



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CIUDAD MADERO

DEPARTAMENTO DE METALMECÁNICA



"POR MI PATRIA Y POR MI BIEN"

TITULACIÓN INTEGRAL
TESIS

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN MECANISMO DE CONTROL DE GIRO POSICIONADOR PARA BASE
DE BRAZO MECÁNICO UTILIZANDO EL SOFTWARE SOLIDWORKS®**

Que para obtener el Título de

INGENIERO MECÁNICO

Presenta

**CARLOS GUILLERMO SANTIAGO DE LA CRUZ
18070097**

Asesor

ING. JESUS EDUARDO VEGA FABRE

CD. MADERO, TAMAULIPAS

JUNIO DE 2025



Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Instituto Tecnológico de Ciudad Madero
Subdirección Académica
Departamento de Metalmecánica

CD. MADERO, TAMS., 29/MAYO/2025

ÁREA: DEPTO. METALMECÁNICA
No. OFICIO: M.0237/2025
ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN

C. CARLOS GUILLERMO SANTIAGO DE LA CRUZ (18070097)
P R E S E N T E

De acuerdo al fallo emitido por el Jurado asignado para la revisión de su trabajo profesional, integrado por los siguientes catedráticos:

PRESIDENTE:	JESÚS EDUARDO VEGA FABRE
SECRETARIO:	ESTEBAN AGUILAR VILLALOBOS
VOCAL:	OSWALDO ACOSTA HERNÁNDEZ
SUPLENTE:	CARLOS ERNESTO LEÓN GONZÁLEZ

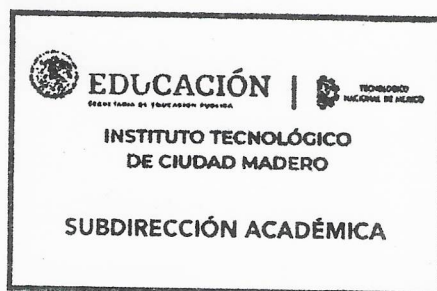
Y considerando que llena todos los requisitos del reglamento de titulación en vigor del Sistema Nacional de Institutos Tecnológicos, doy a Usted autorización para que proceda a imprimir su trabajo profesional de la **Titulación Integral (Opción Tesis)**.

"DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN MECANISMO DE CONTROL DE GIRO POSICIONADOR PARA BASE DE BRAZO MECÁNICO UTILIZANDO EL SOFTWARE SOLIDWORKS®"

Lo hago de su conocimiento para los efectos y fines correspondientes a su examen Profesional, esperando que el logro mismo sea congruente con sus deseos profesionales.

ATENTAMENTE
Excelencia en Educación Tecnológica®
"Por mi patria y por mi bien"®


JOSÉ AARÓN MELO BANDA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



cerc / JAMB



2025
Año de
**La Mujer
Indígena**

Av. 1° de Mayo y Sor Juana I. de la Cruz S/N Col. Los Mangos
C.P. 89440 Cd. Madero, Tam. Tel. (833) 3574820 ext. 3030
e-mail: mecanica@cdmadero.tecnm.mx www.tecnm.mx
www.cdmadero.tecnm.mx



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
2. JUSTIFICACIÓN	3
3. OBJETIVOS: GENERAL Y ESPECÍFICOS	4
3.1 OBJETIVO GENERAL	4
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
4. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	5
4.1 DATOS GENERALES	5
4.1.1 ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA	6
4.2 ESTRUCTURA ORGÁNICA	7
5. PROBLEMA A RESOLVER	8
6. ALCANCE Y LIMITACIONES	9
7. FUNDAMENTO TEÓRICO	10
MÁQUINAS Y MECANISMOS	10
7.1 CINEMÁTICA	11
7.2 TERMINOLOGÍA DE MECANISMOS	12
7.3 DIAGRAMAS CINEMÁTICOS	16
7.4 MOVILIDAD	20
7.5 ECUACIÓN DE GRUEBLER	20
7.6 ACTUADORES E IMPULSORES	21
7.7 TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE MECANISMOS	23
7.8 TÉCNICAS TRADICIONALES DE REPRESENTACIÓN GRÁFICA	24
7.9 SISTEMAS DE CAD	25
7.10 TÉCNICAS ANALÍTICAS	26
7.11 MÉTODOS DE COMPUTADORA	26
7.12 DISEÑO DE MECANISMOS	27
7.13 MECANISMO PARA MOVER UN ESLABÓN ENTRE DOS POSICIONES	28
7.14 ENGRANES: ANÁLISIS CINEMÁTICO Y SELECCIÓN	29
7.15 TIPOS DE ENGRANES	31
7.16 TERMINOLOGÍA DE UN ENGRANE RECTO	34
7.17 PERFILES DE DIENTES DE INVOLUTA	40
7.18 ENGRANES ESTÁNDAR	42

7.19 RELACIONES DE LOS ENGRANES ACOPLADOS.....	45
7.20 RAZÓN DE CONTACTO	45
7.21 INTERFERENCIA.....	46
7.22 REBAJE.....	49
7.23 CINEMÁTICA DE UN ENGRANE HELICOIDAL	49
7.24 CINEMÁTICA DE ENGRANES CÓNICOS.....	53
7.25 CINEMÁTICA DE UN ENGRANE SIN FIN	55
8. PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE ACTIVIDADES.....	59
8.1 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES (DE GANTT).....	59
8.2 DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES	60
PASO 1. Base de brazo mecánico.....	60
PASO 2. Diseño de perno.	61
PASO 3. Extensión de brazo mecánico.....	62
PASO 4. Diseño del mango sujetador.	63
PASO 5. Diseño del engrane.	64
PASO 6. Engrane sinfín.....	65
PASO 7. Resultado final del ensamblaje.....	66
9. RESULTADOS	67
10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	69
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES	70

ÍNDICE DE FIGURAS

<u>FIGURA 4.1 Logotipo de la empresa Golden Technology</u>	5
<u>FIGURA 4.2 Ubicación de la empresa Golden</u>	5
<u>FIGURA 4.3 Organigrama de la empresa</u>	6
<u>FIGURA 7.1 Plataforma de altura ajustable</u>	10
<u>FIGURA 7.2 Máquina de gula elíptica</u>	13
<u>FIGURA 7.3 Uniones principales</u>	13
<u>FIGURA 7.4 Uniones de orden superior</u>	14
<u>FIGURA 7.5 Eslabones</u>	14
<u>FIGURA 7.6 Robot articulado</u>	16
<u>FIGURA 7.7 Cargador sincronizado</u>	17
<u>FIGURA 7.8 Mecanismos y estructuras</u>	21
<u>FIGURA 7.9 Cilindro Hidráulico</u>	23
<u>FIGURA 7.10 Rodillos de alimentación</u>	30
<u>FIGURA 7.11 Engranés y rodillos</u>	30
<u>FIGURA 7.12 Tipos de engranes</u>	32
<u>FIGURA 7.13 Tipos de engranes (continuación)</u>	33
<u>FIGURA 7.14 Características del diente de un engrane</u>	36
<u>FIGURA 7.15 Tamaños estándar de diente</u>	36
<u>FIGURA 7.17 Influencia del ángulo de presión</u>	39
<u>FIGURA 7.16 Ángulo de presión</u>	39
<u>FIGURA 7.18 Proceso de acoplamiento</u>	41
<u>FIGURA 7.19 Diente de engrane de involuta</u>	41
<u>FIGURA 7.20 Diente rebajado de un engrane</u>	49
<u>FIGURA 7.21 Geometría de un engrane helicoidal</u>	50
<u>FIGURA 7.22 Engranés cónicos acoplados</u>	55
<u>FIGURA 7.23 Concepto de cuerdas múltiples</u>	56
<u>FIGURA 7.24 Geometría de un tornillo sin fin</u>	57
<u>FIGURA 8.1 Base que soporta el brazo mecánico</u>	60
<u>FIGURA 8.2 Perno que soporta el brazo mecánico</u>	61
<u>FIGURA 8.3 Extensión de base de brazo mecánico</u>	62
<u>FIGURA 8.4 Diseño del mango que sujeta el equipo</u>	64
<u>FIGURA 8.5 Engrane de giro</u>	64

FIGURA 8.6 Diseño de sinfín.....65

FIGURA 8.7. Ensamblaje final.....66

ÍNDICE DE TABLAS

<u>TABLA 7.1 Símbolos</u>	18
<u>TABLA 7.2 Símbolos</u>	19
<u>TABLA 7.3 Pasos diametrales estándar</u>	37
<u>TABLA 7.4 Módulos métricos estandarizados</u>	38
<u>TABLA 7.5 Especificaciones de la AGMA</u>	44
<u>TABLA 7.6 Combinaciones de dientes de engrane</u>	48
<u>TABLA 7.7 Dientes mínimos</u>	53
<u>TABLA 8.1</u>	59

1. INTRODUCCIÓN

En el principio de la comercialización y la demanda de la mercancía, fue factor para que se buscara nuevas ideas de como producir más y satisfacer la demanda del mercado, con ello una serie de diversas ideas surgieron, como la idea de buscar más personal para incrementar la mano de obra y producción.

En un principio fue una buena idea, si incremento la producción y pudieron satisfacer la demanda del mercado y es ahí cuando surgen los problemas con el personal, ya que por el incremento de las demandas al personal no se capacitaba para laborar u operar las maquinas ya que eso significaba perder tiempo en capacitar al personal, los accidentes constantes y la deficiencia del personal por mala capacitación fue un gran problema es por eso que el derecho a la capacitación de los trabajadores fue punto clave para mejorar la producción y se originó en apoyo a la clase trabajadora por parte de una reforma publica en el diario oficial de la federación el día 9 de enero de 1978.

La constitución política de los estados unidos mexicanos establece que: “Las empresas, cualquiera que sea su actividad, estará obligadas a proporcionar a sus trabajadores, capacitación o adiestramiento para el trabajo. La ley reglamentaria establecerá los sistemas, métodos y procedimientos conforme a los cuales los patrones deberán cumplir con dicha obligación”.

Una vez que se solucionó el problema de la capacitación del personal fue una mejora muy grande cubriendo ampliamente la demanda del mercado, el personal respondía satisfactoriamente y se cumplían los objetivos. Pero con el pasar de los meses y años los trabajadores no rendirán igual por las altas jornadas laborales y la presión de cumplir el objetivo es ahí cuando personas como Henry Ford revoluciona la industria con su "fordismo" o personas como Edwards Deming, Joseph Juran, Philip B. Crosby y Kaoru Ishikawa. Ellos cambiaron la manera de trabajar en la industria, el incremento de productividad, la mejora de calidad en los productos que fabricaban y fue gracias a sus métodos que pudieron competir en el mercado internacional. Vieron nuevas oportunidades y es a partir de ahí cuando todas las industrias empiezan a implementar la calidad para mejorar su producción.

Con el pasar del tiempo el desarrollo de la tecnología fue abismal y fue punto clave para que todo se fuera automatizando poco a poco, gracias a esa tecnología la productividad incremento y fue notoria incluso de gran ayuda para el personal ya que redujeron jornadas laborales, tareas y al personal se fue capacitando.

Con las necesidades de la industria y la constante evolución de la tecnología nacen aplicaciones, que ayudan a modelar y diseñar diferentes objetos que sirven para reducir gastos de prueba y error, ya que estas aplicaciones son de gran ayuda ya que te ayuda a crear, validar, comunicar y gestionar desde diferentes ángulos y con diferentes medidas siendo esta más precisas y teniendo muy poco error, uno de los más utilizados por la industria es el software SolidWorks que te permite diseñar a tu gusto una pieza en 3D y girarlo en el programa a tu modo y necesidades.

2. JUSTIFICACIÓN

Es importante no quedarse en el pasado, la evolución de la industria es muy notoria y la seguridad y confiabilidad también. Es por eso que en COMERCIALIZADORA DE BIENES Y SERVICIOS TECNOLOGIA DORADA DEL SUR DE TAMAULIPAS S.A. DE C.V. estamos creando un Diseño y Simulación de un mecanismo de control de giro posicionador para base de brazo mecánico utilizando el software SolidWorks®. Con el fin de en un futuro ahorrar tiempo a las industrias, ser eficaces y evitar tanto esfuerzo para el personal. Nuestro equipo pretende cumplir con las necesidades diarias del cliente para que ellos puedan ser más competitivos en el mercado.

COMERCIALIZADORA DE BIENES Y SERVICIOS TECNOLOGIA DORADA DEL SUR DE TAMAULIPAS S.A. DE C.V. pretende competir con empresas que ya estén posicionadas como número uno en la industria, con este diseño que estamos haciendo queremos ofrecerles a los clientes seguridad, eficiencia y calidad.

Este proyecto está pensado para que el brazo robótico pueda estar trabajando por muchas horas de trabajo siendo mucho más autónomo, y teniendo seguridad. ¿Cómo conseguiremos que el brazo robótico sea más seguro?, pues por si el brazo en dado momento llegara a presentar un fallo tenemos un botón de paro de emergencia que este con solo presionarlo automáticamente el brazo dejara de moverse.

Con la implementación de este mecanismo se pretende NO sustituir a la parte obrera. Pero si ah no hacer que se sobre esfuercen. Así podemos tener más descansada a la gente y evitar la ausencia de personal por cansancio.

Gracias al software SolidWorks pudimos desarrollar este mecanismo que ofrecerá este producto a las industrias mejores rendimientos, ganancias y mayor autonomía.

3. OBJETIVOS: GENERAL Y ESPECÍFICOS

3.1 OBJETIVO GENERAL

Mejores servicios con la implementación de tecnología que ayude a la parte industrial. Ofrecer mayor eficiencia y seguridad. Ofrecer un nuevo mecanismo que sea más eficiente y duradero.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un nuevo mecanismo de giro que permita un mejor rendimiento, mayor eficacia, y mejor autonomía.
- Modelar y diseñar nuevos prototipos en base a las necesidades del cliente.
- Evaluar los resultados obtenidos con el diseño y modelado de nuevos prototipos.

4. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA



FIGURA 4.1 Logotipo de la empresa Golden Technology.

4.1 DATOS GENERALES

Golden Technology Comercializadora de Bienes y Servicios; Tecnología Dorada del Sur de Tamaulipas S.A. de C.V. es una empresa de mantenimiento Gral. De equipos de cómputo portátil y de escritorio. Mantenimiento Gral. a instalaciones eléctricas residenciales y comerciales. Ingeniería, diseño construcción de sistemas eléctricos en baja y media tensión. Servicio de capacitación y outsourcing. Ubicada en REPUBLICA DE CHILE No. 503 altos colonia Vicente guerrero cp. 89580 Ciudad Madero Tamaulipas.

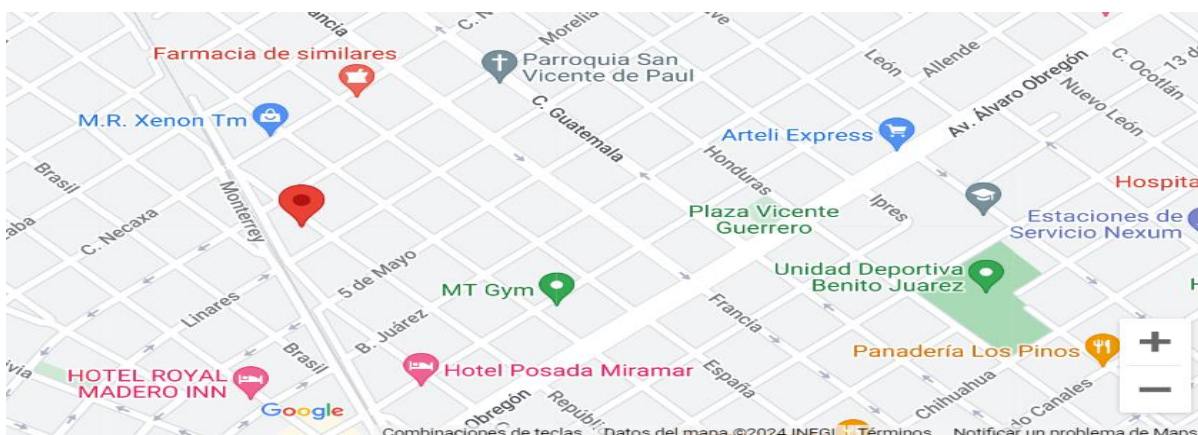


FIGURA 4.2 Ubicación de la empresa Golden Technology Comercializadora de Bienes y Servicios; Tecnología Dorada del Sur de Tamaulipas S.A. de C.V.

Industria Golden Technology Comercializadora de Bienes y Servicios; Tecnología Dorada del Sur de Tamaulipas S.A. de C.V. es una empresa 100% mexicana del sur de Tamaulipas cuyo propósito principal es brindar servicio todo el público de diferentes áreas desde materiales, instalaciones, diseños, y modelados. Golden Technology trabaja mayormente con las industrias satisfaciendo sus necesidades.

4.1.1 ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA

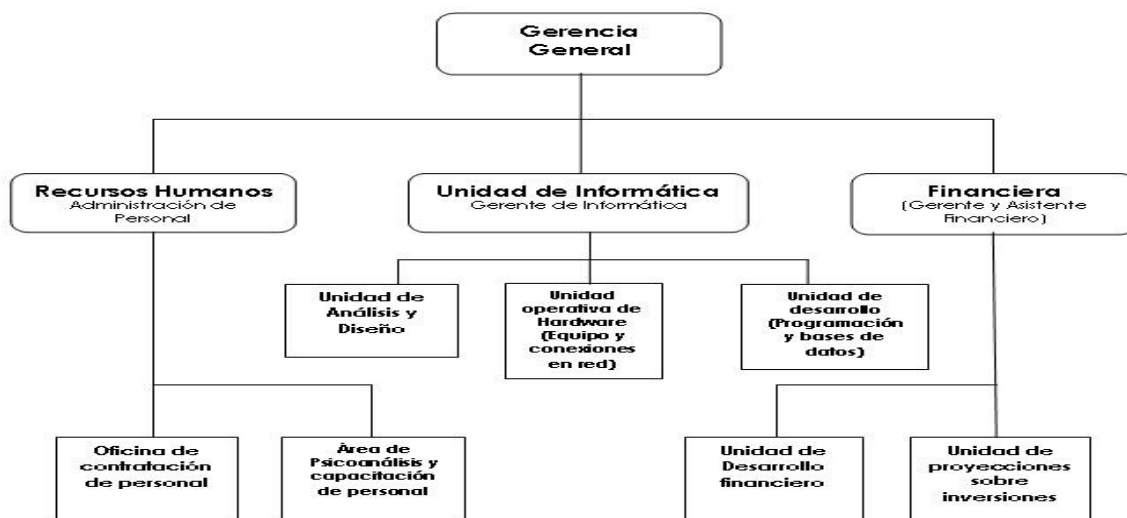


FIGURA 4.3 Organigrama de la empresa Golden Technology Comercializadora de Bienes y Servicios; Tecnología Dorada del Sur de Tamaulipas S.A. de C.V.

4.2 ESTRUCTURA ORGÁNICA

MISIÓN

Llevar a todo público nuevas tecnologías y los mejores servicios, ofreciendo propuestas de valor para mejoras en el medio ambiente y la calidad de vida.

VISIÓN

Ser una empresa líder en desarrollo e implementación de tecnología, con valores y principios enfocados en el desarrollo de la sociedad y el buen uso de los recursos naturales.

GIRO DE LA EMPRESA

Esta dedicada en el desarrollo, venta de nueva tecnología, instalaciones, reparaciones, mantenimiento y capacitación a personal

- Mantenimiento Gral. de Equipos de Cómputo, Portátil y de Escritorio.
- Mantenimiento Gral. a instalaciones eléctricas residenciales y comerciales
- Ingeniería, diseño de construcción de redes CCTV e iluminación LED
- Ingeniería, Diseño y Construcción de Sistemas Eléctricos en Baja y Media Tensión.
- Servicio de Capacitación y Outsourcing.

5. PROBLEMA A RESOLVER

El diseño y simulación de la base para brazo robótico lleva una gran serie de dificultad, pues el simple hecho de crear un giro de casi 360° , no tener movimientos bruscos y mantener una autonomía, estar trabajando casi 24hrs es una tarea difícil.

El encontrar los materiales adecuados para el diseño también ha sido una tarea difícil, desde que materiales usar hasta cuales no utilizar ya que algunos ofrecen mayor fluencia o cedencia esto implica que tenga una mayor deformación elástica.

El SolidWorks ofrece una variedad infinita de comandos que te permiten diseñar y moldear a tu antojo los materiales, es aquí donde tuvimos que investigar cada comando para poder ir diseñando y simulando, también la parte del diseño es tardado ya que debes de sacar medidas de los engranes y que tipo de engrane utilizar, ya sea rectos, helicoidales, cónicos, de tornillo e hipoide, también los dientes deben de ir a una medida específica ya que eso ayudara a que estén sincronizados y no brinque el diente con el otro engrane, ya que esto ayudara a tener una mejor estabilidad a la hora del giro del mecanismo.

Saber que finalidad tendrá es importante ya que en base a eso se diseñara el mecanismo, el brazo pretende girar sobre su base a 360° y tener tres articulaciones para que pueda resolver o mover con libertad.

6. ALCANCE Y LIMITACIONES

Se pretende crear un diseño que sea muy fácil de usar que de seguridad y autonomía, el diseño a desarrollar deberá satisfacer las necesidades del cliente, teniendo un gran rendimiento de trabajo, ya que se pretende que este diseño sea capaz de durar grandes jornadas de trabajo, se pretende implementar un botón de paro de emergencia, que este permita el corte de energía entre el brazo y la luz eléctrica para así detener el movimiento en caso que este no responda las señales.

Este mecanismo ofrecerá un gran rendimiento y una fácil accesibilidad para mantenimientos preventivos, se modelará a modo que ahorre espacio y cumpla sin dificultad sus tareas.

Entre las limitaciones esta la poca información sobre la aplicación, y requiere mucho tiempo de investigación para su uso, además de la falta de tiempo, otra limitante es el equipo con el que trabajo ya que no soporta el programa y eso dificulta el avance para desarrollar el diseño.

7. FUNDAMENTO TEÓRICO

MÁQUINAS Y MECANISMOS

Las máquinas son dispositivos que se utilizan al modificar, transmitir y dirigir fuerzas para llevar a cabo un objetivo específico. Una sierra de cadena es una máquina conocida que dirige fuerzas hacia la cadena con la finalidad de cortar madera. Un mecanismo es una parte mecánica de una máquina, cuya función es transmitir movimiento y fuerza de una fuente de potencia a una salida. Es el corazón de la máquina. En la sierra de cadena, el mecanismo toma la potencia de un pequeño motor y la suministra en el extremo de corte de la cadena.



FIGURA 7.1 Plataforma de altura ajustable. (Cortes la de Advance Lifts).

Se consideran como mecanismo las partes rígidas que están configuradas y conectadas de modo que producen el movimiento que se desea en la máquina. El propósito del mecanismo de la Figura 7.1 es elevar la plataforma y cualquier objeto que se encuentre sobre ella. La síntesis es el proceso de desarrollo de un mecanismo para satisfacer los requerimientos del funcionamiento de la máquina. El mecanismo se moverá de tal modo que cumplirá con los requerimientos.

7.1 CINEMÁTICA

La cinemática trata con la manera en que se mueven los cuerpos. es el estudio de la geometría del movimiento. El análisis cinemático implica la determinación de posición, desplazamiento, rotación, rapidez, velocidad y aceleración de un mecanismo.

Para ilustrar la importancia de este análisis, regrese a la plataforma de elevación de la Figura 7.1. El análisis cinemático ofrece información sobre cuestiones significativas del diseño tales como:

- ¿Cuál es la importancia de la longitud de las piernas que soportan la plataforma?
- ¿Es necesario que las piernas de soporte estén cruzadas y conectadas en su punto medio, o sería mejor configurarlas para que se crucen más cerca de la plataforma?
- ¿A qué distancia deben extenderse los cilindros para elevar 8 en la plataforma?

Así mismo, el análisis de las fuerzas dinámicas de la plataforma ayudar a contestar otras preguntas importantes del diseño:

¿Qué capacidad (fuerza máxima) se requiere en el cilindro hidráulico?

¿La plataforma está a salvo de la tendencia a volcarse?

¿Cuáles deben ser el tamaño de la sección transversal y el material para que no fallen las piernas de soporte?

La mayoría de los mecanismos se mueven de tal forma que sus partes se mueven en planos paralelos. En el dispositivo de la Figura 7.1, se utilizan dos mecanismos idénticos en lados opuestos de la plataforma para efectos de estabilidad. Sin embargo, el movimiento de estos mecanismos se da en un plano estrictamente vertical. Por consiguiente, estos mecanismos se conocen como mecanismos planos porque su movimiento se limita a un espacio bidimensional.

7.2 TERMINOLOGÍA DE MECANISMOS

Como se mencionó, los mecanismos consisten en partes conectadas con el objetivo de transmitir movimiento y fuerza, desde una fuente de potencia hasta una salida. Un eslabonamiento es un mecanismo donde se unen partes rígidas para formar una cadena. Una de las partes se denomina bancada, porque sirve como marco de referencia para el movimiento de todas las demás partes. La bancada normalmente es una parte sin movimiento. En la Figura 7.2 se observa una popular máquina de gula elíptica para ejercicio, en la cual dos eslabonamientos planos están configurados para operar fuera de fase con la finalidad de simular el movimiento de caminar, incluyendo el movimiento de los brazos. Como la base se apoya en el suelo y no se mueve durante la operación, se considera que la base es la bancada

Los eslabones son las partes individuales del mecanismo y se consideran cuerpos rígidos que están conectados con otros eslabones para transmitir movimiento y fuerzas. Teóricamente un cuerpo rígido verdadero no se deforma durante el movimiento. Aunque en realidad no hay un cuerpo rígido los eslabones de los mecanismos se diseñan considerando una deformación mínima y se suponen rígidos. El reposapiés y los manubrios de la máquina para ejercicio comprenden diferentes eslabones y junto con los eslabones están interconectados para producir restricciones al movimiento.

Partes elásticas como los resortes, no son rígidas; por lo tanto, no se consideran eslabones. No tienen efecto sobre la cinemática del mecanismo y se suelen ignorar en el análisis cinemática. Suministran fuerzas, por lo que se deben incluir en la parte del análisis de las fuerzas dinámicas.



FIGURA 7.2 Máquina de gula elíptica para ejercido de entrenamiento

Una unión es una conexión móvil entre los eslabones que permite el movimiento relativo entre ellos. Las dos uniones principales, llamadas también uniones totales, son la unión de revoluta y la unión prismática. La unión de revoluta, conocida también como unión de perno o de bisagra, permite la rotación pura entre los dos eslabones que conecta. La unión de corredera, conocida también como unión de pistón o prismática, permite el deslizamiento lineal entre los eslabones que conecta. La Figura 7.3 muestra las dos juntas.

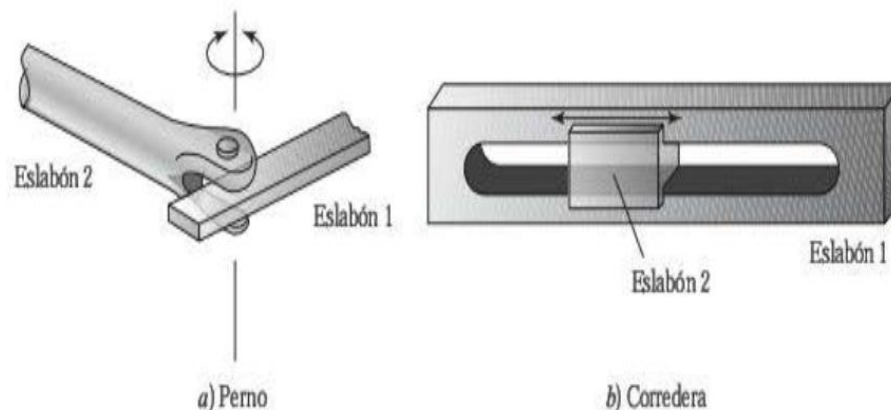


FIGURA 7.3 Uniones principales: a) Perno, b) Corredera.

La Figura 7.3 muestra una unión de leva que permite tanto la rotación como el deslizamiento entre los dos eslabones que conecta. Debido al movimiento complejo que genera, a la conexión de leva se le llama unión de orden superior o media unión. Una conexión de engranes permite asimismo la rotación y el deslizamiento entre los

dos engranes conforme sus dientes se van acoplando. En la Figura 7.4 se presenta esta configuración. La conexión de engrane también es una unión de orden superior.

Un eslabón simple es un cuerpo rígido que solo tiene dos uniones que se conectan con otros eslabones. La Figura 7.5 ilustra un eslabón simple. Una manivela es un eslabón simple que puede girar completamente alrededor de un centro fijo. Un balancín es un eslabón simple que oscila con cierto ángulo, invirtiendo su dirección a determinados intervalos.

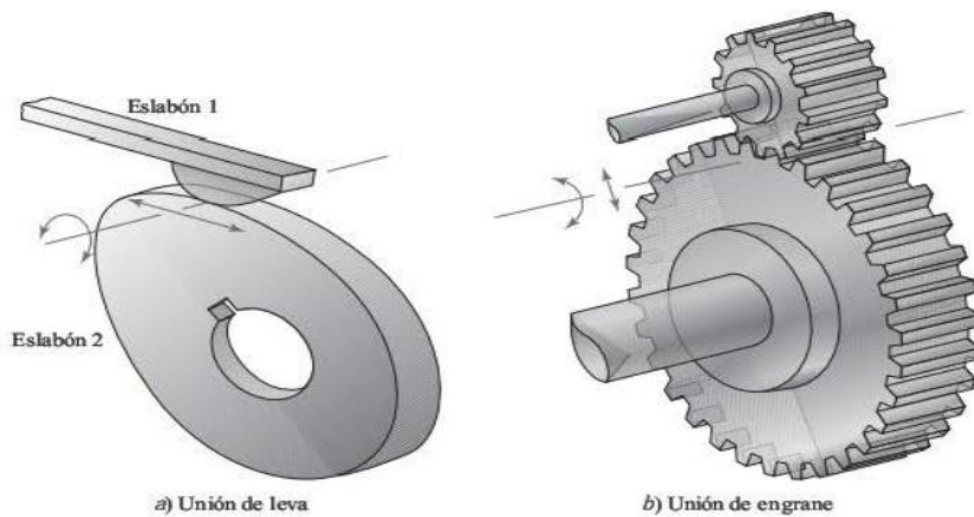


FIGURA 7.4 Uniones de orden superior: a) Unión de leva y b) Unión de engrane.

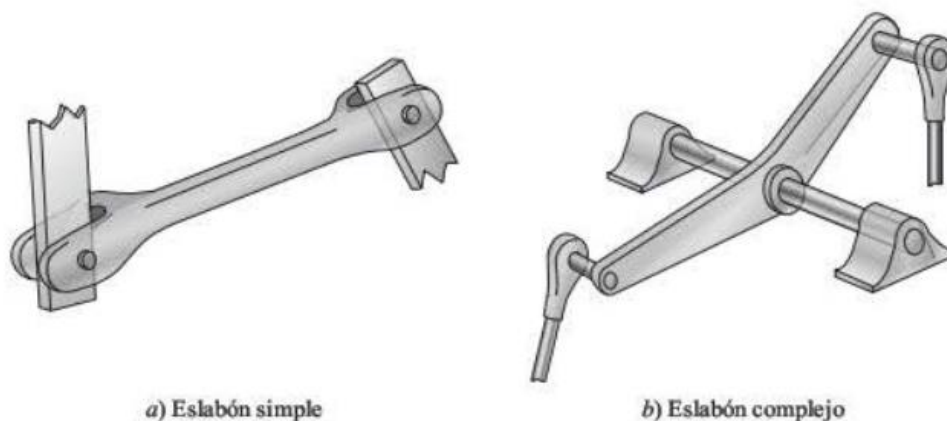


FIGURA 7.5 Eslabones: a) Eslabón simple y b) Eslabón complejo.

Un eslabón complejo es un cuerpo rígido que contiene más de dos uniones. La Figura 7.6 muestra un eslabón complejo. Un brazo de balancín es un eslabón complejo que contiene tres uniones y pivota cerca de su centro. Una manivela de campana es similar a un brazo de balancín, pero está curvada en el centro. El eslabón complejo de la Figura 7.6 es una manivela de campana.

Un punto de interés es un punto del eslabón donde el movimiento tiene un interés especial. El extremo del limpiador del parabrisas, mencionado anteriormente, se consideraría un punto de interés. Una vez que se lleva a cabo el análisis cinemático, se determinan el desplazamiento, la velocidad y la aceleración de ese punto.

El último componente general de un mecanismo es el actuador, que es el componente que impulsa el mecanismo. Los actuadores comunes incluyen motores (eléctricos e hidráulicos), motores de gasolina, cilindros (hidráulicos y neumáticos), motores de tornillos de bolas y solenoides. Las máquinas que se operan manualmente utilizan el movimiento humano, como el giro de una manivela, como actuador.

Los eslabonamientos pueden ser cadenas abiertas o cerradas. Cada eslabón en la cadena cinemática cerrada se conecta a dos o más eslabones. La elevadora de la Figura 7.1 y la máquina de guía elíptica de la Figura 7.2 son cadenas cerradas. Una cadena abierta tiene, por lo menos, un eslabón que está conectado únicamente a otro eslabón. Eslabonamientos abiertos comunes son los brazos robóticos como el de la Figura 7.3, así como otras máquinas "de carrera" como las retroexcavadoras y las grúas.



FIGURA 7.6 Robot articulado (Cortesía de motoman Inc.)

7.3 DIAGRAMAS CINEMÁTICOS

En el análisis del movimiento de una máquina, con frecuencia se dificulta visualizar el movimiento de los componentes en el dibujo completo de un ensamble. La Figura 7.7 presenta una máquina que se utiliza para manejar partes en una línea de ensamble. Un motor produce la fuerza giratoria que impulsa un mecanismo que mueve los brazos delante de un lado a otro de manera sincronizada. Como se observa en la Figura 7.7, una imagen completa de la máquina es muy compleja, por lo que resulta difícil concentrarse en el movimiento del mecanismo en consideración.

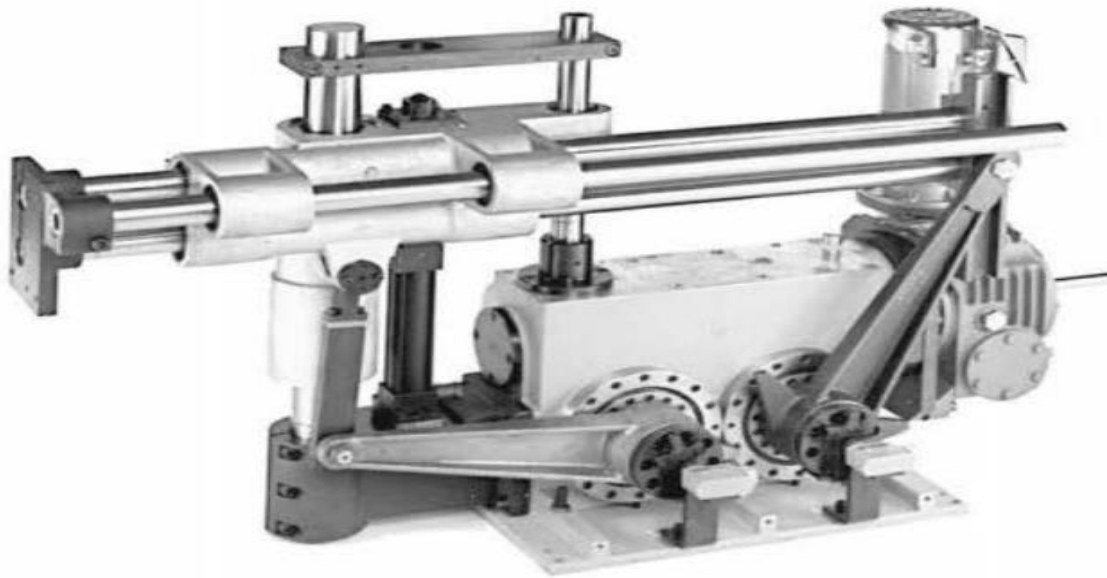
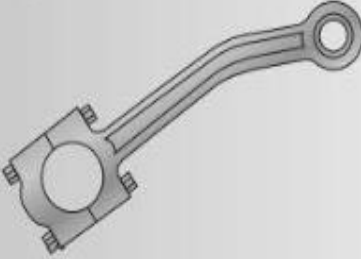
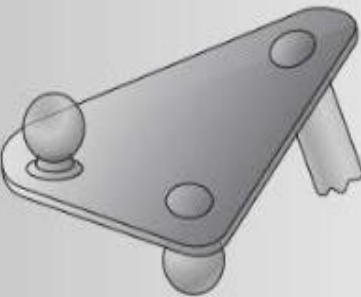
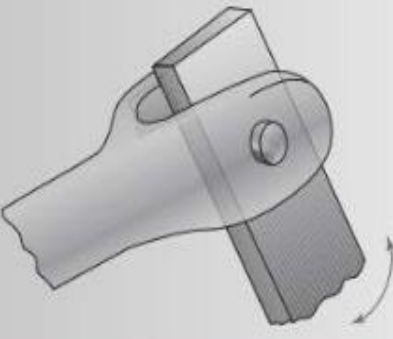


FIGURA 7.7 Cargador sincronizado de dos brazos. (PickOmatic Systems, Ferguson Machine Co.).

Es más fácil representar las partes de manera esquemática, de modo que solo se muestren las dimensiones que influyen en el movimiento del mecanismo. Tales diagramas “desmontados” se conocen como frecuencia como diagramas cinemáticos cuyo propósito es similar al de los diagramas esquemáticos al de los circuitos o de los diagramas de tubería, donde se representan las variables que afectan la función principal del mecanismo. La Tabla 7.1 muestra las convenciones comunes que se usan en la elaboración de los diagramas cinemáticos.

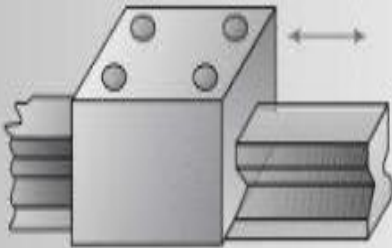
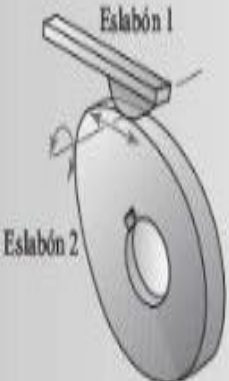
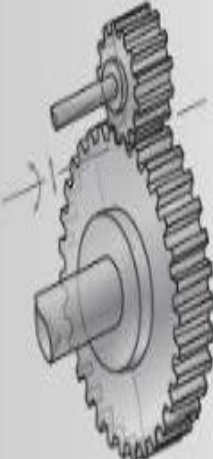
Se requiere que un diagrama cinemático se dibuje a una escala proporcional con el mecanismo real. Para efectos de identificación, los eslabones se numeran, iniciando con la bancada como el eslabón número 1. Para evitar confusiones, las uniones se identifican con letras

TABLA 7.1 Símbolos que se utilizan en los diagramas cinemáticos

Componente	Forma común	Representación cinemática
Eslabón simple		
Eslabón simple (con un punto de interés)		
Eslabón complejo		
Unión de perno		

(Continúa)

TABLA 7.2 Símbolos que se utilizan en los diagramas cinemáticos. (Continuación...)

Componente	Forma común	Representación cinemática
Unión de corredera		
Unión de leva		
Unión de engranes		

7.4 MOVILIDAD

Una propiedad importante en el análisis de mecanismos es el número de grados de libertad del eslabonamiento. El grado de libertad es el número de entradas independientes requeridas para posicionar con exactitud todos los eslabones de un mecanismo con respecto al suelo. También se puede definir como el número de actuadores necesarios para operar el mecanismo. Un mecanismo actuador podría ser el movimiento manual de un eslabón hacia otra posición, la conexión de un motor al eje de un eslabón o el empuje del pistón de un cilindro hidráulico.

El número de grados de libertad de un mecanismo también se conoce como movilidad, el cual se identifica con el símbolo M . cuando la configuración de un mecanismo está completamente definida con el posicionamiento de un eslabón, el sistema tiene un grado de libertad. La mayoría de los mecanismos comerciales tienen un grado de libertad. En contraste, los brazos robóticos suelen tener tres grados de libertad o incluso más.

7.5 ECUACIÓN DE GRUEBLER

Los grados de libertad para eslabonamientos planos conectados con uniones comunes se calculan con la ecuación de Gruebler.

$$M = \text{grados de libertad} = 3(n - 1) - 2j_p - j_h$$

donde:

n = número total de eslabones en el mecanismo

j_p = número total de uniones principales (uniones de pernos o de correderas)

j_h = número total de uniones de orden superior (uniones de levas o engranes)

Como ya se mencionó, la mayoría de los eslabonamientos usados en las máquinas tienen un grado de libertad. En la Figura 7.8a se presenta un eslabonamiento con un grado de libertad. Los eslabonamientos con grados de libertad iguales a cero o negativos se conocen como mecanismos bloqueados, los cuales son incapaces de moverse y formar una estructura. Una armadura es una estructura formada por eslabones simples conectados por uniones de perno, con cero grados de libertad. En la Figura 7.8b se ilustra un mecanismo bloqueado.

Los eslabonamientos con múltiples grados de libertad necesitan más de un impulsor para operar con precisión. Los mecanismos comunes con múltiples grados de libertad son cadenas cinemáticas abiertas que sirven para obtener cierto alcance y posicionamiento, tal como los brazos robóticos y las retroexcavadoras. En general, los eslabonamientos con múltiples grados de libertad ofrecen mayor capacidad para posicionar con precisión un eslabón. En la Figura 7.8c se presenta un mecanismo con múltiples grados de libertad.

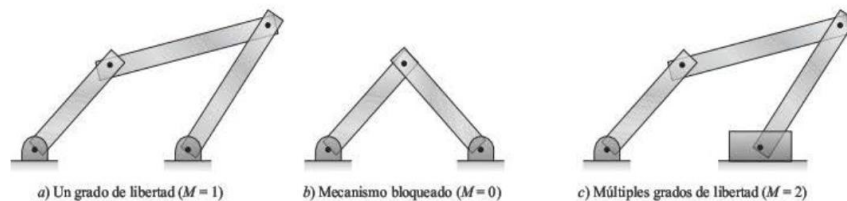


FIGURA 7.8 Mecanismos y estructuras con movilidad variable.

7.6 ACTUADORES E IMPULSORES

Para operar un mecanismo, se requiere un dispositivo actuador o impulsor que proporcione el movimiento y la energía de entrada. Para operar con precisión un mecanismo, se necesita un impulsor por cada grado de libertad. Se utilizan muchos actuadores diferentes en las máquinas y los mecanismos, tanto industriales como comerciales. Algunos de los más comunes son:

Los motores eléctricos de corriente alterna brindan el movimiento giratorio continuo menos costoso. Sin embargo, están limitados a unas cuantas velocidades estándar que son una función de la frecuencia de la corriente eléctrica. En Estados Unidos la frecuencia de la corriente es de 60 Hz, lo cual corresponde a velocidades de 3600, 1800, 900, 720 y 600 rpm. Los motores monofásicos se utilizan en aplicaciones residenciales y están disponibles desde 1150 hasta 2 hp. Los motores trifásicos son más eficientes, pero en la mayoría de los casos están limitados a aplicaciones industriales, porque requieren una potencia de servicio de tres fases. Están disponibles desde 1/4 hasta 500 hp.

Los motores eléctricos de corriente continua también producen movimiento giratorio. La velocidad y la dirección del movimiento se modifican fácilmente, pero requieren

potencia de un generador o una batería. Los motores de corriente continua pueden alcanzar velocidades extremadamente grandes, hasta de 30000 rpm. Estos motores se usan con frecuencia en vehículos, dispositivos inalámbricos o en aplicaciones donde se requiere controlar múltiples velocidades y direcciones, como en una máquina de coser.

Los motores de gasolina también generan movimiento giratorio continuo y su velocidad se regula dentro de un intervalo aproximado de 1000 a 8000 rpm. Son impulsores comunes y altamente portátiles que se utilizan en aplicaciones que requieren gran potencia. Como dependen del consumo de combustible, los motores de gasolina sirven para impulsar máquinas que operan en exteriores.

Los servomotores son motores que se acoplan a un controlador para generar un movimiento programado o mantenerlo en una posición fija. El controlador requiere sensores sobre el eslabón que se desea mover, para brindar información de retroalimentación a cerca de su posición, velocidad y aceleración. Estos motores tienen menor capacidad de potencia que las otras clases de motores y son significativamente más costosos; no obstante, se utilizan en máquinas que requieren movimientos guiados con precisión como los robots.

Los motores de aire o hidráulicos también producen movimiento giratorio continuo y son parecidos a los motores eléctricos, pero tienen aplicaciones más limitadas, lo anterior se debe a la necesidad de una fuente hidráulica o de aire comprimido. Tales dispositivos de inducción se usan principalmente en la máquina, como en el equipo de construcción de los aviones donde se pueden obtener un fluido hidráulico de alta presión

Los cilindros hidráulicos o neumáticos son componentes comunes para impulsar un mecanismo con una carrera lineal limitada. La Figura 7.9a muestra un cilindro hidráulico. La Figura 7.9b es la representación cinemática común del cilindro.

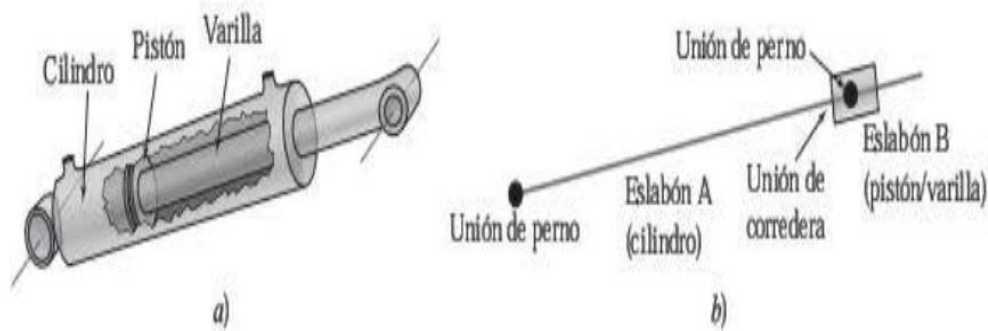


FIGURA 7.9 Cilindro Hidráulico.

El cilindro contiene un ensamble de pistón y una varilla que se desliza en relación con el cilindro. Para efectos cinemáticos, son dos eslabones (pistón/varilla y cilindro) conectados con una unión prismática. El cilindro y el extremo de la varilla suelen tener aditamentos para uniones de perno.

Los actuadores de tornillo también producen carrera lineal limitada. Estos actuadores consisten en un motor que hace girar un tornillo. Una tuerca aparejada suministra movimiento lineal. Los actuadores de tornillo se pueden controlar con precisión y reemplazar directamente a los cilindros. Sin embargo, son considerablemente más costosos que los cilindros, aun cuando haya fuentes de aire o hidráulicas disponibles. Como en los cilindros, en los actuadores de tornillo también existen aditamentos para uniones de perno en los dos extremos. Por consiguiente, su diagrama cinemático es idéntico al de la Figura 7.9b.

Los mecanismos manuales u operados manualmente, comprenden un gran número de máquinas o herramientas manuales. Los movimientos que se esperan de los actuadores "humanos" suelen ser bastantes complejos. Sin embargo, si los movimientos que se esperan son repetitivos, se deberla tener cuidado de posibles daños por fatiga y deformación.

7.7 TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE MECANISMOS

La mayoría de los análisis de mecanismos implica geometría. Con frecuencia se utilizan métodos gráficos para que el movimiento de los mecanismos se logre visualizar

con claridad. Las soluciones gráficas incluyen el dibujo de líneas "a escala" en ángulos específicos. Un ejemplo es el dibujo de un diagrama cinemática. La solución gráfica requiere la preparación de un dibujo que muestre todos los eslabones a escala proporcional con el mecanismo real. La orientación de los eslabones también se debe mostrar con los mismos ángulos del mecanismo real.

El método gráfico tiene la ventaja de facilitar la visualización y la solución del problema. Sin embargo, la exactitud seña difícil de lograr en comparación con los resultados de las técnicas analíticas. Durante muchas décadas, el análisis de mecanismos se realizó usando básicamente métodos gráficos. A pesar de su popularidad, muchas técnicas gráficas fueron desechadas por su falta de precisión. Sin embargo, el desarrollo de sistemas de diseño asistido por computadora (CAD) permitió que el enfoque gráfico se aplicara con precisión. Este texto intenta ilustrar los métodos más comunes que se utilizan en el análisis práctico de mecanismos. Cada uno de estos métodos se describe brevemente en las secciones siguientes.

7.8 TÉCNICAS TRADICIONALES DE REPRESENTACIÓN GRÁFICA

Durante las últimas décadas, todos los análisis gráficos se realizaban usando técnicas de dibujo tradicionales. Se usaba equipo gráfico para dibujar las líneas a escala necesaria en ángulos específicos. El equipo utilizado para efectuar tales análisis incluía escuadras, reglas, compases, transportadores y escalímetros. Como se mencionó, este método era criticado con frecuencia por ser impreciso. Sin embargo, con atención adecuada a los detalles se logran obtener soluciones precisas.

La rápida adopción del software de CAD en los primeros años fue lo que limitó el uso de las técnicas gráficas tradicionales. Aun cuando en la industria no tienen gran aplicación, muchos creen que las técnicas gráficas tradicionales se pueden enseñar todavía a los estudiantes para ilustrar los conceptos subyacentes en el análisis gráfico de mecanismos. Desde luego, tales conceptos son idénticos a los que se usan en el análisis gráfico con un sistema de CAD. Mediante las técnicas de dibujo tradicionales, el estudiante se concentra más en las teorías cinemáticas, en vez de "atorarse" aprendiendo los comandos de CAD.

7.9 SISTEMAS DE CAD

Como se mencionó, el análisis gráfico se realiza usando procedimientos de dibujo tradicionales o un sistema de CAD, como se hace normalmente en la industria. Para el análisis de mecanismos, es posible utilizar cualquiera de los diversos sistemas de CAD disponibles comercialmente. El sistema de CAD bidimensional más común es AutoCAD. Si bien los comandos difieren entre uno y otros sistemas, todos los sistemas de CAD tienen la capacidad de dibujar con alta precisión las líneas con las longitudes y los ángulos designados. Esta es exactamente la característica requerida por el análisis gráfico de mecanismos. Además del aumento en la exactitud, otra ventaja de CAD es que las líneas no necesitan estar a escala para ajustarse sobre una pieza de papel de dibujo. En la computadora, las líneas se trazan sobre un papel "virtual" de tamaño infinito.

Así mismo, el modo de dibujo restringido en sistemas de modelado tridimensional, como Inventor, SolidWorks y ProEngineer, suelen ser extremadamente útiles en el análisis cinemática plano. Las restricciones geométricas, como la longitud, la perpendicularidad y el paralelismo se deben cumplir al realizar el análisis cinemático. Tales restricciones se ejecutan de manera automática en el modo de dibujo de modelado en tres dimensiones.

Este texto no pretende estudiar exhaustivamente los comandos del sistema específico utilizando para dibujar las líneas, pero varios problemas de ejemplo se resuelven con un sistema de CAD. La meta principal de este libro es introducir y brindar el entendimiento de los conceptos del análisis de mecanismos. Tal objetivo se puede lograr sin tomar en cuenta el sistema de CAD específico que se utilice. Por ello, el estudiante no se debería preocupar por el sistema de CAD usado para llevar a cabo el análisis gráfico. Como en este caso, el estudiante no se debe preocupar si se usan gráficas manuales o de computadora para aprender el análisis de mecanismos.

7.10 TÉCNICAS ANALÍTICAS

Se pueden usar también los métodos analíticos para obtener resultados exactos. Las técnicas analíticas avanzadas involucran con frecuencia funciones matemáticas complejas, las cuales están más allá del alcance de este libro y del análisis rutinario de mecanismos. Así mismo, la importancia de los cálculos con frecuencia es difícil de visualizar.

Las técnicas analíticas incorporadas en esta obra son consistentes con las teorías geométricas, trigonométricas y del análisis gráfico de mecanismos que logra soluciones precisas, en tanto que las teorías gráficas permiten que se visualicen las soluciones. Este método tiene la desventaja de cálculos laboriosos para los mecanismos más complejos. Aun así, una gran parte de este texto está dedicada a las técnicas analíticas.

7.11 MÉTODOS DE COMPUTADORA

Conforme se requieren soluciones analíticas más precisas para varias posiciones de un mecanismo, el número de cálculos se podrá volver inmanejable. En tales casos, se recomienda el uso de una solución por computadora, las cuales también son valiosas cuando se deben analizar varias iteraciones en el diseño.

El método computacional para el análisis de mecanismos tiene varias formas:

- Las hojas de cálculo son muy comunes en la solución de problemas rutinarios de mecanismos. Una característica importante de las hojas de cálculo es que al cambiar los datos que se introducen en una celda, los demás resultados se actualizan automáticamente. Esto permite que las iteraciones en el diseño se realicen con facilidad. Conforme los problemas se vuelven más complejos, suele dificultarse su manejo con una hoja de cálculo. No obstante, a lo largo del texto se usan hojas de cálculo para resolver problemas.
- Se dispone de programas de análisis dinámico comerciales, como Working Model, ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) o Dynamic Designer. Es posible crear modelos dinámicos de sistemas a partir de

los menos de los componentes generales. Las versiones restringidas de los sistemas de modelado en tres dimensiones son programas de análisis dinámico. Hay paquetes completos de software más adecuados cuando el análisis cinemático y el dinámico forman una parte significativa del trabajo por realizar. El capítulo 2 está dedicado a programas de análisis dinámico.

- Es posible crear programas de cómputo escrito por el usuario en lenguajes de alto nivel como Matlab, Mathematica, VisualBasic o C++. El lenguaje de programación seleccionado debe tener acceso directo a funciones trigonométricas y a funciones trigonométricas inversas. Debido al tiempo y al esfuerzo que se requieren para desarrollar programas especiales, estos son más efectivos cuando se necesita resolver un problema complejo que no se enfrenta cotidianamente. En el capítulo 8 se incluyen algoritmos simples para un análisis cinemático elemental.

7.12 DISEÑO DE MECANISMOS

RAZÓN DE TIEMPO

Muchos mecanismos que producen movimiento recíprocante se diseñan para generar movimiento simétrico, es decir, las características del movimiento de la carrera hacia afuera son idénticas a las de la carrera hacia adentro. Con frecuencia tales mecanismos realizan trabajo en ambas direcciones. El mecanismo de un motor de gasolina y de los limpiadores del parabrisas son ejemplos de mecanismos equilibrados cinéticamente.

Sin embargo, otras aplicaciones de diseño de máquinas requieren una velocidad promedio diferente entre la carrera de avance y la carrera de retorno. Estas máquinas normalmente producen trabajo solamente en la carrera de avance, de modo que la carrera de retorno necesita ser tan rápida como sea posible para que el mayor tiempo de operaciones esté disponible para la carrera de trabajo. Las máquinas cortadoras y empacadoras son ejemplos de estos mecanismos de retorno rápido.

Una medida de la acción de retorno rápido de un mecanismo es la razón de tiempo Q la cual se define como:

$$Q = \frac{\text{tiempo de la carrera más lenta}}{\text{tiempo de la carrera más rápida}} \geq 1$$

El ángulo de desequilibrio β es una propiedad que relaciona la geometría de un mecanismo específico con el tiempo de la carrera. Dicho ángulo se relaciona con la razón de tiempo Q de la manera siguiente:

$$Q = \frac{180^\circ + \beta}{180^\circ - \beta}$$

Se replantea para obtener el ángulo de desequilibrio como:

$$\beta = 180^\circ \frac{(Q - 1)}{(Q + 1)}$$

Por consiguiente, en la síntesis dimensional de un mecanismo, la razón de tiempo deseada se convierte en una restricción geométrica necesaria a través del ángulo de desequilibrio β .

El tiempo total del ciclo del mecanismo es:

$$\Delta t_{\text{ciclo}} = \text{Tiempo de la carrera más lenta} + \text{tiempo de la carrera más rápida}$$

Para mecanismos que son impulsados a velocidad constante por un actuador que gira, la velocidad requerida de la manivela, ω_{manivela} , se relaciona con el tiempo del ciclo de la siguiente manera:

$$\omega_{\text{manivela}} = (\Delta t_{\text{ciclo}})^{-1}$$

7.13 MECANISMO PARA MOVER UN ESLABÓN ENTRE DOS POSICIONES

En las máquinas que manipulan materiales, resulta común tener un eslabón que se mueve de una posición cualquiera a otra. Cuando se especifican dos posiciones para un eslabón, los problemas de diseño que se generan se conocen como síntesis de dos posiciones. La tarea se realiza girando un eslabón alrededor de un punto pivote único, o bien, usando el acoplador de un mecanismo de cuatro barras.

7.14 ENGRANES: ANÁLISIS CINEMÁTICO Y SELECCIÓN

Los engranes son componentes sumamente comunes utilizados en muchas máquinas. La Figura 7.10 ilustra el mecanismo impulsor de los rodillos alimentadores de papel de un escáner. En tal aplicación, un motor eléctrico impulsa un pequeño engrane que, a la vez impulsa engranes más grandes para hacer girar los rodillos alimentadores. Después, los rodillos alimentadores jalan del documento hacia el dispositivo de escaneado de la máquina

En general, la función de un engrane es transmitir movimiento de un eje giratorio a otro. En el caso del alimentador de la Figura 7.10, el movimiento del motor se transmite a los ejes que transportan los rodillos. Además de transmitir movimiento, los engranes se utilizan con frecuencia para incrementar o disminuir la velocidad, o bien, para cambiar la dirección del movimiento de un eje a otro.

Son sumamente comunes en la salida de fuentes de potencia mecánica, como motores eléctricos y motores de combustión interna que giran a velocidades mucho mayores de lo que la aplicación requiere. Por ejemplo, una máquina fax necesita que los rodillos alimenten el documento a través de la máquina a una rapidez compatible con el dispositivo de escaneado. No obstante, un motor eléctrico típico gira a velocidades mayores de las necesarias en los rodillos. Por ello, la velocidad del motor se debe reducir conforme se transmite a los ejes de los rodillos de alimentación. Así mismo, los rodillos superiores tienen que girar en dirección opuesta a la de los rodillos inferiores, de modo que los engranes son una elección natural para esta aplicación.

La Figura 7.11a muestra dos engranes rectos acoplados diseñados para transmitir movimiento entre sus respectivos ejes. La Figura 7.11b presenta dos rodillos o discos de fricción que también fueron diseñados para transmitir movimiento entre los ejes. Es evidente que estos discos son menos costosos que las complejas configuraciones de los engranes. Sin embargo, los discos dependen de la fricción para transmitir las fuerzas que acompañan el movimiento. Ya que muchas aplicaciones requieren transmisión de potencia (movimiento y fuerzas), las superficies lisas de los discos quizá no sean capaces de generar las fuerzas de fricción suficientes y, por lo tanto, se deslizarían con mayores cargas.

Para eliminar la posibilidad de deslizamiento, se crea un engrane de modo tal que las superficies lisas de los discos se sustituyen por dientes, que ofrecen un acoplamiento positivo y eliminan el deslizamiento. Desde un punto de vista cinemático el par de engranes de la Figura 7.11a reemplazar los discos de la Figura 7.11b, ya que los diámetros efectivos son idénticos.

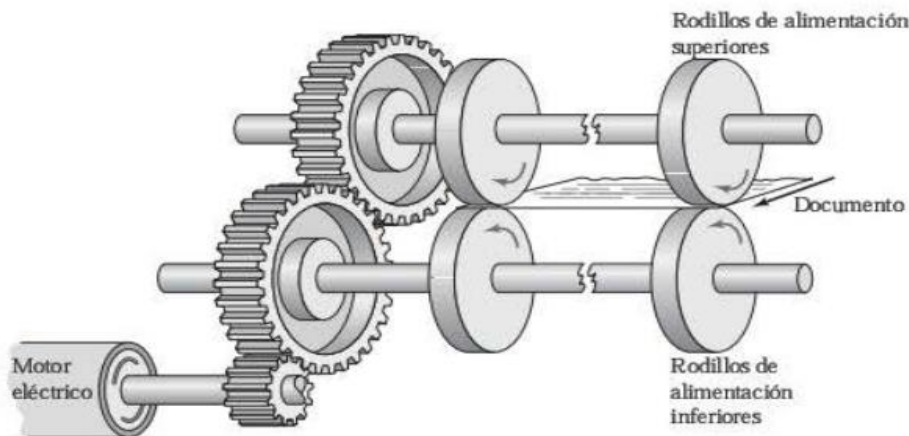


FIGURA 7.10 Rodillos de alimentación de un escáner.

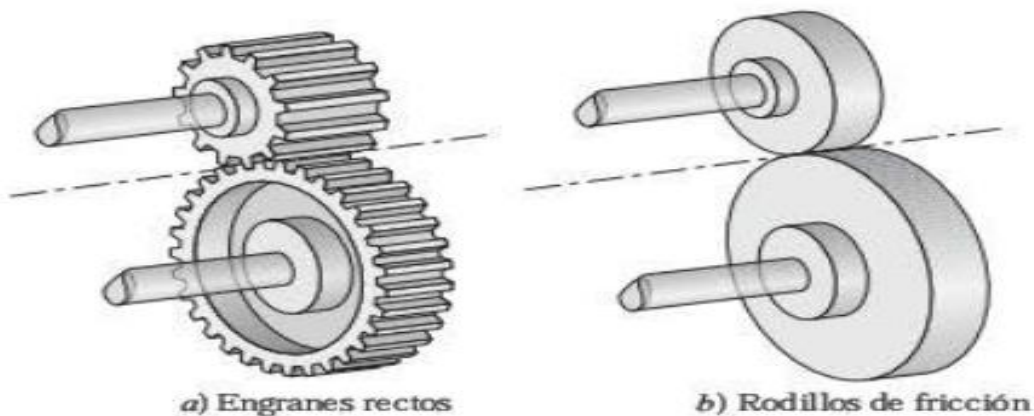


FIGURA 7.11 Engranes y rodillos.

En este capítulo se estudian los principios generales del engranaje y las relaciones cinemáticas asociadas. El enfoque del libro es el análisis y el diseño de mecanismos que son necesarios para suministrar el movimiento requerido por una máquina. En congruencia con tal objetivo, el enfoque del presente capítulo es la selección de engranes estándar para producir el movimiento necesario en las máquinas.

industriales. Como son los engranes más utilizados y menos complicados, se hace énfasis en los engranes rectos. Se invita al lector a consultar otras fuentes para un mayor detalle sobre los perfiles de dientes de engranes, manufactura, calidad, diseño de resistencia y engranes más complejos.

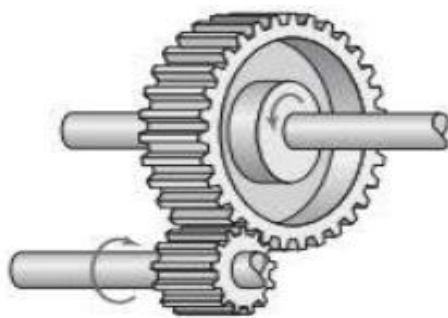
7.15 TIPOS DE ENGRANES

Los engranes rectos son los más sencillos y por consiguiente, el tipo más común de los engranes. Los dientes de un engrane recto son paralelos al eje de rotación. Los engranes rectos sirven para transmitir movimiento entre ejes paralelos, las cuales se encuentran en la mayoría de aplicaciones. En la Figura 7.12a se observa un par de engranes rectos acoplados.

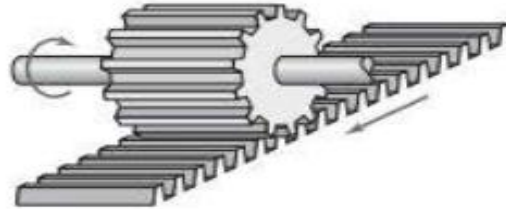
Una cremallera es un caso especial de engrane recto donde los dientes no están configurados alrededor de un círculo, sino en una base plana. La cremallera se visualiza como un engrane recto con un diámetro infinitamente largo, cuando la cremallera se acopla con un engrane recto, se produce movimiento de traslación. En la Figura 7.12b se observan una cremallera y un engrane recto acoplados

Los engranes internos o anulares tienen los dientes contruidos sobre la superficie interior de un círculo. Cuando se acoplan con un engrane recto, el engrane interno aporta la ventaja de reducir la distancia entre los centros de los engranes para lograr cierta variación de velocidad. En la Figura 7.12c se ilustra un engrane interno acoplado con un engrane recto tradicional.

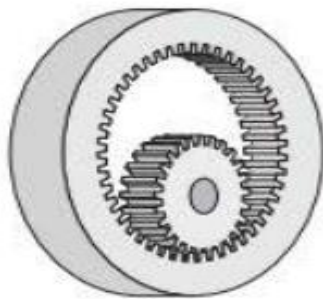
Los engranes helicoidales son parecidos a los engranes rectos, que sirven en las mismas aplicaciones que estos. La diferencia es que los dientes de un engrane helicoidal se inclinan hacia el eje de rotación. El ángulo de inclinación se conoce como el ángulo de hélice, este Angulo brinda un acoplamiento más gradual de los dientes durante el acoplamiento y produce impacto y ruidos menores. Por su accionamiento más suave, en las aplicaciones de alta velocidad se prefieren engranes helicoidales. Sin embargo, el Angulo de hélices produce fuerzas de empuje y pares de flexión que no se generarían en los engranes rectos. En la Figura 7.12 se ilustra un par de engranes helicoidales acoplados.



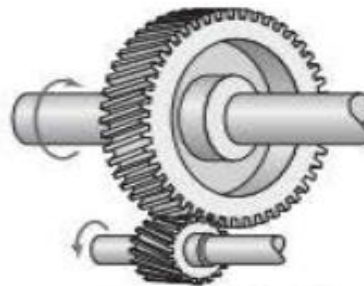
a) Engrane recto



b) Piñón y cremallera



c) Engrane interno



d) Engrane helicoidal



e) Engrane de espina de pescado (helicoidal doble)



f) Engrane cónico

FIGURA 7.12 Tipos de engranes

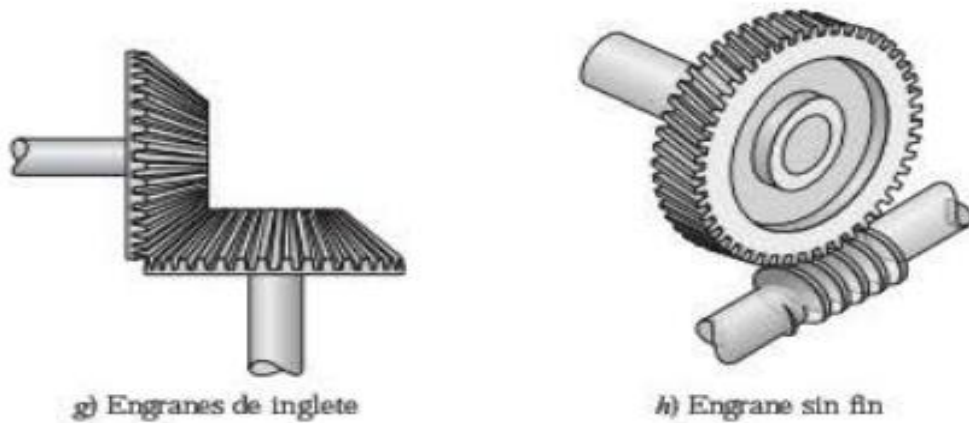


FIGURA 7.13 Tipos de engranes (continuación)

Los engranes de espina de pescado se utilizan en las mismas aplicaciones que los engranes rectos y helicoidales. De hecho, también se conocen como engranes helicoidales dobles. El engrane de espina de pescado se parece a dos engranes helicoidales opuestos con los extremos colocados uno contra otro. Esta configuración compleja sirve de contrapeso a la fuerza de empuje de un engrane helicoidal la Figura 7.12e se ilustra un engrane de espina de pescado.

Los engranes cónicos tienen los dientes moldeados sobre una superficie cónica y sirven para transmitir movimiento entre ejes no paralelos. Aun cuando la mayoría de sus aplicaciones implican la conexión de ejes perpendiculares, los engranes cónicos también se utilizan en aplicaciones con ejes cuyos ángulos son mayores y menores de 90° . Cuando los engranes cónicos se acoplan, sus conos presentan un vértice común. Sin embargo, el ángulo real del cono de cada engrane depende de la razón de engrane de los engranes acoplados. Por consiguiente, los engranes cónicos se diseñan en conjunto, por lo que no es posible sustituir un engrane para modificar la razón de engranes en la Figura 7.12f se ilustra un par de engranes cónicos acoplados.

Los engranes de inglete son un caso especial de engranes cónicos, donde los engranes son del mismo tamaño y el ángulo de los ejes es de 90° . En la Figura 7.13g se presenta un par de engranes de inglete acoplados.

Un tornillo sin fin y un engrane sin fin sirven para transmitir movimiento entre ejes no paralelos que no se intersectan. El tornillo sin fin tiene un diente en forma de espiral

alrededor de un cilindro de paso. Este diente también se conoce como cuerda, porque se asemeja a la cuerda de un tornillo. Similar al engrane helicoidal la espiral de paso del tornillo sin fin genera una fuerza axial que se debe tomar en cuenta. En la mayoría de las aplicaciones el tornillo sin fin impulsa al engrane sin fin para efectuar grandes reducciones de velocidad. Por lo general, un engrane sin fin no es reversible, es decir, el engrane sin fin no puede impulsar el tornillo sin fin. En la Figura 7.13h se muestran acoplados un tornillo sin fin y un engrane sin fin.

7.16 TERMINOLOGÍA DE UN ENGRANE RECTO

Como ya se mencionó, los engranes rectos son el tipo de engrane más común. Además, la terminología que se usa para describir los engranes rectos también se aplica a otros tipos de engranes. Por lo tanto, se requiere un análisis concienzudo de las características y la terminología de los engranes rectos.

En la Figura 7.14 se indican las características principales del diente de un engrane recto. El círculo de paso de un engrane es el círculo que representa el tamaño del rodillo de fricción correspondiente que podría sustituir al engrane. Tales rodillos equivalentes se presentaron en la Figura 7.11b. Cuando dos engranes se acoplan, sus círculos de paso son tangentes en el punto de contacto sobre la línea que une el centro de ambos círculos. En la Figura 7.14 se observa el círculo de paso. El punto de paso es el punto de contacto de los dos círculos de paso.

El paso diametral de un engrane simplemente es el diámetro del círculo de paso. Como la cinemática de un engrane recto es idéntica a la de un rodillo de fricción análogo, el paso diametral es un parámetro del engrane muy utilizado. Sin embargo, como el círculo de paso está ubicado cerca de la mitad de los dientes del engrane, el paso diametral no es posible medirlo en forma directa en el engrane.

El número de dientes N es simplemente el número total de dientes del engrane. Es evidente que este valor habrá de ser un entero, porque no se pueden utilizar fracciones de diente. El paso circular p es la distancia medida a lo largo del círculo de paso de un punto sobre un diente al punto correspondiente, en el diente adyacente del engrane.

El paso circular se calcula a partir del número de dientes y el paso diametral del engrane. La ecuación aplicable es:

$$p = \frac{\pi d}{N}$$

El círculo base de un engrane es el círculo a partir del cual se construye la forma curva del diente del engrane. En la siguiente sección se exponen los detalles acerca de la generación del perfil curvo del diente.

El diámetro base d_b es el diámetro del círculo a partir del cual se genera el perfil del diente del engrane. se explica completamente el círculo base.

El ancho de cara F es la longitud del diente del engrane paralela al eje de la flecha.

El adendo a es la distancia radial del círculo de paso a la parte superior del diente del engrane.

El dedendo b es la distancia radial del círculo de paso a la parte inferior del diente del engrane.

La profundidad total h_t es la altura del diente del engrane, que es igual a la suma del adendo y el dedendo.

La tolerancia c es la cantidad en la cual el dedendo excede al adendo. Este es el espacio entre la parte superior del diente del engrane y la parte inferior del diente del engrane acoplado.

La holgura B es la cantidad que el ancho del espacio entre dientes excede al espesor del diente del engrane, medida sobre el círculo de paso.

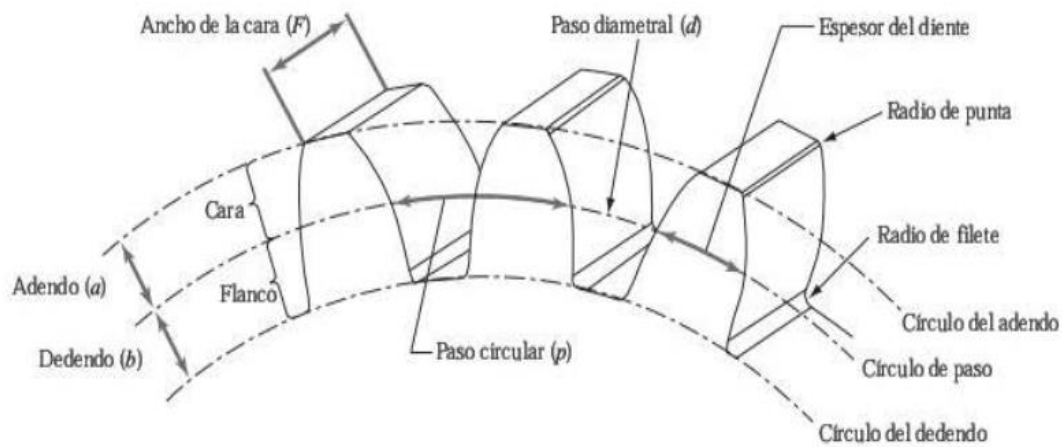


FIGURA 7.14 Características del diente de un engrane recto.

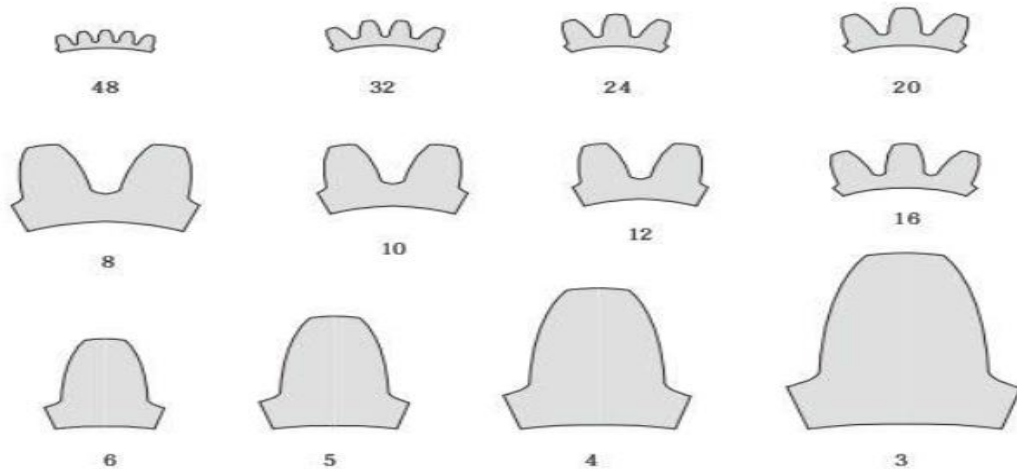


FIGURA 7.15 Tamaños estándar de diente.

El paso diametral P_d , o simplemente paso se refiere en realidad al tamaño del diente que se ha convertido en un estándar de especificación para el tamaño del mismo, formalmente el paso diametral es el número de dientes por pulgada del paso diametral.

$$p_d = \frac{N}{d}$$

El paso diametral es un parámetro de engranes que se usa comúnmente en las unidades estadounidenses tradicionales. De nueva cuenta, es una medida relacionada con el tamaño del diente de un engrane. En la Figura 7.15 se muestran los tamaños

estándar de dientes y sus pasos diametrales. Aun cuando los engranes acoplados suelen tener diferentes diámetros y diferente número de dientes, los engranes acoplados deben tener el mismo paso diametral. Lo anterior debería ser evidente porque el paso diametral es una medida del tamaño del diente.

El paso diametral no se mide directamente sobre el engrane, aunque es un valor de referencia extremadamente común. En teoría, es posible producir casi cualquier tamaño de dientes de engrane; no obstante, en la estandarización de herramientas, la Asociación Estadounidense de Fabricantes de Engranes (AGMA, por las siglas american gear manufacturer's association) designo los pasos diametrales más usados los cuales se encuentran en la TABLA 7.3 aun cuando no hay un significado físico de los pasos diametrales estándar. Las unidades del paso diametral son el recíproco de pulgadas (in^{-1}); de cualquier modo, no es frecuente especificar unidades cuando se expresan los valores numéricos.

TABLA 7.3 Pasos diametrales estándar

Paso grueso		Paso fino	
2	6	20	80
2.25	8	24	96
2.5	10	32	120
3	12	40	150
3.5	16	48	200
4		64	

El módulo m es un parámetro de engrane que se utiliza comúnmente en el sistema internacional (SI) de unidades. El módulo también es una medida relativa al tamaño del diente que se define como la razón entre el paso diametral y el número de dientes del engrane.

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

El módulo también es una medida relativa del tamaño del diente y en teoría el recíproco del paso diametral. Sin embargo, cuando se emplea en el SI, se mide en milímetros. Entonces, el módulo y el paso diametral no son recíprocos numéricamente. La relación entre el paso diametral y el módulo, tomando en cuenta las unidades, es

$$m = \frac{25.4}{p_d}$$

Como con el paso diametral, los engranes rectos métricos comercialmente disponibles se fabrican con módulos estandarizados. Los valores comunes se presentan en la TABLA 7.4.

TABLA 7.4 Módulos métricos estandarizados.

1	4	16
1.25	5	20
1.5	6	25
2	8	32
2.5	10	40
3	12	50

Si se sustituyen las ecuaciones, el paso circular también se expresa como:

$$p = \frac{\pi d}{N} = \frac{\pi}{P_d} = \pi m$$

El Angulo de presión es el ángulo entre una línea tangente a ambos círculos de paso de los engranes acoplados y una línea perpendicular a los dientes en el punto de contacto. La línea tangente a los círculos de paso se conoce como línea de paso. La línea perpendicular a la superficie de los dientes en el punto de contacto se conoce como línea de presión o línea de contacto. Por lo tanto, el ángulo de presión se mide entre la línea de paso y la línea de presión. En la Figura 7.16 se muestra el ángulo de presión.

El ángulo de presión afecta la forma relativa de un diente de engrane como se indica en la Figura 7.17. Aun cuando los engranes se fabrican en un rango amplio de ángulos de presión la mayoría de los engranes están estandarizados en 20° y 25° . Los engranes con un ángulo de presión de $14\frac{1}{2}^\circ$ se usaron pródigamente, aunque ahora se consideran obsoletos. Se fabrican todavía solo como sustitutos en trenes de engranes viejos que aún se utilizan. Como el ángulo de presión afecta la forma del diente, dos engranes acoplados también deben tener el mismo ángulo de presión.

Recuerde que las fuerzas se transmiten de manera perpendicular a las superficies en contacto. Por ello, la fuerza que actúa sobre un diente lo hace a lo largo de la línea de presión. Como se verá en la siguiente sección, los dientes de un engrane están moldeados para mantener un ángulo de presión constante durante el acoplamiento. Los engranes con menores ángulos de presión transmiten eficientemente el torque y generan menores cargas radiales sobre el eje y los cojinetes de soporte. Sin embargo, conforme los ángulos de presión se reducen hay una mayor tendencia de los dientes del engrane a interferirse conforme se engranan.

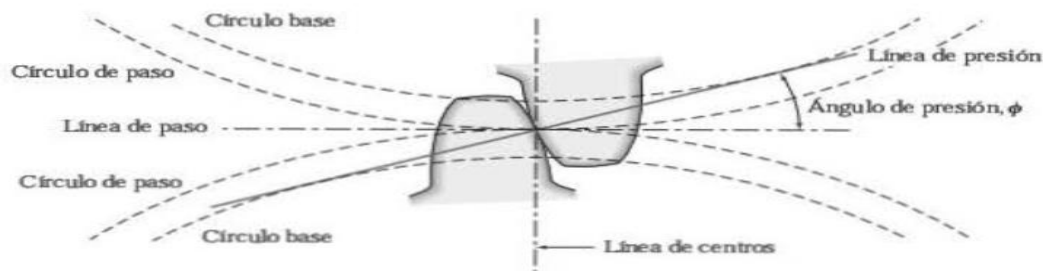


FIGURA 7.16 Ángulo de presión.

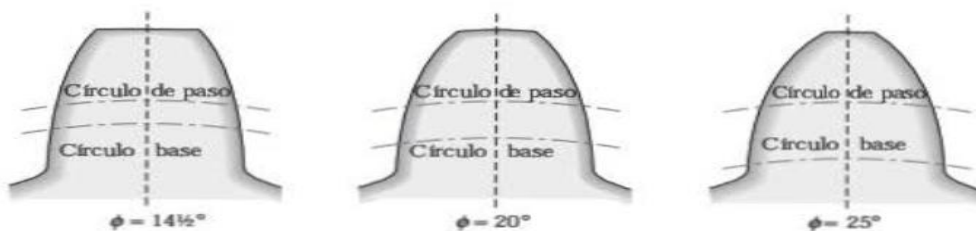


FIGURA 7.17 Influencia del ángulo de presión sobre las reformas del diente.

7.17 PERFILES DE DIENTES DE INVOLUTA

Para obtener un movimiento suave el diente del engrane debe tener una forma que mantenga el engrane impulsado girando a velocidad constante a través del proceso de engranaje y des engranaje. Para decirlo de manera concisa, los engranes necesitan una relación de velocidad constante, esta condición requiere que la trayectoria del contacto del diente del engrane sea una línea recta la cual también debe intersectar el punto común a ambos círculos de paso. La Figura 7.18 muestra dos dientes acoplados en tres momentos diferentes del proceso de engranaje, observe que el punto de contacto traza una recta conocida como línea de contacto. Esta línea también interseca el punto tangente a ambos círculos de paso lo cual es necesario para que los engranes mantengan una relación de velocidad constante.

El descubrimiento de una forma de diente que cumpliera con el cometido no fue tarea sencilla; sin embargo, se han identificado varias formas como posibles candidatos. De las formas posibles, la involuta de un círculo se ha convertido en un estándar en la mayoría de las aplicaciones de engranes. La forma de involuta se construye desenrollando un alambre tenso a partir de un círculo base de diámetro d_b . La trayectoria trazada por el extremo del alambre se denomina curva de involuta de un círculo. En la Figura 7.19a se ilustra un perfil de involuta. Se utiliza un segmento de esta curva de involuta para formar el perfil del diente del engrane.

Como se estableció en la sección anterior en un perfil de involuta la línea de contacto es idéntica a la línea de presión. El ángulo de presión o inclinación de la línea de contacto se determina a partir del segmento de la curva de involuta usado por el diente del engrane. El ángulo de presión se incrementa conforme aumenta la distancia entre el círculo base y el círculo de paso, esto se muestra en la Figura 7.19b. La relación entre el ángulo de presión, el paso diametral y el diámetro del círculo base se expresa como:

$$d_b = d \cos \phi$$

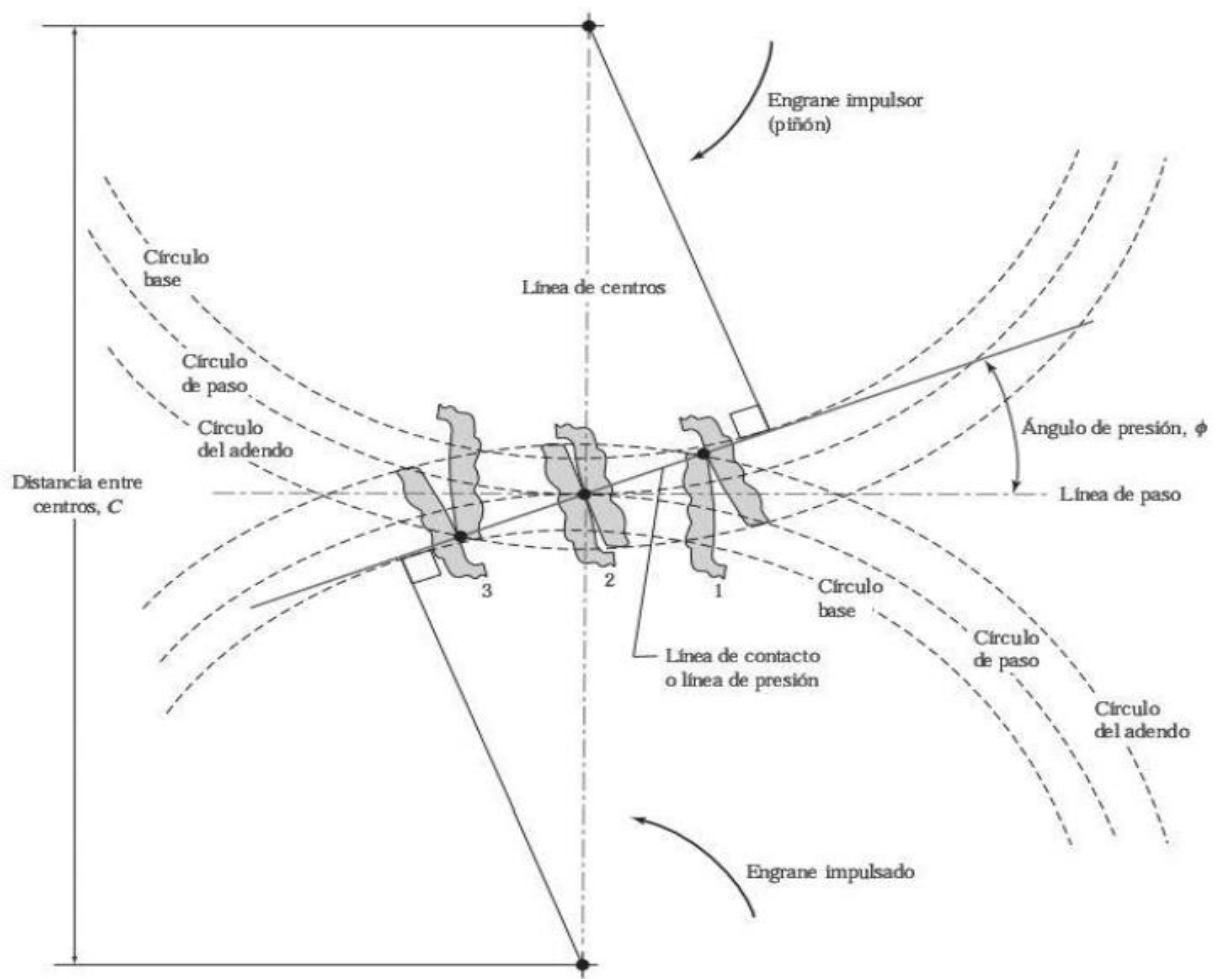


FIGURA 7.18 Proceso de acoplamiento de un par de engranes.

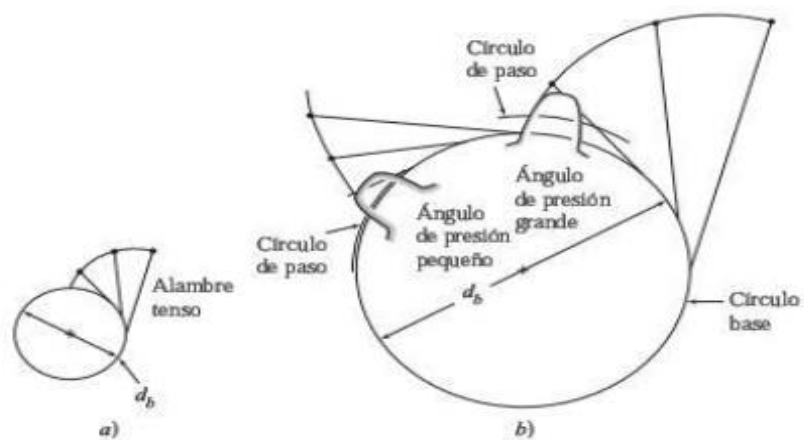


FIGURA 7.19 Diente de engrane de involuta.

Como por definición una involuta se extiende a partir del círculo base cualquier porción del perfil del diente dentro del círculo base no es de involuta, es usual maquinar esta parte como una línea radial con un filete en el círculo del dedendo. La porción del diente dentro del círculo base no fue diseñada para entrar en contacto con el diente del engrane acoplado ya que este contacto provocaría interferencia.

La desventaja más significativa en el uso de dientes de engranes con perfiles de involuta es la posibilidad de que haya interferencia entre la punta del diente del engrane y el flanco del engrane acoplado. Esto ocurre cuando el engrane más pequeño tiene pocos dientes. En ciertas circunstancias, es posible modificar la forma del diente a costa de la forma de la profundidad total (Figura 7.19b) para eliminar la interferencia. Posteriormente se analizarán la interferencia y el empleo de perfiles alternativos.

7.18 ENGRANES ESTÁNDAR

Los engranes se fabrican mediante varios procesos, para engranes metálicos, los procesos más comunes son corte con moldeadores o máquinas cortadoras, fundición y moldeo a través de procesos con polvo metalúrgico. Los engranes de plástico por lo general se fabrican con procesos de inyección. Se recomienda al lector consultar fuentes específicas de manufactura de engranes para los detalles sobre los procesos individuales.

Como en la mayoría de los procesos se utilizan herramientas especializadas, las cuales son únicas para cada tamaño de engrane, desde el punto de vista económico es deseable estandarizar el tamaño de los engranes. Los engranes estandarizados se encuentran fácilmente en la mayoría de los catálogos de equipo industrial. Estos engranes se venden indistintamente y pueden acoplarse con otros engranes que tengan el mismo paso diametral y el mismo ángulo de presión. Desde luego, para hacerlo, los fabricantes deben seguir una convención estándar para moldear los detalles del perfil del diente del engrane. La AGMA es la principal organización que supervisa este esquema de estandarización. Es una agrupación comercial de servicio completo que representa a cerca de 400 fabricantes, así como usuarios de engranes y engranajes, además de a proveedores de equipo.

Como se estableció anteriormente, dos engranes de involuta cualesquiera, con el mismo paso diametral y el mismo ángulo de presión, se acoplarán. Por lo tanto, los dientes de engrane se han estandarizado con base en el paso diametral y el ángulo de presión. los ángulos de presión estándar son $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° y 25° . El ángulo de presión de $14\frac{1}{2}^\circ$ se ha vuelto obsoleto y sirve básicamente para sustituir un engrane usado.

El paso diametral es una medida del tamaño del diente. En aplicaciones donde las fuerzas que se transmiten son altas, se requieren dientes más grandes con menores valores del paso diametral. Los engranes se utilizan en una gran variedad de aplicaciones desde relojes mecánicos con fuerzas pequeñas, hasta molinos con grandes rodillos de acero para fuerzas extremadamente grandes. Por consiguiente, hay disponible una gran variedad de pasos diametrales. Los valores estandarizados del paso diametral se indican en la TABLA 7.5.

TABLA 7.5 Especificaciones de la AGMA del diente de engrane de profundidad total.

Características del diente para un ángulo de presión ϕ	Paso grueso ($P_d < 20$) $14\frac{1}{2}^\circ$ o 20° o 25°	Paso fino ($P_d \geq 20$) 20°
Adendo, a	$\frac{1.000}{P_d}$	$\frac{1.000}{P_d}$
Dedendo, b	$\frac{1.250}{P_d}$	$0.002 + \frac{1.2}{P_d}$
Profundidad de trabajo, h_k	$\frac{2.000}{P_d}$	$\frac{2.000}{P_d}$
Profundidad total, h_t	$\frac{2.250}{P_d}$	$0.002 + \frac{2.200}{P_d}$
Espesor circular de diente, t	$\frac{1.571}{P_d}$	$\frac{1.571}{P_d}$
Radio del filete, r_f	$\frac{0.300}{P_d}$	no estandarizado
Tolerancia mínima, c	$\frac{0.250}{P_d}$	$0.002 + \frac{0.200}{P_d}$
Tolerancia c (al fondo del diente)	$\frac{0.350}{P_d}$	$0.002 + \frac{0.350}{P_d}$
Anchura mín. en la parte superior	$\frac{0.250}{P_d}$	no estandarizado
Estándar de la AGMA	201.02	207.04
Ancho de cara	$\frac{12}{P_d}$	$\frac{12}{P_d}$

La mayoría de las características de un diente de engrane como las que se identifican, y en la Figura 7.12 y 7.13, están estandarizadas en relación con el paso diametral y el ángulo de presión. Las relaciones aplicables se presentan en la Tabla 7.5. Estas relaciones son actualizadas por la AGMA que revisa y publica los estándares nuevos cada año, la mayoría de los cuales están certificados por el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI, por las siglas de American National Standards Institute). Los estándares de la AGMA ejercen gran influencia en los mercados a nivel mundial

En la práctica, los perfiles manufacturados del diente del engrane se desvían del perfil teórico que se acaba de examinar. La composición del error toma en cuenta las imperfecciones de manufactura del perfil del diente, así como del espaciamiento entre un diente y otro. La AGMA (estándar 2000-A88) define un espectro de índices de calidad que van desde la menor precisión (3) hasta la mayor precisión (16). La velocidad de los dientes de engranes acoplados, es un factor que determina la calidad requerida, evidentemente el costo del engrane estará en función de la calidad.

7.19 RELACIONES DE LOS ENGRANES ACOPLADOS

En la Figura 7.12 se muestran dos engranes en contacto. Cuando dos engranes se acoplan, por lo general el engrane más pequeño se denomina piñón; el más grande se conoce como engrane principal o simplemente engrane. Recuerde que para que dos engranes se acoplen deben tener el mismo paso diametral y el mismo ángulo de presión. En las siguientes secciones se analizarán las relaciones de dos engranes acoplados.

7.20 RAZÓN DE CONTACTO

La razón de contacto m_p , es el número promedio de dientes que están en contacto en un momento determinado. Evidentemente la razón de contacto debe ser mayor que 1, porque no es posible que se pierda el contacto entre los engranes. En la práctica las razones de contacto deberán ser mayores que 1.2. Los diseños robustos tienen razones de contacto de 1.4 o 1.5. Para ilustrar este principio una razón de contacto de 1.2 indica que un par de dientes siempre está en contacto, mientras un segundo par está en contacto 20% de las veces.

Los valores más grandes de razones de contacto implican mayor suavidad, pues otro diente del engrane comparte la carga durante más tiempo en el proceso de engranaje/des engranaje. Así mismo, con más dientes que comparten la carga se suele transmitir más potencia.

Como quiera que sea, la razón de contacto se incrementa de forma más directa con el uso de engranes más grandes. Sin embargo, esto se contrapone a la mayoría de las metas de diseño de compactibilidad.

Numéricamente la razón de contacto se expresa como la longitud de la trayectoria de contacto dividida entre el paso base p_b , el cual, a la vez, se define como la distancia entre puntos correspondientes de dientes adyacentes medida sobre el círculo base. El paso base se calcula de la siguiente manera:

$$p_b = \frac{\pi d_1 \cos \phi}{N_1} = \frac{\pi d_2 \cos \phi}{N_2}$$

Desde luego, la trayectoria del punto de contacto en los dientes de involuta es una línea recta. La longitud Z de esta trayectoria de contacto se deduce de las intersecciones de los respectivos círculos del adendo y la línea de contacto.

$$Z = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - (r_2 \cos \phi)^2} - r_2 \sin \phi \\ + \sqrt{(r_1 + a_1)^2 - (r_1 \cos \phi)^2} - r_1 \sin \phi$$

De modo que una expresión de la razón de contacto en términos de la geometría del diente de engrane está dada por:

$$m_p = \frac{Z}{p_b}$$

7.21 INTERFERENCIA

Como se mencionó anteriormente la desventaja más significativa en el uso de perfiles de diente de engranes de involuta es la posibilidad de interferencia, los dientes del engrane tienen perfiles de involuta entre el círculo base y el círculo del adendo.

Cuando se construye un engrane con pocos dientes y ángulos de presión pequeños el círculo del dedendo es considerablemente menor que el círculo base de la involuta. Por lo tanto, el diente entre el círculo base y el dedendo no es una involuta. Si el diente

del engrane acoplado contactara esta porción del diente, se infringiría la condición fundamental de la razón de velocidad constante. Tal condición se conoce como interferencia y cuando ocurre los dientes pueden generar ruido, vibración y desgaste excesivos.

Los diseñadores provocan la interferencia cuando intentan obtener ensambles compactos usando muy pocos dientes en los engranes. La interferencia se presenta usualmente cuando un engrane pequeño se acopla con uno mucho más grande. Se logró obtener una relación que se emplea para determinar el número de dientes necesario en el engrane para eliminar la interferencia. La ecuación siguiente determina el número más grande de dientes en el engrane para asegurar que no haya interferencia. La relación está dada como una función del número de dientes en el piñón acoplado junto con el ángulo de presión y el tamaño del adendo.

$$N_2 < \frac{\{N_1^2 \sin^2 \phi - 4k^2\}}{4k - 2N_1 \sin^2 \phi}$$

donde k está definida por la relación del adendo:

$$a = \frac{k}{P_d}$$

La ecuación sirve para tabular combinaciones adecuadas de engranes que eliminen la interferencia, tales combinaciones se presentan en la Tabla 7.6.

TABLA 7.6 Combinaciones de dientes de engrane para eliminar la interferencia.

$\phi = 14^\circ$		$\phi = 20^\circ$		$\phi = 25^\circ$	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
< 23	Interferencia	< 13	Interferencia	< 9	Interferencia
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

Observe en la Tabla 7.6 que los piñones de $14\frac{1}{2}^\circ$ con más de 32 dientes se acoplan sin interferencia con cualquier tamaño de engrane. También que un piñón estándar de $14\frac{1}{2}^\circ$ con menos de 23 dientes sufre interferencia indistintamente del tamaño del engrane acoplado. Estos límites se obtienen para otros ángulos de presión estándar.

En la Tabla 7.6 es evidente que un piñón de involuta con un ángulo de presión de 25° permite el uso de engranes con menos dientes sin interferencia como consecuencia es posible lograr ensambles más compactos. Este es el motivo principal de la popularidad de los dientes a 25° y la obsolescencia de los dientes a $14\frac{1}{2}^\circ$.

En el caso extremo donde un piñón se acopla con cualquier otro engrane se sustituye $N_2 = \infty$ en la ecuación. Esto da el tamaño del piñón que se acopla con cualquier engrane. Como ya se mencionó, un piñón a $14\frac{1}{2}^\circ$ con 32 dientes tiene tales propiedades. Una vez que se sustituye ∞ , se deduce la siguiente relación:

$$N_1 > \frac{2k}{\sin^2 \phi}$$

Se debería notar que un engrane con $N_2 = \infty$ también tendría un radio de paso infinito. Este es el concepto subyacente de una cremallera, como la que se muestra en la Figura 7.12d. Entonces se debe satisfacer la ecuación para garantizar que un engrane se acopla con la cremallera y elimina la interferencia

7.22 REBAJE

La interferencia también se elimina al remover material del diente del engrane entre el círculo base y el círculo del dedendo. Esta es la porción del diente del engrane que no es de involuta e interferirla con el diente del engrane acoplado. En la Figura 7.20 se muestra el diente rebajado de un engrane.

El rebaje reduce evidentemente la resistencia de un engrane, con lo cual disminuye la potencia que se puede transmitir con seguridad. Además, también reduce la longitud de contacto lo cual disminuye la razón de contacto mientras genera un accionamiento más burdo y ruidoso.



FIGURA 7.20 Diente rebajado de un engrane.

Por lo tanto, se debería evitar el rebaje a menos que la aplicación requiera definitivamente un engranaje compacto. En tales casos es necesario realizar análisis, así como experimentos cinemáticos y de resistencia avanzados para garantizar una operación adecuada.

7.23 CINEMÁTICA DE UN ENGRANE HELICOIDAL

Los engranes helicoidales también se usan en ejes no paralelos sin modificar su geometría intrínseca tal configuración se conoce como engranes helicoidales cruzados. Sin embargo, en las configuraciones cruzadas las fuerzas requeridas para impulsar el conjunto de engranes se incrementa dramáticamente con el Angulo del eje. Por lo tanto, configuraciones así se recomiendan en aplicaciones de transmisión de menor potencia

Las relaciones geométricas y cinemáticas de los engranes helicoidales son muy parecidas a las de los engranes rectos. La diferencia principal es la definición del

ángulo de hélice θ , que es el ángulo de inclinación de los dientes. Este ángulo se muestra en el engrane helicoidal hacia la izquierda de la Figura 7.21.

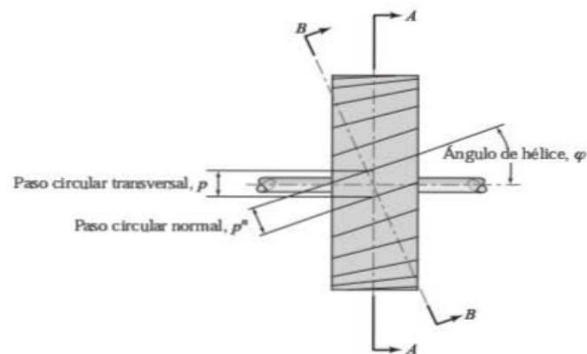


FIGURA 7.21 Geometría de un engrane helicoidal.

La vista de la sección transversal de un engrane helicoidal, perpendicular al eje del engrane, parece idéntica a la de un engrane recto. Esta vista es producto de la Figura 7.21, llamada sección transversal. Las propiedades geométricas del diente definidas para los engranes rectos se utilizan en los engranes helicoidales. Para eliminar confusión, estas propiedades se designan como propiedades transversales. El paso circular transversal, el ángulo de presión transversal y el paso diametral transversal son idénticos a las definiciones correspondientes de los engranes rectos. En la Figura 7.21 se ilustra el paso circular transversal.

Algunas propiedades geométricas adicionales se definen observando la sección transversal normal a los dientes del engrane. Esta vista se genera en la Figura 7.21.

El paso circular normal p^n se define como la distancia entre puntos correspondientes de un engrane, medidos sobre el círculo de paso y normal al diente del engrane. El paso circular normal también se muestra en la Figura 7.21. El paso circular normal se relaciona con el paso circular transversal por medio de trigonometría.

$$p^n = p \cos \phi$$

El paso diametral normal P_d^n , se define usando el paso circular normal de modo parecido a la ecuación

$$P_d^n = \frac{\pi}{p^n}$$

El módulo normal m^n se define asimismo como:

$$m^n = \pi p^n$$

También por trigonometría,

$$P_d = P_d^n \cos \phi$$

$$m = \frac{m^n}{\cos \phi}$$

El Angulo de presión normal θ también se define a partir de la vista normal de la forma del diente. El ángulo de presión normal se relaciona asimismo con el ángulo de presión transversal mediante

$$\tan \phi^n = \tan \phi \cos \phi$$

Los engranes helicoidales rara vez se intercambian; por lo tanto, no hay sistemas de dientes estándares como los descritos para los engranes rectos. Las dimensiones preferidas dependen usualmente del modo en que se crean los engranes helicoidales cuando el engrane se corta a través de una operación de fresado, el paso diametral normal deberla ajustarse a los estándares listados en la tabla. Por el contrario, cuando un engrane se corta con un cortador, el paso diametral transversal tiene que ajustarse a los valores de la tabla

El ángulo de hélice en la mayoría de los engranes varía entre 15° y 45°. Como los dientes se encuentran a cierto ángulo del eje se produce una carga de empuje en los engranes helicoidales acoplados. La fuerza de empuje varía directamente con la tangente del ángulo de hélice; por consiguiente, los ángulos de hélice más grandes requieren suficiente soporte axial en el engrane y en el eje.

En aplicaciones con ejes paralelos, la razón de velocidad de la ecuación también se aplica a los engranes helicoidales. Dos requerimientos adicionales a los de los engranes rectos, para un acoplamiento adecuado de engranes helicoidales, son:

1. Los engranes deben tener ángulos de hélice iguales.
2. Las hélices de los dos engranes acoplados deben ser de sentidos opuestos. Es decir, un engrane debe tener la hélice hacia la izquierda y el otro hacia la derecha.

La presencia de un ángulo de hélice también ayuda a eliminar la interferencia. Ya se dedujo una ecuación similar a la ecuación para los engranes helicoidales, de modo que el número mínimo de dientes en el piñón que se puede usar cuando se acopla con un engrane de cualquier tamaño sin preocuparse por la interferencia se determina como:

$$N_1 > \frac{2k \cos \phi}{\sin^2 \phi}$$

Los valores obtenidos con esta ecuación se resume en la TABLA 7.7

TABLA 7.7 Dientes mínimos para eliminar la interferencia en un engrane helicoidal.

Ángulo de hélice	Ángulo de presión normal, ϕ^n		
	14½°	20°	25°
0 (engrane recto)	32	17	12
5°	32	17	12
10°	31	17	12
15°	29	16	11
20°	27	15	10
22.5°	25	14	10
25°	24	13	9
30°	21	12	8
35°	18	10	7
40°	15	8	6
45°	12	7	5

7.24 CINEMÁTICA DE ENGRANES CÓNICOS

Los engranes cónicos se presentaron y se ilustran en la Figura 7.12f. Los engranes cónicos son útiles en la transmisión de movimiento entre dos ejes que se intersecan. Una de las propiedades más importantes de una configuración de engranes cónicos es el ángulo de eje i . El ángulo de eje se define como el ángulo entre las líneas centrales de los ejes de soporte, las aplicaciones comunes de engranes cónicos consisten en ejes que se intersecan en ángulos rectos o que tienen un ángulo de ejes de 90°.

Como se expuso y se muestra en la Figura 7.11, los engranes rectos tienen la misma cinemática que la de dos rodillos de fricción de modo similar, es posible sustituir los engranes cónicos por dos conos de fricción. Con esta geometría cónica la profundidad de los dientes del engrane se estrecha desde afuera hacia la parte media. La mayoría de las características geométricas del diente utilizadas en los engranes rectos tales como el paso diametral y el adendo, se aplican para los engranes cónicos. Lo anterior se observa en la sección axial de los dos engranes cónicos acoplados mostrada en la Figura 7.22 como los dientes se angostan las características del diente se miden en el borde exterior del diente.

La razón de velocidad angular, como se presentó para los engranes rectos de la ecuación, también es aplicable a los engranes cónicos. El paso diametral y el ángulo

de presión también tienen la misma definición que en los engranes rectos y deben ser idénticos en los engranes cónicos para que se acoplen. El paso diametral de los engranes cónicos generalmente sigue el estándar de valores presentado en la Tabla 7.1 la mayoría de los engranes cónicos se fabrican con un ángulo de presión de 20"; sin embargo, la forma del diente no es usualmente una involuta debido a la dificultad de su manufactura. Se han desarrollado perfiles alternativos que son marcas registradas de los vendedores y sirven como ventajas competitivas.

Además del paso diametral y del ángulo de presión los engranes cónicos se clasifican por su ángulo de paso y el ángulo de paso es el ángulo generado por el cono sobre el cual se construye el engrane. Se han identificado los ángulos de paso de los dos engranes acoplados mostrados en la Figura 7.22, el ángulo de paso de cada engrane es una función de la razón de velocidad y se expresa como:

$$\tan \gamma_{\text{piñón}} = \frac{\sin \Sigma}{\left\{ \cos \Sigma + \left(\frac{N_{\text{engrane}}}{N_{\text{piñón}}} \right) \right\}}$$

$$\tan \gamma_{\text{engrane}} = \frac{\sin \Sigma}{\left\{ \cos \Sigma + \left(\frac{N_{\text{piñón}}}{N_{\text{engrane}}} \right) \right\}}$$

Como el cono de paso es una función de la razón de velocidad, no se puede sustituir un engrane cónico individual para modificar la razón como es el caso en los engranes rectos. Por lo tanto, los engranes cónicos se comercializan en paquete.

En la Figura 7.22 es evidente que la suma de los ángulos de paso de los dos engranes acoplados debe ser igual al ángulo de eje. Entonces,

$$\Sigma = \gamma_{\text{piñón}} + \gamma_{\text{engrane}}$$

Lb engrane de inglete, como el mostrado en la Figura 7.13g, es un caso especial de engrane cónico con un ángulo de eje de 90° y una razón de velocidad de 1. Con las ecuaciones, el ángulo de paso de ambos engranes de inglete es de 45°.

El montaje de los engranes cónicos es crítico. Para lograr un acoplamiento ideal, el vértice de los conos de ambos engranes debe estar en la misma ubicación, cualquier desviación podría causar holgura excesiva o interferencia debido a la geometría intrínseca de los engranes cónicos, por lo menos uno de los engranes debe estar sujeto en el extremo de un eje en voladizo. Esta configuración trae por sí misma deflexiones excesivas, las cuales también suelen causar problemas de holgura.

Las cargas de empuje axial desarrolladas por los engranes cónicos acoplados siempre tienden a separar los engranes. Esto puede contribuir a la deflexión del eje y también se debe tomar en cuenta. Desde luego los cojinetes de soporte del eje también se tienen que configurar para soportar esta fuerza de empuje.

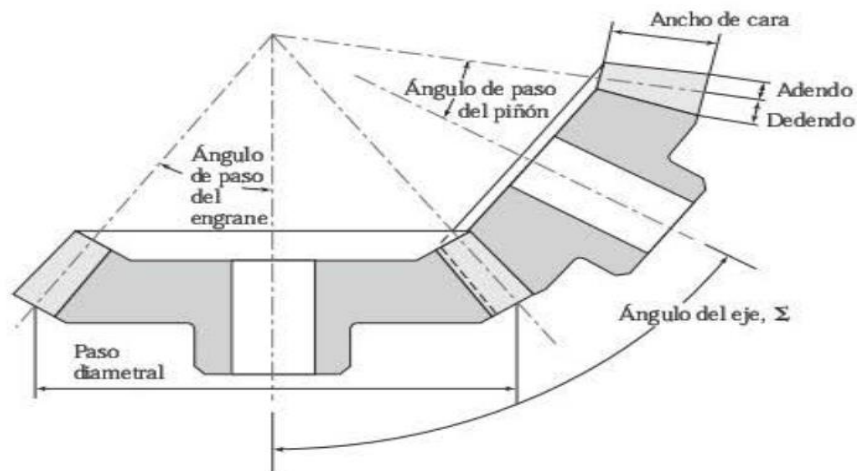


FIGURA 7.22 Engranes cónicos acoplados.

7.25 CINEMÁTICA DE UN ENGRANE SIN FIN

Se describieron un tornillo sin fin y un engrane sin fin, que se ilustran en la Figura 7.13h. El tornillo sin fin y el engrane sin fin se emplean para transmitir movimiento entre ejes no paralelos que no se intersecan. Con un engrane sin fin, se podrían obtener

razones de velocidad grandes en un espacio muy limitado. El engrane pequeño se conoce como tornillo sin fin; el tornillo más grande, engrane sin fin, rueda sin fin o simplemente engrane.

El tornillo sin fin se asemeja a un simple tornillo, por lo que con frecuencia los dientes del tornillo sin fin se denominan cuerdas (Figura 7.13h). Los tornillos sin fin se fabrican comúnmente con una, dos o cuatro cuerdas de modo que el número de dientes (cuerdas) de un tornillo sin fin, N , es una propiedad importante. El concepto de cuerdas múltiples superpuestas en un tornillo sin fin individual se ilustra en la Figura 7.23.



FIGURA 7.23 Concepto de cuerdas múltiples.

La forma del diente del engrane sin fin es usualmente una involuta. También es común cortar cóncavos los dientes a través de la cara, de modo que se ajusten mejor al tornillo sin fin cilíndrico. Esta técnica se denomina diente de engrane sin fin envolvente. Es un intento por tener una mayor huella de contacto sobre la que se transfieren las fuerzas. El tornillo sin fin también se puede cortar con una longitud cóncava de tal manera que se ajuste mejor a la redondez del engrane sin fin. Cuando se incorporan ambas opciones el engranaje sin fin se denomina de doble-envoltura y brinda la huella de contacto más grande y la mayor transmisión de potencia. En tales configuraciones el tornillo sin fin y el engrane sin fin no son intercambiables de modo que se adquieren en paquete.

El engrane sin fin es en realidad el caso extremo de un engrane helicoidal con un ángulo de hélice grande el cual enrolla el diente alrededor del engrane. Por lo tanto, el tornillo sin fin se describe con todas las propiedades geométricas de un engrane helicoidal dadas. Los valores del paso diametral normalmente se ajustan a los estándares de la Tabla 7.1. Los ángulos de presión también se ajustan a los estándares de $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° y 25° usados en los engranes helicoidales. En la práctica, el ángulo de

presión también se elige con base en el ángulo de desplazamiento del tornillo sin fin, como se comentará posteriormente.

El tornillo sin fin se describe por el número de cuerdas, el paso diametral del tornillo sin fin d_w el paso P_w y el ángulo de desplazamiento A . El paso diametral del tornillo sin fin se determina de modo parecido al de los engranes rectos como el diámetro del círculo tangente al paso diametral del engrane sin fin. El paso del tornillo sin fin también es similar a la definición de los engranes rectos, es decir, es la distancia entre puntos correspondientes sobre dientes (cuerdas) adyacentes. Estas propiedades geométricas del tornillo sin fin se ilustran en la Figura 7.24.

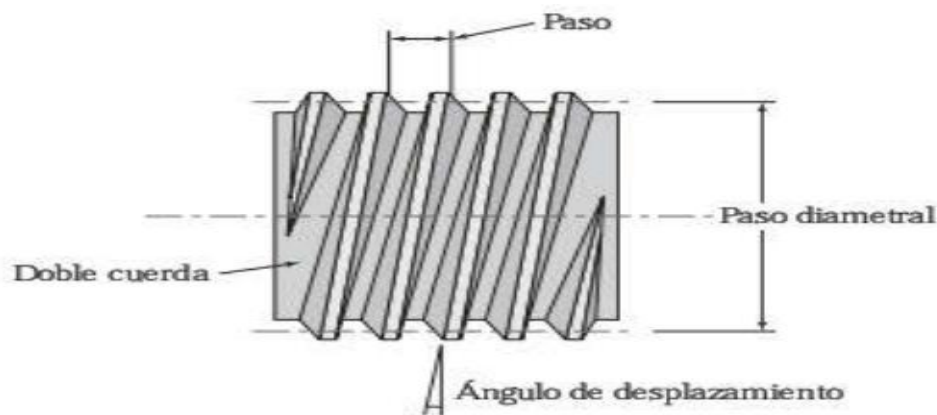


FIGURA 7.24 Geometría de un tornillo sin fin.

En la Figura 7.24 también se muestra el ángulo de desplazamiento el cual es el ángulo de inclinación de los dientes (cuerdas). Dicho ángulo se calcula a través de la relación trigonométrica con otras características del tornillo sin fin.

$$\tan \lambda = \frac{N_w P_w}{\pi d_w}$$

Para un engranaje sin fin acoplado, el paso del tornillo sin fin debe ser el mismo paso del engrane sin fin.

$$P_w = P_{engrane} = \frac{\pi}{P_d}$$

En ejes que están a 90°, lo cual es muy usual el ángulo de desplazamiento del tornillo sin fin es igual al ángulo de hélice del engrane sin fin.

La razón de velocidad de un engranaje sin fin se calcula como el número de dientes del engrane sin fin dividido entre el número de cuerdas del tornillo sin fin.

$$VR = \frac{N_{engrane}}{N_w}$$

Esto también es igual en la aplicación del engrane recto

En la mayoría de los engranajes el tornillo sin fin es el impulsor convirtiendo de ese modo al conjunto en un reductor de velocidad. La mayoría de los engranajes son irreversibles en el sentido de que el engrane sin fin no puede hacer girar el tornillo, porque se desarrolla una gran fuerza de fricción entre los dientes. Los impulsores irreversibles también se conocen como de autobloqueo. Los tornillos sin fin deben tener un ángulo de desplazamiento mayor de 10° aproximadamente para ser impulsados por el engrane sin fin acoplado. Esto daría lugar a un engranaje reversible, pero es muy raro.

Aun cuando la irreversibilidad quizá suene como una desventaja hay algunos beneficios. Por ejemplo, los equipos levadizos por lo general requieren que la carga se sostenga en una altura determinada, incluso cuando se desactiva la fuente de energía, como un motor que se apaga. Como el tornillo sin fin ya no puede hacer girar al engrane sin fin, la carga se bloquea a cierta altura. Esta acción de freno se utiliza en varios dispositivos mecánicos como montacargas, gatos y plataformas levadizas. En casos así, se deben analizar la resistencia de los dientes y la fricción prevista para garantizar la seguridad. (Myszka, 2012).

8. PROCEDIMIENTO Y DESCRIPCIÓN DE ACTIVIDADES

8.1 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES (DE GANTT)

TABLA 8.1 Calendario de actividades

Actividad/tiempo	Diciembre				Enero				Febrero				Marzo				marzo			
1.-Diseño y modelado de la base para el brazo mecánico																				
2.-Diseño del perno acopla la base del brazo mecánico																				
3.-Diseño del brazo de extensión mecánico																				
4.-Diseño del mango que sujetara la herramienta con la cual se trabajara																				
5.-Diseño y modelado del engrane que ara girar al perno																				
6.-Diseño y modelado del sinfín que ara girar al perno con el engrane																				
7.-Resultado final																				

8.2 DESCRIPCIÓN DE LAS ACTIVIDADES

8.2.1 Diseño y modelado de la base para el brazo mecánico

Se diseña base para el brazo mecánico que soportara toda la carga (Figura 8.1).
A continuación se muestra la propuesta de la base del brazo mecánico.

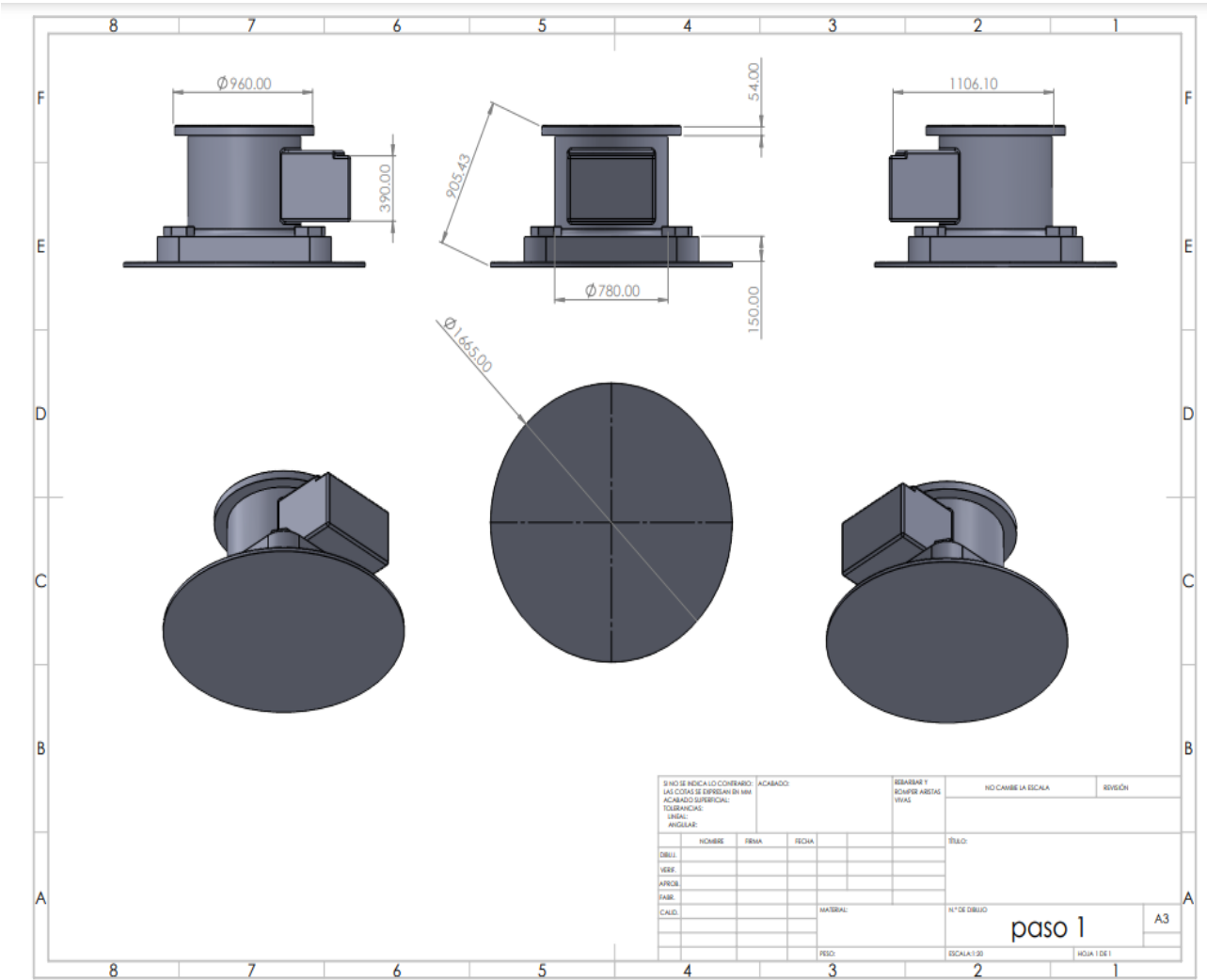


FIGURA 8.1 Base que soporta el brazo mecánico.

8.2.2 Diseño del perno acopla la base del brazo mecánico

Diseño de perno que soporta el brazo y el engrane de giro (Figura 8.2).

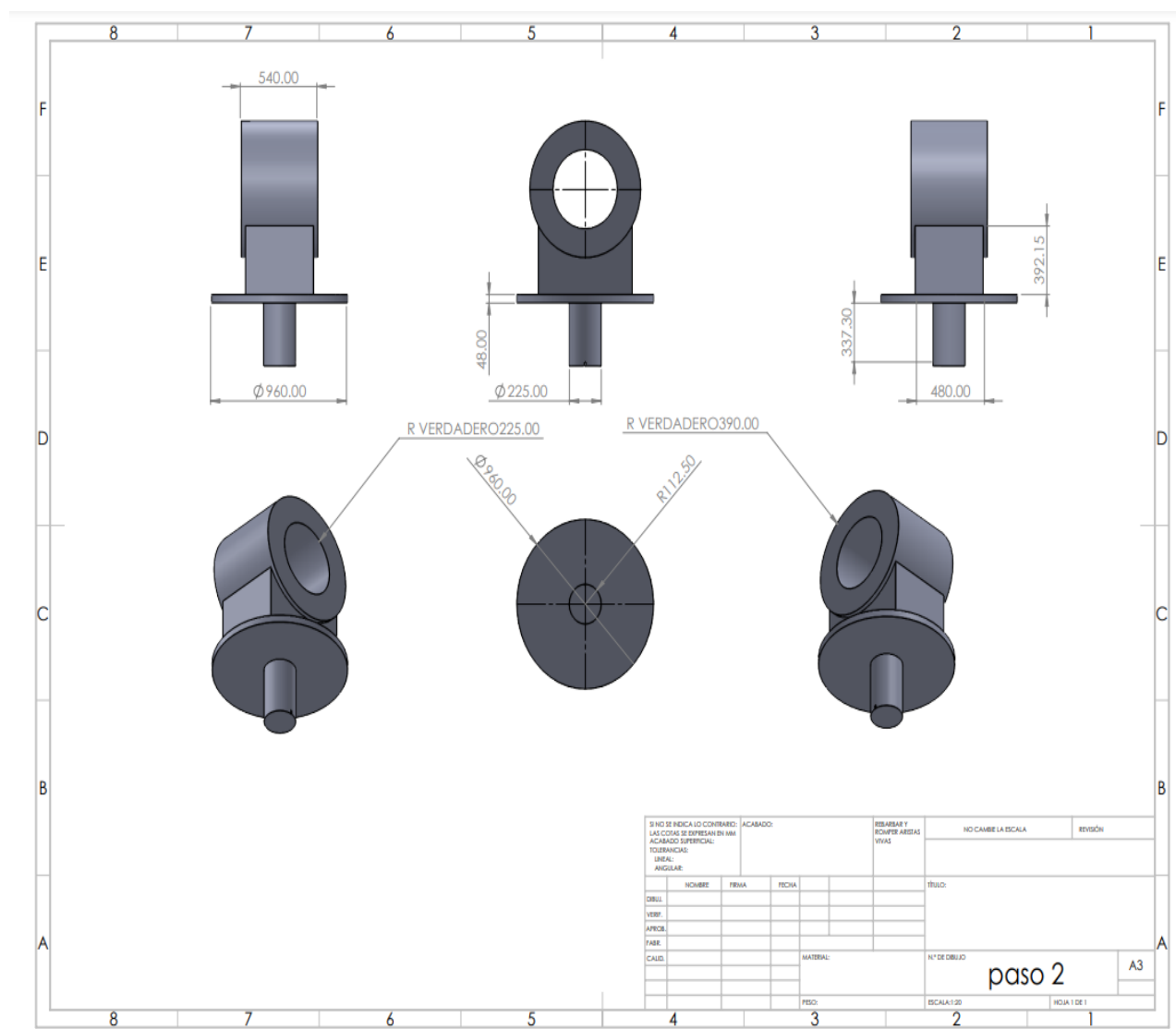


FIGURA 8.2 Perno que soporta el brazo mecánico.

8.2.3 Diseño del brazo de extensión mecánico

En esta imagen se diseña la extensión del brazo mecánico (Figura 8.3).

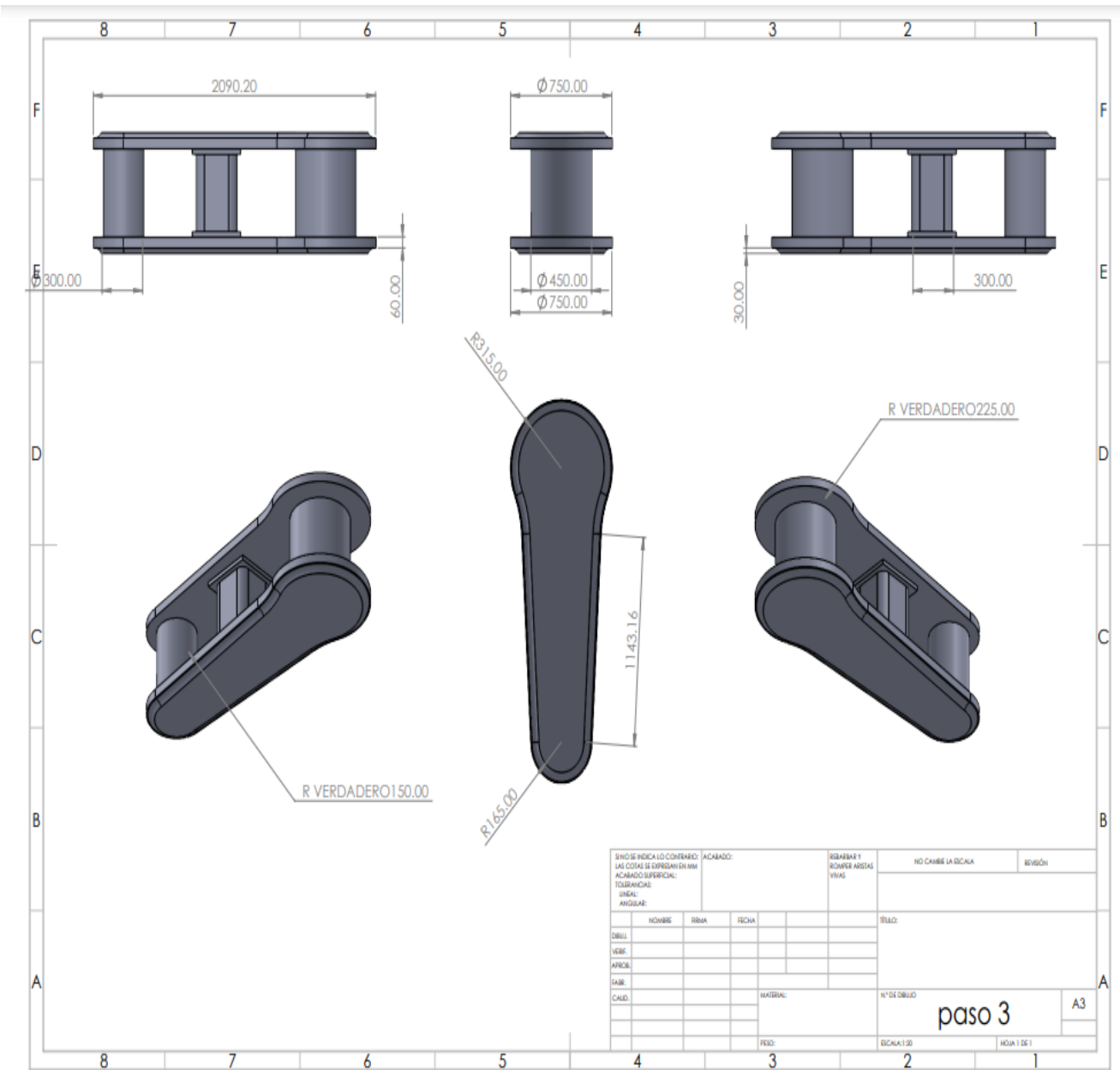


FIGURA 8.3 Extensión de base de brazo mecánico.

Se muestra el mango mecánico que soportara el equipo con el que se trabajara (Figura 8.4).



FIGURA 8.4 Diseño del mango que sujeta el equipo.

8.2.5. Diseño y modelado del engrane que ara girar al perno

Se diseño engrane para hacer girar el brazo mecánico (Figura 8.5).

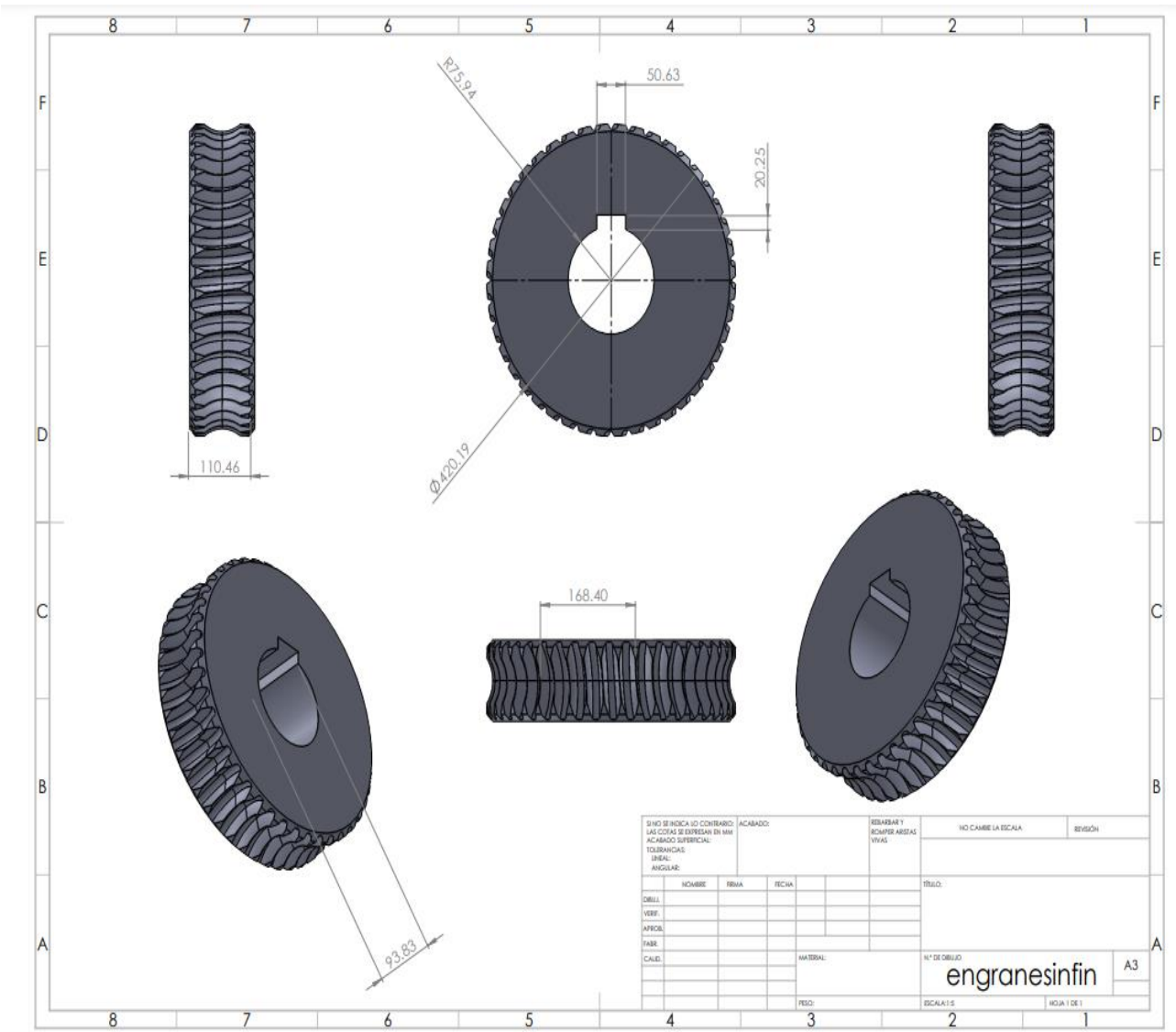
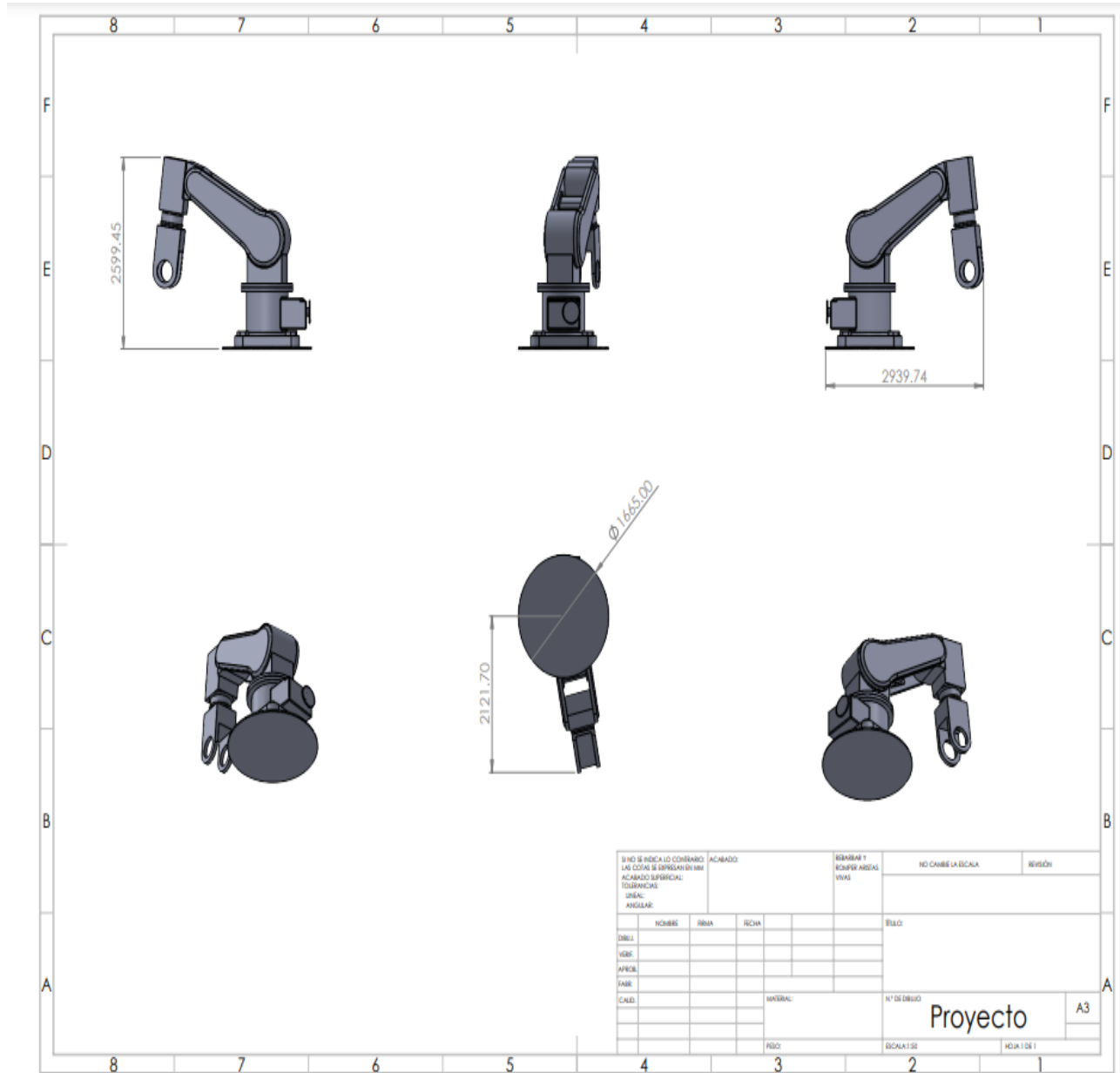


FIGURA 8.5 Engrane de giro.

8.2.7. Resultado final



Se ensamblan todas las piezas teniendo como resultado lo mostrado en la (Figura 8.7).

FIGURA 8.7. Ensamblaje final.

9. RESULTADOS

Acero inoxidable

Propiedades de masa

Configuración: Predeterminado

Sistema de

coordenadas: --

predeterminado --

Masa = 1505554.53

gramos

Volumen = 1505554532.81 milímetros cúbicos

Área de superficie =

25745393.40 milímetros

cuadrados Centro de masa:

(milímetros)

X = 161.45

Y = 571.27

Z = 1269.28

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia:
(gramos * milímetros cuadrados) Medido desde el centro de
masa.

$l_x = (0.15, 0.72, -0.68)$

$l_y = (-0.13, 0.70, 0.70)$

$l_z = (0.98, -0.01, 0.20)$

$P_x = 382502695790.21$

$P_y = 1560789778516.78$

$P_z = 1777302661295.70$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de
resultados. (Usando notación tensorial positiva

$L_{xx} = 1743130663209.13$

$L_{yx} = 126641747589.07$

$L_{zx} = -160757822979.64$

$L_{xy} = 126641747589.07$

$L_{yy} = 957630085146.86$

$L_{zy} = -575236172665.53$

$L_{xz} = -160757822979.64$

$L_{yz} = -575236172665.53$

$L_{zz} = 1019834387246.72$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida. (Usando notación tensorial positiva.)

$I_{xx} = 4660045338898.22$	$I_{xy} = 265506486334.93$	$I_{xz} = 147778821558.79$
$I_{yx} = 265506486334.93$	$I_{yy} = 3422448308487.04$	$I_{yz} = 516453937395.21$
$I_{zx} = 147778821558.79$	$I_{zy} = 516453937395.21$	$I_{zz} = 1550423554959.64$

10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de analizar el problema de la carga de trabajo hacia los trabajadores en el cual eran procesos de ensamblaje y soldadura se optó por un sistema más eficaz y autónomo, por el cual se hizo la idea de diseñar un brazo robótico que sustituyera este tipo de trabajo.

Llegando a la conclusión que con este diseño podremos reducir el sobre esfuerzo del trabajador y hacer con esto una producción más ágil y por ende también se puede reducir costos y hacer una mayor producción. Ya que con esto estaría todo mecanizado y dándonos ventaja en el mercado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

Seacad. (2022, 27 mayo). *Easy way to convert 3D Model to 2D Drawings in SOLIDWORKS*. SEACAD - Reseller SOLIDWORKS Di Indonesia.

<https://seacadtech.co.id/en/easy-way-to-convert-3d-model-to-2d-drawings-in-solidworks/>

SolidServicios. (2020, 21 febrero). *SOLIDWORKS TUTORIAL*

<https://www.youtube.com/watch?v=5B9NH2D0DCY>

(Myszka, 2012)

<https://pavisva.wordpress.com/wp-content/uploads/2016/01/mc3a1quinas-y-mecanismos-4-ed-david-h-myszka.pdf>

CADTech. (2022, 6 abril). *How to convert 3D to 2D Drawing & Drafting in solidworks | 3d to 2d in soliworks* [Video].

<https://www.youtube.com/watch?v=H45VUA03V2Y>

DISEÑO MECÁNICO PARA TI. (2018, 7 marzo). *Lista de materiales en ensamble Solidworks* [Video].

<https://www.youtube.com/watch?v=R21yznVxD6g>