las cintas colocadas al inicio.



Figura 87. Modelo en Fibra de Vidrio.

9. En la Figura 87 muestra que se realizaron pruebas y se seleccionó el modelo con dos capas de fibra de vidrio pues soportó más de 200 kg sin ningún problema, de la misma manera, sobre el modelo se realiza otro modelo pues para mandar el molde a elemento carbón se necesitaba que la parte estuviera lisa (donde aplicaran la fibra de carbono) fue la exterior, y con el modelo anterior solo era la parte interna lo liso. En la Figura 88 se observan los distintos modelos en fibra de vidrio.



Figura 88. Modelos en fibra de vidrio.

10. Una vez obtenido el molde interno, se pasó a rellenar todas las partes ásperas del molde con gelish o resanador de pasta para tener la mejor textura posible y la fibra de carbono tenga un acabado brillante, como se muestra en la Figura 89.



Figura 90. Modelo en gelish.



Figura 89. Modelo en Fibra de Carbono.

11. Se cortó a la medida necesaria para el cardán y se atornilló a las porterías que se fabricaron y están soldadas al chasis del vehículo. El modelo en fibra de carbono se puede observar en la Figura 90.
12. De la misma manera para cubrir la parte de los aros protectores se cortaron en placa de acero de 2 pulgadas de ancho, se hicieron los barrenos correspondientes y de igual manera se atornillaron a las porterías.
13. Para cubrir las juntas y las flechas se optó por cubrirlas con cubre polvos para facilitar la instalación y se amarraron con cinchos para evitar que se salieran de su lugar. En la Figura 91 se muestran los cubre polvos utilizados.



Figura 91. Cubre polvos de uniones.

Los planos de las piezas manufacturada se encuentran en la sección de anexos

7. Conclusiones

Al término del proyecto, se diseñó, simuló, manufacturó y se ensamblaron todos los elementos de potencia necesarios para lograr tener un vehículo con transmisión 4x4 que estuviera dentro de la normativa de la competencia internacional BAJA SAE México.

Se comenzó la investigación para el diseño del sistema de transmisión de potencia del vehículo 2023 leyendo el proyecto de integración del equipo del año pasado para posteriormente observar el vehículo e identificar áreas de oportunidad para el nuevo diseño, además de observar errores que habían cometido para evitar realizarlos.

Posteriormente se comenzó a investigar otros equipos de BAJA SAE alrededor del mundo para analizar distintas propuestas de diseño, como los son la transmisión de potencia por bandas, además de observar algunas alternativas que se han usado para el diferencial trasero, como el delantero. Para futuros equipos se recomienda observar y analizar el sistema de transmisión de UPIITA, debido a que el equipo de transmisión de potencia de este año se basó en su diseño, uno de los errores que se tuvo fue que se analizó la transmisión de UPIITA hasta una vez ya avanzado el proyecto, por lo que no se pudo realizar de la forma que se hubiera querido.

Al comienzo del proyecto no se tenía certeza del presupuesto con el que se iba a contar, por lo que se realizó el siguiente acercamiento:

Reutilizar el diferencial DANA FNR H-12, y utilizar el diferencial olinko en la parte delantera. Debido a que la relación de transmisión de potencia debe de ser igual en la parte delantera y en la parte trasera se seleccionaron catarinas para compensar la diferencia de la relación de transmisión de potencia, para posteriormente llegar a unos engranes cónicos que transmitirían la potencia al cardán.

Después de la competencia que se llevó a cabo en Querétaro, el equipo tuvo la oportunidad de observar nuevos sistemas de transmisión de potencia, además de que ya se había asignado el presupuesto.

Se tomó la decisión de cambiar el diseño y pasar a una caja de engranes personalizada, mandada a hacer con el ingeniero Pedro Osorio. Antes de mandar a manufacturar la caja de engranes, se habían realizado pruebas para realizar la protección de los engranes cónicos en la universidad, pero no salió de la mejor manera por lo que para futuros equipos se recomienda leer más bibliografía o buscar equipo o algún taller para realizar la soldadura en aluminio.

Para la CVT también se decidió seleccionar el modelo Comet 790, esto después de haber investigado distintas opciones, también durante esta búsqueda en los foros de BAJA SAE el equipo notó que el ajuste de la CVT es una parte muy importante, incluso hay equipos que tienen una sección dedicada únicamente el ajuste de este componente ya que, al cambiar los resortes de las poleas, además de su distancia

entre centros se puede lograr tener una CVT más eficiente y agresiva. Para futuros equipos se da la recomendación de instrumentar este componente para mejorar su rendimiento, además de que los jueces dan puntos por ello.

Una vez decidido el diseño que se iba a implementar, se procedió a calcular las dimensiones, así como los materiales para llegar a las dimensiones actuales y al material Acero 4140 TyR.

El proceso de selección del material tuvo complicaciones, ya que no se encontraban proveedores de Acero 4140 TyR, por lo que primero se realizaron pláticas con el encargado del área de metalurgia para ver la posibilidad de realizar el tratamiento de templado y revenido en el taller, pero se tenía el problema de que el eje era mayor que las dimensiones de los hornos con los que se cuenta en la Universidad.

Con ayuda de software de dibujo se generaron los elementos necesarios para la implementación del sistema de transmisión de potencia, obteniendo planos, ensambles y dibujos del sistema de transmisión de potencia y de los componentes diseñados, estos dibujos permitieron la manufactura y posterior ensamble. Para posteriormente corroborar los cálculos realizados de manera analítica a partir de un software de elemento finito, pudiendo comparar así ambos resultados y observando la correlación entre ambos, permitiendo observar posibles puntos donde pudiera surgir una falla.

Durante el ensamble y manufactura de los componentes se tuvieron varios problemas derivados a que el equipo no tenía mucha experiencia en la manufactura de estos elementos, agregando que otros procesos se tuvieron que aprender como el astriado.

Durante el ensamble de las piezas y sus dimensiones, se tomó la decisión de cilindrar los ejes y al cortarlos se les dejó una tolerancia, ya que al momento de que llegó la barra de acero 4140 TyR todavía no se tenía completo el diseño del vehículo.

Otra de las partes fundamentales que ayudó a completar la manufactura del tren de transmisión de potencia fue el improvisar, ya que durante las pruebas los soportes de la caja de engranes únicamente tenían soldadura de puntos, por lo que se desprendieron ocasionando que las cuñas de la caja se degollaran,

Al repararlo y volver a soldar los soportes el cardán, pero ya no tenía las dimensiones correctas para ensamblar de manera adecuada, todo esto a una semana de la competencia, por lo que se tomó la decisión de cortar un tramo del cardán e ir haciendo prueba y error, todo esto debido a que ya no se contaba con tiempo.

Para futuros equipos se recomienda utilizar todo el tiempo que tengan posible desde el inicio del proyecto y no confiarse, ya que en las fases finales de manufactura consumen muchas horas de trabajo.

Por último, durante la competencia se tuvieron que realizar varias adecuaciones a las protecciones del vehículo, debido a que no se siguieron varios aspectos del reglamento.

Durante las exposiciones de diseño que se realizaron a los jueces, se felicitó a la sección de potencia ya que se había conseguido un diseño más pulido y mejor enfocado a la competencia, pero hubo dos observaciones que quitaron varios puntos que pueden ayudarle a futuros equipos, las cuales son:

- Se le criticó mucho a la sección de potencia ya que compartió su lamina de presentación con masas no suspendidas, y la sección de potencia se califica sola, debido a que tiene un gran peso en la puntuación además de que recalcaron que faltaban imágenes de las simulaciones. Por lo que en futuros equipos es indispensable que la sección de potencia tenga una lámina completa.
- Por otro lado, fue duramente criticado que el diseño estaba bien enfocado, pero no hubo pruebas que compararan el vehículo anterior con el nuevo, para con datos poder afirmar las ventajas del nuevo diseño.

8. Relatoría

8.1. 30 de noviembre de 2023

8.1.1. Pre-Tech.

El primer día el equipo llegó a las instalaciones de la universidad Milenium en Toluca, inicialmente se bajó el vehículo en el área escogida enseguida se bajó toda la herramienta, máquinas y equipo, organizando todo a manera de que, si se tenía que trabajar se tuviera el espacio necesario, la Figura 92 muestra lo mencionado anteriormente.



Figura 92. Vehículo escuadrón UAM en Toluca.

Ese día se revisa el vehículo, pero no de una manera tan estricta ya que es una ayuda para el día de inspect-Tech.

En el transcurso del día se realizaron varias observaciones tales como: hacer una protección entre los pies del piloto y diferencial, huecos entre chumaceras y pared de fuego, recubrimiento de tornillería y el recubrimiento de las juntas que unen el eje en ángulo y cardán, esto porque la protección contenía cubre polvos y se necesitaba un recubrimiento rígido.

La protección se manufacturó en el área designada con acero de calibre 18 la cual se estuvo buscando y consiguiendo por diferentes locales hasta que se logró encontrar, esto tomó alrededor de 2 horas más el tiempo de manufactura en cual fue de 3 horas ya que el acero es más difícil de manejar que el aluminio y por ende se tenía que buscar la manera de que la protección cumpliera con el reglamento, como se muestra en la Figura 93.



Figura 93. Protección del piso.

Al finalizar el día se ingresó a la revisión del motor esto ya que se tenía que corroborar que marcara los rpm estipulados por reglamento el cual eran 3600 rpm de igual manera se checaba que trajera colocada su placa restrictiva esto ya el motor provee 14 hp y con la placa bajaba a 9.3 hp y así todos los motores de los diferentes vehículos fueran iguales. La prueba del motor se muestra en la Figura 94.



Figura 94. Revisión del motor.

La sección de jaula trabajo de noche ya que tenían partes faltantes por soldar y estas eran requeridas por las demás secciones, el problema fue que las partes por soldar eran en la parte de abajo del vehículo por lo que se tuvo que levantar el vehículo sobre las llantas traseras y así poder soldar correctamente.

8.2. 1 de diciembre de 2023

8.2.1. Inspect-Tech.

El día del Inspect-Tech inicio llegando temprano a la Universidad Milenium para poder tener un área donde tener la herramienta, equipo y el vehículo, pero lo más importante era tener un área de trabajo en la cual se pudiera trabajar, varios del equipo. Se revisó que cumpliera la normativa que está estipulado en el reglamento antes de pasar con los jueces.

Dentro de la revisión existían varias secciones en las que cada una te revisaba un parte del reglamento por mencionar algunas eran:

- Revisión de probetas (soldadura)
- Dimensiones de cabina
- Espesores de orejas (soportes)
- Tornillería y tuercas de seguridad
- Elementos rotativos con protección
- Sistema de potencia
- Sistema de suspensión
- Frenos
- Protección entre motor y tanque de gasolina
- Etc.

Dentro de la revisión ocurrió un problema el cual es la altura a partir del asiento del piloto a la parte superior del casco ya que esta no cumplía las especificaciones dadas por el reglamento, por tanto, para resolver el problema se necesitó buscar los tubos ya que tienen que ser certificados y esto llevó 2 horas aproximadamente para poder conseguirlos.

Se necesitaba contar con una dobladora, ya que el tubo no tenía que contar con arrugas según el reglamento, al conseguir la dobladora se inició haciendo dobleces a manera de que cumpliera con la altura necesaria al contar los dobleces del primer tubo se hizo el mismo proceso para el segundo tubo y después soldarlo a la jaula, cuando se terminaron de soldar no se podían dejarlos sin un refuerzo por lo que se cortó el refuerzo y se soldó. La Figura 95 muestra la jaula final que cumple con el reglamento.



Figura 95. Jaula final.

Cuando se terminó la modificación del vehículo el equipó se dirigió a la presentación del diseño del vehículo con los jueces, la presentación se hizo por secciones y cada sección presento su diseño, cabe recalcar que la presentación tenía que ser en inglés para obtener puntos extras. En la sección de potencia se realizó en inglés y algunas preguntas se respondieron en español por lo que de los dos puntos que darían se obtuvieron 1.5 puntos por responder en español.

Al final del día lo que se hizo fue volver a pasar con los jueces para la revisión del vehículo en la cual fue muy tardado, pero al final se cumplió con lo estipulado en el reglamento alrededor de las 9:30 pm y esto se muestra en la Figura 96.



Figura 96. Vehículo al final del día.

8.3. 2 de diciembre de 2023

El tercer día se ingresó a la pista OFF-ROAD MEXICO donde de igual manera se bajaron las herramientas, equipo y vehículo para buscar un área donde poder trabajar.

Como inicio fue buscar al juez del día anterior para colocar la estampa en la cual corrobora que se logró correctamente el Inspect-Tech, para poder entrar a pista necesitabas 3 estampas como se muestra en la Figura 97 las cuales son:

- ENGINE CHECK
- BRAKE TEST
- TECH INSPECTION



Figura 97. Estampas BAJA SAE.

Para que el equipo entrara a pista se requería la tercera estampa la cual era la de BRAKE TEST que era la prueba de frenado.

8.3.1. Prueba de frenado

Es una prueba de 50 metros aproximadamente donde el vehículo tuvo que ser acelerado a fondo desde cero y en la marca de los 50 metros frenar completamente y que las cuatro llantas se bloquearan.

En la línea marcada se encontraban 4 jueces (uno en posición para poder observar cada neumático del vehículo), esto para ver que las balatas funcionaran adecuadamente para bloquearse y no tener ninguna controversia al mover el vehículo sin tener que empujarlo (cabe recalcar que antes de este test el vehículo tenía que ser empujado por el equipo y no se podía encender el motor hasta la prueba). La Figura 98 muestra la prueba de frenado.



Figura 98. Prueba de frenado.

8.3.2. Aceleración

En esta prueba, el vehículo se puso en pista 4x4 por primera vez. Para lograr tener un buen tiempo, se colocó un acelerador con chicote el cual podía ser ajustado para aprovechar toda la potencia del motor KOHLER, el equipo optó por dejar acelerado el vehículo y tensar un poco más la CVT para tener una mejor respuesta de aceleración en el carro. De igual manera fue el primer vehículo en hacer la prueba, cada una de las pruebas se podía realizar dos veces y los únicos que podían estar en la prueba era el piloto con el vehículo, el capitán del equipo y un integrante más. La pista de esta prueba se muestra en la Figura 99.



Figura 99. Prueba de aceleración.

8.3.3. Colina

En la prueba de tiempo en la colina el vehículo fue sometido a una pendiente de aproximadamente 40 grados, se observó que el sistema de tracción 4x4 funcionó a la perfección. La pista de esta prueba se muestra en la Figura 100.



Figura 100. Prueba de colina.

8.3.4. Maniobrabilidad

En la prueba de maniobrabilidad no le fue nada bien el vehículo debido al poco radio de giro que presentaron las espigas, mientras más largo sea el semieje mayor radio tendrá, el diferencial delantero se desempeñó de manera correcta, sin embargo, la inclinación de la llanta, las espigas, y la falta de experiencia en el vehículo hicieron que no se pudiera completar esta prueba por lo que fue una de las dos pruebas que no se realizó con éxito. La Figura 101 muestra la prueba que no se pudo pasar con éxito.



Figura 101. Prueba de maniobrabilidad.

8.3.5. Lodo

La prueba de lodo fue muy desafortunada debido a que el piloto quedo cerca de completar esta parte del circuito, el problema fue que el vehículo, al ser tan pequeño, tan chaparro, y tan bajo, se atascó en la prueba, en uno de los dos intentos que tuvo el vehículo se quedó a escasos 10 metros de concluir dicha prueba, sin embargo, al sentir la emoción de concluir, y por accidente, apretó el kill switch, haciendo que no contaran un tiempo del carro pero con la satisfacción de que el vehículo pasó la prueba de lodo y donde se apagó el vehículo fue terreno estable. Las Figuras 102 muestran la pista de la prueba y el vehículo realizando la prueba.



Figura 102. Prueba de lodo.

8.3.6. Rocas

Esta prueba es muy dura para la suspensión y el sistema de potencia del vehículo, principalmente para la caja de engranes con la que contaba el vehículo, al tener cuñas tan pequeñas (1/8) y tener una posición tan precisa, el mínimo cambio de esta posición provocaba que dichas cuñas reventaran, por tanto, el equipo optó en solo presentarse, avanzar 3 metros de la línea de salida y apagar el vehículo, salvaguardando la integridad del vehículo y el piloto. La Figura 103 muestra la pista de esta prueba.



Figura 103. Prueba de rocas.

8.3.7. Suspensión

Esta prueba constaba de saltar trozos de árbol colocados en una pendiente de más de 15 metros con una inclinación de 35 grados, de arriba hacia abajo, afortunadamente esta prueba no logro abrir debido a la baja altura del vehículo y llantas tan pequeñas, incluso en esta misma parte del circuito el vehículo se volcó.

8.3.8. Arrastre (Sled pull)

Esta prueba requería arrastrar una camioneta comercial tantos metros y a menor tiempo, esta prueba fue todo un éxito ya que se pasaron dos veces y en el segundo intento se mejoró el tiempo el cual fue de 10.72 segundos como se muestra en la Figura 104.



Figura 104. Prueba de arrastre.

Las pruebas dinámicas se realizaron con éxito y el vehículo no tuvo problemas después de haberlas realizadas. Los jueces tomaron tiempos y con ello realizaron una tabla de posiciones por lo que solo faltaba el endurance para poder hacer una premiación. En la Figura 105 se muestra el vehículo al finalizar de las pruebas dinámicas.



Figura 105. Vehículo al final de las pruebas.

8.4. 3 de Diciembre de 2023

8.4.1. Endurance

La prueba del endurance consta de 4 horas de circuito, juntando todas las pruebas anteriores, pero quitando un poco de dificultad en los obstáculos. El vehículo logro dar 4 vueltas debido a los problemas que tuvo la caja engranes, ocasionados por la dificultad de la pista.

El vehículo se desempeñó bastante bien, sin embargo, las pruebas son bastante pesadas. Algunos de los problemas que se presentaron se muestran a continuación:

- Las juntas homocinéticas lado rueda se amarraron por la escoria de todas las pistas recorridas.
- Las cuñas del diferencial se degollaron perdiendo el 4x4 y así teniendo un sistema 4x2, pero de igual manera se ingresó a competir, al cabo de una vuelta se le retiraron los semiejes delanteros y las juntas homocinéticas lado diferencial ya que en una parte de la pista el vehículo no giraba y los jueces pidieron retirarlas. Esto ocasiono que en una parte de la pista el vehículo se volcara en una pendiente, la Figura 106 muestra la volcadura del vehículo.
- Se perdió la tracción 4x4 con 30 minutos de sobra antes de que acabaran las 4 horas de competencia, al final no se pudo reparar con el tiempo sobrante ya que, solo dio tiempo de desmontar, abrir la caja de engranes e identificar cuáles eran las cuñas que estaban degolladas como se muestra en la Figura 107.



Figura 106. Volcadura del vehículo.



Figura 107. Vehículo al finalizar el endurance.

Al terminar las 4 horas de estar en pista se pudo ir a comer y después de alrededor de una hora y media se inició la premiación en la cual premiaban los ganadores de cada una de las pruebas, de diseño, costos y ventas, etc. La premiación fue tanto a los sistemas 4 x 2 y 4 x 4. El premio obtenido de parte de BAJA SAE MEXICO fue al equipo con mayor crecimiento en diseño durante la temporada 2023. Este reconocimiento se puede observar en la Figura 108.



Figura 108. Reconocimiento.

Referencias bibliográficas

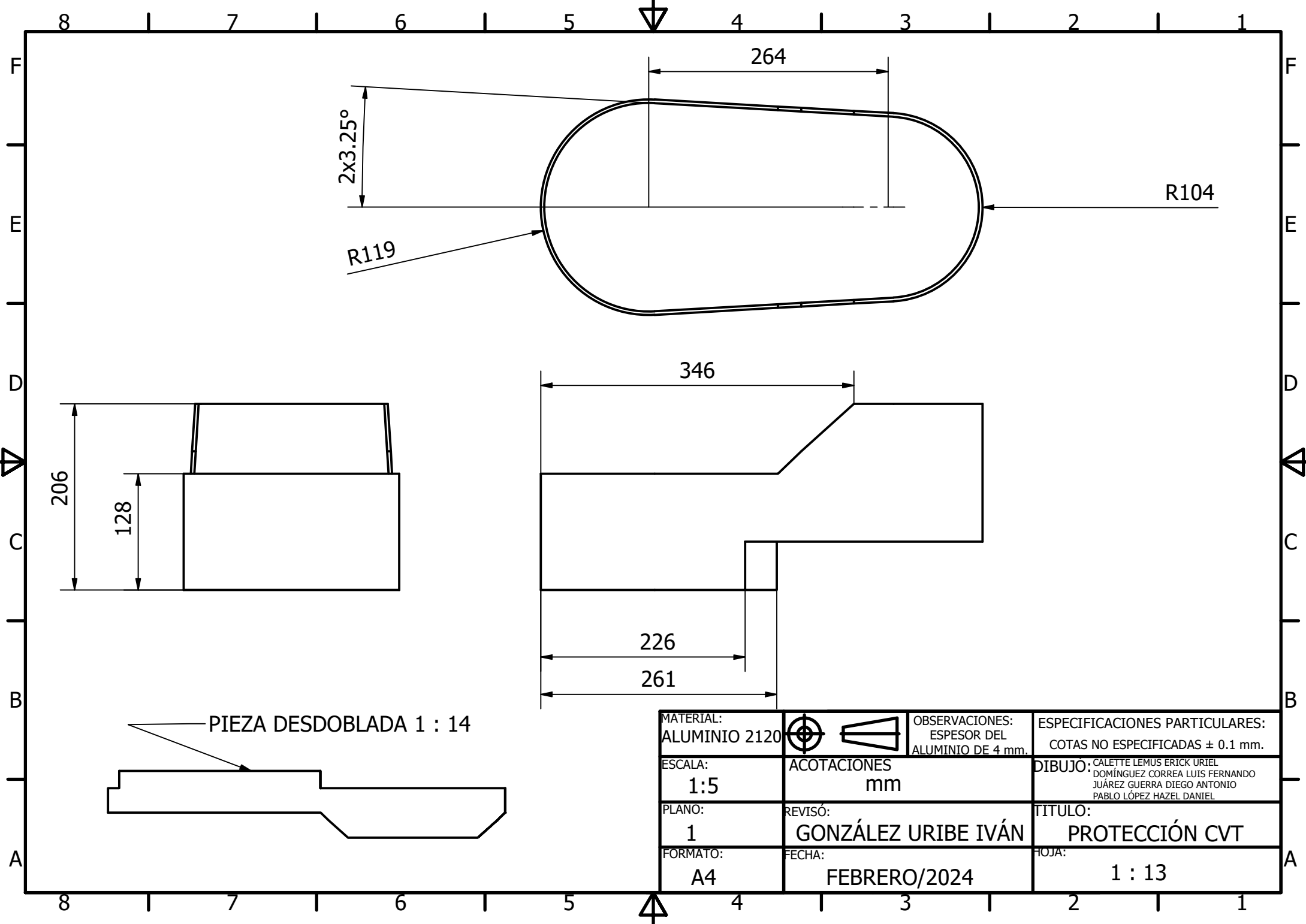
- [1] Kannan, C., Ashok, B., Harshad D., Agarwal, S., Kapoor, D., Akshat K., and Mathew, A., 2022, "Design, Analysis, and Simulation of a Four-Wheel-Drive Transmission for an All-Terrain Vehicle," SAE technical paper series. pp. 3-10.
- [2] Franco Suárez C. R., García Mendoza D., Saavedra Moreno R., 2023, "Diseño e implementación del sistema de potencia ligero para el vehículo BAJA SAE UAM 2022," Proyecto de Integración, Universidad Autónoma Metropolitana, pp. 48-88.
- [3] Calderón Acuña C. A., Ortiz Lievano J. C., Patiño Castillo C. F., Rodríguez Pico O. F., 2008, "Diseño y construcción de un prototipo mini-BAJA SAE," Trabajo de grado, Universidad Pontificia Bolivariana, pp. 71-74.
- [4] Society of Automotive Engineers, 2023, "BAJA SAE Mexico Rules 2023," pp. 22-23.
- [5] Aparicio Izquierdo, F. Vera Álvarez, C., 2001. "Teoría de los vehículos automóviles". España-Madrid, pp. 213-219.
- [6] Olav Aaen's, 2007, "Clutch tuning handbook", pp. 8-10.
- [7] Quintas Freiría, D., 2019, "Estudio y análisis de un mecanismo diferencial", Trabajo de grado, Universidad da Coruña, pp. 3-6.
- [8] Acosta Calderón L. J., "Diseño del sistema de transmisión para un prototipo BAJA SAE", Trabajo de grado, Universidad Santo Tomás, p.18.
- [9] Beer F., Johnston E., DeWolf J., Mazurek D., 2018, "Mecánica de Materiales", McGraw Hill, pp. 51-57.
- [10] Budynas R., Nisbett J, 2012, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", McGraw Hill, pp. 254-680.
- [11] López Rodríguez J., 2017, "Fundamentos de Procesos Convencionales de Fabricación Mecánica", industriales etsil, pp. 21-36.

Repositorio

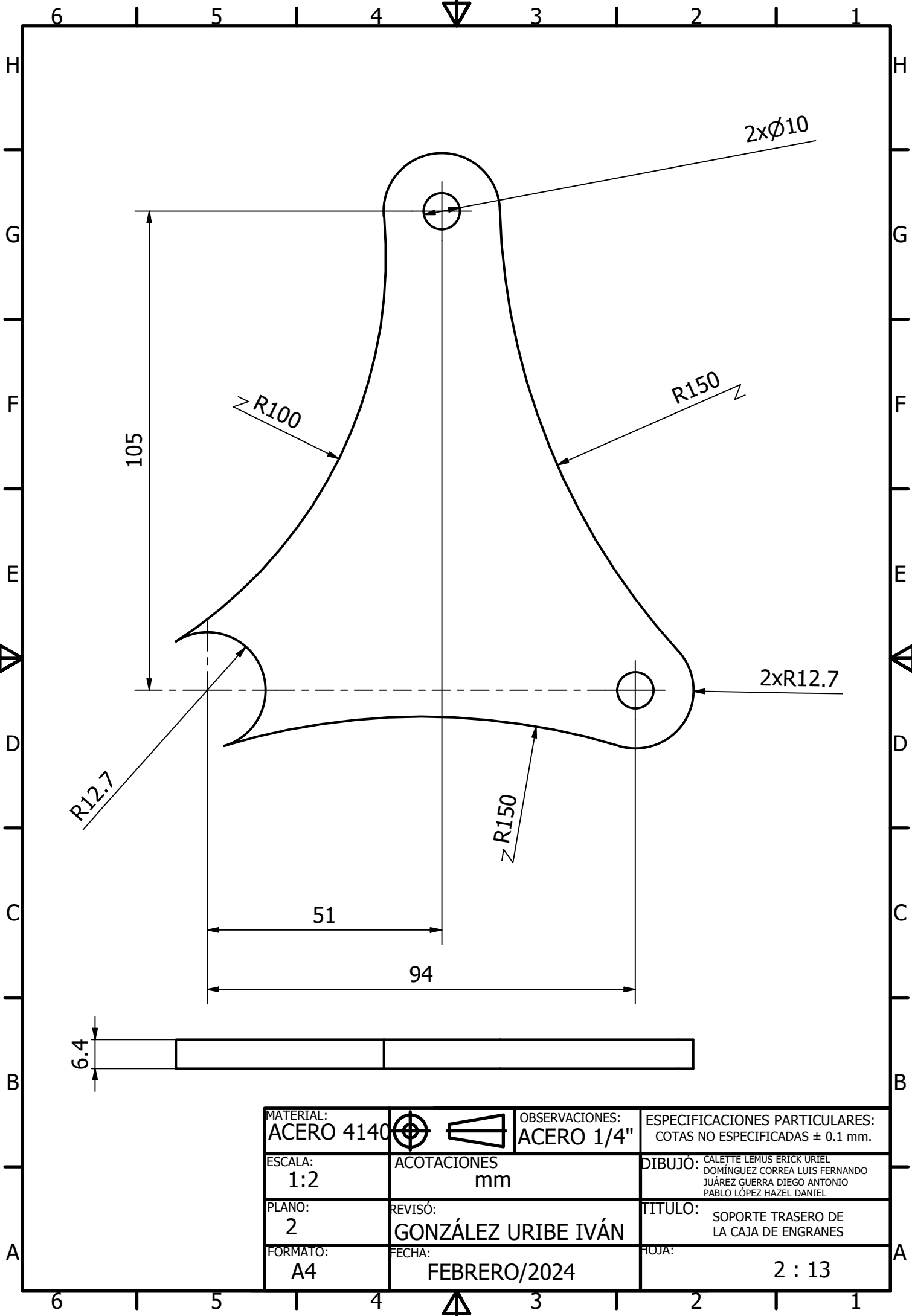
Para consultas de los libros, páginas de internet, archivos de planos y simulaciones, ponerse en contacto con asesores y co-asesores de este proyecto.

- Ing. Pérez Moreno Romy
romy@azc.uam.mx
- Dr. González Uribe Iván
igu@azc.uam.mx

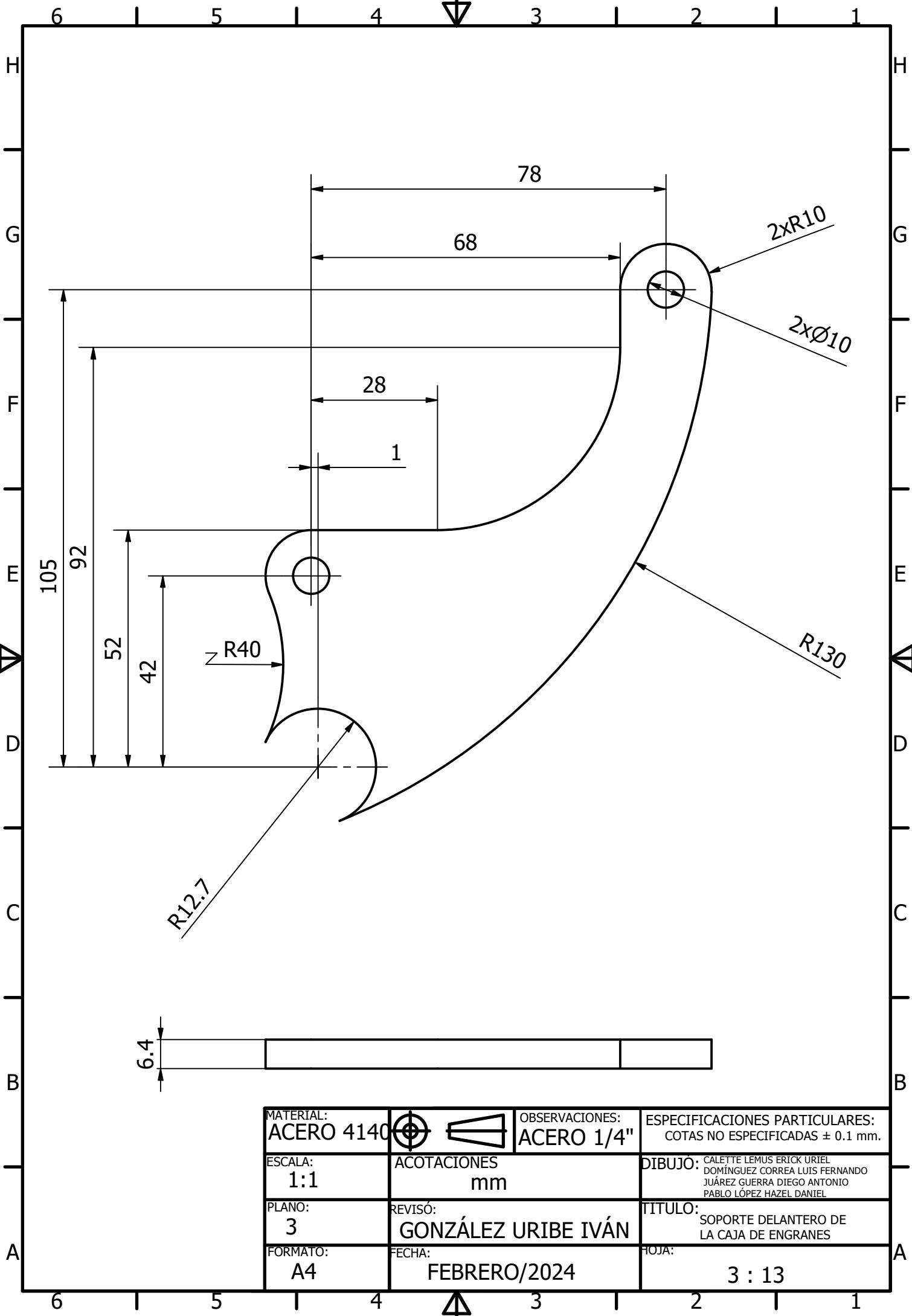
Anexos




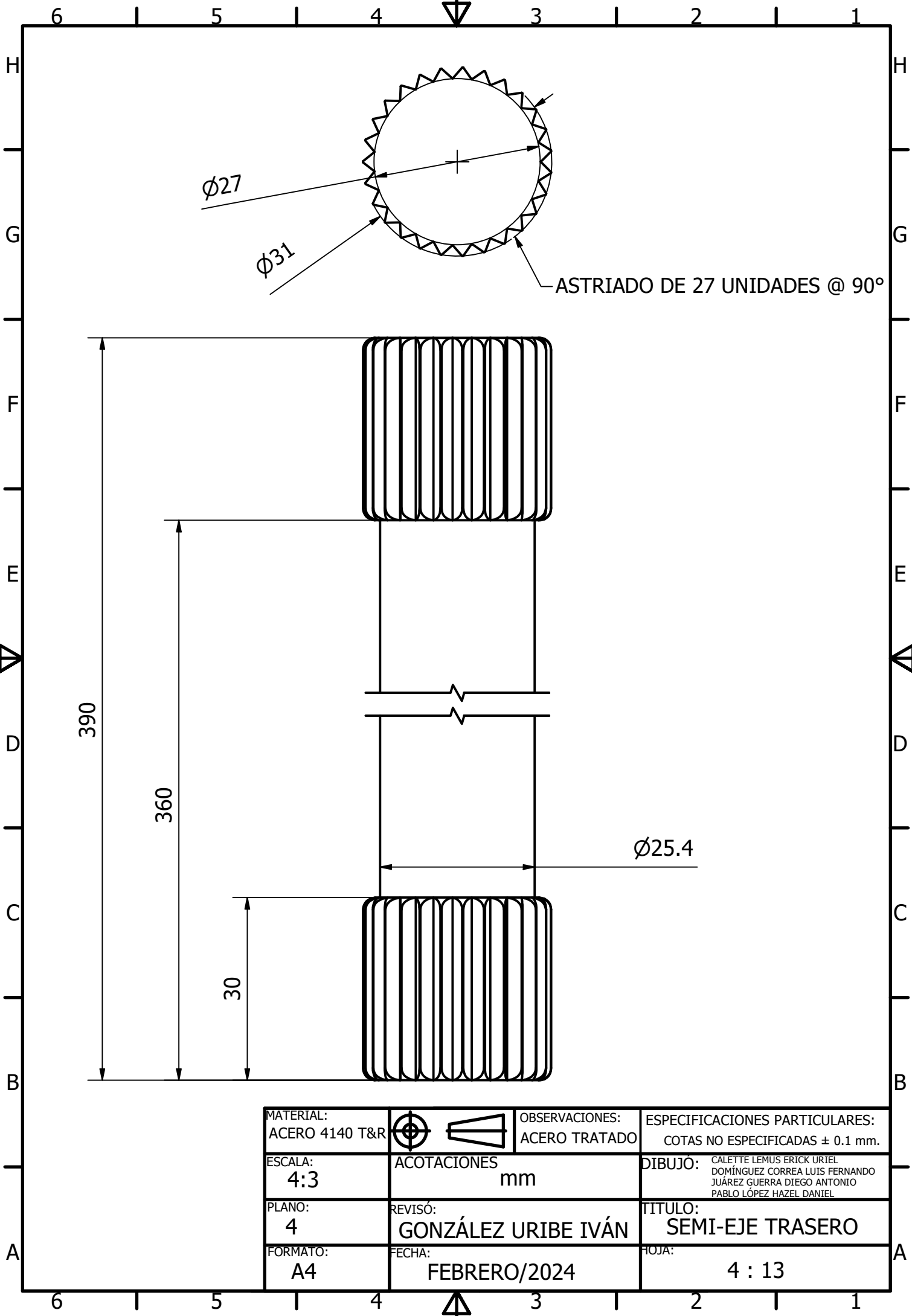
MATERIAL: ALUMINIO 2120		OBSERVACIONES: ESPESOR DEL ALUMINIO DE 4 mm.	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 1:5	ACOTACIONES mm	DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL	
PLANO: 1	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: PROTECCIÓN CVT	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 1 : 13	



MATERIAL: ACERO 4140		OBSERVACIONES: ACERO 1/4"	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 1:2	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 2	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: SOPORTE TRASERO DE LA CAJA DE ENGRANES	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA:	2 : 13



MATERIAL: ACERO 4140		OBSERVACIONES: ACERO 1/4"	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 1:1	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 3	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN		TÍTULO: SOPORTE DELANTERO DE LA CAJA DE ENGRANES
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024		HOJA: 3 : 13



Ø27

Ø31



ASTRIADO DE 27 UNIDADES @ 90°

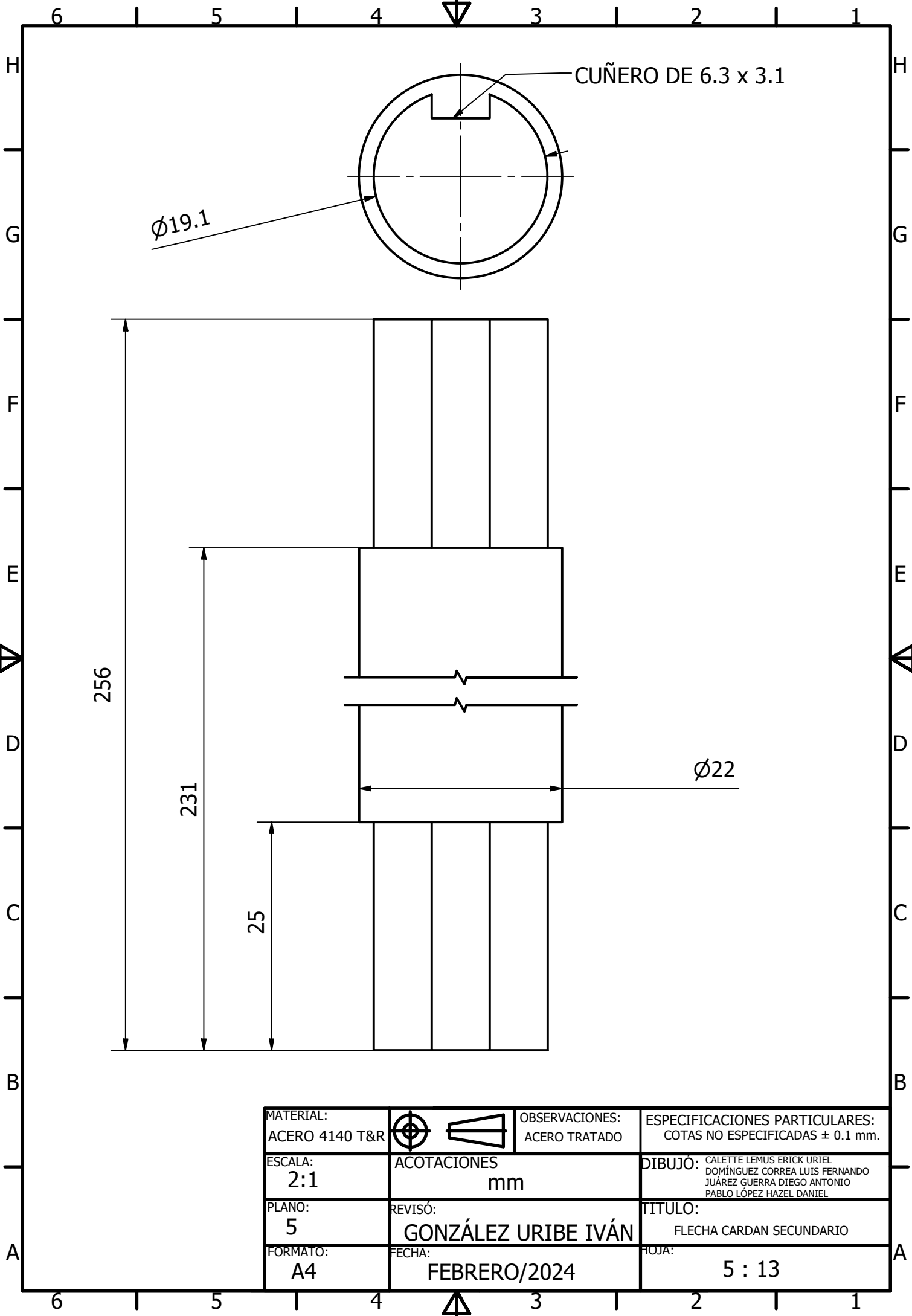
390


360

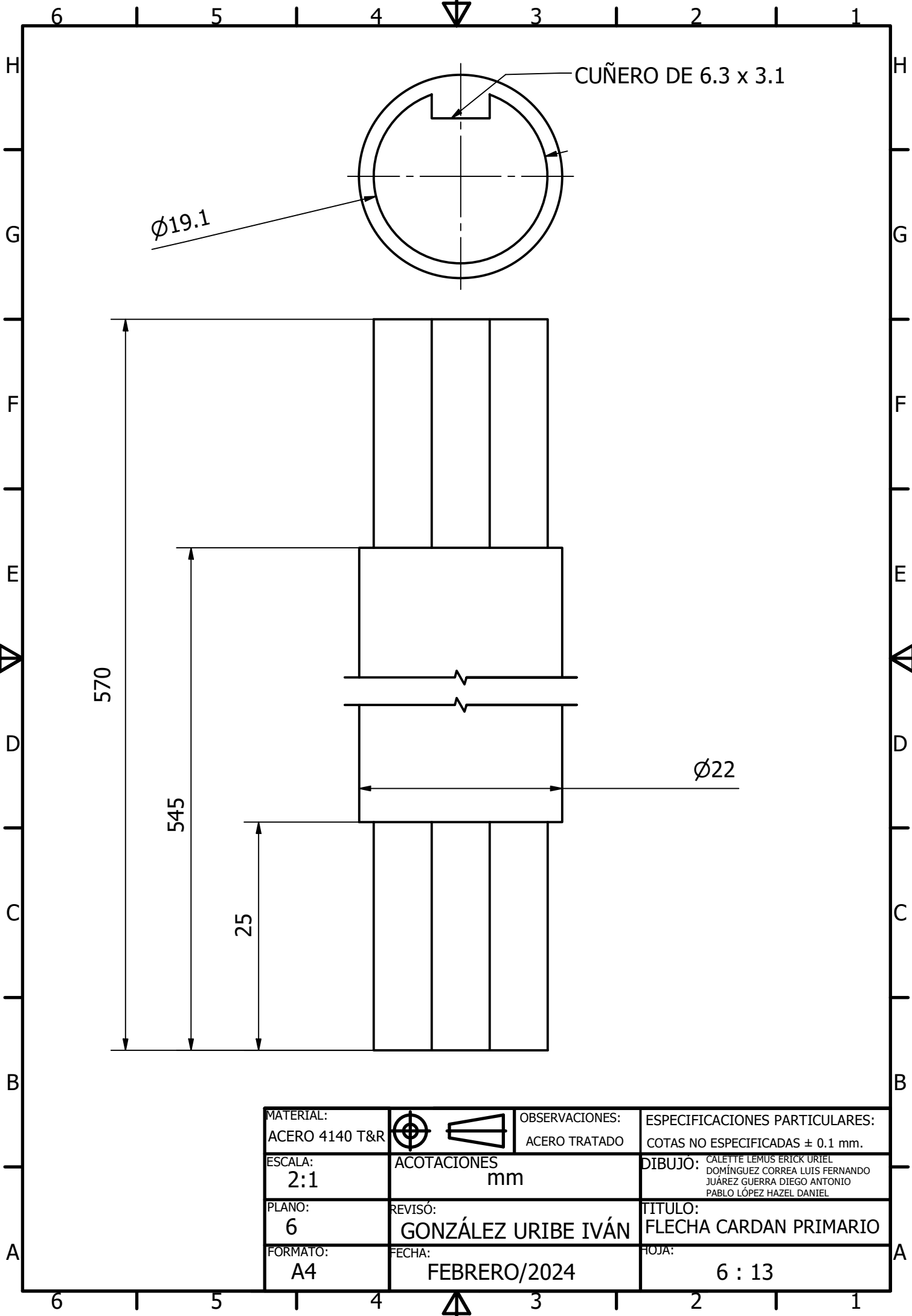
30

Ø25.4

MATERIAL: ACERO 4140 T&R	 	OBSERVACIONES: ACERO TRATADO	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 4:3	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 4	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: SEMI-EJE TRASERO	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 4 : 13	



MATERIAL: ACERO 4140 T&R	 	OBSERVACIONES: ACERO TRATADO	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 2:1	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URTEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 5	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: FLECHA CARDAN SECUNDARIO	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 5 : 13	



570

545

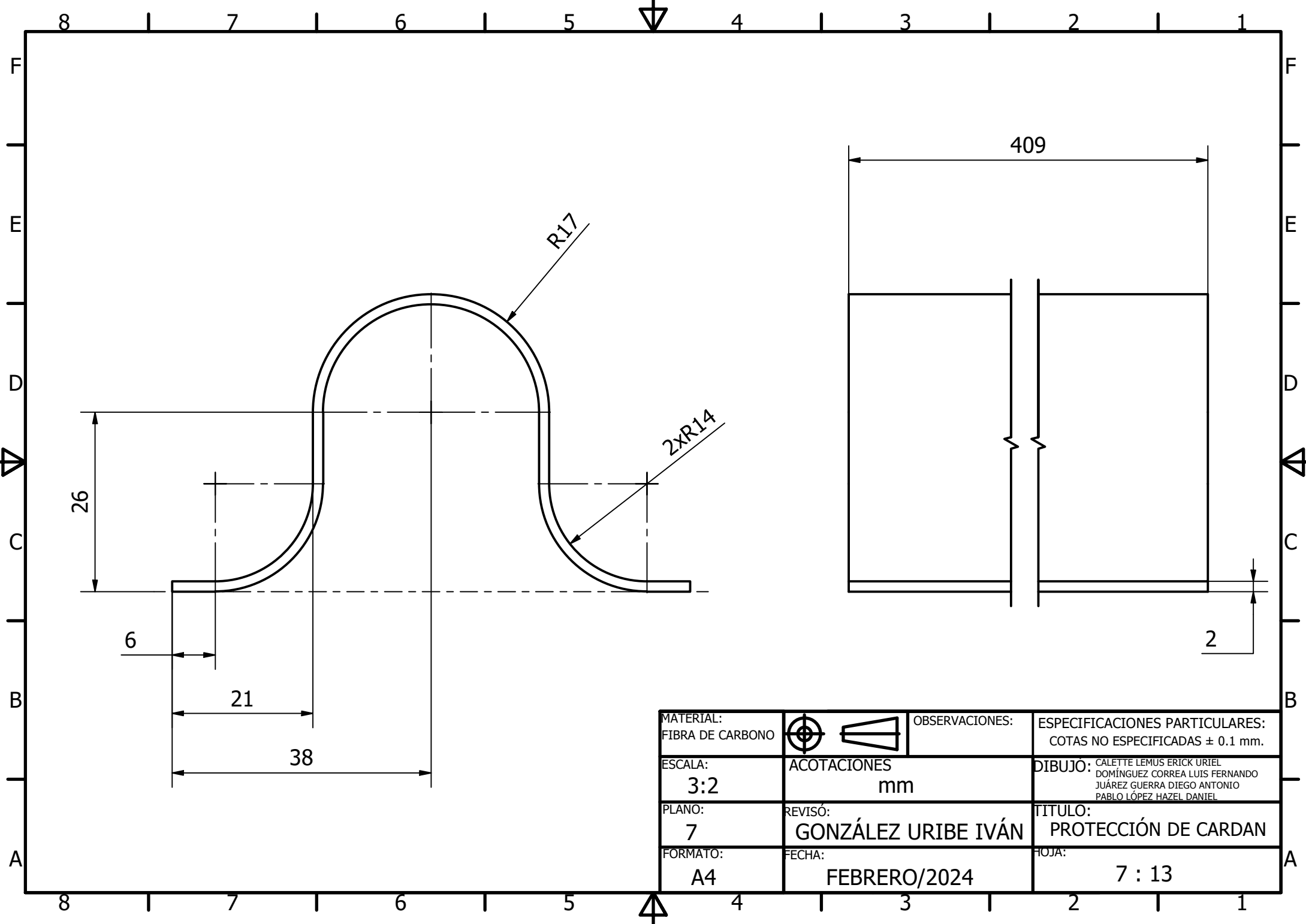
25

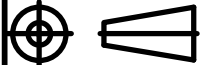
$\varnothing 19.1$

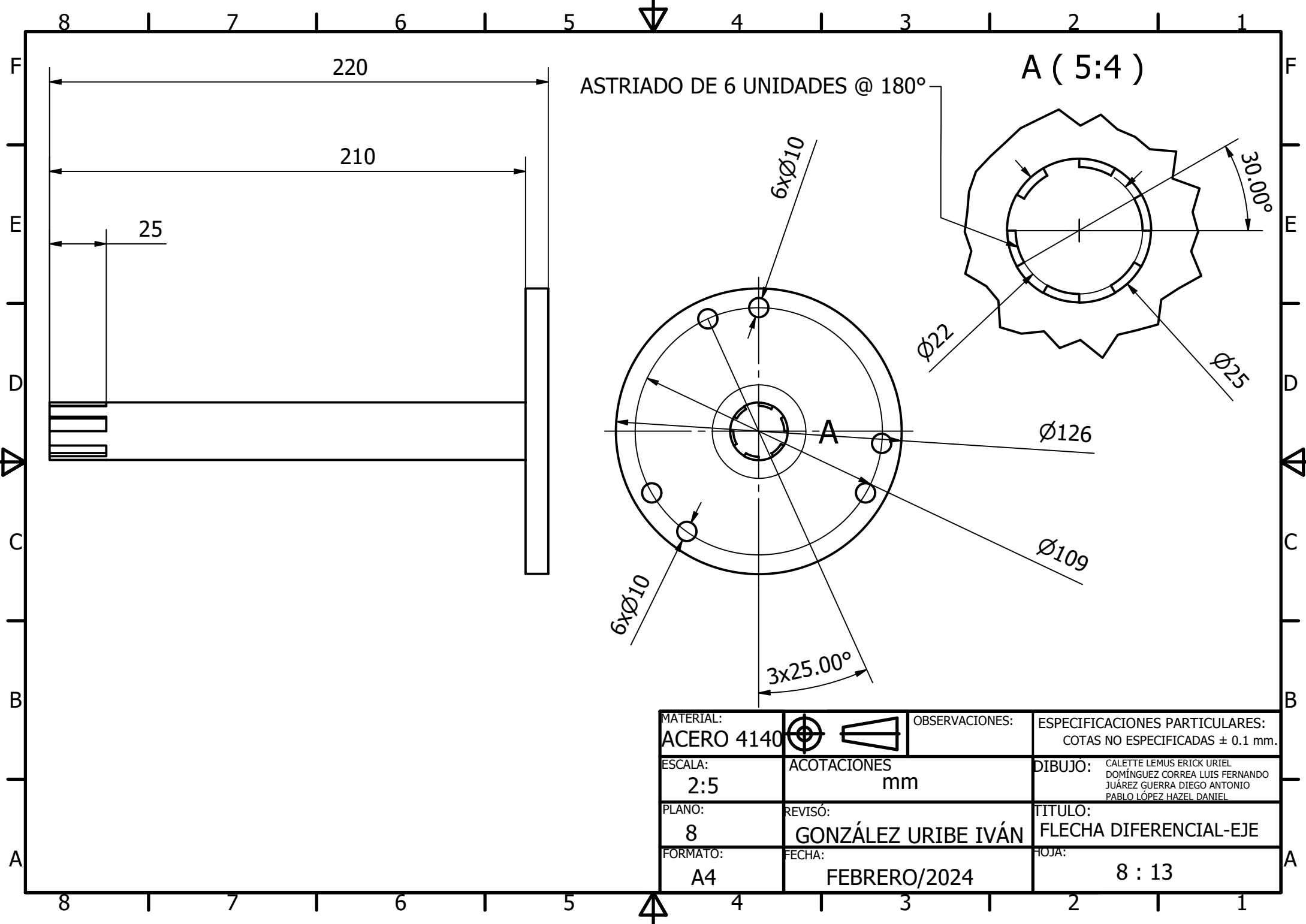
CUÑERO DE 6.3 x 3.1

$\varnothing 22$

MATERIAL: ACERO 4140 T&R		OBSERVACIONES: ACERO TRATADO	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 2:1	ACOTACIONES mm	DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL	
PLANO: 6	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: FLECHA CARDAN PRIMARIO	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 6 : 13	

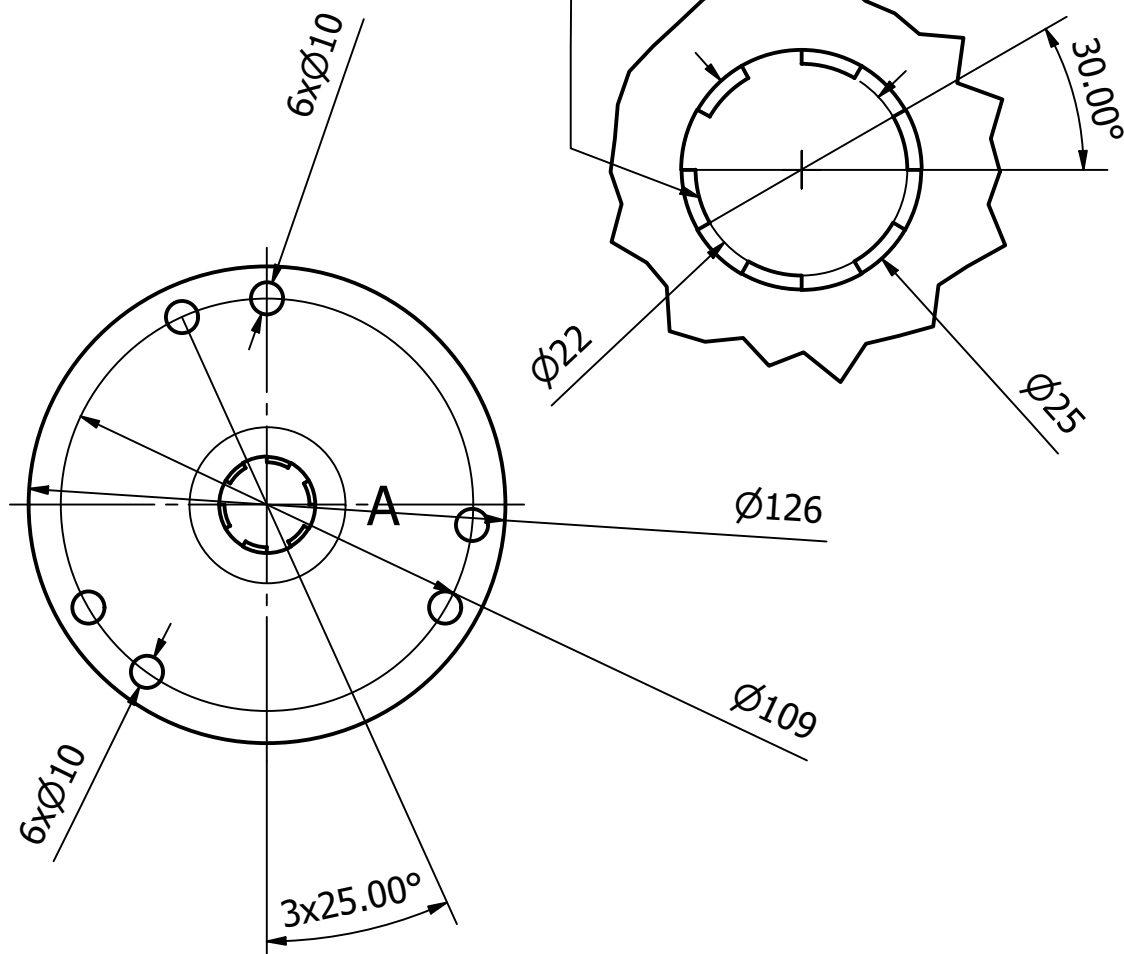



MATERIAL: FIBRA DE CARBONO		OBSERVACIONES:	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 3:2	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 7	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: PROTECCIÓN DE CARDAN	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 7 : 13	

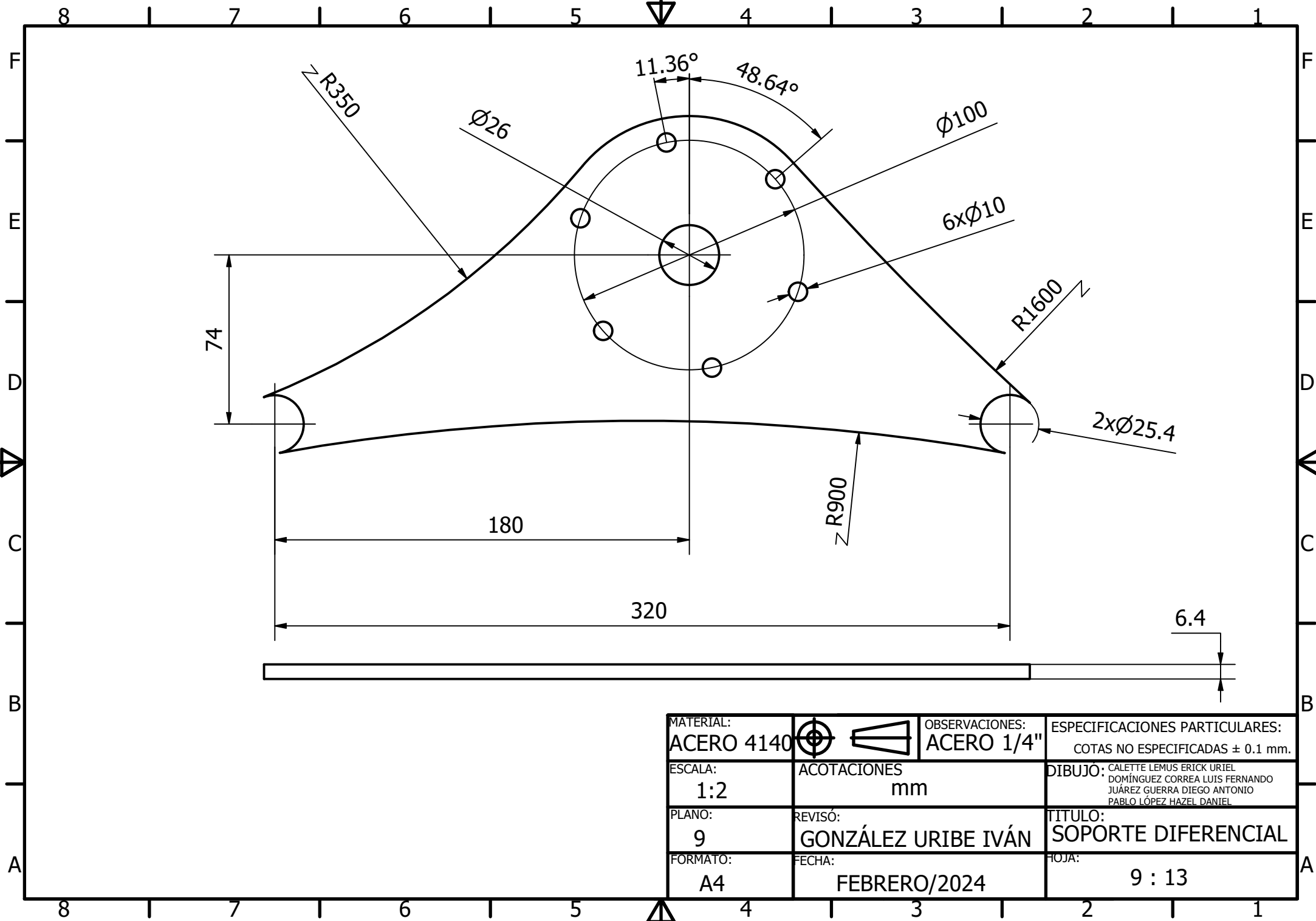


ASTRIADO DE 6 UNIDADES @ 180°

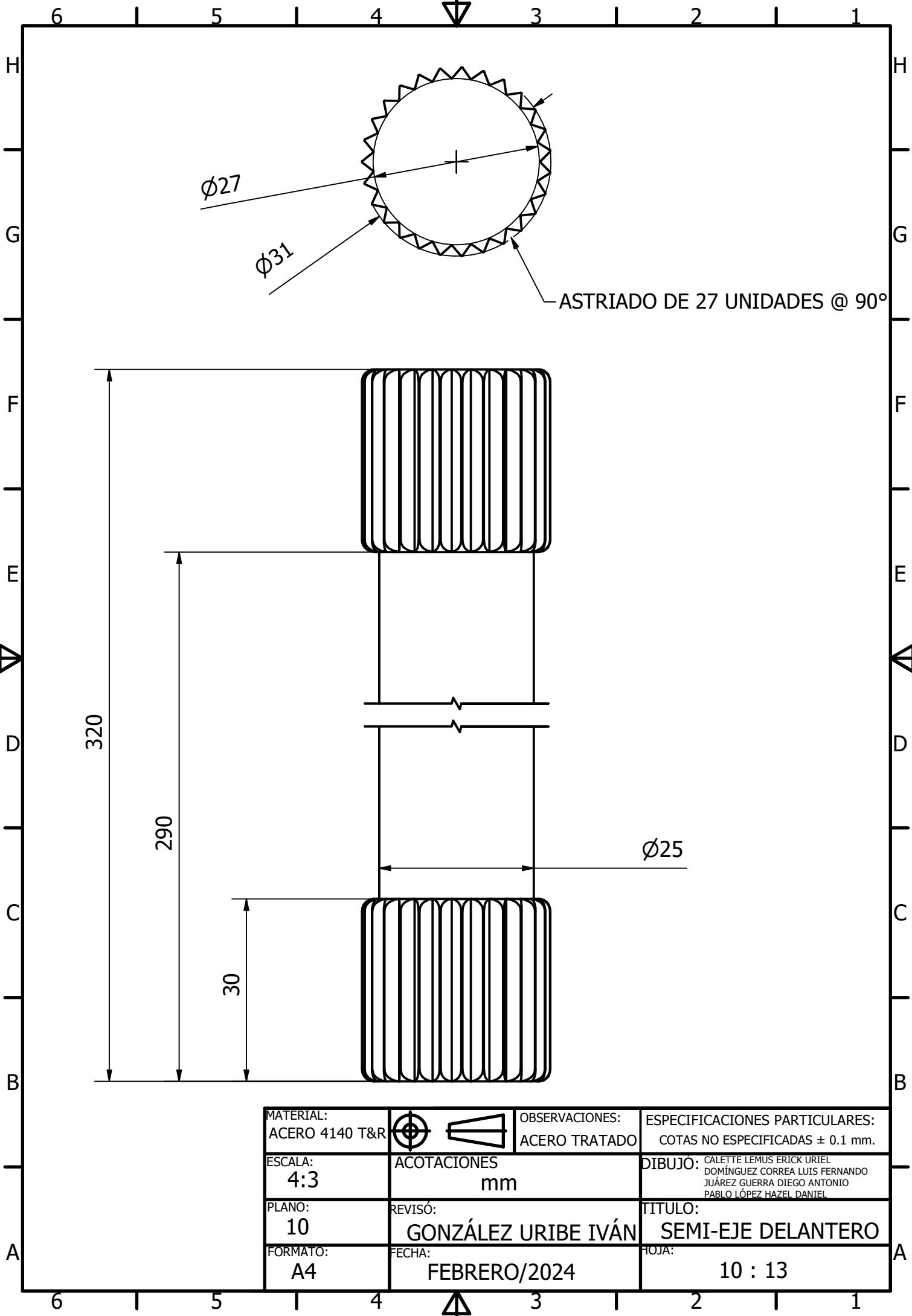
A (5:4)



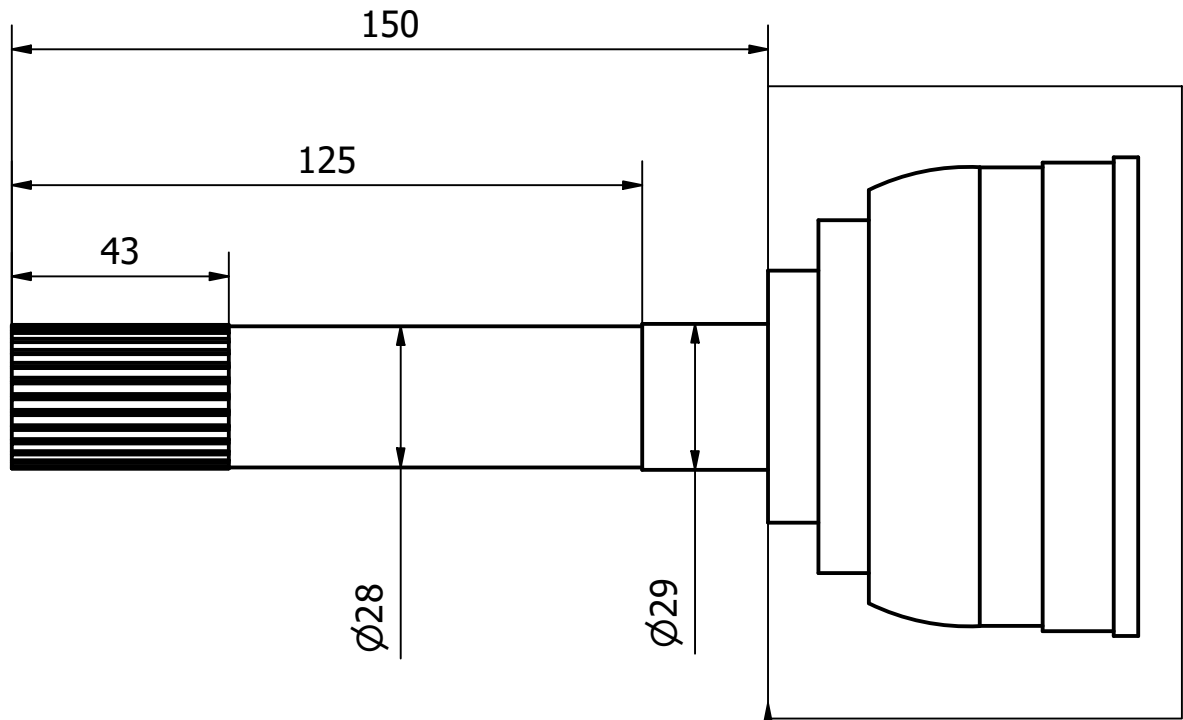
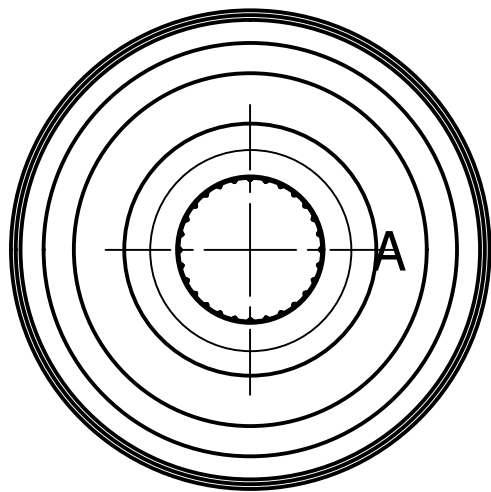
MATERIAL: ACERO 4140		OBSERVACIONES:	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 2:5	ACOTACIONES mm	DIBUJO:	CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 8	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO:	FLECHA DIFERENCIAL-EJE
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA:	8 : 13



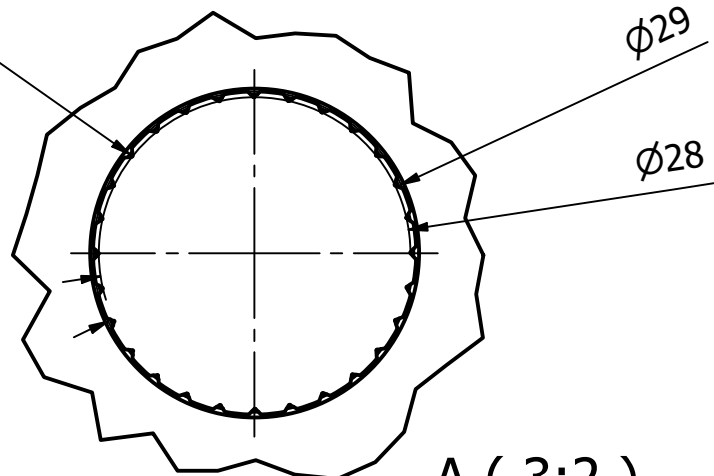
MATERIAL: ACERO 4140		OBSERVACIONES: ACERO 1/4"	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 1:2	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 9	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: SOPORTE DIFERENCIAL	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 9 : 13	



MATERIAL: ACERO 4140 T&R		OBSERVACIONES: ACERO TRATADO	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 4:3	ACOTACIONES mm	DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL	
PLANO: 10	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: SEMI-EJE DELANTERO	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 10 : 13	



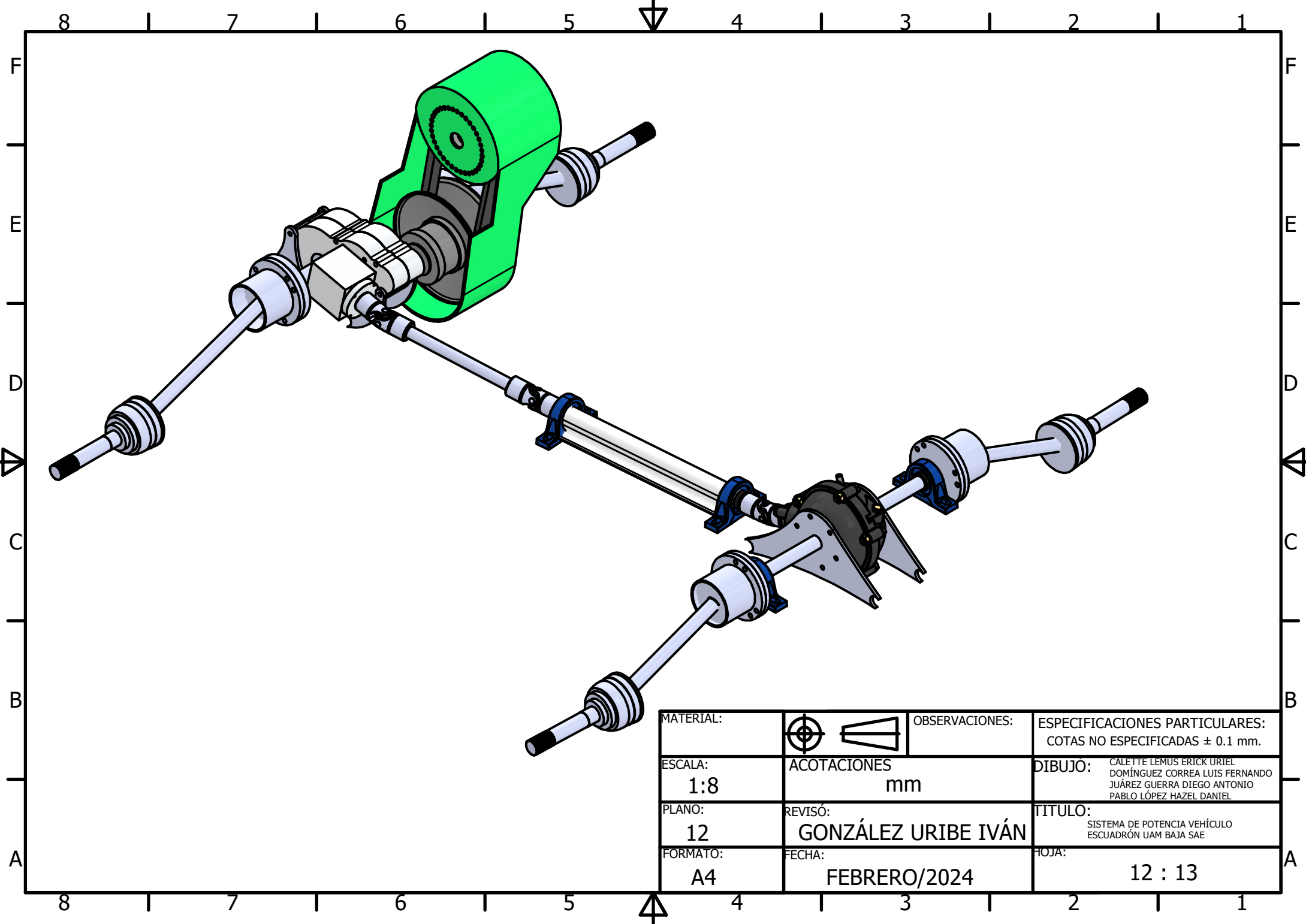
ASTRIADO DE 27 UNIDADES @ 90°





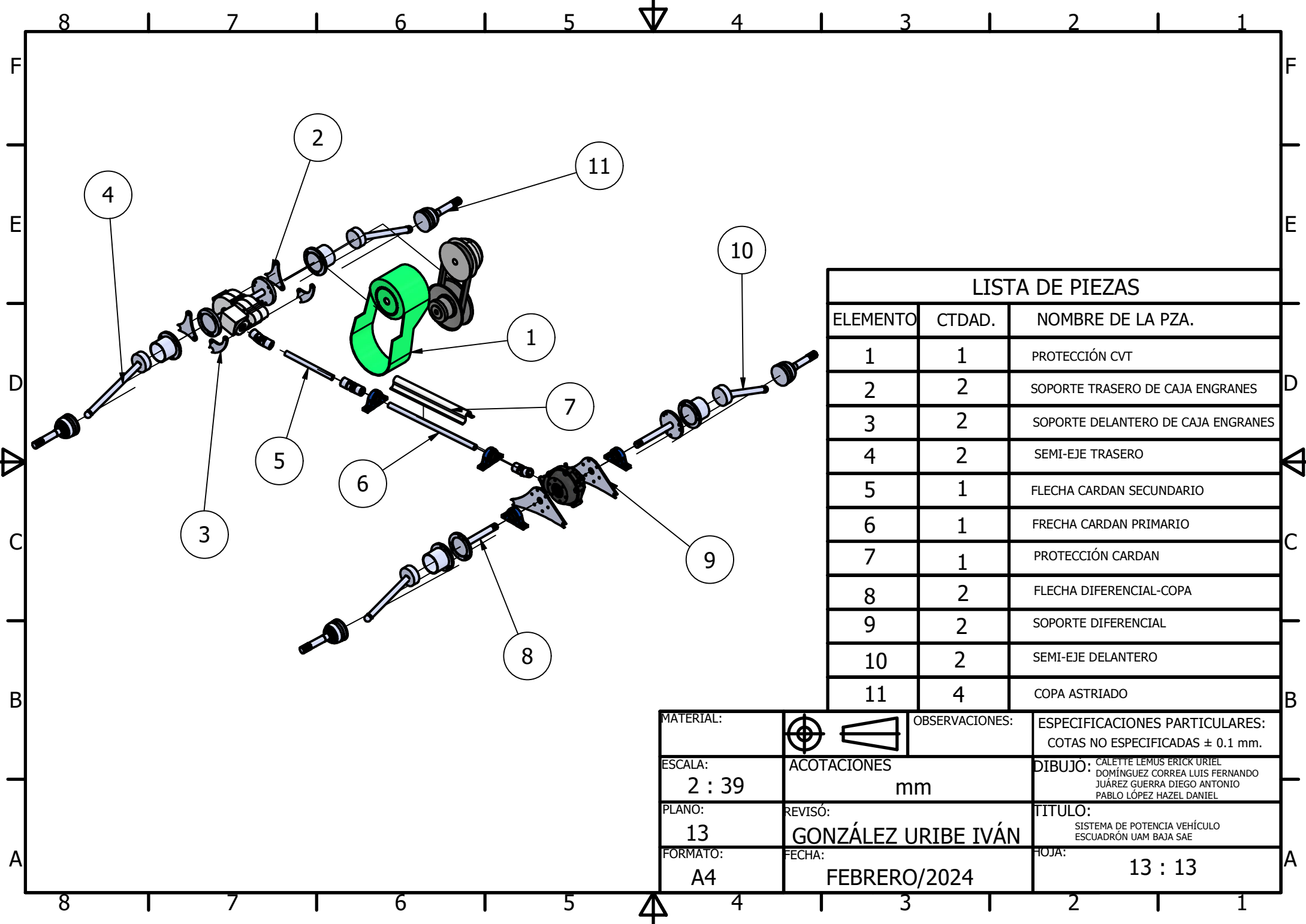
A (3:2)

SEGMENTO COMERCIAL, DISEÑO DEMOSTRATIVO

MATERIAL: ACERO 4140		OBSERVACIONES: ACERO TRATADO	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 2:3	ACOTACIONES mm	DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL	
PLANO: 11	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO: COPA ASTRIADO	
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA: 11 : 13	



MATERIAL:	 	OBSERVACIONES:	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 1:8	ACOTACIONES mm	DIBUJO:	CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 12	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN	TÍTULO:	SISTEMA DE POTENCIA VEHÍCULO ESCUADRÓN UAM BAJA SAE
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024	HOJA:	12 : 13



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CTDAD.	NOMBRE DE LA PZA.
1	1	PROTECCIÓN CVT
2	2	SOPORTE TRASERO DE CAJA ENGRANES
3	2	SOPORTE DELANTERO DE CAJA ENGRANES
4	2	SEMI-EJE TRASERO
5	1	FLECHA CARDAN SECUNDARIO
6	1	FRECHA CARDAN PRIMARIO
7	1	PROTECCIÓN CARDAN
8	2	FLECHA DIFERENCIAL-COPA
9	2	SOPORTE DIFERENCIAL
10	2	SEMI-EJE DELANTERO
11	4	COPA ASTRIADO

MATERIAL:		OBSERVACIONES:	ESPECIFICACIONES PARTICULARES: COTAS NO ESPECIFICADAS ± 0.1 mm.
ESCALA: 2 : 39	ACOTACIONES mm		DIBUJO: CALETTE LEMUS ERICK URIEL DOMÍNGUEZ CORREA LUIS FERNANDO JUÁREZ GUERRA DIEGO ANTONIO PABLO LÓPEZ HAZEL DANIEL
PLANO: 13	REVISÓ: GONZÁLEZ URIBE IVÁN		TITULO: SISTEMA DE POTENCIA VEHÍCULO ESCUADRÓN UAM BAJA SAE
FORMATO: A4	FECHA: FEBRERO/2024		HOJA: 13 : 13