



**DISEÑO DE UN SISTEMA MECÁNICO PARA
EL LEVANTAMIENTO DE TAPAS DE LAS
CÁMARAS DE INSPECCIÓN DE REDES
SUBTERRÁNEAS DEL SISTEMA DE
DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN
BOGOTÁ**

RICARDO ENRIQUE MENESES NIÑO

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Ciudad, Colombia
2020

Diseño de un sistema mecánico para el levantamiento de tapas de las cámaras de inspección de redes subterráneas del sistema de distribución de energía eléctrica en Bogotá

RICARDO ENRIQUE MENESES NIÑO

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Electromecánico

Director (a):

Director: Ing. Juan Carlos Monroy Castro

Línea de Investigación:

Estática, dinámica, ingeniería mecánica, diseños mecánicos y resistencia de materiales.

Universidad Antonio Nariño

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ciudad, Colombia

Año 2020

Mi hijo, esposa, padres, familia y profundamente a la memoria del amor de mi vida, mi abuelita, siempre conmigo.

Agradecimientos

A la universidad Antonio Nariño, docentes e ingenieros pedagogos de la FIMEB por su incansable esfuerzo de enseñanza, incontables veces más allá de sus responsabilidades.

Al ingeniero Juan Carlos Monroy por su orientación, ideas, aportes, trasmisión del conocimiento y sobre todo y más importante, su incondicional apoyo.

A mi familia.

Resumen

En la actualidad, a nivel local el sector eléctrico cuenta con altos estándares de seguridad, donde sus procedimientos seguros de trabajo son el producto de las investigaciones a los accidentes laborales que se han presentado. El personal técnico de campo es capacitado, dotado con herramientas y elementos de protección especializados de alta calidad para el desarrollo de actividades en trabajo de alturas y eléctrico. Sin embargo, no existe una herramienta que permita destapar las cámaras de inspección donde se alojan las redes subterráneas del sistema de distribución, esta actividad aún se realiza de forma manual, levantando la tapa a fuerza por los técnicos, exponiendo sus extremidades a atrapamientos o altas fatigas musculares. Es por ello, el objetivo de este proyecto es brindar una alternativa para realizar el levantamiento de tapas de cámaras de inspección en la ciudad de Bogotá con una herramienta que mitigue los riesgos mecánicos mencionados. Se ha diseñado una caja de transmisión reductora de velocidad y multiplicadora de torque para izar las tapas de cámaras de inspección de manera controlada y segura, la que permitirá tener gran versatilidad y cobertura en este tipo de operaciones ya que su tamaño y maniobrabilidad es sencilla.

Palabras clave: (Izaje, tapas, transmisión, engranes).

Abstract

Currently, locally the electricity sector has high safety standards, where its safe work procedures are the product of investigations into workplace accidents that have occurred. The technical field personnel are trained, equipped with specialized tools and protection elements of high quality for the development of activities in height and electrical work. However, there isn't tool to uncover the inspection cameras where the underground networks of the distribution system are housed, this activity is still carried out manually, by forcefully lifting the lid by the technicians, exposing their extremities to entrapment or high muscle fatigue. For this reason, the objective of this project is to provide an alternative to carry out the lifting of inspection camera covers in the city of Bogotá with a tool that mitigates the aforementioned mechanical risks. A speed reducer and torque multiplier transmission box has been designed to hoist the inspection chamber covers in a controlled and safe way, which will allow having great versatility and coverage in this type of operations since its size and maneuverability is simple.

Key words: (Hoist, caps, transmission, gears).

Contenido

	Pág.
1.1	Justificación..... 2
1.2	Objetivos 4
1.2.1	Objetivo General.....4
1.2.2	Objetivos Específicos.....4
2	Marco Teórico.....5
2.1	Diagrama de cuerpo libre 5
2.2	Propiedades de los materiales 9
2.2.1	Rigidez9
2.2.2	Ductilidad.....10
2.2.3	Dureza.....10
2.2.4	Deformación elástica11
2.2.5	Deformación plástica11
2.2.6	Resistencia a la fluencia11
2.3	Esfuerzos y cargas..... 12
2.3.1	Fuerza cortante:.....13
2.3.2	Momento flexionante14
2.3.3	Esfuerzo cortante torsional14
2.3.4	Deformación por torsión.....14
2.3.5	Esfuerzos normales combinados15
2.3.6	Concentradores de esfuerzos16
2.3.7	Esfuerzo Estático.....16
2.3.8	Factores por carga.....16
2.4	Sistema de Transmisión de potencia..... 18
2.4.1	Relación de velocidad.....18
2.4.2	Trenes de engranes.....19
2.4.3	Engranes Rectos20
2.4.3.1	Geometría20
2.4.3.2	Esfuerzos24
2.4.4	Engranes tornillo sinfín – corona.....36
2.4.4.1	Geometría Sinfín36
2.4.4.2	Geometría Corona39
2.4.4.3	Fuerzas que actúan sobre el sinfín corona.....40
2.4.4.4	Esfuerzos sobre los engranes43
2.5	Fundamentos para el diseño de Ejes45
2.6	Cuñas.....47
2.7	Anillos de retención49
2.8	Cojinetes50
3	Diseño del sistema de levantamiento de tapas.....52

3.1	Diseño sistema de izaje de la tapa.....	55
3.1.1	Análisis Estático	58
3.1.2	Diseño Transmisión de Potencia	61
3.1.2.1	Diseño segunda etapa.	64
3.1.2.2	Diseño primera etapa.....	72
3.1.2.3	Diseño de ejes	77
3.1.2.4	Selección de Rodamientos	89
3.1.2.5	Brazo	91
3.1.2.6	Cuñas	92
3.1.2.7	Anillos de retención	94
3.1.2.8	Caja	94
3.1.2.9	Potencia de entrada.....	95
4	Conclusiones y recomendaciones	96
4.1	Conclusiones	96
4.2	Recomendaciones	98
5	ANEXOS.....	99

Lista de figuras

Figura 1: Procedimiento manual levantamiento de tapas. [Fuente propia].....	3
Figura 2: Líneas de acción de las reacciones según el tipo de apoyo [Fuente: (Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg, 2010)].....	7
Figura 3: DCL en estado de reposo [Fuente: propia].....	7
Figura 4: DCL con sus componentes rectangulares [Fuente: propia].....	8
Figura 5: módulo elasticidad (E) [Fuente: propia].....	10
Figura 6: límite de fluencia [Fuente: propia].....	11
Figura 7: esfuerzo tensión y compresión por fuerza axial [Fuente: propia].....	12
Figura 8: esfuerzo cortante (t) [Fuente: propia].....	13
Figura 9: Secciones simétrica rectangular. [Fuente: Propia].....	15
Figura 10: resistencia a la fatiga s_n [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)].....	17
Figura 11: factor por tamaño C_s [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 175].....	17
Figura 12: Ejemplo de un TV [Fuente: propia].....	19
Figura 13: Disposición engranes rectos, ejes paralelos [fuente: (Budynas & Nisbett, 2015)].....	20
Figura 14: Geometría engranes rectos [Fuente: propia].....	20
Figura 15: factores dinámico K_v [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004), pág. 14].....	26
Figura 16: factores de geometría J [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 387].....	28
Figura 17: factor por número de ciclos por carga [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 395].....	30
Figura 18: Resistencia a la fatiga por contacto [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 23].....	34
Figura 19: Ciclos de esfuerzo resistencia a picadura [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 37].....	34
Figura 20: Factor C_H [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 18]..	35
Figura 21: geometría tornillo sinfín [Fuente: propia].....	36
Figura 22: geometría corona [Fuente: propia].....	39
Figura 23: fuerzas ortogonales representadas en el sinfín [Fuente: propia].....	40
Figura 24: Fuerzas ejercidas sobre el tornillo sin fin y corona [Fuente: DM Mott pág. 476].....	41
Figura 25: coeficiente fricción μ [Fuente, (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 681].....	42

Figura 26: Dimensiones de cuñeros para cuñas paralelas [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) Pág. 496].....	48
Figura 27: Anillo retención externo e interno [Fuente: (Codex, 2012)].....	49
Figura 28: geometría básica de rodamientos [Fuente: (SFK, 2015)]	50
Figura 29: factores de velocidad y duración [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)]	51
Figura 30: rodamientos para carga radial [Fuente: (SFK, 2015)].....	51
Figura 31: rodamientos para carga axial [Fuente: (SFK, 2015)]	51
Figura 32: Vista superior [Fuente: (ENEL, 2019)].....	52
Figura 33: Corte Trasversal [Fuente: (ENEL, 2019)]	52
Figura 34: Peso tapa CS278 [Fuente Propia].....	53
Figura 35: Detalle arista tapa CS278 [Fuente: (ENEL, 2019)]	53
Figura 36: Vista de las dos secciones tapa CS278 [Fuente: propia].....	54
Figura 37: modelo 1 sistema de poleas [Fuente: propia].....	55
Figura 38: modelo esquemático sistema de izado [Fuente: propia]	56
Figura 39: esquema de sistema de transmisión [Fuente: propia]	57
Figura 40: Reacciones con la tapa en estado de reposo [Fuente: propia]	58
Figura 41: DCL de la tapa en estado de reposo [Fuente: propia]	59
Figura 42: Representación esquemática tapa en rotación por fuerza aplicada [Fuente: propia].....	59
Figura 43: Diagrama de Cuerpo Libre [Fuente: propia]	59
Figura 44: Plano general del diseño interno de la caja de transmisión [Fuente: Propia. Anexo O].....	62
Figura 45: Disposición de engranes [Fuente: propia]	63
Figura 46: representación esquemática del flujo de fuerza [Fuente: propia].....	66
Figura 47: Ubicación axial de elementos en el eje 2 [Fuente: Propia]	78
Figura 48: DCL eje No. 2 por el plano Y [Fuente: Propia].....	79
Figura 49: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Y del eje 2 [Fuente: Propia]	79
Figura 50: DCL eje No. 2 por el plano Z [Fuente: Propia].....	80
Figura 51: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Z del eje 2 [Fuente: Propia]	80
Figura 52: ubicación axial de elementos en el eje 3 [Fuente: Propia]	84
Figura 53: DCL eje No. 3 por el plano Y [Fuente: Propia].....	85
Figura 54: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Y del eje 3 [Fuente: Propia]	85
Figura 55: DCL eje No. 3 por el plano Z [Fuente: Propia].....	86
Figura 56: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Z del eje 3 [Fuente: Propia]	86
Figura 57: Módulo de sección del brazo. [Fuente: Propia].....	91
Figura 58: Diagrama fuerza cortante y momento flexionante del braza. [Fuente: Propia]	92

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1: Factor confiabilidad C_R [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 175].....	18
Tabla 2: Conversión [m] – $[P_d]$ [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)pág. 312].....	22
Tabla 3: Factores sobre carga [Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 729].....	25
Tabla 4: Factores por tamaño K_s [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 389].....	27
Tabla 5: Horas según vida de diseño recomendada [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 396].....	31
Tabla 6: Factores confiabilidad [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004), pág. 38].....	31
Tabla 7: Coeficiente elástico [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006), pág. 400].....	32
Tabla 8: Factor Lewis aproximado [Fuente: DM R.L. Mott 6ta edición pág. 482].....	44
Tabla 9: Primera estimación K_t [Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 348].....	47
Tabla 10: Tamaño de cuñas cuadradas y rectangulares y cuñeros. [Fuente: (ANSI, R1968)].....	48
Tabla 11: Comportamiento de las fuerzas en el giro de la tapa. [Fuente: propia]	61
Tabla 12: Número de dientes por engrane [Fuente: propia]	64
Tabla 13: Dimensiones geométricas de los engranes rectos C y D [Fuente: Propia].....	65
Tabla 14: Velocidades, potencia y torque en la salida del eje 3 [Fuente: Propia]	67
Tabla 15A: Calculo esfuerzo de flexión para los engranes rectos [Fuente: Propia]	67
Tabla 16: Datos para cálculo de S'_{at} [Fuente: Propia].....	69
Tabla 17: Datos para cálculo de esfuerzo por contacto [Fuente: Propia].....	70
Tabla 18: Datos para cálculo de esfuerzo permisible por contacto [Fuente: Propia].....	71
Tabla 19: Datos comunes del sinfín corona [Fuente: Propia]	72
Tabla 20: Geometría tornillo sinfín [Fuente: Propia]	72
Tabla 21: Geometría corona [Fuente: Propia]	73
Tabla 22: Velocidades angulares [Fuente: Propia]	73
Tabla 23: Velocidades de deslizamiento [Fuente: Propia]	74
Tabla 24: Fuerza tangencial en la corona [Fuente: Propia]	75
Tabla 25: Carga dinámica [Fuente: Propia]	75
Tabla 26: Carga tangencial nominal [Fuente: Propia].....	76

Tabla 27: Datos generales para cálculo de diámetros eje 2 [Fuente: Propia]	81
Tabla 28: Propiedades de los materiales [Fuente: Propia].....	81
Tabla 29: Resumen de diámetros eje 2 [Fuente: Propia]	83
Tabla 30: Datos generales para cálculo de diámetros eje 3 [Fuente: Propia]	87
Tabla 31: Propiedades de los materiales seleccionados [Fuente: Propia]	87
Tabla 32: Resumen de diámetros eje 3 [Fuente: Propia]	89
Tabla 33: Datos W-H cuña cuadradas seleccionadas [Fuente: Propia]	93
Tabla 34: Geometría cuñas [Fuente: propia]	93
Tabla 35: Resistencia fluencia S_y eje y engranes [Fuente: propia].....	93
Tabla 36: Potencia de entrada [Fuente: Propia].....	95
Tabla 37: Torque de entrada [Fuente: Propia]	95

Introducción

La morfología de la redes eléctricas de la ciudad de Bogotá se componen de redes áreas y subterráneas, estas últimas, se conforman por dos elementos básicos, canalizaciones y cámaras de inspección. Las cámaras de inspección son construcciones civiles hechas a nivel inferior del suelo o piso, allí se realiza la conectividad de los nodos en niveles de baja y media tensión cuyos conductores tienen usos para redes de distribución domiciliaria, alumbrado público y telecomunicaciones. De acuerdo al tipo de redes y nivel de tensión que pasen por las cámaras de inspección, variará las dimensiones de construcción de las mismas. En algunos sectores las subestaciones eléctricas están instaladas en sótanos subterráneos, para estos casos, sus volúmenes son mucho mayores ya que allí se alojan transformadores, equipos de seccionamiento de maniobra, barrajes, entre otros.

En la ciudad de Bogotá, la empresa distribuidora de energía eléctrica ENEL, tiene sus normas técnicas de construcción que establece los parámetros técnicos y transversales a todos los involucrados en la instalación y mantenimiento de la infraestructura. En la página WEB de ENEL donde hace la publicación de todas sus normas y especificaciones técnicas se encuentra un apartado especial a los cables subterráneos / cámaras y ducterías. La norma CS270 - Resumen de cajas de inspección (Anexo A) (ENEL, 2019) describe la forma de cada una de las cámaras y sótanos anteriormente mencionados. Como se puede apreciar el tamaño varía de acuerdo a su uso, así mismo, las tapas de las cámaras también se ajustan al diseño de la cavidad subterránea.

Las tapas son los elementos cuya función es la separación o aislamiento de la infraestructura subterránea de todos los agentes que transitan la superficie, como seres humanos y animales. ENEL tiene tres tipos de tapas para cámaras de inspección homologadas, las cuales se diferencian por su forma, tales como circulares, cuadradas y rectangulares. Las tapas cuadradas son exclusivas de la infraestructura de alumbrado público, tienen medidas de 0.72m X 0.72m y su peso no supera a los 25 kg.

Las tapas rectangulares definidas en la norma CS278 - Tapa de caja de inspección sencilla doble o triple (Anexo B) (ENEL, 2019), se utilizan para las cámaras de inspección, doble, sencilla y triple cuyas redes subterráneas de distribución MT y BT se alojan allí. El 24,4% de la infraestructura (área y subterránea) de toda la ciudad de Bogotá tiene incidencia de este tipo de instalaciones. Adicionalmente, año tras año el porcentaje va en aumento ya que siguiendo lo establecido en el Plan de Ordenamiento Territorial (POT) de Bogotá decreto 190 de 2004, artículo 183 Subterranización del Cableado, *“Las empresas de servicios públicos domiciliarios, las empresas comercializadoras de servicios públicos, las entidades distritales, las empresas prestadoras de los servicios de valor agregado en telecomunicaciones, están obligadas a subterranizar las redes. Para el efecto, deberán formular su plan anual de subterranización, con fundamento en el plan anual de obras que el Instituto de Desarrollo Urbano (IDU)...”*.¹ Cada tapa de estas tiene un peso aproximado de 230kg y por norma están construidas en varillas y platinas en hierro y concreto de 4000 psi.

1.1 Justificación

Para realizar el mantenimiento en las redes subterráneas, ninguna empresa contratista de ENEL en Bogotá tiene implementados dispositivos mecánicos que permitan realizar el izado de las tapas CS278. Para mitigar esto y en concordancia con lo establecido en la resolución 2400 de 1979 artículo 392 que establece *“La carga máxima que un trabajador, de acuerdo a su aptitud física, sus conocimientos y experiencia podrá levantar será de 25 kilogramos de carga compacta; para las mujeres, teniendo en cuenta los anteriores factores será de 12,5 kilogramos de carga compacta”*, las empresas contratistas del sector eléctrico se basan en procedimientos con métodos “seguros” para destapar las cámaras entre dos o tres personas de forma manual, es decir, a base de fuerza humana.

El procedimiento indica que después de abrir un espacio entre la tapa y el marco de la cámara con herramienta pata cabra, barra y/o destornilladores; cada persona debe ubicarse en una de las esquinas de la tapa para izarla realizando la fuerzas de manera

¹ (Ministerio de Trabajo y Seguridad Social, 1979), artículo 32

simultánea y equilibrada hasta dejarla a 90° para realizar la inspección visual o girándola 180°, quedando la cámara totalmente destapada. El éxito de los procedimientos seguros para el levantamiento de las tapas está orientado a que las personas que hacen el izaje realicen, aproximadamente, la misma fuerza y de manera simultánea; de no ser así, se podría presentar que una sola persona ejecute mayor esfuerzo quedando expuesto a diferentes tipos de lesiones.



Figura 1: Procedimiento manual levantamiento de tapas. [Fuente propia].

Así el personal efectúe el levantamiento correcto, la repetición constante de esta actividad durante los turnos de trabajo hace que se incremente el esfuerzo en la zona lumbar, especialmente por la heterogeneidad de las capacidades físicas, propias de las diferencias de edad del personal que conforma el grupo técnico aumentando el riesgo de esguinces, distensiones musculares e incluso hernias de disco. No menos crítico es el riesgo de atrapamiento de falanges de pies y manos, al descansar la tapa en la apertura o cierre de la misma sobre las superficies planas del suelo o en el marco de la cámara de inspección.

Como medida de protección al personal y mitigación del riesgo mecánico, los procedimientos de trabajo limitan la cantidad de repeticiones de estas actividades que puede desarrollar un grupo técnico, la directriz es efectiva para preservar la integridad de las personas, sin embargo, el efecto colateral se ve en el cese de actividades generando disminución de la productividad, con todo lo que ello conlleva para las empresas.

Considerando lo anterior, este documento presenta el diseño de un mecanismo como alternativa para el izaje de las tapas basado en transmisión de potencia mediante trenes de engranes. Con este equipo, se pretende mejorar la calidad de vida de las personas que desarrollan estas actividades en campo, reducir los tiempos inactivos por efectos de los recesos y mantener la productividad de las empresas. De igual manera, por el movimiento controlado de la tapa, el cuidado de la infraestructura y herramientas que actualmente se utilizan.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar un sistema mecánico que permita realizar el levantamiento de tapas de cámaras de inspección de redes eléctricas subterráneas, minimizando el esfuerzo humano y aplicable a diferentes superficies de terreno.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar la geometría y peso de diferentes tapas de las cámaras de inspección eléctrica para la ciudad de Bogotá.
- Establecer los diferentes escenarios donde se encuentren ubicadas las cámaras en andenes, bermas y calzadas de la ciudad de Bogotá.
- Analizar la dinámica del levantamiento de las tapas, describiendo las fuerzas requeridas para esta labor.
- Diseñar el mecanismo que permita realizar el izaje de las tapas de las cámaras de inspección eléctrica.
- Realizar los planos del mecanismo y el análisis de esfuerzos mediante SolidWorks.
- Determinar los materiales adecuados según el análisis de esfuerzos y el diseño planteado.
- Realizar la simulación del sistema mecánico por medio de software CAD para modelar y comprobar el sistema propuesto.

2 Marco Teórico

2.1 Diagrama de cuerpo libre

Con la primera ley de Isaac Newton se describe uno de los fundamentos principales de la física mecánica, relacionada con el equilibrio y movimiento uniforme, esta ley enuncia:

“Corpus omne perseverare in statu suo quiescendi vel movendi uniformiter in directum, nisi quatenus illud a viribus impressis cogitur statum suum mutare.”² (Regiæ Societatis typographos, s.f.)

El equilibrio indica que un cuerpo mantendrá su posición inicial si no existe una fuerza externa neta mayor a cero que actué sobre éste. Sin embargo, inherentemente todo cuerpo por su naturaleza tiene asociado su masa que combinada con la gravedad se origina la fuerza del peso, por nomenclatura general se denota con la letra mayúscula W .

$$W = m * g \tag{2-1}$$

Donde:

m: masa [kg]

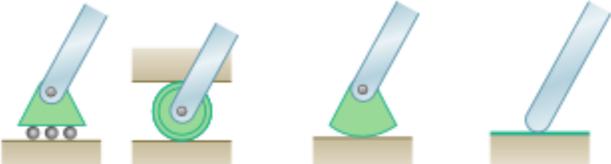
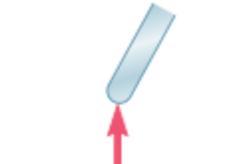
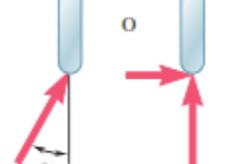
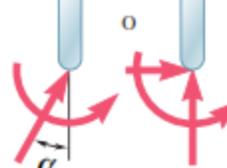
g: gravedad [m/s²]

² (Regiæ Societatis typographos, s.f.)

Siendo consecuentes con el equilibrio enunciado en la primera ley de Newton, para que el cuerpo se mantenga en equilibrio estático, debe existir fuerzas externas que contrarresten a W , a estas fuerzas se les conoce como reacciones y son generadas por los puntos de apoyo donde el cuerpo permanece, así, un vaso continuará en reposo sobre la mesa por las reacciones que hace el mueble sobre el utensilio neutralizando su peso.

Las reacciones son fuerzas opuestas que intentan mantener el cuerpo en equilibrio en el punto o puntos de apoyo. Dependiendo de la configuración del punto de apoyo así serán las reacciones sobre el cuerpo.

Algunas de las reacciones se representan en las siguientes imágenes:

Apoyo o conexión	Reacción
 <p>Rodillos o patines Balancín Superficie sin fricción</p>	 <p>Fuerza con línea de acción conocida</p>
 <p>Perno sin fricción, articulación o bisagra Superficie rugosa</p>	 <p>Fuerza de dirección desconocida</p>
 <p>Apoyo fijo</p>	 <p>Fuerza y par</p>

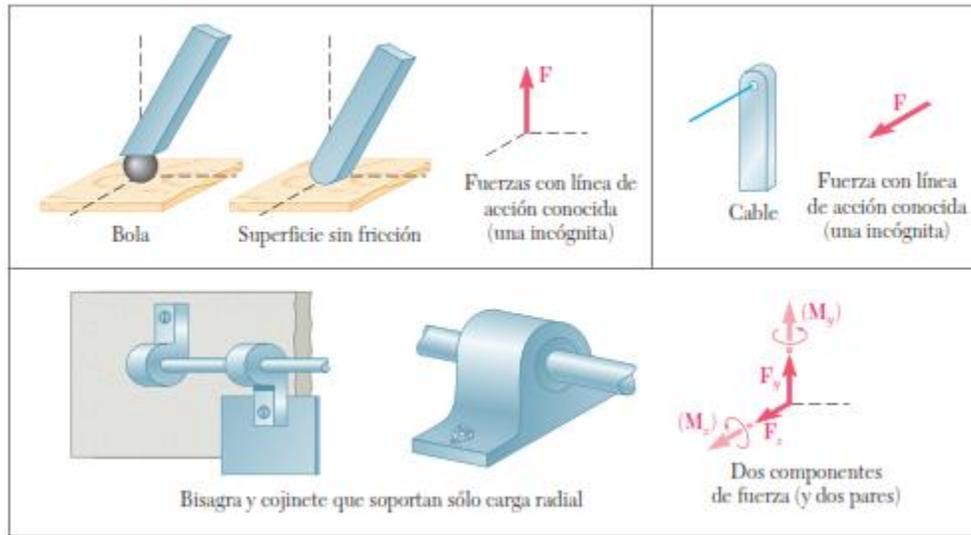


Figura 2: Líneas de acción de las reacciones según el tipo de apoyo [Fuente: (Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg, 2010)]

Para entender como confluyen el peso, las reacciones y otras fuerzas externas ejercidas sobre el cuerpo, sus ángulos de aplicación y que este aún permanezca en equilibrio, se plasma una representación del elemento junto con todas las fuerzas en un bosquejo, a este esquema se le conoce como diagrama de cuerpo libre (DCL).

El DCL del peso W del vaso y la reacción R_y de la mesa del ejemplo anterior es el siguiente:

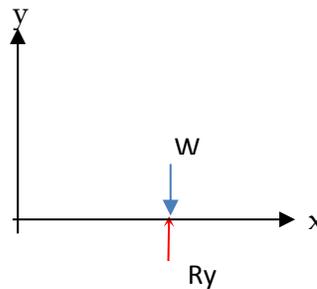


Figura 3: DCL en estado de reposo [Fuente: propia]

Las fuerzas externas aplicadas al elemento se representan con vectores, con magnitud y dirección; de igual manera las reacciones, que siempre van paralelas a los ejes coordenados X, Y y Z. En el análisis de flechas de fuerzas cuya aplicación no esté en dirección de los ejes coordenados, para una mejor comprensión de ellas, se debe descomponer en sus equivalentes rectangulares.

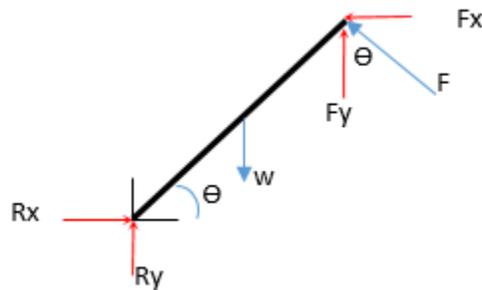


Figura 4: DCL con sus componentes rectangulares [Fuente: propia]

Nótese que las componentes rectangulares de F son Fx, Fy, y se definen:

$$F_x = F * \text{Sen}(\theta) [N] \quad (2-2)$$

$$F_y = F * \text{Cos}(\theta) [N] \quad (2-3)$$

Las ecuaciones de cuerpo libre se igualan a cero para mantener el principio de reposo, y están dadas por:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_x - F_x = 0$$

$$R_x = F_x$$

$$R_x = F * \text{Sen}(\theta) [N] \quad (2-4)$$

$$\sum_{\uparrow}^+ Fy = 0$$

$$Ry - W + Fy = 0$$

$$Ry = W - Fy$$

$$Ry = W - F * \cos(\theta) [N] \quad (2-5)$$

En los apoyos fijos, se presenta otra fuerza llamada momento, el momento es la aplicación de la fuerza (F) en una distancia o posición (r). Para que exista momento, la dirección del vector fuerza no debe ser colineal al centro de gravedad de este, una forma sencilla de saber si existe momento es determinar si la aplicación de la fuerza lo hace rotar.

$$\sum_{\curvearrowright}^+ Mo = 0$$

$$-\left(W * \frac{L}{2}\right) + (F * L) = 0 \quad (2-6)$$

2.2 Propiedades de los materiales

2.2.1 Rigidez

La rigidez indica la magnitud de deformación de un material que está sometido a una carga, la rigidez está asociado al módulo de elasticidad (E) del material. E es el parámetro con el cuál se mide la rigidez de un material en un rango o dicho de otra manera, es la capacidad de deformación (no permanente) del material al estar sometido por una fuerza externa. El término también se conoce por módulo de Young. Su expresión matemática es:

$$E = \frac{\text{Esfuerzo}}{\text{Deformación}} = \frac{\sigma}{\delta} \quad (2-7)$$

El E es útil para determinar el tipo de material según el uso final del elemento, por ejemplo en ejes, para minimizar la deflexión es recomendable materiales con alto módulo de elasticidad tales como aceros y para engranes, son útiles los broces por su módulo de elasticidad bajo ya que permite mejorar la transmisión de carga entre los dientes. La Figura 5 se aprecia la relación entre deformación x y esfuerzo σ .

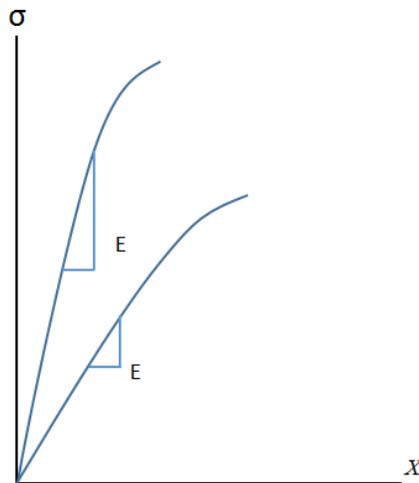


Figura 5: módulo elasticidad (E) [Fuente: propia]

2.2.2 Ductilidad

Es la capacidad que tienen los materiales para deformarse sin romperse o quebrarse, se dice que un material es dúctil cuando antes de fracturarse se deforma, como característica se tiene que el área transversal donde se genera la falla presenta variación. Por el contrario, los materiales frágiles son aquellos que se fracturan sin sufrir ninguna deformación, es así que el área trasversal por donde se produce la falla no presenta ninguna variación. Los materiales dúctiles se prefieren para elementos que están sometidos a cargas repetidas o de impacto ya que soportan mejor la falla por fatiga.

2.2.3 Dureza

Es la resistencia que tiene los materiales a ser penetrados, a la abrasión y hasta el rayado en su película exterior.

2.2.4 Deformación elástica

Variación física que sufre el material al recibir esfuerzos externos, se dice que es deformación elástica cuando el elemento vuelve a su forma original una vez es retirado el esfuerzo. Tal deformación está asociado en los materiales al módulo de elasticidad.

2.2.5 Deformación plástica

Variación física que sufre el material al recibir esfuerzos externos, se dice que es deformación plástica cuando el elemento no vuelve a su forma original una vez es retirado el esfuerzo. También es conocida como deformación permanente.

2.2.6 Resistencia a la fluencia

La resistencia a la fluencia está asociada directamente a la rigidez del material y por ende al módulo de elasticidad, ya explicado en el numeral 2.2.1 El punto límite de la resistencia a la fluencia de un material es el sitio de esfuerzo máximo que permite el material sin llegar a la deformación plástica o deformación permanente.

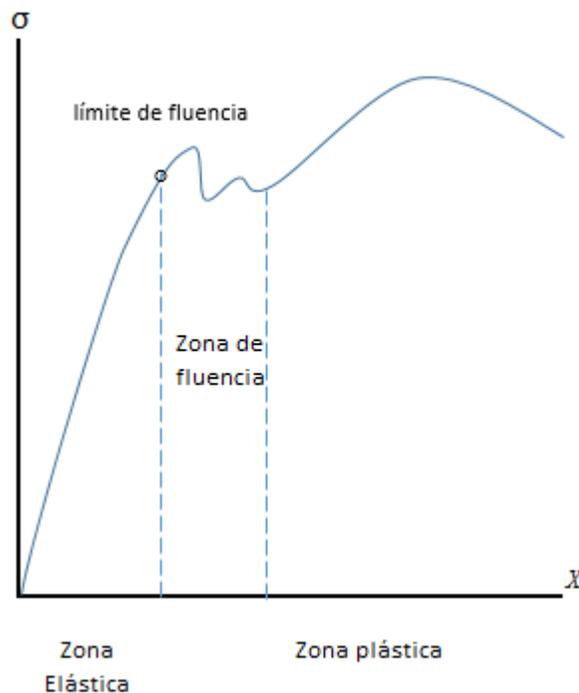


Figura 6: límite de fluencia [Fuente: propia]

2.3 Esfuerzos y cargas

“El esfuerzo es la resistencia interna ofrecida por una unidad de área del material del cual está hecho un miembro a una carga externamente aplicada”,³ y se define por la expresión:

$$\text{esfuerzo} = \frac{\text{fuerza}}{\text{área}}$$

Las unidades del esfuerzo en el S.I. está indicado por pascales [Pa] y en el sistema ingles [psi]

El esfuerzo normal (σ) es aquel que se manifiesta con la misma magnitud en toda la sección transversal del elemento. Se define por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-8)$$

Donde:

F = fuerza aplicada al elemento.

A = área transversal del elemento con respecto a la aplicación de la fuerza.

Existen dos tipos de esfuerzo normal:

- tensión, cuando la fuerza tiende a alargar el elemento, Figura 7-A,
- compresión, cuando la fuerza causa aplastamiento del elemento, Figura 7-B

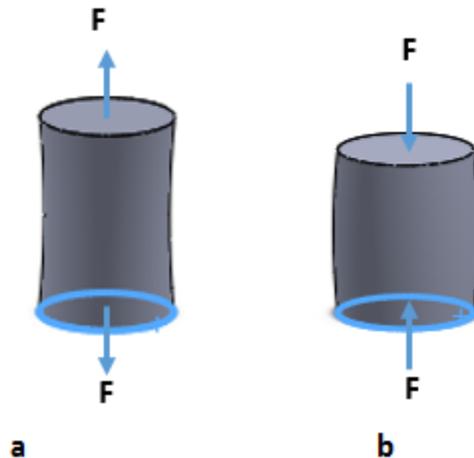


Figura 7: esfuerzo tensión y compresión por fuerza axial [Fuente: propia]

³ (Mott, Resistencia de Materiales Quinta Edicion, 2009) Pág. 19

La deformación (δ) que se genera en el elemento por la carga axial se calcula:

$$\delta = \frac{\sigma L}{E} \quad (2-9)$$

Donde:

L = longitud inicial del elemento

E = módulo elasticidad del material por cargas axiales que conforma el elemento

2.3.1 Fuerza cortante:

“Las fuerzas cortantes son fuerzas internas generadas en el material de una viga para equilibrar las fuerzas externas aplicadas y garantizar el equilibrio de todas sus partes”⁴

El esfuerzo cortante (τ) se origina por la fuerza aplicada que tiende a cortar el elemento y son positivos cuando tienden a girar el elemento en sentido de las manecillas del reloj.

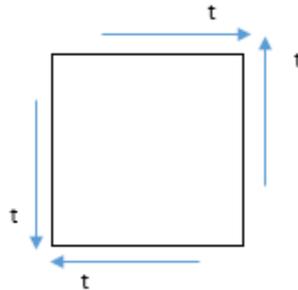


Figura 8: esfuerzo cortante (t) [Fuente: propia]

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2-10)$$

Donde:

F: fuerza de corte

A: Área

El módulo de elasticidad en cortante (G) se define como:

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (2-11)$$

⁴ (Mott, Resistencia de Materiales Quinta Edicion, 2009) Pág. 258

Donde:

τ = esfuerzo cortante

γ = ángulo de deformación por cortante, medido en radianes

La fuerza cortante afecta directamente las cuñas que transmiten el par torsional entre el eje y los engranes o viceversa

2.3.2 Momento flexionante

“Los momentos flexionantes son momentos internos que se generan en el material de una viga para equilibrar la tendencia de las fuerzas externas de hacer que gire cualquier parte de ella”⁵

2.3.3 Esfuerzo cortante torsional

El par torsional aplicado en los ejes sólidos tienden a deformarlo por torcimiento, el torcimiento en estos elementos desarrollan cortes por torsión y se expresan matemáticamente así:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Tr}{J} \quad (2-12)$$

Donde:

T: par torsional

r: radio externo del eje.

J: momento polar de inercia.

2.3.4 Deformación por torsión

Especialmente los ejes se ven sometidos a deformaciones por torsión ya que está sometido a par torsional. El ángulo (θ) de deformación se calcula.

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2-13)$$

⁵ (Mott, Resistencia de Materiales Quinta Edición, 2009) Pág. 258

Donde:

Θ = ángulo de torsión medido en radianes

T = Par torsional

G = módulo de elasticidad en cortante.

2.3.5 Esfuerzos normales combinados

A la viga que esté sometida a esfuerzos de tensión o compresión y a momento por flexión su esfuerzo normal se puede calcular:

$$\sigma = \pm \frac{F}{A} \pm \frac{Mc}{I} \quad (2-14)$$

Se debe precisar que signo diferencia los tipos de esfuerzos, tensión (+) y compresión (-).

El módulo de sección del material está dado por la geometría de la pieza, para vigas rectangulares es:

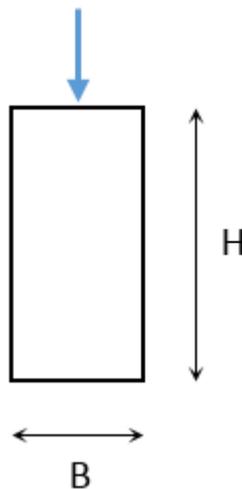


Figura 9: Secciones simétrica rectangular. [Fuente: Propia]

Entonces el módulo de sección está definido por:

$$S = \frac{BH^2}{6} \quad (2-15)$$

2.3.6 Concentradores de esfuerzos

En todas las discontinuidades que se presenten en los ejes, cuñeros y vigas del sistema de potencia, hacen que en esos puntos (de discontinuidad) el esfuerzo sea mayor, esto requiere que se deban aplicar factores de concentración de esfuerzos (K_t) para asegurar el diseño seguro en toda la estructura. Según el tipo de esfuerzo (σ , τ), la discontinuidad, la geometría del elemento, se aplicará el o los K_t requeridos para mantener el diseño seguro.

2.3.7 Esfuerzo Estático

En razón a que el esfuerzo estático tiene como principios fundamentales la baja cantidad de ciclos durante su vida útil, la inexistencia de choques en el movimiento y lentitud de la aplicación de la carga, los elementos (ejes, vigas, engranes...) del sistema de potencia del diseño serán considerados como esfuerzos estáticos, esto basado en "*También se puede suponer que la carga es estática cuando se aplica y se quita lentamente, si la cantidad de aplicaciones de la carga es pequeña, esto es, unos pocos miles de ciclos de carga.*"⁶

2.3.8 Factores por carga

Se debe tener presente los siguientes factores al momento de realizar el diseño:

Resistencia real a la fatiga s'_n : Capacidad del material de resistir cargas por fatiga de tal manera poder predecir que el material en su aplicación del elemento no sobrepase el límite de fatiga, se expresa:

$$s'_n = s_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_S) \quad (2-16)$$

⁶ (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006). Pág. 167.

- Resistencia a la fatiga s_n se determina de acuerdo a la resistencia última a la tensión s_u del material. Para aceros se tiene en cuenta la Figura 10

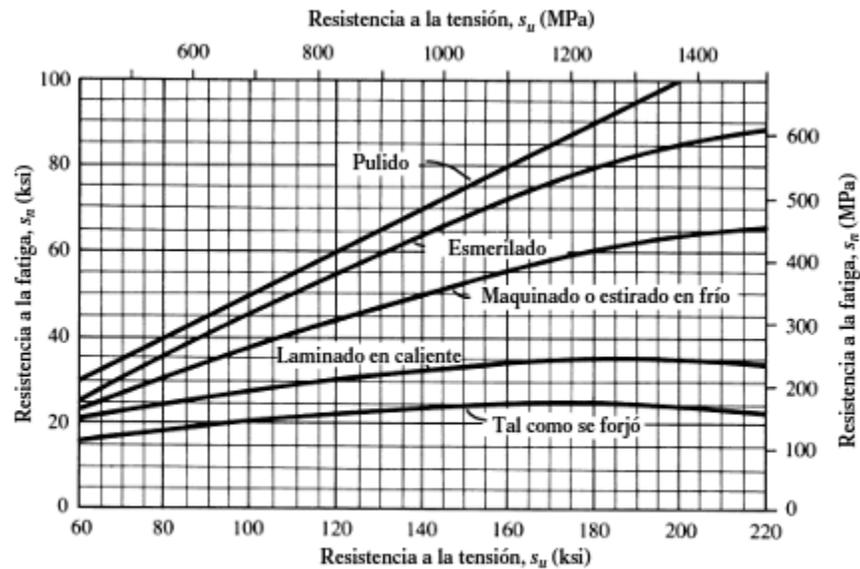


FIGURA 5-8 Resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión, para acero forjado con varias condiciones de superficie

Figura 10: resistencia a la fatiga s_n [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)]

- Factor por tamaño C_s se define por la Figura 11

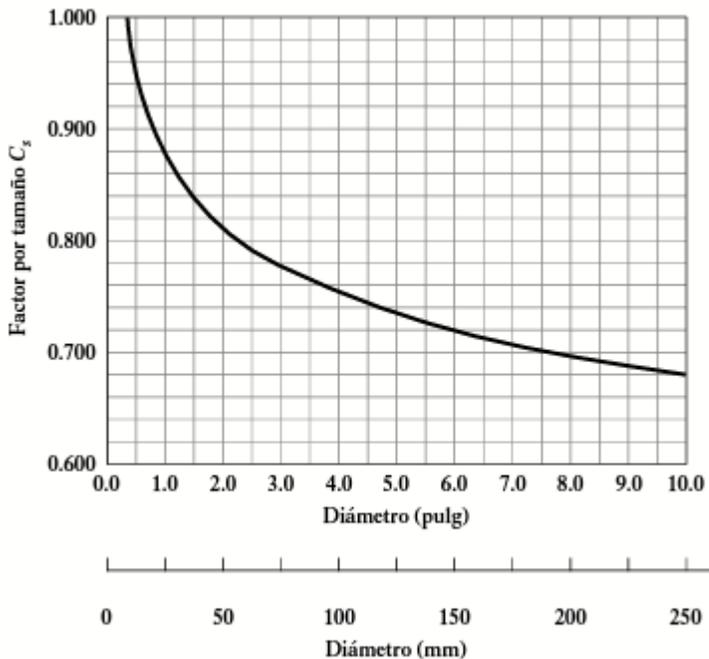


TABLA 5-2 Factores de tamaño

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para D en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

Figura 11: factor por tamaño C_s [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 175]

- Factor por tipo de esfuerzo C_{st} , 1.0 para esfuerzo de flexión y 0.8 para esfuerzo axial.
- Factor de confiabilidad C_R , tabla 5-1

TABLA 5-1
Factores de confiabilidad
aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 1: Factor confiabilidad C_R [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 175]

2.4 Sistema de Transmisión de potencia

2.4.1 Relación de velocidad

La relación de velocidad [VR] se define por la relación de las velocidades angulares de entrada en el engrane conductor y salida en el engrane conducido, esta relación se calcula para un par de engranes. La VR se puede encontrar por la relación de: velocidades angulares (ω), número de dientes (N), diámetros de paso (D_{GP}), entre otros, así que se define:

$$VR = \frac{\omega_P}{\omega_G} = \frac{N_G}{N_P} = \frac{D_G}{D_P} \dots \quad (2-17)$$

Donde P representa el engrane conductor o piñón y G simboliza el engrane conducido.

La VR puede reducir o aumentar la velocidad de entrada con respecto a la salida, si el $VR < 1$ la velocidad se reduce (par reductor) y si $VR > 1$ la velocidad aumenta (par incrementador).

2.4.2 Trenes de engranes

Para un conjunto de pares de engranes, el valor del tren [TV] está dado entre la velocidad angular del primer engrane conductor y la velocidad angular del ultimo engrane conducido, obviamente sin desconocer las variaciones que se hayan presentado en pares de engranes que existan entre estos dos. El TV se calcula con el producto de número de dientes de los engranes conducidos sobre producto de número de dientes de los engranes conductores:

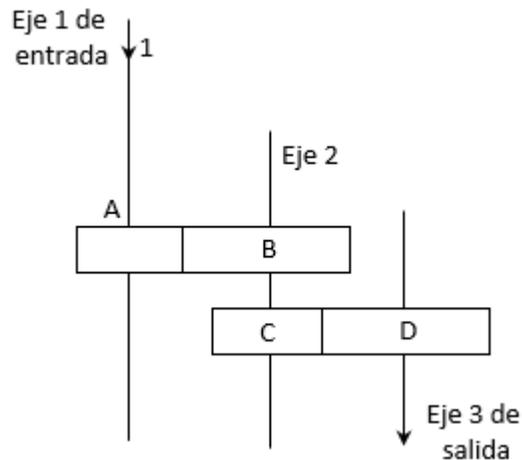


Figura 12: Ejemplo de un TV [Fuente: propia]

Siguiendo el ejemplo de la Figura 12 el tren de velocidades es:

$$TV = \frac{N_B}{N_A} * \frac{N_D}{N_C} \quad (2-18)$$

Del mismo modo que en VR, si $TV < 1$ la velocidad se reduce (tren reductor) y si $TV > 1$ la velocidad aumenta (tren incrementador).

2.4.3 Engranajes Rectos

Los engranes rectos “tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje paralelo a otro eje paralelo”⁷

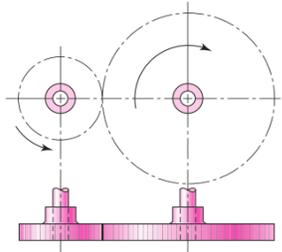


Figura 13: Disposición engranes rectos, ejes paralelos [fuente: (Budynas & Nisbett, 2015)]

2.4.3.1 Geometría

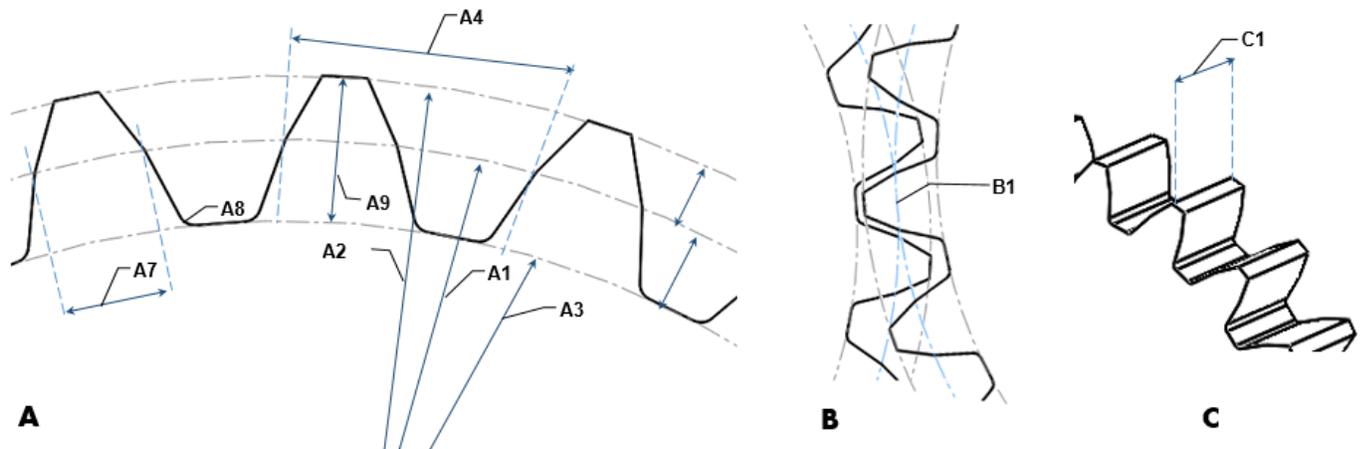


Figura 14: Geometría engranes rectos [Fuente: propia]

- **Diámetro de paso [D]**

Es el diámetro del círculo de paso del engrane (Figura 14-A1). En engranes que engranan, los diámetros de los círculos de paso de cada engrane son tangentes, el punto de paso (Figura 14- B1) es el punto de tangencia de los dos diámetros de paso al momento que se presenta el engrane.

⁷ (Budynas & Nisbett, 2015), pág. 640

- **Paso [p]**

Distancia medida, sobre el diámetro de paso, entre dos puntos equivalentes de dientes adyacentes (Figura 14-A4). En engranes que engranan el paso debe ser el mismo. Su expresión es:

$$p = \frac{\pi D}{N} \quad (2-19)$$

Donde:

D: diámetro de paso

N: número de dientes del engrane

El paso diametral [P_d] es el mismo diámetro del círculo de paso, expresado:

$$P_d = \frac{D}{N} \quad (2-20)$$

- **Módulo métrico [m]**

Es el paso medido en el sistema internacional (SI), se expresa:

$$m = \frac{D}{N} \quad (2-21)$$

La relación entre modulo [m] y paso diametral [P_d] está dada por la siguiente expresión:

$$m = \frac{25.4}{P_d} \quad (2-22)$$

En la siguiente tabla se describe la conversión de [P_d] a [m]:

- 22 Diseño de un sistema mecánico para el levantamiento de tapas de las cámaras de inspección de redes subterráneas del sistema de distribución de energía eléctrica en Bogotá

TABLA 8-3 Módulos normalizados

Módulo (mm)	P_d equivalente	P_d normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Tabla 2: Conversión [m] – [Pd] [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)pág. 312]

- **Addendum [a]**

Es la cabeza del diente (Figura 14 - A5), distancia radial entre los círculos de paso y el círculo del Addendum (Figura 14 - A2).

Para pasos diametrales < 20 la expresión del Addendum es:

$$a = \frac{1}{P_d} \quad (2-23)$$

- **Deddendum [b]**

Es la altura de pie del diente (Figura 14 - A6), distancia radial entre los círculos de paso y el círculo del Deddendum (Figura 14 - A2) o diámetro exterior.

Para pasos diametrales < 20 la expresión del Deddendum es:

$$b = \frac{1.25}{P_d} \quad (2-24)$$

- **Holgura [c]**

Es la diferencia entre la cabeza del diente y el pie del diente, expresado:

$$c = b - a \quad (2-25)$$

- **Diámetro exterior [Do]**

Diámetro mayor del engrane (Figura 14- A2), expresado en función de P_d :

$$D_o = \frac{N + 2}{P_d} \quad (2-26)$$

- **Diámetro de raíz [Dr]**

Diámetro de la parte inferior del diente (Figura 14 - A3), expresado:

$$D_r = D - 2b \quad (2-27)$$

- **Altura del diente [ht]**

Altura total del diente

$$h_t = a + b \quad (2-28)$$

- **Espesor del diente [t]**

Medida en longitud de arco tomada desde un lado del diente al otro lado del mismo diente (Figura 14 - A7), medida realizada sobre el perímetro del círculo de paso. Se expresa:

$$t = \frac{\pi}{2 * P_d} \quad (2-29)$$

- **Ancho de cara [F]**

Longitud de la cara del diente (Figura 14 - C1), para $P_d < 20$ está expresado:

$$F = \frac{12}{P_d} \quad (2-30)$$

Fuerzas

- **Velocidad angular**

La velocidad angular es la velocidad de rotación, se calcula como la cantidad de grados o radianes de rotación en unidad de tiempo.

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} [rpm] \quad (2-31)$$

- **Velocidad de línea de paso**

La velocidad de línea de paso es la velocidad líneas medida en el punto de paso, esta velocidad es la misma en los engranes que engranan. Se expresa:

$$v_t = R\omega \text{ [pies/min]} \quad (2-32)$$

donde:

R: radio del círculo de del engrane.

ω : velocidad angular del engrane.

- **Fuerza tangencial [W_t]**

Es la fuerza que aplica los dientes del engrane conductor al engrane conducido. La fuerza tangencial está asociada al par torsional P/v_t , donde la Potencia [P] se dan caballos [hp], entonces:

$$W_t = \frac{P}{v_t} \quad (2-33)$$

2.4.3.2 Esfuerzos

En los engranes rectos se presentan dos tipos de fallas, por flexión y picadura o esfuerzo por contacto. La falla por flexión se presenta cuando el esfuerzo supera el límite de

resistencia a la fatiga. La falla por picadura se presenta al contacto entre dientes de engranes engranados, estos contactos generan fallas superficiales por pequeñas partículas, al largo plazo se pierde material del diente perdiendo forma.

• **Esfuerzo de flexión**

El esfuerzo de flexión en los dientes de los engranes está definido por la metodología AGMA (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 1995) esta técnica incluye las ecuaciones de esfuerzos de Lewis y aplicación de diversos factores:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \tag{2-34}$$

Donde:

- σ : esfuerzo de flexión
- W_t : fuerza tangencial
- K_o : factor de sobre carga
- K_v : factor dinámico
- K_s : factor por tamaño.
- P_d : paso diametral
- F : ancho de cara del diente
- K_m : factor distribución de carga
- K_B : factor espesor del aro.
- J : factor geométrico.

• **K_o factor de sobre carga**

Se aplica para prevenir aquellos cambios en las condiciones de cargas durante el proceso por fuerzas adicionales a la fuerza tangencial [W_t] calculada no previsibles de choque, vibraciones o cambios de velocidad.

Máquina Impulsada			
Fuente de Potencia	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Impacto Ligero	1,20	1,40	2,00
Impacto Medio	1,50	1,70	2,25

Tabla 3: Factores sobre carga [Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 729]

• **K_v factor dinámico**

El factor dinámico se aplica por desviaciones en la fabricación, la norma AGMA toma valores de grados de precisión de transmisión apropiada A.

El K_v se puede deducir mediante la Figura 15

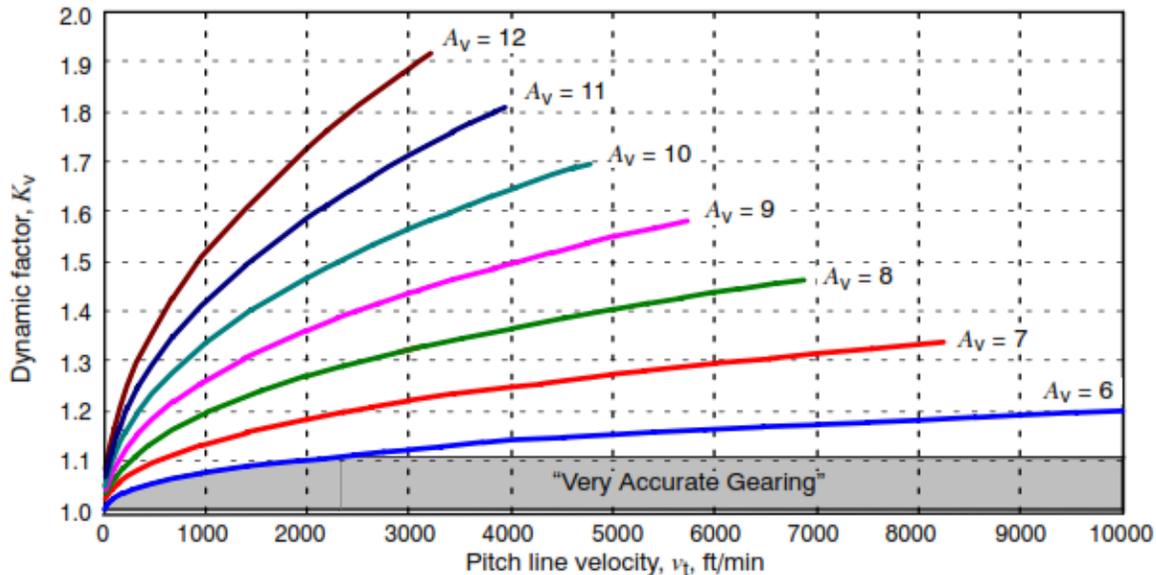


Figura 15: factores dinámico K_v [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004), pág. 14]

K_v también es definible por medio de las expresiones:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B \quad (2-35)$$

Donde:

$$A = 50 + 56 (1.0 - B)$$

y

$$B = 0.25 (12 - Q_v)^{2/3}$$

- **K_s factor por tamaño.**

Factor aplicado por falta de uniformidad del material por el tamaño se debe a: tamaño de diente, diámetro de la piza, ancho de la cara, patrón de esfuerzo del área, relación entre la profundidad de la superficie y el tamaño del diente, endurecimiento y tratamiento térmico de materiales.

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

Tabla 4: Factores por tamaño K_s [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 389]

- **K_m factor distribución de carga**

El factor K_m se aplica por la distribución no uniforme de cargas a causa de: variación en la fabricación de engranes, variación en el montaje de los engranes, deflexión por cargas de los ejes, dientes de los engranes, desplazamientos por holguras no diseñadas, efectos térmicos entre otros. Se expresa:

$$K_m = C_{mf}$$

Donde C_{mf} es el factor de distribución de carga de cara el cuál se define:

$$C_{mf} = 1.0 + C_{mc} (C_{pf} C_{pm} + C_{ma} C_e) \quad (2-36)$$

Donde:

C_{mc} : factor de corrección de diente

1 dientes sin coronas o 0 dientes coronados

C_{pf} : factor de proporción del piñón

Para $1 < F \leq 17$ in

$$C_{pf} = \frac{F}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125 * F \quad (2-37)$$

C_{pm} : Separación de montaje del piñón

Se usará $C_{pm} = 1.1$ por $S_1/S > 0.175$

C_{ma} : Factor de alineamiento de engranes

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (2-38)$$

Donde se utilizará los datos para engranes comerciales cerrados

- A = 0.247
- B = 0.0167
- C = -0.765×10^{-4}

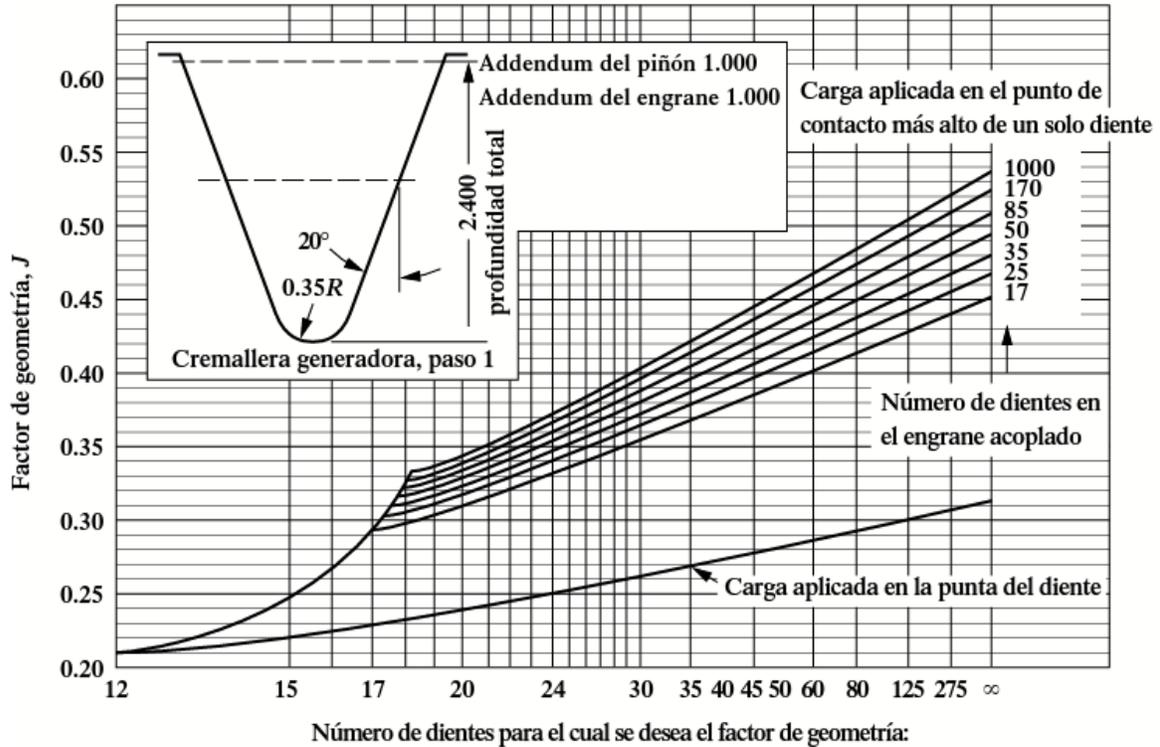
C_e : Factor de corrección de alineación. Se utilizará 1 porque los engranes no se ajustaran en el ensamblaje ni tampoco se mejorará con el lapeado (operación de mecanizado para reducir la rugosidad).

- **K_B factor espesor del aro.**

Se utilizará 1 ya que los engranes son de cuerpo sólido.

- **J: factor geométrico.**

El factor de geometría J se deduce de:



Número de dientes para el cual se desea el factor de geometría:

a) Engrane recto 20° : addendum normal

Figura 16: factores de geometría J [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 387]

- **Esfuerzo flexionante ajustado**

El esfuerzo flexionante ajustado pretende validar que el esfuerzo del material sea mayor al esfuerzo calculado, con esto se brinda mayor seguridad al dispositivo.

Se debe tener en cuenta que:

$$S_t < S'_{at} \quad (2-39)$$

Donde:

S_t : corresponde al σ detallado en la sección anterior.

S'_{at} : esfuerzo flexionante admisible ajustado

$$S'_{at} = S_{at} \frac{Y_N}{(SF * K_R)} \quad (2-40)$$

Donde:

S_{at} : corresponde al esfuerzo admisible del material seleccionado

Y_N : Factor de esfuerzo por ciclos

SF : Factor de seguridad

K_R : Factor de confiabilidad

- Y_N : el factor por número de ciclos se determina por la figura X

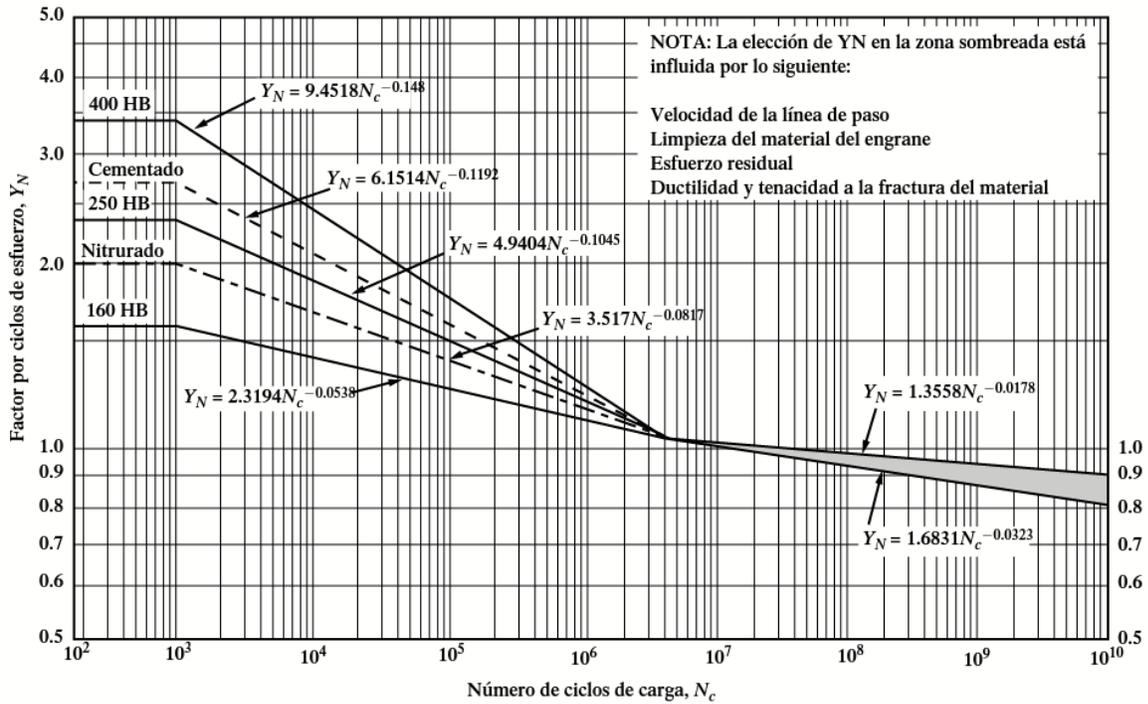


Figura 17: factor por número de ciclos por carga [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 395]

El número de ciclos depende de las horas de vida útil, velocidad de giro y la aplicación del elemento, su expresión está dada por:

$$N_c = 60 * L * n * q$$

Donde:

L : Horas de vida útil del diseño según su aplicación.

n : velocidad de giro.

q : aplicaciones por tipo de carga, se tomará 1

Las horas de vida se determinan según su aplicación:

Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Tabla 5: Horas según vida de diseño recomendada [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 396]

- **SF Factor de seguridad**

El factor de seguridad se calcula como sigue:

$$SF = \frac{S_t Y_N / (K_T K_R)}{\sigma} \tag{2-41}$$

Donde:

Y_N : Factor de esfuerzo por ciclos. Ver Figura 17

S_t : corresponde al σ detallado en la sección anterior.

K_T : Factor por temperatura, se utiliza 1 si la temperatura es $<250^\circ\text{F}$ (121°C)

K_R : Factor de confiabilidad

- **K_R Factor de confiabilidad**

El factor de confiabilidad pretende mitigar el efecto de la distribución estadística normal de fallas encontradas en pruebas de materiales.

Requirements of application	K_R ¹⁾
Fewer than one failure in 10 000	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in 10	0.85 ²⁾
Fewer than one failure in 2	0.70 ^{2) 3)}

Tabla 6: Factores confiabilidad [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004), pág. 38]

• **Esfuerzo por contacto o picadura.**

Con base en la norma AGMA 2001-D04, el esfuerzo de contacto o picadura $[\sigma_c]$ esta definido por:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\left(W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{D_p F I} \right)} \quad (2-42)$$

Donde:

- C_p : coeficiente elástico
- I : factor geométrico
- C_f : factor de condición superficial

• **C_p coeficiente elástico**

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fuente: Tomado de la norma AGMA 2001-C95: *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth*, con autorización del editor, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314

Nota: Relación de Poisson = 0.30; unidades de C_p : (lb/pulg²)^{0.5} o (MPa)^{0.5}

Tabla 7: Coeficiente elástico [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006), pág. 400]

• **I factor geométrico**

El factor geométrico para la resistencia a la picadura se calcula para engranes rectos externos como:

$$I = \frac{\cos\phi_t \text{sen}\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (2-43)$$

Donde:

- ϕ_t : ángulo de presión transversal

m_G : relación de velocidades NG/NP
 m_N : 1 para engranes rectos

- **C_f factor de condición superficial**

“Las condiciones superficiales estándar de dientes de engranes aún no se han establecido. Cuando se tenga conocimiento e que existe un efecto perjudicial en el acabado superficial, AGMA sugiere para esos casos un valor de C_f mayor que la unidad.”⁸. Para los cálculos se utilizará 1.

- **Esfuerzo a la picadura ajustado**

Al igual que el esfuerzo flexionante ajustado, el esfuerzo a la picadura ajustado (σ_{sc}) pretende validar que el esfuerzo del material sea mayor al esfuerzo calculado, con esto se brinda mayor seguridad al dispositivo.

$$\sigma_{sc} = \left(\frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \right) \quad (2-44)$$

Donde:

S_c (S_{ac}): Esfuerzo de contacto permisible según el material.

Z_N : Factor por vida de ciclos

C_H : Factor relación de dureza de resistencia a la picadura

S_H : Factor de seguridad

K_T : Factor por temperatura, se utiliza 1 si la temperatura es <250°F (121°C)

K_R : Factor confiabilidad, ver Tabla 6.

⁸ (Budynas & Nisbett, 2015). Pág. 722

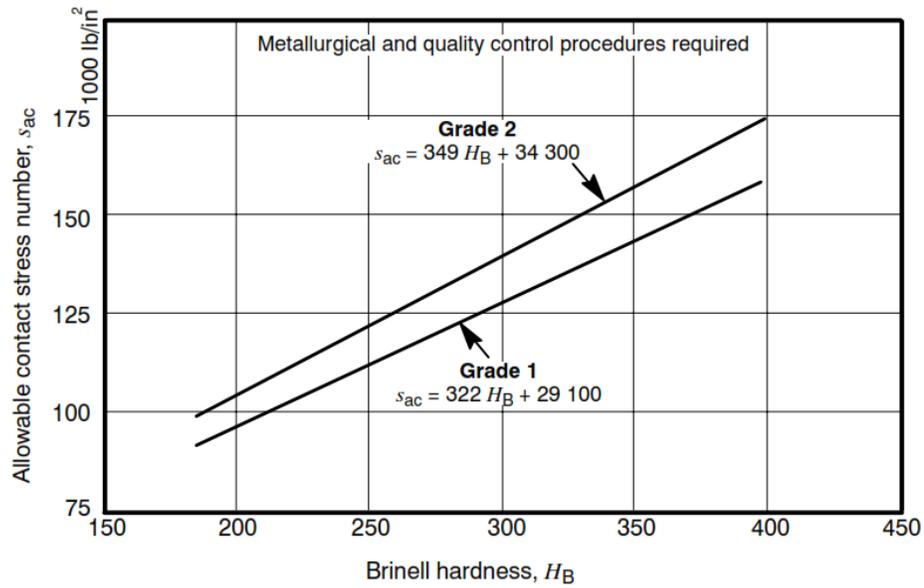


Figura 18: Resistencia a la fatiga por contacto [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 23]

El esfuerzo de contacto permisible se utiliza para cargas unidireccionales,

• **Z_N Factor por vida de ciclos**

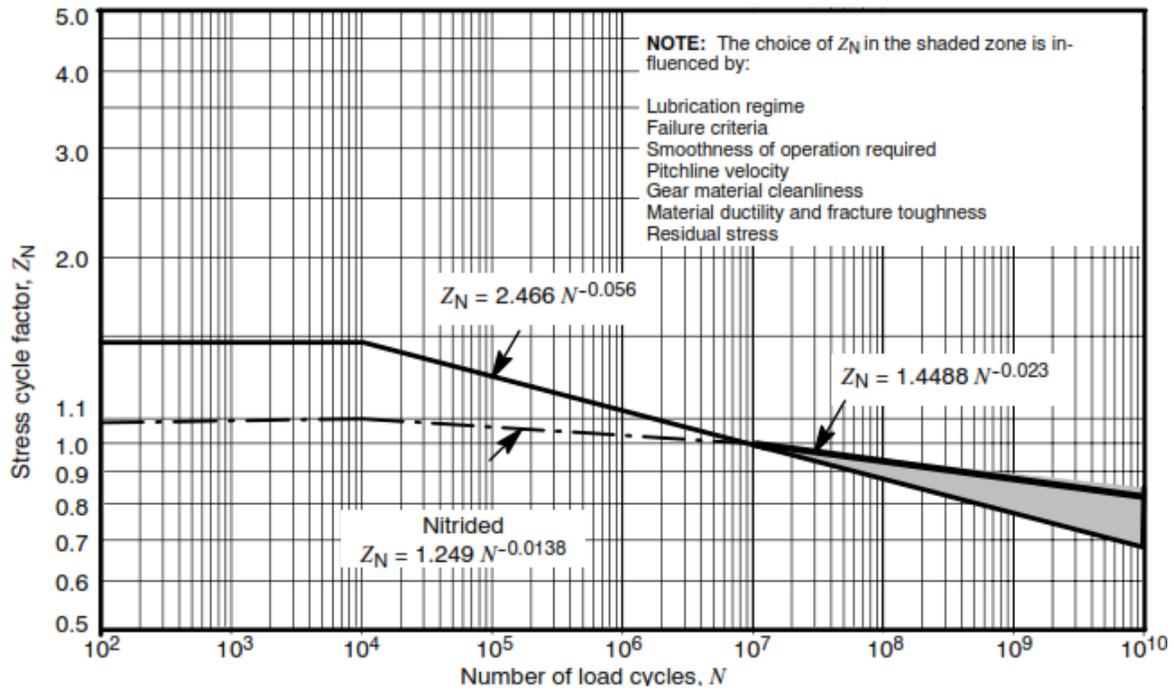


Figura 19: Ciclos de esfuerzo resistencia a picadura [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 37]

- **C_H Factor relación de dureza de resistencia a la picadura**

En los engranes que engranan, para el piñón o engrane con menor cantidad de dientes el factor C_H que se utiliza es 1 ya que está sometido a más ciclos, para el engrane de mayor cantidad de dientes se utiliza las siguientes figuras:

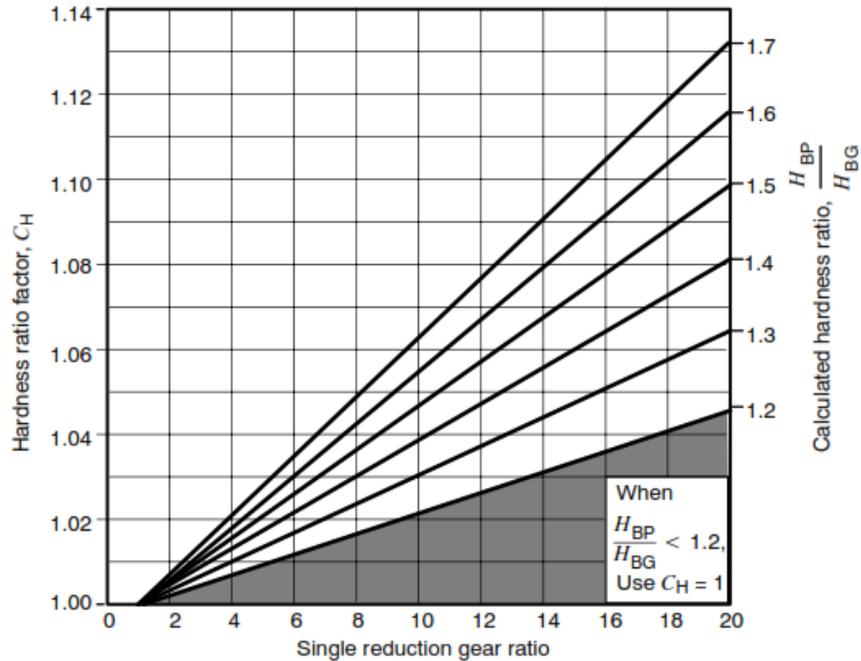


Figura 20: Factor C_H [Fuente: (AMERICAN NATIONAL STANDARD, 2004). Pág. 18]

La relación m_G está dada por $m_G = \frac{N_G}{N_P}$

- **S_H Factor de seguridad**

El factor de seguridad se calcula como sigue:

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H}{(K_T K_R) \sigma_c} \tag{2-45}$$

Donde:

σ_c en la resistencia a la picadura calculada en la sección anterior

Z_N : factor de vida por ciclos.

C_H : factor relación dureza, 1 para el piñón, para engrane ver Figura 20.

K_T : factor por temperatura, se utiliza 1 para la temperatura es $<250^\circ\text{F}$ (121°C)

2.4.4 Engranajes tornillo sinfín – corona

Los sistemas tornillo sinfín – corona se utilizan para transmitir movimiento en ejes perpendiculares. A los dientes del sinfín se le llama rosca, las hay a derecha o izquierda (dependiendo el sentido de giro que se requiera), hay tornillos sinfín de una, dos, tres o más roscas; el tener mayor número de roscas aumenta la velocidad de giro del corona y también aumenta la fricción (con todo lo que conlleva). Normalmente el movimiento se transmite desde el sinfín hacia el corona, esto depende de la cantidad de roscas y el ángulo de avance, cuando estas dos condiciones se dan, al ejercer un torque al eje del engrane corona, no es posible hacer que gire el sinfín, a este evento se le denomina auto enclavado, muy útil para evitar movimientos que se ejerzan desde los ejes de la corona.

2.4.4.1 Geometría Sinfín

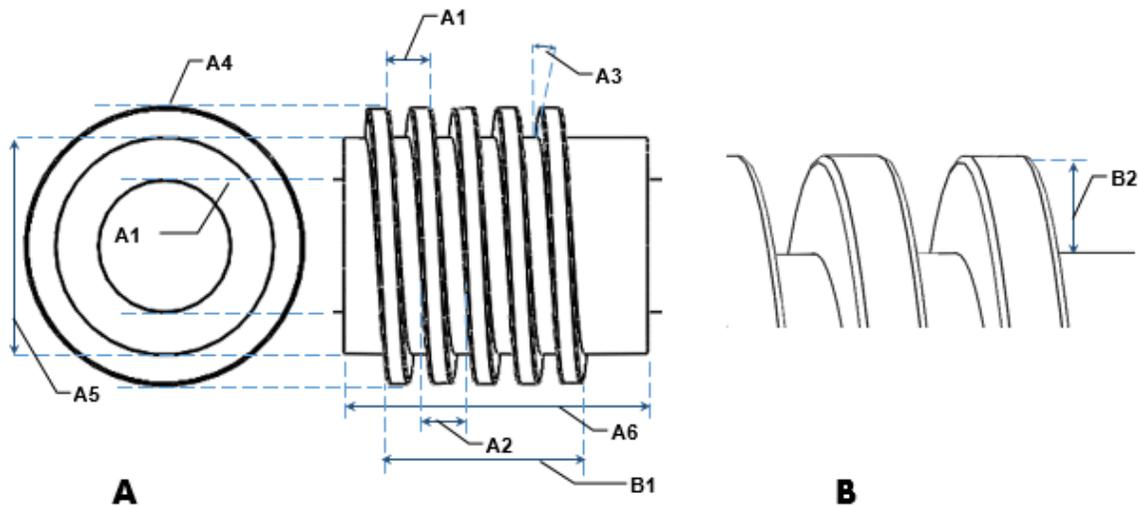


Figura 21: geometría tornillo sinfín [Fuente: propia]

Los tornillos sinfín corona tienen en particular que sus ejes no se cruzan, por lo general, sus líneas centroidales están en ángulos de 90° , dependiendo el ángulo de avance, el movimiento solo se puede transmitir del gusano a la corona y no viceversa, el sinfín puede llegar a tener más de una cuerda o hilo, a mayor número de roscas, mejor la capacidad de transmisión.

- **Paso axial – circular [P]**

El paso axial (Figura 21-A1) del sinfín debe ser igual al paso circular de la corona para que engranen, está definido:

$$p = \frac{\pi D_G}{N_G} \quad (2-46)$$

Donde:

D_G : diámetro de paso

N_G : numero dientes de la corona

- **Paso diametral [P_d]**

El paso diametral corresponde al diámetro del círculo de paso. Para que el sin fin y la corona puedan engranar deben tener el mismo paso diametral

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} \quad (2-47)$$

- **Avance [L]**

El avance (Figura 21-A2) Distancia axial que recorre el sinfín en una revolución, el avance está definido por:

$$L = N_w P_x \quad (2-48)$$

- **Ángulo de Avance [λ]**

Ángulo (Figura 21-A3) formado entre la línea perpendicular del eje del sinfín y la tangente de la rosca. Se expresa:

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi N_w} \quad (2-49)$$

- **Addendum [a]**

Corresponde a la cabeza del diente

$$a = 0.3183 P_x \quad (2-50)$$

- **Profundidad total [ht]**

Altura total del diente. Ver (Figura 21-B2)

$$h_t = 0.6866P_x \quad (2-51)$$

- **Deddendum [b]**

Es la altura de pie del diente distancia radial entre los círculos de paso y el círculo del diámetro exterior.

$$b = h_t - a \quad (2-52)$$

- **Diámetro raíz sinfín [D_{rw}]**

Circunferencia raíz del tornillo. Ver (Figura 21-A5)

$$D_{rw} = D_w - 2b \quad (2-53)$$

- **Diámetro exterior sinfín [D_{ow}]**

Diámetro en encierra los dientes del sinfín. Ver (Figura 21-A4)

$$D_{ow} = D_w + 2a \quad (2-54)$$

- **Longitud de cara [F_w]**

Corresponde a la longitud de la rosca del sinfín. Ver (Figura 21-B1)

$$F_w = 2 \left[\left(\frac{D_t}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_G}{2} - a \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-55)$$

2.4.4.2 Geometría Corona

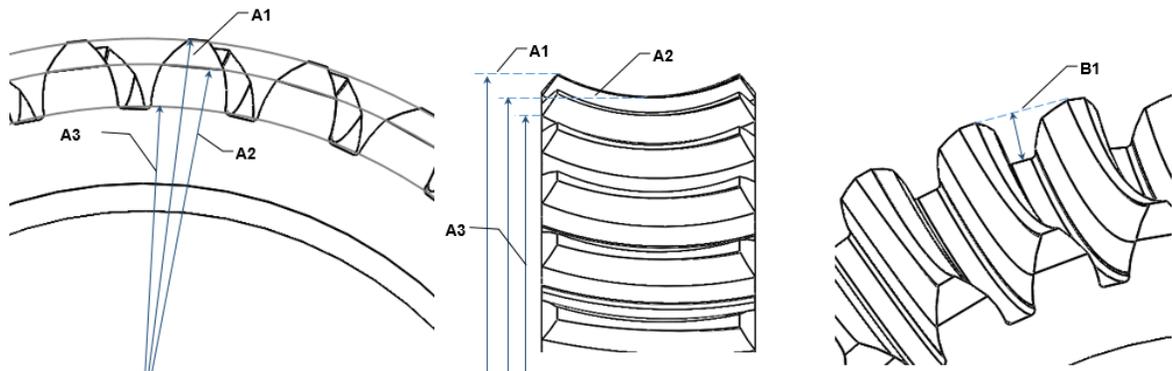


Figura 22: geometría corona [Fuente: propia]

- **Diámetro de paso [D_G] Figura 22-A2**

$$D_G = \frac{N_G}{P_d} \quad (2-56)$$

Donde:

N_G: número de dientes de la corona

P_d: paso diametral

- **Diámetro de raíz [D_{rG}] Figura 22-A3**

$$D_{rG} = D_G - 2b \quad (2-57)$$

Donde:

b: Dedendum

- **Diámetro de garganta [D_t] Figura 22-A2**

$$D_t = D_G + 2a \quad (2-58)$$

Donde

a: Addendum

- **Profundad total [h_t] Figura 22-B1**

$$h_t = 0.6866P_x \quad (2-59)$$

donde

P_x: paso axial

- **Ancho de cara [F_G]**

$$F_G = (D_{oW}^2 - D_W^2)^{1/2} \quad (2-60)$$

2.4.4.3 Fuerzas que actúan sobre el sinfín corona

El conjunto de fuerzas [W] tangencial [W_t], radial [W_r] y axial [W_x] que se ejercen en un tornillo sinfín corona se analizan por sus tres componentes rectangulares según los ejes de acción (x, y y z), dado que los ejes están a 90°, en la Figura 24 se observa la relación de fuerzas entre el gusano y la corona las cuales son opuestas por acción y reacción. Para diferenciar las fuerzas en cada elemento se utilizará los subíndices _G para referenciar la corona y _w para sinfín.

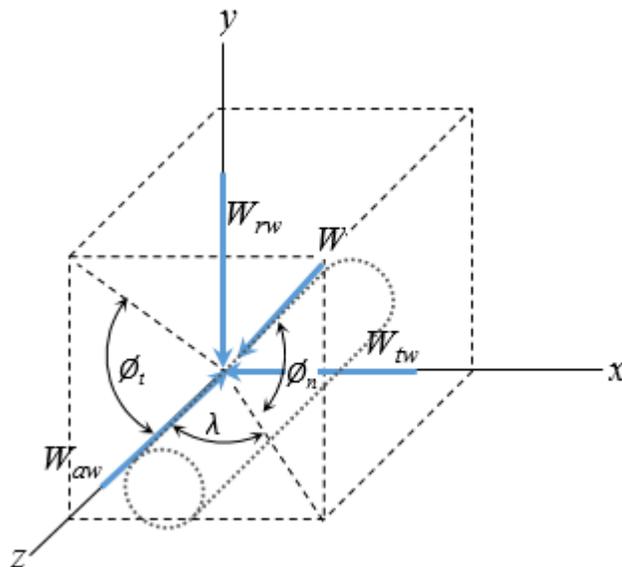


Figura 23: fuerzas ortogonales representadas en el sinfín [Fuente: propia]

$$\begin{aligned}
 W_{tG} &= W_{aW} \\
 W_{aG} &= W_{tW} \\
 W_{rG} &= W_{rW}
 \end{aligned}
 \tag{2-61}$$

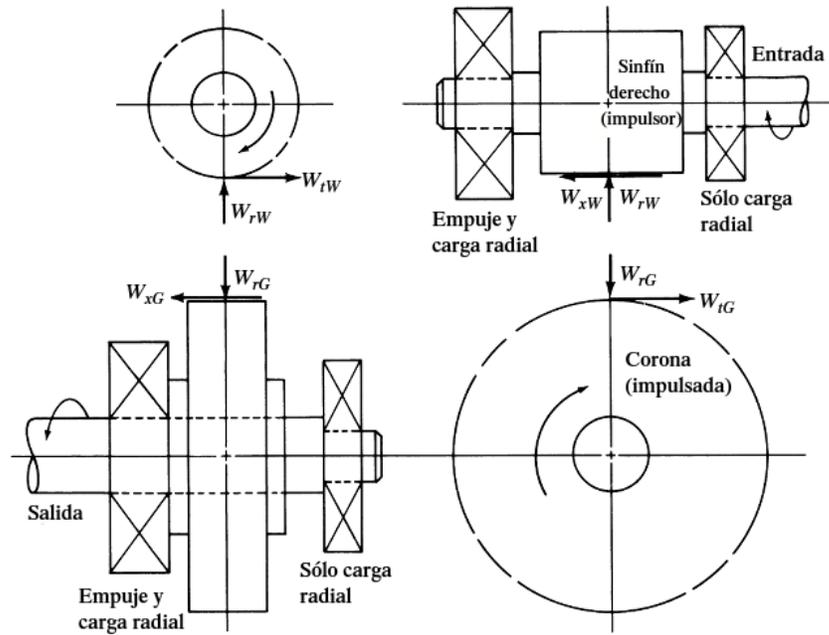


Figura 24: Fuerzas ejercidas sobre el tornillo sin fin y corona [Fuente: DM Moott pág. 476]

De acuerdo a la representación de la Figura 23, las componentes de W para el sinfín están expresadas por:

$$\begin{aligned}
 W_{tW} &= W \cos \varnothing_n \operatorname{sen} \lambda \\
 W_{aW} &= W \operatorname{sen} \varnothing_n \\
 W_{rW} &= W \cos \varnothing_n \cos \lambda
 \end{aligned}
 \tag{2-62}$$

• **Fuerza de fricción**

Debido a que el movimiento entre el sinfín y la corona se produce por el deslizamiento del primero sobre el segundo, la fuerza de fricción W_f juega un papel fundamental en el desempeño. El coeficiente de fricción μ depende de los materiales utilizados en el sinfín y corona, el lubricante y la velocidad de deslizamiento v_s .

$$\begin{aligned} v_{sG} &= v_{tG}/\text{sen}\lambda \\ v_{sW} &= v_{tW}/\text{cos}\lambda \end{aligned} \tag{2-63}$$

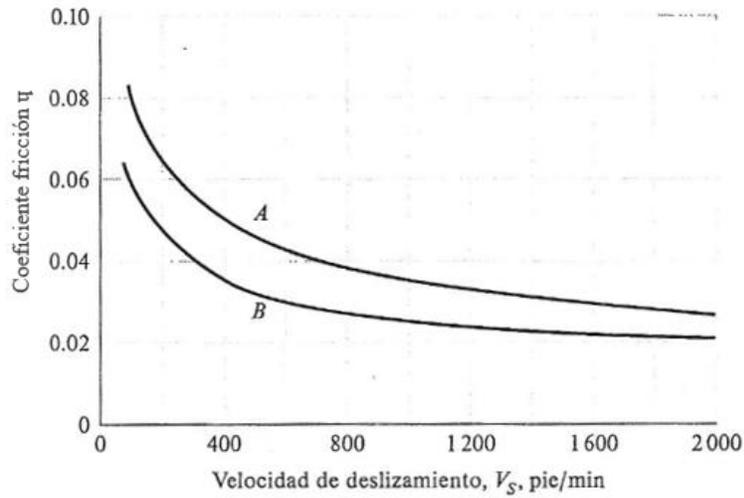


Figura 25: coeficiente fricción μ [Fuente, (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 681]

La curva B es empleada para engranes de alta calidad, mientras que la curva A de la Figura 25 es utilizada para materiales de mayor fricción.

Entonces la fuerza de fricción W_f está definida:

$$W_f = \frac{\mu W_{tG}}{(\text{cos}\lambda)(\text{cos}\phi_n) - \mu \text{sen}\lambda} \tag{2-64}$$

El par torsional en la salida de corona está dado por:

$$T_o = W_{tG} \frac{D_G}{2} \tag{2-65}$$

Las fuerzas del conjunto sinfín corona afectado por la fuerza de fricción se calculan:

$$W_{tG} = 2 \frac{T_o}{D_G} \quad (2-66)$$

$$W_{aG} = W_{tG} \frac{(\text{sen } \lambda)(\cos \phi_n) + \mu \cos \lambda}{(\cos \lambda)(\cos \phi_n) - \mu \text{sen } \lambda} \quad (2-67)$$

$$W_{rG} = \frac{W_{tG}(\text{sen } \phi_n)}{(\cos \lambda)(\cos \phi_n) - \mu \text{sen } \lambda} \quad (2-68)$$

2.4.4.4 Esfuerzos sobre los engranes

Los esfuerzos se calcularán solo para la corona, esto “*Debido a que la geometría de los dientes no es uniforme en sentido transversal del ancho de la cara, no es posible llegar a una solución exacta... solo se analizan los dientes de las coronas, porque las roscas de los sinfines son más resistentes, en forma inherente, y en caso típico se fabrican con un material más fuerte.*”⁹

$$\sigma = \frac{W_d}{yFp_n} \quad (2-69)$$

Donde:

W_d : Carga dinámica
 y : factor forma Lewis
 F : ancho cara de la corona
 p_n : paso circular

- **Carga dinámica W_d**

Está expresada por:

⁹ (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 481

$$W_d = \frac{W_{tG}}{K_v} \quad (2-70)$$

$$K_v = \frac{1200}{1200 + v_{tG}} \quad (2-71)$$

$$v_{tG} = \frac{\pi D_G n_G}{12} \quad (2-72)$$

- **Factor de Lewis y**

ϕ_n	y
$14\frac{1}{2}^\circ$	0.100
20°	0.125
25°	0.150
30°	0.175

Tabla 8: Factor Lewis aproximado [Fuente: DM R.L. Mott 6ta edición pág. 482]

- **Paso circular p_n**

$$p_n = p \cos \lambda \quad (2-73)$$

- **Fuerza permisible**

La fuerza tangencial permisible indicado por la norma AGMA 6034-B92 establece:

$$W_{tr} = C_s D_G^{0.8} F_e C_m C_v \quad (2-74)$$

Donde:

C_s : factor de materiales

D_G : diámetro de paso

F_e : ancho de cara real por un valor máximo de $0.67 D_w$.

C_m : factor de corrección de relación.

C_v : factor de velocidad

- **C_s factor de materiales**

$$C_s = 1189.636 - 476.545 \log_{10}(D_G) \quad (2-75)$$

- **C_m factor de corrección de relación.**

$$C_m = 0.0107 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5146} \quad (2-76)$$

- **C_v factor de velocidad**

Cómo $V_s < 700$ rpm/min

$$0.659e^{(-0.0011 V_s)} \quad (2-77)$$

2.5 Fundamentos para el diseño de Ejes

Para el diseño de ejes se hace necesario, inicialmente determinar la geometría básica es decir, la ubicación de los engranes, cojinetes, tipos de cuñas, distancias entre otras; estimar un material de construcción como punto de partida, luego, calcular las fuerzas de entrada y salida, la velocidad de giro, establecer los diagramas de momento flexionante y fuerza cortante, determinar los diámetros de cada sección del eje y seleccionar cuñas y cojinetes adecuados. Con el resultado inicial de diseño de eje, se debe validar que el material previsto es el apropiado así como los diámetros de cada sección y se selecciona cojinetes, cuñas y anillos de retención.

El diámetro mínimo requerido para un eje donde existe momentos flexionantes se expresa:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (2-78)$$

Donde:

N : Factor de diseño

K_f : Factor de concentración de esfuerzos
 M : Esfuerzo flexionante.
 S'_n : Resistencia a la fatiga modificada.
 T : par torsional
 S_y : Resistencia a la fluencia del material

En aquellos puntos del eje donde no hay presencia de fuerzas por torsión y flexión, el diámetro mínimo se calcula:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (2-79)$$

En las áreas transversales donde solo hay presencia de fuerza cortante, el diámetro mínimo se halla así:

$$D = \sqrt{\frac{2.94K_t N(V)}{S'_n}} \quad (2-80)$$

Donde:

V: Esfuerzo cortante

- **N Factor de diseño**

El factor de diseño que se empleará corresponde al de los materiales dúctiles. El valor tomado será de 2, este dato basado en: "N = 2.0 a 2.5. Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño."¹⁰

- **K_f Factor de concentración de esfuerzos**

Para mantener la integridad del eje en los puntos donde se diseñen las discontinuidades a causa de: ranuras de los cuñeros y anillos de retención, hombros o chaflanes, se aplica los siguientes concentradores de esfuerzo según el caso

¹⁰ (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 185

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	-
Cuñero de patin o trapezoidal	1.7	-	-
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad

Tabla 9: Primera estimación K_t [Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 348]

- **S'_n : Resistencia a la fatiga modificada.**

Empleando la ecuación (2-16) aplicada al eje se tiene:

$$s'_n = s_n(C_R)(C_S) \quad (2-81)$$

- **T : par torsional**

Según los elementos de transmisión de potencia acoplados al eje se determinará el par que corresponda. En las secciones 2.4.3 pág. 20 y 2.4.4 pág. 36, se detalla estas fuerzas.

- **S_y : Resistencia a la fluencia del material**

La resistencia a la fluencia está dada por las propiedades del material seleccionado, en el cada uno de los análisis se indica la resistencia a la fluencia para el material elegido.

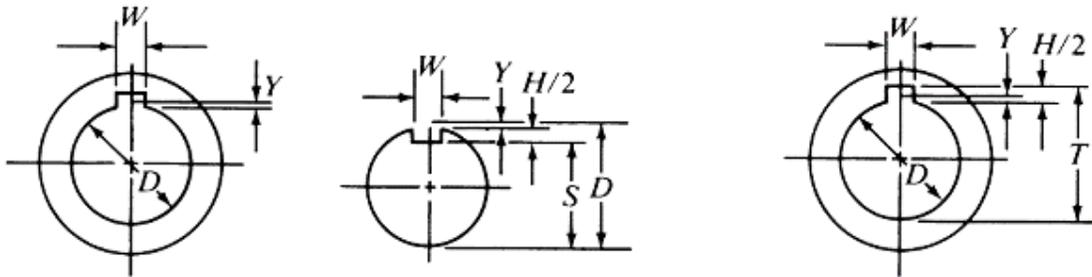
2.6 Cuñas

Las cuñas tienen dos funciones principalmente, la primera y fundamental consiste en transmitir el par torsional de los engranes al eje y viceversa; la segunda, de protección a los engranes en caso de fallas a causa de agentes externos del sistema que generen aumento desmedido del par torsional, esta función se asemejaría al fusible en un sistema eléctrico. La norma ANSI B17.1-1967(R1998) relaciona el tamaño de cuñas y profundidad del cuñero en el eje de cuñas cuadradas y rectangulares.

Key Size Versus Shaft Diameter ANSI B17.1-1967 (R1998)						
Nominal Shaft Diameter		Nominal Key Size			Normal Keyseat Depth	
Over	To (Incl.)	Width, W	Height, H		H/2	
			Square	Rectangular	Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	---	3/64	---
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32	1/16	3/64
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8	3/32	1/16
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16	1/8	3/32
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4	5/32	1/8
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4	3/16	1/8
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8	1/4	3/16
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16	5/16	7/32
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2	3/8	1/4
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8	7/16	5/16
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4	1/2	3/8
4 1/2	5 1/2	1 3/4	1 1/4	7/8	5/8	7/16
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1	3/4	1/2
Square Keys preferred for shaft diameters above this line: rectangular keys, below						
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2	7/8	3/4
7 1/2	9	2	2	1 1/2	1	3/4
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4	1 1/4	7/8

Tabla 10: Tamaño de cuñas cuadradas y rectangulares y cuñeros. [Fuente: (ANSI, R1968)]

El cuñero es la ranura hecha en el eje donde se aloja la cuña, las dimensiones correctas de la relación está dada por:



a) Altura de cuerda b) profundidad del cuñero en el eje c) Profundidad del cuñero en el cubo

Figura 26: Dimensiones de cuñeros para cuñas paralelas [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) Pág. 496]

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (2-82)$$

$$S = \frac{D - H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad (2-83)$$

$$T = \frac{D + H + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C \quad (2-84)$$

Donde:

C: holgura de 0.005 para cuñas paralelas

D: Diámetro del eje.

H: Altura de la cuña

W: Ancho de la cuña

Y: Longitud de protuberancia de la cuña

Para determinar la longitud (*L*) de las cuñas, se tiene que en comparar la resistencia ultima a la fluencia S_y de los materiales que conforman el conjunto, engranes, eje y uña.

Para esta caja de transmisión se utilizarán cuñas cuadradas y su longitud se expresa:

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} + C \quad (2-85)$$

2.7 Anillos de retención

Los anillos de retención son utilizados para mantener en la posición axial de diseño los engranes y demás elementos puestos en el eje. Existen anillos externos e internos



Figura 27: Anillo retención externo e interno [Fuente: (Codex, 2012)]

2.8 Cojinetes

Para la selección de los cojinetes apropiados se debe determinar el tipo de carga aplicada al rodamiento, la magnitud de la carga, velocidad de giro (rpm), dimensiones geométricas, vida útil, temperatura de trabajo y lubricación.

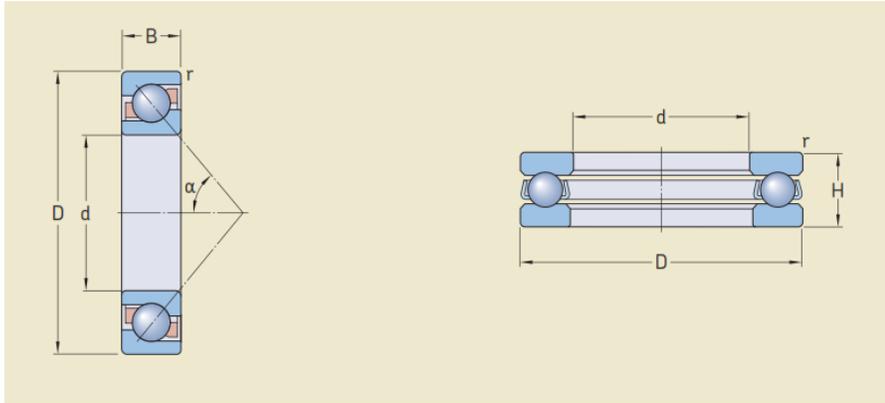


Figura 28: geometría básica de rodamientos [Fuente: (SFK, 2015)]

La imagen A es la representación de rodamientos diseñados para cargas radiales, la imagen B es la representación de rodamientos diseñados para cargas axiales.

Donde:

d: diámetro interno

D: diámetro externo

B y H, espesor del engrane.

Para determinar la capacidad de carga (C) del rodamiento se utiliza la siguiente expresión:

$$C = \frac{P_d f_L}{f_N} \quad (2-86)$$

Donde:

P_d : carga de diseño

f_L : factor por velocidad

f_N : factor por duración

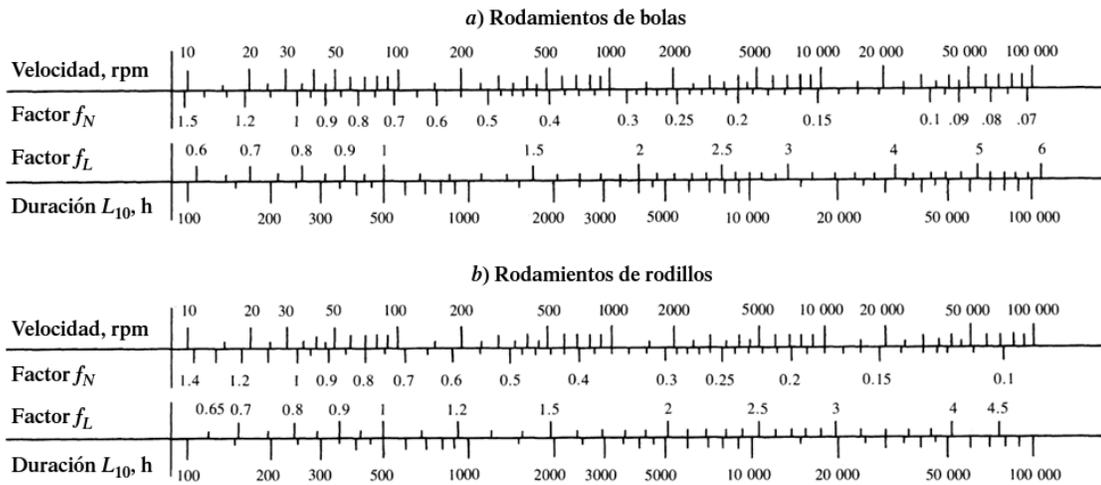


Figura 29: factores de velocidad y duración [Fuente: (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006)]

Rodamientos para cargas radiales

Existen dos tipos, rodamiento de bolas y rodillos, los últimos tienen mayor capacidad de resistencia a la carga radial que el de bolas

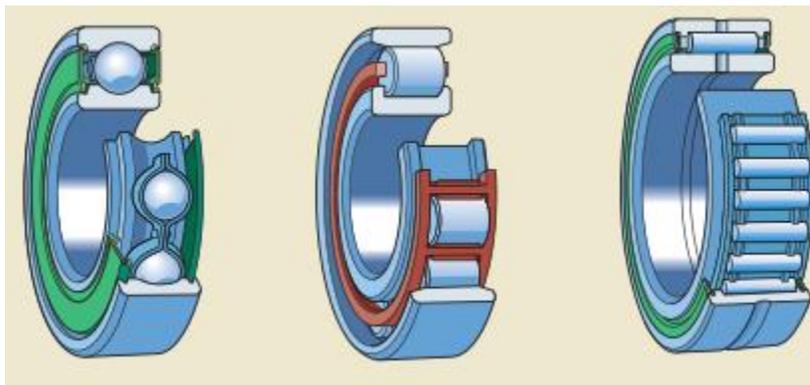


Figura 30: rodamientos para carga radial [Fuente: (SFK, 2015)]

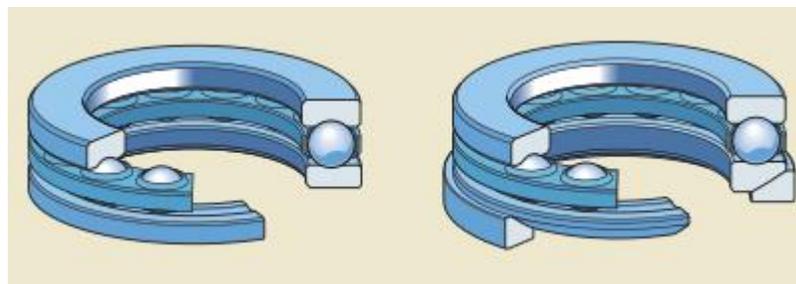


Figura 31: rodamientos para carga axial [Fuente: (SFK, 2015)]

3 Diseño del sistema de levantamiento de tapas

En la norma CS278 (Anexo B) se detalla las medidas de las tapas para las cámaras de inspección sencilla (una cavidad), doble (dos cavidades) y triple (tres cavidades) de acuerdo a lo visto en la norma CS270 (Anexo A). La tapa estándar tiene medidas de 1.3m x 0,8m y un espesor de 0.11m dividido en dos secciones, la primera o parte superior de 0.0585m con marco metálico de 3/16", la parte inferior o sección que va al interior de la cámara tiene una altura de 0.051m y tiene un área menor que su sección superior Figura 32.

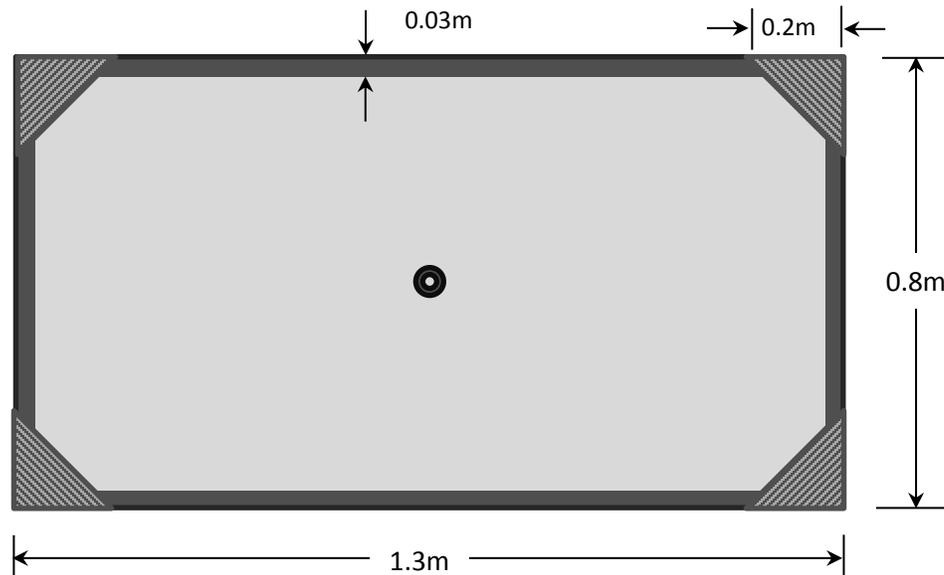


Figura 32: Vista superior [Fuente: (ENEL, 2019)]

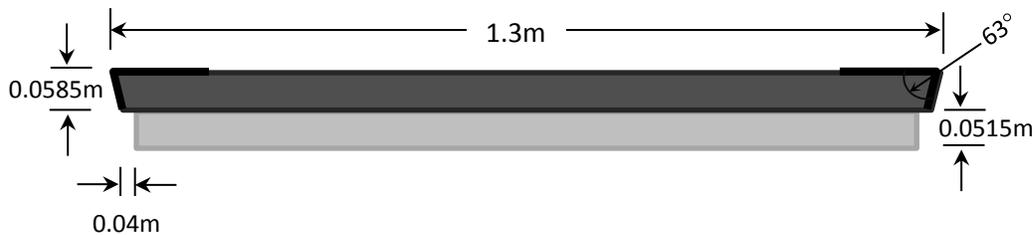


Figura 33: Corte Transversal [Fuente: (ENEL, 2019)]

La tapa CS278 esta fundida en concreto de 4000psi y cuenta con un peso medido en báscula certificada de 230kg



Figura 34: Peso tapa CS278 [Fuente Propia]

En la norma CS278 (Anexo B) se detalla las medidas de las tapas para las cámaras de inspección sencilla (una cavidad), doble (dos cavidades) y triple (tres cavidades) de acuerdo a lo establecido en la norma CS270 (Anexo A).

En la Figura 35 se hace zoom a una de la arista de la tapa,

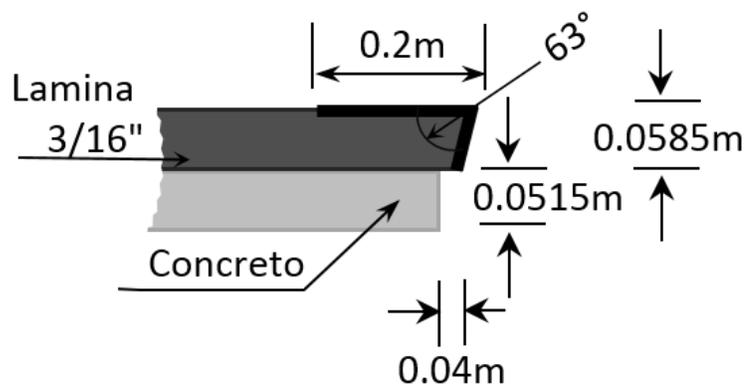


Figura 35: Detalle arista tapa CS278 [Fuente: (ENEL, 2019)]

Las dos secciones de la tapa son de diferente área, la parte superior sobre sale 40mm de la inferior por cada lado.

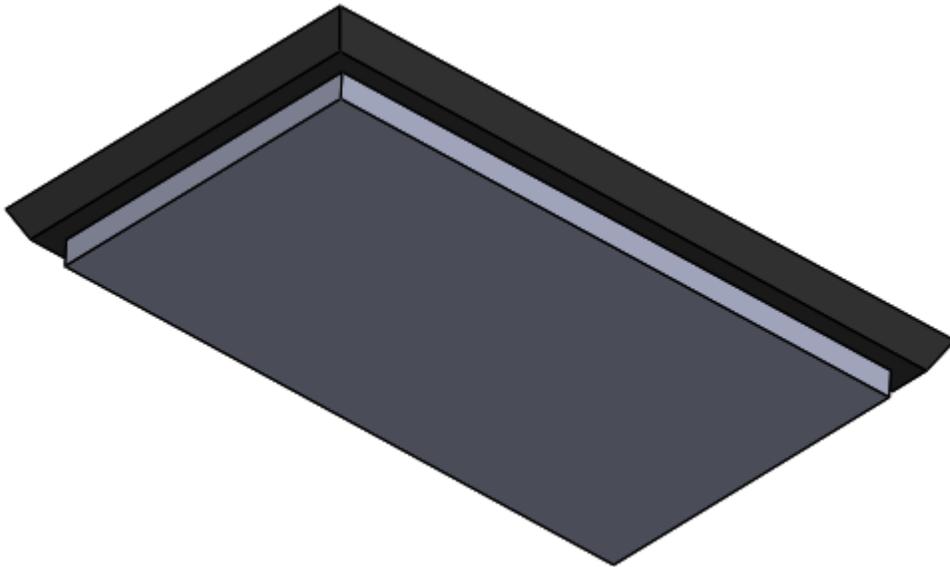


Figura 36: Vista de las dos secciones tapa CS278 [Fuente: propia]

Las áreas adyacentes donde se ubican las cámaras no están homologadas o estandarizadas, esto genera restricciones para el desarrollo de mecanismo, ya que no es posible asegurar el espacio en los cuatro lados de la tapa que permitan pensar en mecanismos de cuatro apoyos y su respectivo desplazamiento, adicionalmente, no todas las áreas circundantes están completamente construidas en concreto, ladrillo o tabletas, sin embargo, de acuerdo a la norma de construcción de cámaras CS275 Caja de inspección sencilla para canalización MT y BT (Anexo C), por reglamentación técnica todas deben tener un perímetro en concreto de 3000psi de 0.2m de longitud. Aunque en la infraestructura más antigua, esta especificación en algunos casos ya no existe, especialmente en aquellos andenes con contornos en tierra o no definidos, si hay áreas planas y homogéneas.

3.1 Diseño sistema de izaje de la tapa

Inicialmente se proyectó un sistema de poleas soportado por una estructura tipo grúa que permitiera realizar el izaje de la tapa desde un punto de elevación de 1.50 m en la parte superior, tal como se observa en el esquema de la Figura 37. A través de un sujetador, se agarraría la tapa en su borde perpendicular opuesto a la ubicación del dispositivo, por medio de un sistema de poleas tipo aparejo se halaría las guayas para destapar la cámara, el sistema estaría impulsado por un motor eléctrico o sistema mecánico impulsado por fuerza humana.

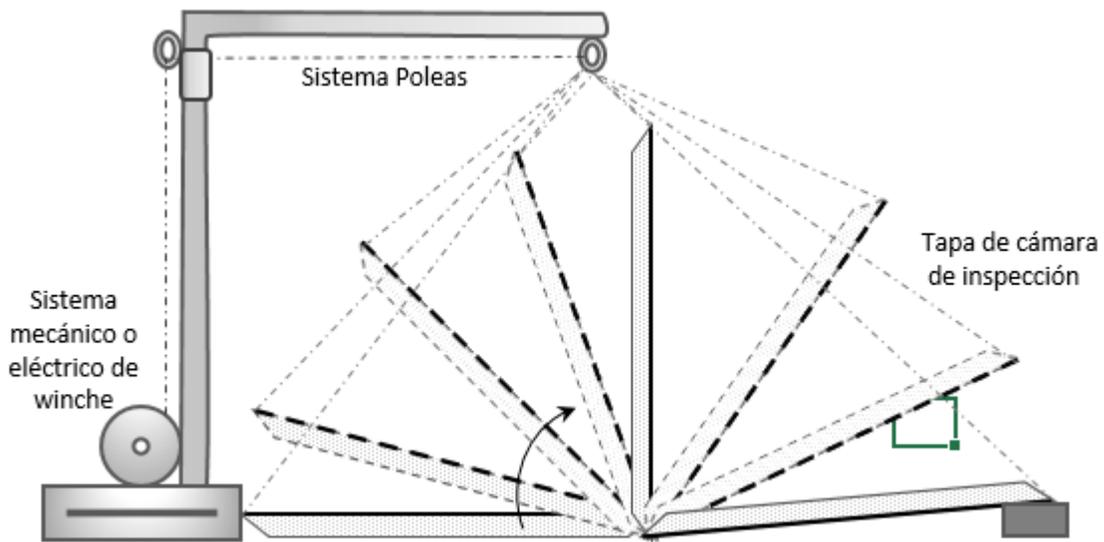


Figura 37: modelo 1 sistema de poleas [Fuente: propia]

Este modelo presentaba limitaciones por el poco espacio que hay disponible en el vehículo donde se transporta el personal, esta restricción se podría solucionar haciéndolo modular para armado en terreno, sin embargo, no es recomendable que el personal invierta tiempo de las actividades al ensamblaje y desarmado del dispositivo ya que los tiempos de alistamiento, previos al trabajo se aumentarían, no sería una solución práctica a las necesidades de la operación. Por otra parte, también se descarta la impulsión del sistema por medio de un motor eléctrico ya que, en la realidad, en los sitios de trabajo no existe punto eléctrico de conexión disponible, se podría pensar en baterías pero esto lo haría más pesado, ocuparía mayor volumen y elevaría los costos haciéndolo inviable.

Pensando en mitigar las limitaciones expuestas en el modelo anterior, en el esquema de la Figura 38 se plantea descubrir la cámara haciendo girar la tapa por una de sus aristas mediante dos puntos de apoyo, ubicados de manera paralela a cada uno de los costados de la tapa. Los dos dispositivos que realizan la fuerza para izar la tapa se diseñan de similares características.



Figura 38: modelo esquemático sistema de izado [Fuente: propia]

Como se observa en el esquema del modelo propuesto, inicialmente se debe abrir un espacio entre la tapa y el marco de la cámara con herramienta pata cabra, barra y/o destornilladores, tal como se hace en la actualidad, luego entraría en funcionamiento los dispositivos con dos puntos de apoyo para realizar el levantamiento de la tapa CS278, dejando destapada la cámara de inspección. Cada mecanismo (de cada lado) es accionado por medio de una manivela que hace girar el técnico de campo.

La manivela se acopla a una caja de transmisión donde se utiliza un sistema de engranes de dos etapas, reductoras de velocidad y multiplicadoras de torque, para lograr el levantamiento seguro y controlado de la tapa.

Se estima que la apertura dure un minuto, aproximadamente para ello el operario debe realizar 30 giros (un giro por cada dos segundos) sobre la manivela, dispuesta verticalmente, para que la tapa se levante de una de sus aristas y gire 180° alrededor de la arista opuesta.

La manivela se acopla a la caja de transmisión directamente en primera etapa del sistema de engranes, esta corresponde a un tornillo sinfín corona, el sinfín es de un solo espiral lo que permite controlar el movimiento de la tapa desde la caja de transmisión y gracias a las características de auto retención del sinfín corona, se evita el riesgo de movimientos involuntarios que se puedan generar por acción del peso de la tapa, la segunda etapa está construida por un par de engranes rectos aumentando el torque y reduciendo la velocidad de giro. Los engranes se montan en ejes y estos se ensamblan a cojinetes ubicados en la caja de transmisión. A la salida de la caja de transmisión se fija una palanca que hará las funciones de brazo para levantar la tapa.

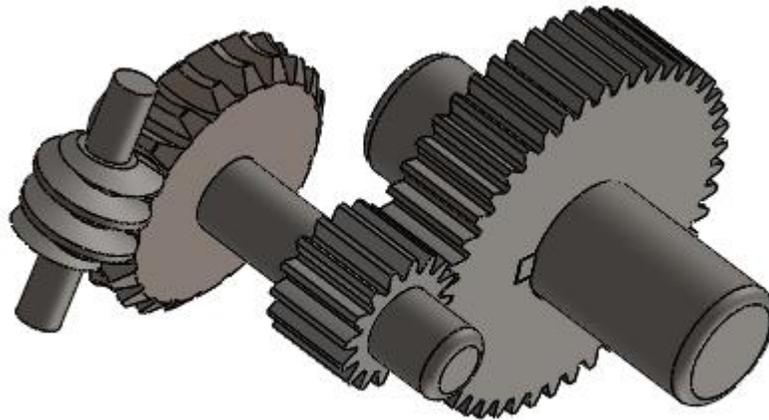


Figura 39: esquema de sistema de transmisión [Fuente: propia]

Dada la forma de la tapa CS278 (Anexo B), el peso de la misma de 230 Kg (Figura 34), y que siempre existirá por lo menos dos lados paralelos de la tapa que están libres de obstáculos, entonces, el diseño incluirá dos mecanismos de similares características con accionamiento independiente y que se ubicarán paralelos a los lados de la tapa, lo que

permitirá tener dos puntos de apoyo y aplicación de la fuerza, de esta manera el peso total de la tapa se distribuye en dos.

3.1.1 Análisis Estático

Con los equipos se pretende realizar el giro de la tapa por uno de sus costados, es así que la tapa describirá una rotación de casi 180° . Cada equipo (o mecanismo) se dispondrá en los costados perpendiculares al eje de giro para efectuar la fuerza simultánea mediante el uso de dos puntos de apoyo.

El DCL es necesario para determinar la incidencia de cada una de las fuerzas externas que actúan sobre un cuerpo para que este se mantenga en equilibrio sumado su peso (W).

Cuando la tapa está en su ubicación estándar paralela al piso cubriendo la cámara de inspección, esta se encuentra en equilibrio ya que las fuerzas que se ejercen el piso contrarrestan el peso de la tapa.

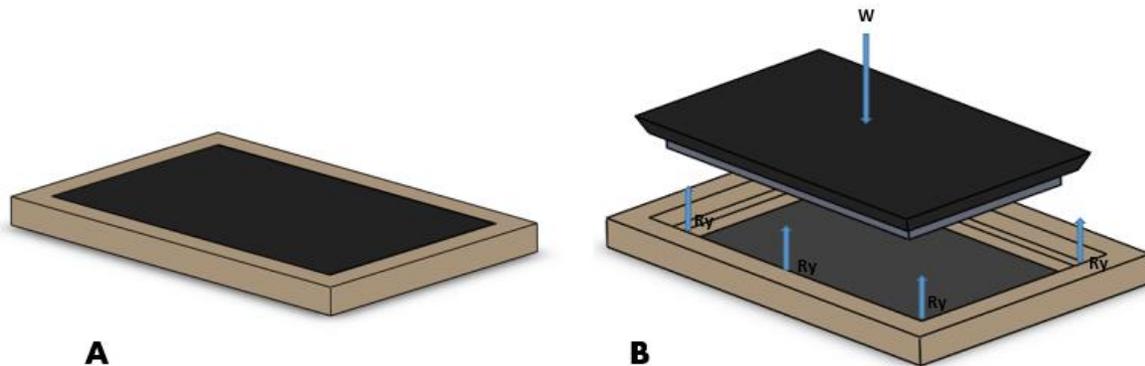


Figura 40: Reacciones con la tapa en estado de reposo [Fuente: propia]

El diagrama de cuerpo en este estado de equilibrio está representado en la Figura 41

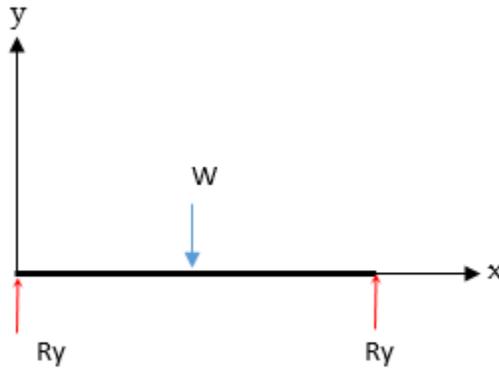


Figura 41: DCL de la tapa en estado de reposo [Fuente: propia]

Al momento de ejercer una fuerza externa para realizar la rotación de la tapa sobre uno de sus costados, se generan reacciones en los ejes x y y

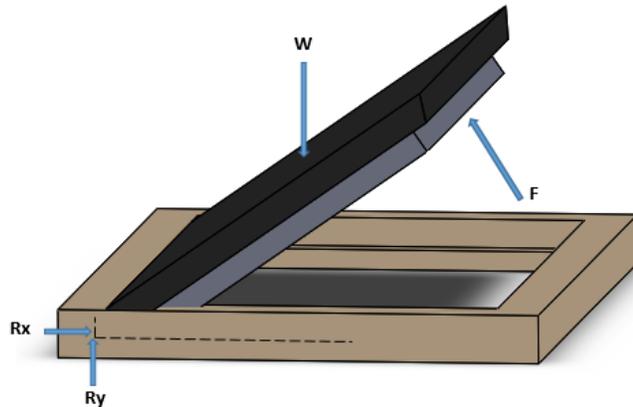


Figura 42: Representación esquemática tapa en rotación por fuerza aplicada [Fuente: propia]

En el diagrama de cuerpo libre de la Figura 43 se detalla las fuerzas asociadas que actúan en el movimiento de la tapa al girar sobre uno de sus costados.

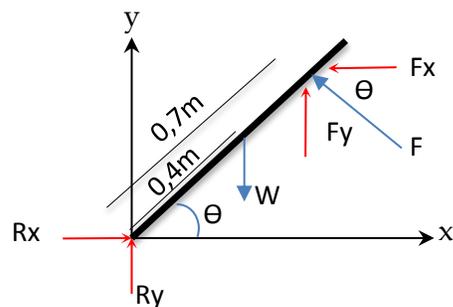


Figura 43: Diagrama de Cuerpo Libre [Fuente: propia]

La vector F , es la fuerza requerida para realizar el levantamiento de la tapa, F_x y F_y son las componentes rectangulares de F ; W es el peso de la tapa, R_x y R_y son las reacciones de la tapa en el marco de la misma; el punto de aplicación de la fuerza F es a 0.7m
El peso W de la tapa se define por:

$$W = a * m$$

Donde:

a: aceleración = 9.81 m/s².

m: masa 115kg

$$W = 9.81 [m/s^2] * 115[kg]$$

$$W = 1128.15 [N]$$

En razón a que los dos mecanismos son idénticos, para efectos de los cálculos cada dispositivo se diseñará para una masa de 115 Kg.

Análisis de fuerzas:

En la Tabla 11 se describe el comportamiento de la fuerza F , sus componentes F_x , F_y y las reacciones R_x y R_y a medida que en ángulo θ va cambiando o la tapa se va izando.

θ	$\text{Cos}\theta$	$\text{Sen}\theta$	$F [N]$	$R_x [N]$	$R_y [N]$	$F_x [N]$	$F_y [N]$
0	1,00	0,00	644,66	0,00	483,49	0,00	644,66
5	1,00	0,09	642,20	55,97	488,39	55,97	639,76
10	0,98	0,17	634,86	110,24	502,93	110,24	625,22
15	0,97	0,26	622,69	161,16	526,68	161,16	601,47
20	0,94	0,34	605,78	207,19	558,90	207,19	569,25
25	0,91	0,42	584,26	246,92	598,63	246,92	529,52
30	0,87	0,50	558,29	279,14	644,66	279,14	483,49
35	0,82	0,57	528,07	302,89	695,58	302,89	432,57
40	0,77	0,64	493,84	317,43	749,85	317,43	378,30
45	0,71	0,71	455,84	322,33	805,82	322,33	322,33
50	0,64	0,77	414,38	317,43	861,79	317,43	266,36

55	0,57	0,82	369,76	302,89	916,06	302,89	212,09
60	0,50	0,87	322,33	279,14	966,99	279,14	161,16
65	0,42	0,91	272,44	246,92	1013,01	246,92	115,14
70	0,34	0,94	220,49	207,19	1052,74	207,19	75,41
75	0,26	0,97	166,85	161,16	1084,97	161,16	43,18
80	0,17	0,98	111,94	110,24	1108,71	110,24	19,44
85	0,09	1,00	56,19	55,97	1123,25	55,97	4,90
90	0,00	1,00	0,00	0,00	1128,15	0,00	0,00

Tabla 11: Comportamiento de las fuerzas en el giro de la tapa. [Fuente: propia]

Al analizar los datos de la Tabla 11 se observa que la tapa al estar en estado de reposo, paralela al suelo o a cero (0) grados, el peso esta soportado totalmente por el marco de la cámara, que para el análisis estático corresponde a las reacciones R_y en el eje Y. En esa posición, la fuerza F (644,66N) es la necesaria aplicada en L para sacar la tapa de su estado de reposo, se observa que toda esta fuerza se debe realizar en el eje Y (F_y). A medida que tapa se va destapando, el ángulo θ aumenta, se incrementa la componente en x de la fuerza (F_x) e inversamente proporcional va disminuyendo la fuerza en el eje Y (F_y). Cuando la tapa está totalmente vertical a 90° , no hay presencia de fuerzas en el eje X (reacciones y fuerzas aplicadas) y todo el peso es contrarrestado por R_y .

3.1.2 Diseño Transmisión de Potencia

La caja de transmisión se compone de un tren de engranes de doble reducción de velocidad (engranes, ejes, cuñas etcétera), rodamientos, chumaceras, rodamientos, brazo y palanca. En la figura

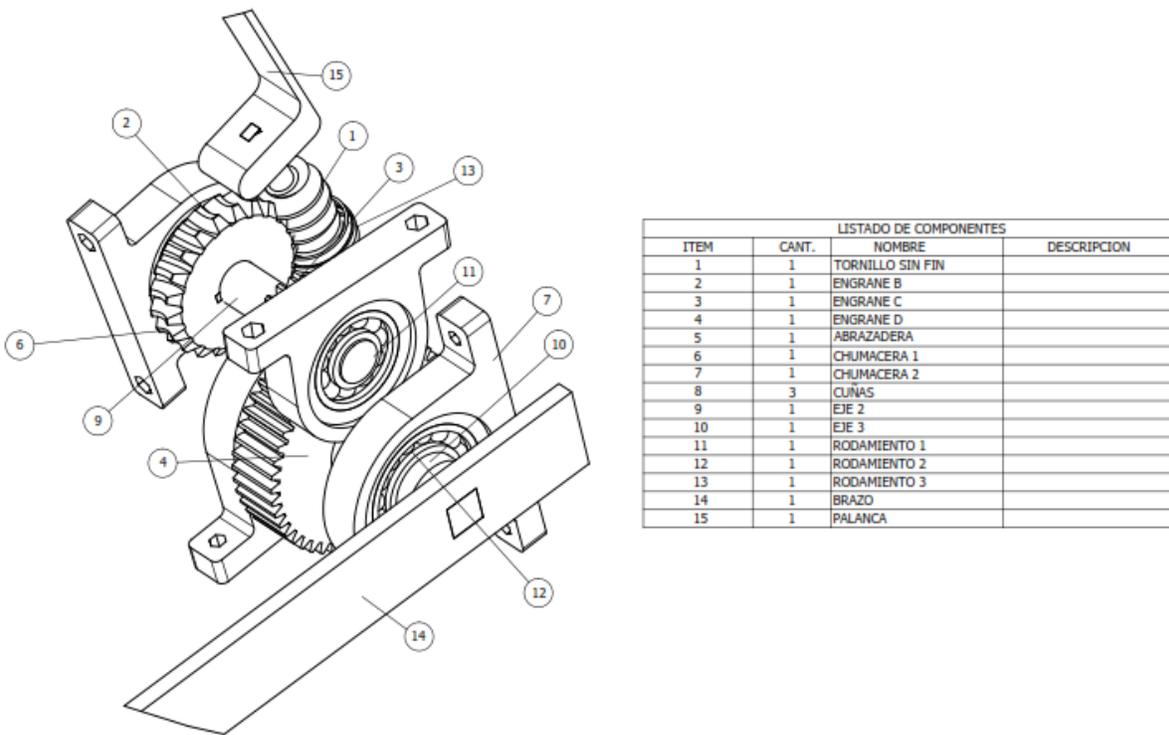


Figura 44: Plano general del diseño interno de la caja de transmisión [Fuente: Propia. Anexo O].

La primera etapa está conformada por un tornillo sinfín corona y la segunda etapa por dos engranes rectos.

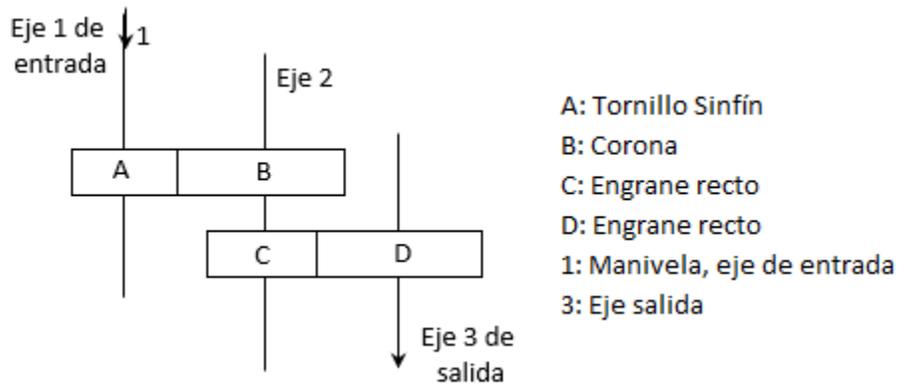


Figura 12: Ejemplo de un TV [Fuente: propia]

En la Figura 12 se representa el tren de engranes diseñado, el cual se compone de tres ejes. El eje 1 es por donde ingresa el torque aplicado por el técnico por medio de la manivela, este eje 1 está acoplado al tornillo sinfín A, la corona B, se engrana al sinfín A y

trasmite la fuerza por medio de cuñas al eje 2, este eje, recibe de la corona el torque de la corona B y lo trasmite al engrane recto C, el engrane recto D que esta acoplado al eje 3 se engrana con el engrane C. el eje de salida 3 es el que finalmente trasmirá el torque necesario para girar la tapa y destapar la cámara.

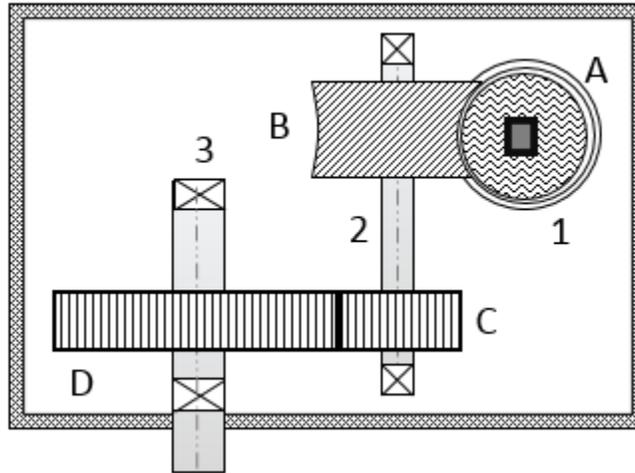


Figura 45: Disposición de engranes [Fuente: propia]

Por diseño se optó por dejar el eje de salida (3) en una línea axial diferente a la línea del eje de entrada del tornillo sinfín con el objeto de aumentar la longitud de la caja con la finalidad de tener mayor área de soporte del mecanismo con el suelo.

Para realizar la apertura de la tapa, los técnicos de campo realizarán un giro de la manivela por cada dos segundos, al cabo de un minuto (30 giros) la tapa rotará 180° lo que equivale a que el eje de salida gire media vuelta (0.5). Bajo esta premisa la relación de velocidad (VR) dada por la relación de número de vueltas es:

$$VR = \frac{n_G}{n_p} = \frac{30}{0.5} = 60$$

n_g : vueltas de entrada

n_p : vueltas de salida

El tren de engranes para obtener esta relación de velocidad de las dos etapas se conforma por un hilo del tornillo sin fin, 21 dientes de la corona y 16 dientes del engrane pequeño de

la segunda etapa. La cantidad de dientes adecuada del cuarto engrane de la segunda etapa se obtiene:

$$TV = \frac{N_B}{N_A} * \frac{N_D}{N_C} \rightarrow N_D = \frac{TV * N_A * N_C}{N_B}$$

$$N_D = \frac{60 * 1 * 16}{21} = 45.71$$

Para N_D se escogerá un engrane de 46 dientes.

Revisando nuevamente el tren engranes con los números de dientes establecidos, se comprueba que la relación es justamente la que se requiere.

$$TV = \frac{21}{1} * \frac{46}{16} = 60.38$$

Engrane	Dientes
N_A	1
N_B	21
N_C	16
N_D	46

Tabla 12: Número de dientes por engrane [Fuente: propia]

La razón por la que es bastante útil el tornillo sinfín-corona en este mecanismo, es para que sirva de auto retención, es decir que el movimiento sólo se produzca en un solo sentido, así se evitará que la fuerza ejercida por el peso de la tapa provoque retroceso en el proceso de elevación y por lo tanto, giro en la manivela

3.1.2.1 Diseño segunda etapa.

El diseño se partirá de la segunda etapa hacia la primera, esto porque se conoce el peso de la tapa, los grados de giro, por el DCL las fuerzas en ese punto y la velocidad de giro de la tapa.

• **Dimensiones geométrica engranes rectos C y D**

Las características geométricas de la primera etapa son:

Símbolo	Descripción	Ecuación	Engrane	Engrane	Engrane	Engrane
			C	D	C	D
			in(pulg)		mm	
N	Numero de dientes		16	46		
D	Diametro de Paso	$D = \frac{N}{P_d}$	2,000	5,750	50,800	146,050
P	Paso Circular	$P = \frac{\pi * D}{N}$	0,393	0,393	9,975	9,975
a	Addendum	$a = \frac{1}{P_d}$	0,125		3,175	
b	Dedendum	$b = \frac{1,25}{P_d}$	0,156		3,969	
c	Holgura	$c = b - a$	0,031	0,031	0,794	
D _o	Diametro Exterior	$D_o = \frac{N + 2}{P_d}$	2,250	6,000	57,150	152,400
D _r	Diametro Raíz	$D_r = D - 2b$	1,688	5,438	42,863	138,113
h _t	Altura Total	$h_t = a + b$	0,281		7,144	
h _k	Profundidad de Trabajo	$h_k = 2a$	0,250		6,350	
t	Espesor del diente	$t = \frac{\pi}{2 * P_d}$	0,196		4,987	
F	Ancho de cara	$F = \frac{12}{P_d}$	1,500		38,100	
C	Distancia entre centros	$C = \frac{N_c + N_D}{2 * P_d}$	3,875		98,425	
D _b	Diametro del circulo base	$D_b = D * \text{Cos}\theta$	1,879	5,403	47,736	137,242
m	Modulo	$m = \frac{D}{N}$	0,125		3,175	
R	Relación	$R = \frac{N_D}{N_C}$	2,875			

Tabla 13: Dimensiones geométricas de los engranes rectos C y D [Fuente: Propia]

• **Fuerzas que actúan en los engranes**

El flujo de fuerza del sistema se representa de forma esquemática en la Figura 46

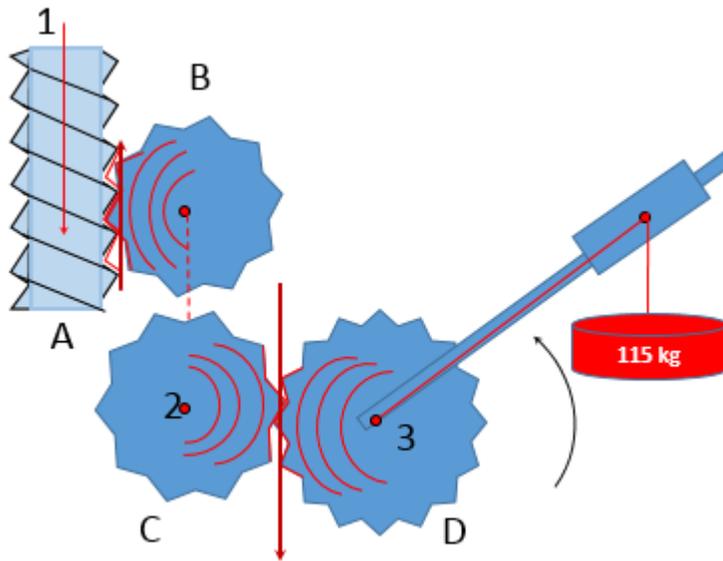
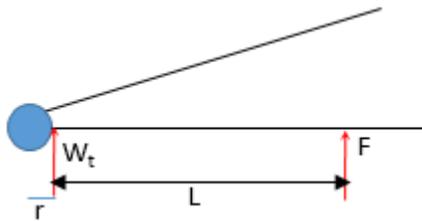


Figura 46: representación esquemática del flujo de fuerza [Fuente: propia]

Primero se determina, con el siguiente diagrama de cuerpo libre, la fuerza tangencial W_t en el engrane D para izar la tapa:



Donde L , es el punto de sujeción en la tapa (0.7m,), la fuerza requerida en la posición original de la tapa, calculada en el DCL es 564.08 [N] y r el radio del primer elemento de maquina en recibir esta fuerza. Así la fuerza es:

$$W_t = (F \cdot L) / r = 5407.087 \text{ [N]} \approx 5407.087 \times 0.2248 = 1215.513 \text{ lbf}$$

Ya que la tapa va hacer un giro de 180° en 30 segundos, tiempo de diseño para la apertura de la cámara, la velocidad angular (ω_D), velocidad de línea de paso (v_t) potencia (P) y torque (τ) es:

Símbolo	Descripción		S. Ingles	S. Internacional
ω_D	Velocidad Angular engrane	$\omega=(\Theta/t)$	1 rpm	
v_t	Velocidad línea de paso	$v_t=(D/2)\omega$	1,505 ft/min	0,008 m/s
W_t	Fuerza tangencial [lbf]		1215,561 lbf	5407,087 N
P	Potencia	$P=W_t*v_t$	30,497 Lbf*ft/s	
τ	Torque	$\tau=P/\omega$	3494,739 lbf*in	394,853 N*m

Tabla 14: Velocidades, potencia y torque en la salida del eje 3 [Fuente: Propia]

• **Esfuerzo flexión**

El esfuerzo de flexión en los engranes C y D se calcula con la ecuación (2-34):

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J}$$

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
W_t	Fuerza tangencial	1215,561	lbf	5407,087 N
P_d	Paso diametral	8		
F	Ancho cara del diente	1,500	in	0,038 m
J	Factor de geometría			
	Engrane C	0,270		
	Engrane D	0,392		
K_o	Factor de sobrecarga	1,400		
K_s	Factor de tamaño	1,000		

Tabla 15A: Calculo esfuerzo de flexión para los engranes rectos [Fuente: Propia]

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
W_t	Fuerza tangencial	1215,561	lbf	5407,087 N
P_d	Paso diametral	8		
F	Ancho cara del diente	1,500	in	0,038 m
J	Factor de geometría			
	Engrane C	0,270		
	Engrane D	0,392		
K_o	Factor de sobrecarga	1,400		
K_s	Factor de tamaño	1,000		

Tabla 15B: Calculo esfuerzo de flexión para los engranes rectos [Fuente: Propia]

Con los datos de la

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
W_t	Fuerza tangencial	1215,561	lbf	5407,087 N
P_d	Paso diametral	8		
F	Ancho cara del diente	1,500	in	0,038 m
J	Factor de geometría			
	Engrane C	0,270		
	Engrane D	0,392		
K_o	Factor de sobrecarga	1,400		
K_s	Factor de tamaño	1,000		

Tabla 15 A y B se obtiene el esfuerzo por flexión:

	C	D	
S_t	83.729,112	57.670,562	psi
	577,292	397,625	Mpa

Se toma $Q_v = 7$ por la recomendación descrita en el libro de diseño de máquinas que indica “Los engranes en un diseño típico de máquina serían de las clase representadas por las

curvas 5, 6 o 7, que corresponden a engranes fabricados por rectificado o tallado con herramienta de promedio bueno.”¹¹

Para determinar el material apropiado, se halla el esfuerzo flexionante admisible ajustado

$$S'_{at} = S_{at} \frac{Y_N}{SF * K_R}$$

Para el engrane C se escogió el acero 4130 WQT700 que tiene un esfuerzo flexionante admisible $S_{at} = 208$ ksi [1430 Mpa]. El engrane D se seleccionó acero 1134 OQT 400 que tiene un esfuerzo flexionante admisible $S_{at} = 157$ ksi [1083 Mpa]

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
	Factor por ciclos de esfuerzos $Y_N = 4,9404N_c^{-0,1045}$			
Y_N	$N_{D0} = 60 * L * n * q$	450.000		
	$N_{C0} = 60 * L * n * q$	1.293.750		
	L Transmisiones	15000 horas		
	n_D velocidad de giro	0,500 rpm		
	n_C velocidad de giro	1,438 rpm		
	q numero aplicaciones por carga	1		
		Y_{ND}	1,268	
	Y_{NC}	1,135		
SF	Factor de seguridad	1,5		
K_R	Factor de Confiabilidad	1,250		
S_{zt}	Para el engrane D	157.000,000	psi	1083,000 Mpa
S_{zt}	Para el engrane C	208.000,000	psi	1430,000 Mpa

Tabla 16: Datos para cálculo de S'_{at} [Fuente: Propia]

El esfuerzo flexionante admisible ajustado es:

	C	D	
S'_{at}	125.931,917	106.145,060	psi
	868,270	731,844	Mpa

¹¹ (Mott, Diseño Elementos de Máquinas, 2006) pág. 392

σ_c	183.186,135	108.037,288	psi
	1.263,024	744,891	Mpa

El esfuerzo permisible por contacto para determinar el material

Símbolo	Descripción		Valor	Unidades	
Sc	Engrane C	HB 415	$(349 \times HB) + 34300$	179.135,000	psi
	Engrane D	HB 352		157.148,000	psi
Z _N	Engrane C	$Z_N = 2.466N^{-0.056}$		1,121	
	Engrane D			1,190	
C _H	Relación de Dureza	para C		1,000	
		para D		1,020	
SH	Factor de seguridad		$SH = \frac{S_c Z_N C_H}{(K_T K_R) \sigma_c}$	0,877	
	S _{HC}			1,412	

Tabla 18: Datos para cálculo de esfuerzo permisible por contacto [Fuente: Propia]

	C	D	
σ_{sc}	183.186,135	108.037,288	psi
	1.263,024	744,891	Mpa

El material cumple con los requisitos del esfuerzo a la picadura

3.1.2.2 Diseño primera etapa

- Dimensiones geométricas

Sin Fin / Corona

Símbolo	Descripción	Ecuación	in	mm 25,4
P_d	Paso Diametral	8		
C	Distancia ente centros		2,431	61,7412
P_x	Paso (axial para sinfín o circular para corona)	$p = \frac{\pi D_G}{N_G}$	0,393	9,975
R	Relación	$R = \frac{N_B}{N_A}$	21,000	

Tabla 19: Datos comunes del sinfín corona [Fuente: Propia]

Sin Fin

Símbolo	Descripción	Ecuación	in	mm 25,4
N_A	Roscas	1		
D_A	Diámetro de paso sinfín	$D_A = \frac{C^{0,875}}{2,3}$	2,237	56,807
λ	Angulo Avance	$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi N_A}$	3,199°	
L	Avance	$L = N_A P_x$	0,393	9,975
a	Addendum	$a = 0.3183P_x$	0,125	3,175
h_t	Profundidad Total	$h_t = 0.6866P_x$	0,270	6,849
b	Dedendum	$b = h_t - a$	0,145	3,674
D_{rA}	Diámetro raiz sinfín	$D_{rA} = D_A - 2b$	1,947	49,460
D_{oA}	Diámetro exterior sinfín	$D_{oA} = D_A + 2a$	2,487	63,157
F_A	Longitud Cara	$F_W = 2 \left[\left(\frac{D_t}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_B}{2} - a \right)^2 \right]^{1/2}$	1,620	41,152

Tabla 20: Geometría tornillo sinfín [Fuente: Propia]

Corona

Símbolo	Descripción	Ecuación	in	mm 25,4
N_B	Dientes Corona	21		
D_B	Diámetro de Paso	$D_B = \frac{N_B}{P_d}$	2,62500	66,675
D_{rB}	Diámetro raíz Corona	$D_{rB} = D_B - 2b$	2,336	59,328
D_t	Diámetro garganta Corona	$D_t = D_B + 2a$	2,875	73,025
h_t	Profundidad total	$h_t = 0.6866P_x$	0,270	6,849
F_B	Ancho de Cara de la Corona	$F_B = (D_{oA}^2 - D_A^2)^{1/2}$	1,08661	27,600

Tabla 21: Geometría corona [Fuente: Propia]

De manera global se observa que los tamaños del conjunto tornillo sinfín – corona tienen dimensiones relativamente pequeñas, el espacio a ocupar en la caja de transmisión es reducido lo que beneficiará el ensamble del mismo.

- **Velocidades angulares**

Las velocidades angulares del engrane C, tornillo sinfín (A) y corona (B)

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
ω_C	Velocidad Angular del Piñón	$\omega_C = VR * \omega_D$	2,875 rpm
ω_B	Velocidad Angular del corona	$\omega_B = \omega_C$	2,875 rpm
ω_A	Velocidad Angular del Sinfín	$n_A = VR * \omega_C$	60,375 rpm

Tabla 22: Velocidades angulares [Fuente: Propia]

Las velocidades angulares del tornillo sinfín y el engrane D aseguran la relación prevista inicialmente.

Las velocidades de línea de paso en sinfín y corona, así como la velocidad de deslizamiento son:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
V_{tA}	Velocidad línea de paso Sinfin	$V_{tA} = \frac{\pi D_A n_A}{12}$	35,351 ft/min
V_{tB}	Velocidad línea del corona	$V_{tB} = \frac{\pi D_B n_B}{12}$	4,328 ft/min
Velocidad de desplazamiento			
v_s	SinFin	$v_s = \frac{v_{tA}}{\cos \lambda}$	35,406 ft/min
	Corona	$v_s = \frac{v_{tB}}{\sen \lambda}$	77,556 ft/min

Tabla 23: Velocidades de deslizamiento [Fuente: Propia]

Ya que la $v_s > 10$, el coeficiente de fricción es:

$$\mu = 0.12e^{(-0.110v_s^{0.645})} + 0.012 = 0.0314$$

- **Fuerzas**

Tal como se representa en el esquema de la Figura 46, el torque del eje 2 es la fuerza tangencial del engrane C por su radio.

$$T_{c2} = W_t * r_c$$

$$T_{c2} = 1215.561 [lbf] * 1.000 [in] = 1051.561 [lbf*in] = 137,340 [N*m]$$

La fuerza tangencial de la corona B es:

$$W_{tB} = \frac{T_{c2}}{r_B}$$

$$W_{tB} = \frac{1215.561[lbf * in]}{1.437[in]} = 845.610[lbf] = 3761,462 [N]$$

Las fuerzas en el la corona B:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional	
W_{tB}	Fuerza tangencial corona B	845,610	lbf	3761,462 N	
λ	Ángulo de avance	3,199	°		
ϕ	Ángulo de presión	20	°		
T_o	Par torsional de salida de la corona	$T_o = W_{tB} \left(\frac{D_B}{2} \right)$	1109,863 lbf · pulg	125,398 N · m	
W_{aB}	Fuerza normal en corona	$W_{aB} = W_{tB} \frac{\cos\phi_n \text{sen}\lambda + \mu \cos\lambda}{[\cos\phi_n \cos\lambda - \mu \text{sen}\lambda]}$	75,689	lbf	336,682 N
W_{rB}	Fuerza radial en corona	$W_{rB} = \frac{W_{tB} \text{sen}\phi}{[\cos\phi_n \cos\lambda - \mu \text{sen}\lambda]}$	308,835	lbf	1373,765 N

Tabla 24: Fuerza tangencial en la corona [Fuente: Propia]

Dadas las relaciones de la ecuación (2-61) se tienen las fuerzas en el tornillo sinfín A

$$W_{tB} = W_{aA} = 845.610 \text{ [lbf]}$$

$$W_{aB} = W_{tA} = 75.689 \text{ [lbf]}$$

$$W_{rB} = W_{rA} = 308.835 \text{ [lbf]}$$

La fuerza de fricción W_f es:

$$W_f = \frac{\mu W_{tB}}{[\cos\phi_n \cos\lambda - \mu \text{sen}\lambda]} = 28.378 \text{ [lbf]} = 126.232 \text{ [N]}$$

• **Esfuerzos**

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional	
v_{tB}	Velocidad línea de paso	4,328	ft/min	0,022 m/s	
K_v	Factor dinámico	$K_v = \frac{1200}{(1200 + v_{tB})}$	0,996		
W_d	Carga dinámica	$W_d = \frac{W_{tG}}{K_v}$	848,660	lbf	3775,028 N

Tabla 25: Carga dinámica [Fuente: Propia]

El factor de Lewis y para el ángulo de presión 20° es 0.125

El paso circular normal:

$$p_n = \frac{\pi \cos \lambda}{P_d} = \frac{\pi * \cos(3.199^\circ)}{8} = 0.392$$

De la ecuación (2-69) El esfuerzo flexionante para la corona es:

$$\sigma = \frac{W_d}{y F p_n} = 15,935 \text{ ksi} = 70.885,019 \text{ N}$$

El material apropiado para la corona corresponde al bronce al manganeso que tiene una resistencia a la fatiga de 30 *kpsi* [207 *Mpa*]

La carga tangencia nominal es:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades
C_s	Factor por materiales	$C_s = 1189.636 - 476.545 \log_{10}(D_G)$	989,902
D_ϵ	Diámetro de paso corona		2,625 in
F_ϵ	Ancho efectivo de cara corona		1,087 in
m_ϵ	Relación de engranes		21,000
C_m	Factor de corrección	$C_m = 0.0107 \sqrt{-m_G^2 + 56m_G + 5146}$	0,880
C_v	Factor de velocidad	$0.659e^{(-0.0011 V_s)}$	0,605
		$W_{tR} = C_s D_G^{0.8} F_\epsilon C_m C_v$	1239,531 lbf

Tabla 26: Carga tangencial nominal [Fuente: Propia]

Debido a la que W_{tR} (1239.531 *lbf*) es mayor a la W_t (848.660 *lbf*) el diseño es seguro.

En los anexos F y G se observan los análisis en SolidWorks Simulation que validan el material escogido.

3.1.2.3 Diseño de ejes

Tal como se indicó en el marco teórico, para el diseño de los ejes 2 y 3 representados en el esquema de la Figura 45, se observa la disposición al interior de la caja de transmisión de engranes, ejes y cojinetes. A cada eje se le realiza el estudio de manera independiente, teniendo como referencia el tamaño de engranes, fuerzas tangenciales, radiales y torques.

Se aplicará un factor de diseño 2 para los dos ejes, dado que no se tiene incertidumbre de datos de diseño.

Los dos ejes se diseñarán con un solo diámetro para minimizar costos en el mecanizado, sin embargo se calcularán todos los diámetros en los diferentes puntos de aplicación de fuerzas y momentos para asegurar la construcción con el diámetro de mayor dimensión. Por esta decisión de diseño, solo se tomará el factor de concentración de esfuerzo $K_t = 3$ que corresponde a la compensación por las ranuras para los anillos de retención. Como solo se tiene un concentrador de esfuerzo a cada lado de los puntos centrales de aplicación de fuerzas, solo será necesario hallar un diámetro por punto, el cual será el mismo para derecha e izquierda.

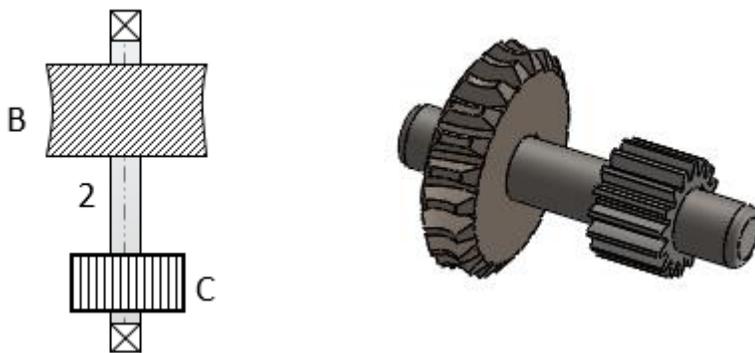
Se tomará como factor de confiabilidad CR de 0,9 (Tabla 1) ya que los engranes no están expuestos a grandes revoluciones y demasiadas horas de trabajo al día

Con las fuerzas tangenciales y radiales ya calculadas en las secciones 3.1.2.1 diseño engranes rectos página 64 y 3.1.2.2 diseño sinfín corona página 72 y a través del análisis estático se hallarán las reacciones en los cojinetes, la construcción de los diagramas de fuerza cortante V y momento flexionante M. Se debe realizar dos diagramas por cada eje, uno para las fuerzas tangenciales que se ubicarán en el eje Y y otro para las fuerzas radiales que se referenciarán en el eje Z.

Se realizará iteraciones con diferentes materiales para determinar los diámetros adecuados de cada eje de tal manera que cumpla con los criterios de diseño.

- **Diseño del eje No. 2**

El eje número 2 recibe el torque que trasmite la corona y lo entrega al engrane C, según la disposición de cojinetes y de los engranes, el eje no soportará momentos y fuerzas en voladizo. Los cojinetes se ubican en los extremos del eje y estos estarán fijos a la base de la caja de transmisión.



Corte del eje 2 de la Figura 45: Disposición de engranes [Fuente: propia] Figura 45: Disposición de engranes [Fuente: propia]

El eje tendrá una dimensión de 7" y la localización de cojinetes y engranes se muestran a continuación:



Figura 47: Ubicación axial de elementos en el eje 2 [Fuente: Propia]

En los puntos A y D se ubicarán los cojinetes, el punto B se instalará el engrane recto (C) y el punto C soportará a la corona (B). Con esta disposición de elementos se asegura el montaje y el espacio mínimo requerido por los cojinetes.

La fuerza tangencial del engrane recto en B W_{tB} es 1215.47 lbf y la fuerza tangencial W_{tC} en el punto C por la corona es 878.17 lbf.

El DCL con referencia al eje Y es

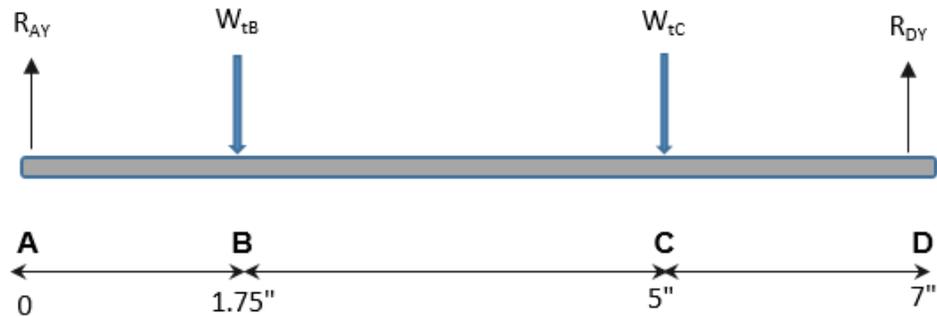
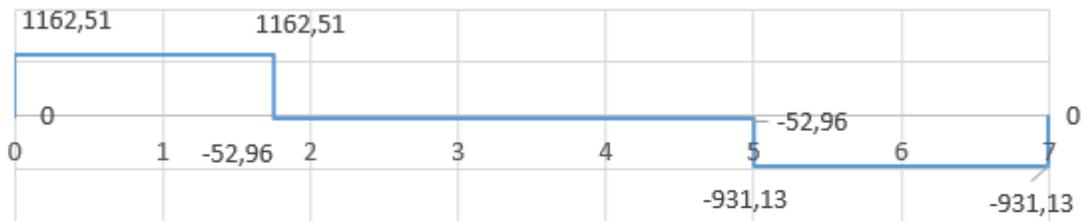


Figura 48: DCL eje No. 2 por el plano Y [Fuente: Propia]

Así las reacciones y momentos son sobre el plano Y del eje 2 son:

- $R_{AY} = 1162,510 \text{ lbf}$
- $R_{DY} = 931,480 \text{ lbf}$
- $M_{AY} = 0,000 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{BY} = 2034,390 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{CY} = 1862,260 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{DY} = 0,000 \text{ lbf} \cdot \text{in}$

Fuerza Cortante +V↓



Momento Flexionante +M↖

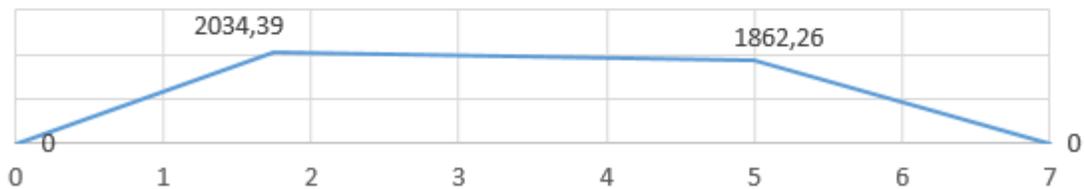


Figura 49: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Y del eje 2 [Fuente: Propia]

La fuerza radial del engrane recto en B W_{rB} es 442.4 lbf y la fuerza tangencial W_{tC} en el punto C por la corona es 320.73 lbf.

El DCL con referencia al plano Z es:

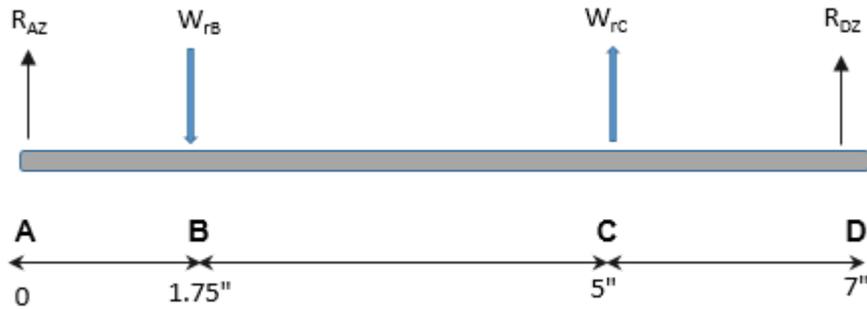
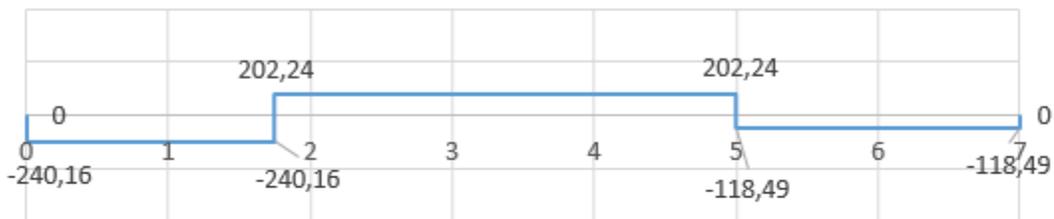


Figura 50: DCL eje No. 2 por el plano Z [Fuente: Propia]

Las reacciones y momentos son sobre el plano Z del eje 2 son:

$$\begin{aligned}
 R_{AZ} &= 240,160 \text{ lbf} \\
 R_{DZ} &= 118,490 \text{ lbf} \\
 M_{AZ} &= 0,000 \text{ lbf} \cdot \text{in} \\
 M_{BZ} &= -420,290 \text{ lbf} \cdot \text{in} \\
 M_{CZ} &= 236,990 \text{ lbf} \cdot \text{in} \\
 M_{DZ} &= 0,000 \text{ lbf} \cdot \text{in}
 \end{aligned}$$

Fuerza Cortante +V↓



Momento Flexionante +M↷

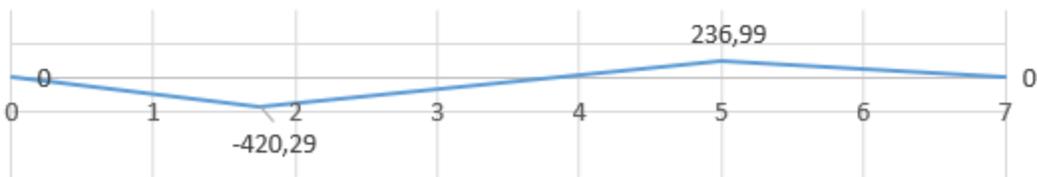


Figura 51: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Z del eje 2 [Fuente: Propia]

Con los datos obtenidos de los diagramas de fuerza cortante y momento flector se inicia con las interacciones para determinar el material más apropiado.

Símbolo	DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDAD
N	Factor de diseño	2,000	
C _R	Factor de confiabilidad	0,900	
T _o	Torque	1152,600	Lbf * in
K _t	Concentrador de esfuerzo	3,000	

Tabla 27: Datos generales para cálculo de diámetros eje 2 [Fuente: Propia]

Los materiales escogidos son acero 1020 estirado en frío con un 15% de elongación, acero 1137 OQT400 con un 5% de elongación y el Acero 4130 OQT700 con un 13% de elongación.

PROPIEDADES DE MATERIAL		Acero 1020 estirado en frío	Acero 1137 OQT400	Acero 4130 OQT700	Unidad
S _u	Resistencia a la tensión	61.000,000	157.000,000	208.000,000	psi
S _y	Resistencia de fluencia	51.000,000	136.000,000	180.000,000	psi
S _n	Resistencia a la fatiga	23.000,000	55.000,000	100.000,000	psi
C _s	Factor por tamaño	0,820	0,850	0,860	
S' _n	Resistencia a la fatiga modificada $S'_n = S_n C_s C_R$	16.974,000	42.075,000	77.400,000	psi

Tabla 28: Propiedades de los materiales [Fuente: Propia]

El factor por tamaño se modificó de acuerdo al dimensionamiento del diámetro establecido en la Figura 11

Dimensionamiento de diámetros en cada punto.

Punto A

En el punto A no hay presencia de momentos pero sí hay de fuerzas cortantes

V_{AY}		1162,510	psi
V_{AZ}		-240,160	psi
Fuerza cortante resultante	$V_A = \sqrt{V_{AY}^2 + V_{AZ}^2}$	1187,058	psi

$$D_1 = \sqrt{\frac{2.94K_t N(V)}{S'_n}} \quad 1,111 \quad 0,705 \quad 0,520 \quad \text{in}$$

Punto B

En el punto B hay presencia de momentos.

M_{BY}		2.034,390	lbf * in
M_{BZ}		-420,290	lbf * in
Momento resultante	$M_B = \sqrt{M_{BY}^2 + M_{BZ}^2}$	2.077,351	lbf * in

$$D_2 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3} ; 7 \quad 1,446 \quad 1,180 \quad \text{in}$$

Punto C

En el punto C hay presencia de momentos.

M_{CY}		1.862,260	lbf * in
M_{CZ}		236,990	lbf * in
Momento resultante	$M_C = \sqrt{M_{CY}^2 + M_{CZ}^2}$	1.877,279	lbf * in

$$D_3 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad 1,892 \quad 1,398 \quad 1,141 \quad \text{in}$$

Punto D

Hay fuerza cortante

$$\begin{array}{rcl}
 V_{DY} & & -931,130 \text{ psi} \\
 V_{DZ} & & -118,490 \text{ psi} \\
 \text{Fuerza cortante resultante} & V_D = \sqrt{V_{DY}^2 + V_{DZ}^2} & 938,639 \text{ psi} \\
 D_4 & D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{s_y} \right]^2} \right]^{1/3} & 0,988 \quad 0,627 \quad 0,463 \text{ in}
 \end{array}$$

Resumen de diámetros calculados según el material seleccionado

Diámetro	Acero 1020 estirado en frio	Acero 1137 OQT400	Acero 4130 OQT700	Unidad
D ₁	1,111	0,705	0,520	in
D ₂	1,957	1,446	1,180	in
D ₃	1,892	1,398	1,141	in
D ₄	0,988	0,627	0,463	in

Tabla 29: Resumen de diámetros eje 2 [Fuente: Propia]

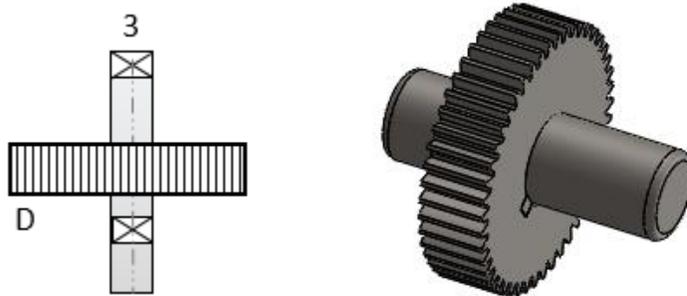
Para la fabricación del eje 2, por menor tamaño de diámetro se escogerá el acero 4130 OQT700 pulido, tiene un 13% de elongación. El diámetro de fabricación será de 1,2 in [30,48mm] el cual es mayor al máximo requerido.

En el anexo H se observa el análisis de soliworks del eje 2

- **Diseño del eje No. 3**

El eje número 3 recibe el torque que trasmite el engrane D de la fuerza tangencial que trasmite el engrane C. Al eje solo se le asienta el engrane D, un cojinete a cada lado. Ambos se dispondrán en la base de la caja de transmisión. Tendrá una sección en voladizo

ya que el extremo del eje se acoplará al brazo que izará la tapa, los cojinetes estarán fijados a la base de la caja de transmisión.



Corte del eje 3 de la Figura 45: Disposición de engranes [Fuente: propia]

El eje tendrá una dimensión de 6.5" y la localización de cojinetes y engranes se muestran a continuación:

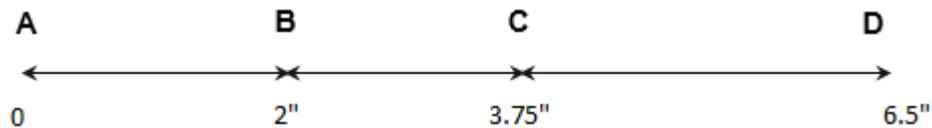


Figura 52: ubicación axial de elementos en el eje 3 [Fuente: Propia]

En los puntos B y D se ubicarán los cojinetes, en el punto C se dispondrá el engrane recto (D) y el punto A se acoplará con el brazo que izará la tapa.

El punto A estará sometido al momento M_A de 3494.49 $lb\cdot in$ que se ejerce al izar la tapa, la fuerza tangencial del engrane recto en C W_{tB} es 1215.51 lbf.

El DCL con referencia al plano Y es

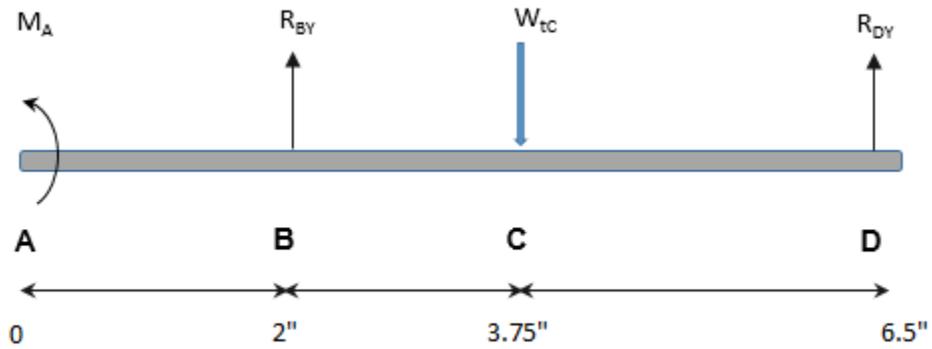


Figura 53: DCL eje No. 3 por el plano Y [Fuente: Propia]

Así las reacciones y momentos sobre el plano Y del eje 3 son:

- $R_{BY} = 1.519,370 \text{ lbf}$
- $R_{DY} = 303,860 \text{ lbf}$
- $M_{AY} = -3.494,490 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{BY} = -3.494,490 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{CY} = 2.658,890 \text{ lbf} \cdot \text{in}$
- $M_{DY} = 0,000 \text{ lbf} \cdot \text{in}$

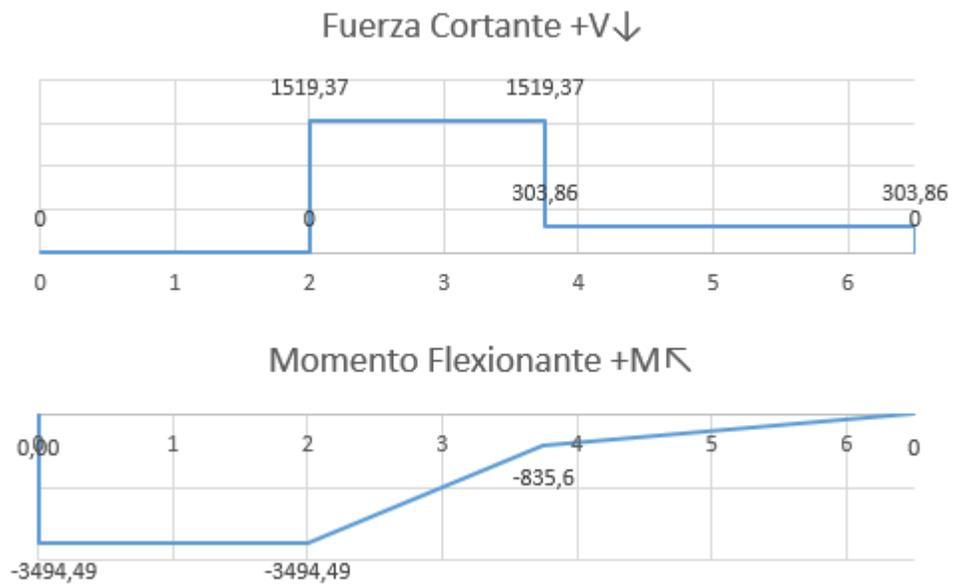


Figura 54: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Y del eje 3 [Fuente: Propia]

La fuerza radial del engrane recto en $D W_{rc}$ es 442.4 lbf.

El DCL con referencia al plano Z es:

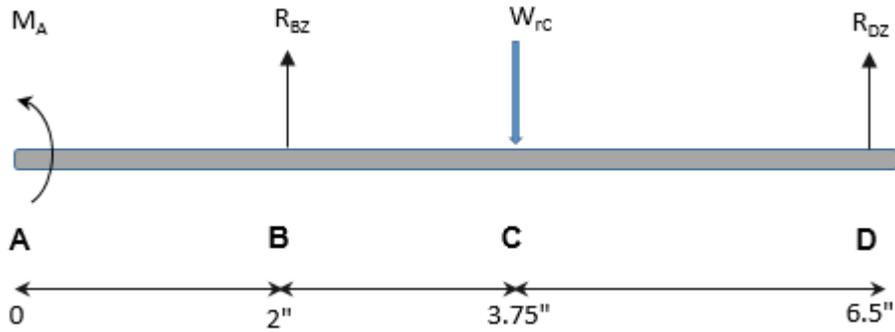


Figura 55: DCL eje No. 3 por el plano Z [Fuente: Propia]

Así las reacciones y momentos sobre el plano Y del eje 3 son:

R_{BZ}	=	1.046,900	lbf
R_{DZ}	=	604,288	lbf
M_{AZ}	=	-3.494,490	lbf * in
M_{BZ}	=	-3.494,490	lbf * in
M_{CZ}	=	1.832,080	lbf * in
M_{DZ}	=	0,000	lbf * in

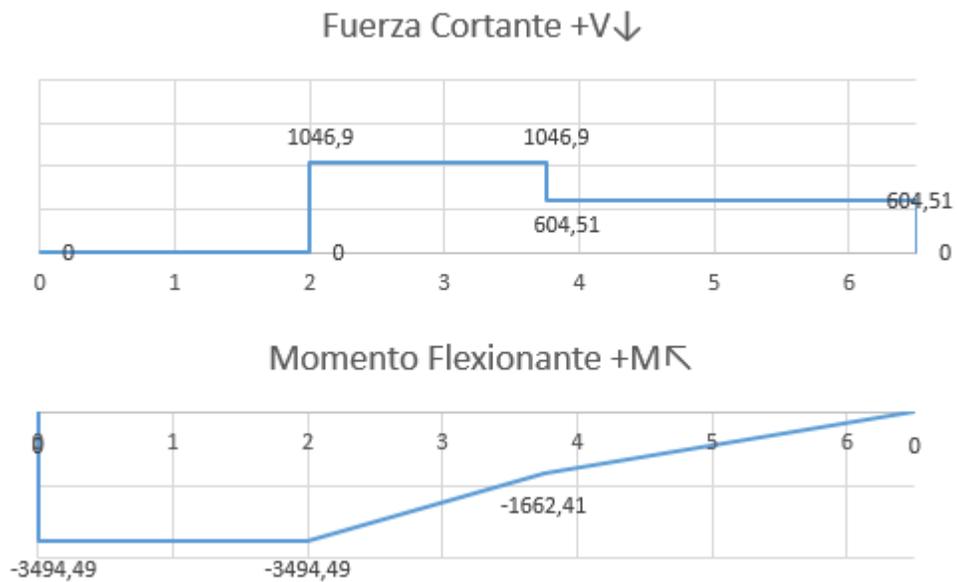


Figura 56: Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano Z del eje 3 [Fuente: Propia]

Con los datos obtenidos de los diagramas de fuerza cortante y momento flector se da inicio a las interacciones para determinar el material más apropiado.

Símbolo	DESCRIPCIÓN	VALOR	UNIDAD
N	Factor de diseño	2,000	
C_R	Factor de confiabilidad	0,900	
To	Torque	291,217	lbf * in
K_t	Concentrador de esfuerzo	3,000	

Tabla 30: Datos generales para cálculo de diámetros eje 3 [Fuente: Propia]

Los materiales escogidos son acero 1020 estirado en frío con un 15% de elongación, acero 1144 OQT400 con 16% de elongación y acero 1137 OQT400 con un 5% de elongación.

PROPIEDADES DE MATERIAL	Acero 1020 estirado en frío	Acero 1144 OQT400	Acero 1137 OQT400	Unidad
S_u Resistencia a la tensión	61.000,000	127.000,000	157.000,000	psi
S_y Resistencia de fluencia	51.000,000	91.000,000	136.000,000	psi
S_n Resistencia a la fatiga	23.000,000	45.000,000	55.000,000	psi
C_s Factor por tamaño	0,780	0,790	0,810	
S'_n Resistencia a la fatiga modificada $S'_n = S_n C_s C_R$	16.146,000	31.995,000	40.095,000	psi

Tabla 31: Propiedades de los materiales seleccionados [Fuente: Propia]

El factor por tamaño se modificó de acuerdo al dimensionamiento del diámetro establecido en la Figura 11

Dimensionamiento de diámetros en cada punto.

Punto A

En el punto A hay presencia de momentos

$$M_{AY} \quad -3.494,490 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

$$M_{AZ} \quad -3.494,490 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Momento resultante $M_A = \sqrt{M_{AY}^2 + M_{AZ}^2}$ 4.941,955 lbf * in

$$D_1 \quad D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad 2,655 \quad 2,113 \quad 1,960 \quad \text{in}$$

Punto B

En el punto B hay presencia de momentos

$$M_{BY} \quad -3.494,490 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

$$M_{BZ} \quad -3.494,490 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Momento resultante $M_B = \sqrt{M_{BY}^2 + M_{BZ}^2}$ 4.941,955 lbf * in

$$D_2 \quad D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad 2,655 \quad 2,113 \quad 1,960 \quad \text{in}$$

Punto C

En el punto C hay presencia de momentos

$$M_{CY} \quad -835,600 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

$$M_{CZ} \quad 1.662,410 \quad \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Momento resultante $M_C = \sqrt{M_{CY}^2 + M_{CZ}^2}$ 1.860,601 lbf * in

$$D_3 \quad D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_t M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad 1,917 \quad 1,526 \quad 1,416 \quad \text{in}$$

Punto D

No hay presencia de fuerza cortante ni momento

$$D_4 \quad D_1 = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad 0,465 \quad 0,384 \quad 0,336 \quad \text{in}$$

Resumen de diámetros calculados según el material seleccionado

Diámetro	Acero 1020 estirado en frío	Acero 1144 OQT400	Acero 1137 OQT400	Unidad
D ₁	2,655	2,113	1,960	in
D ₂	2,655	2,113	1,960	in
D ₃	1,917	1,526	1,416	in
D ₄	0,465	0,384	0,336	in

Tabla 32: Resumen de diámetros eje 3 [Fuente: Propia]

En el anexo I se observa el análisis de SolidWorks del eje 3

3.1.2.4 Selección de Rodamientos

Primero se calcula la carga dinámica básica para cada rodamiento, se tomará el valor mayor de las reacciones calculados en los puntos donde se ubican los rodamientos de la sección de diseño de ejes.

Debido a que la velocidad de rotación de rotación de los ejes no es representativo, ya que la relación total del sistema es de 30/0.5 rpm y que no existe elevación de temperatura por este concepto, el factor por velocidad se tomará en 1, siendo este un factor alto.

Con relación a la duración, se tomará el factor de 1, que corresponde a una duración de 500 horas. Bajo un escenario que el mecanismo se utilizará 10 veces al día durante todos los días del año, la vida útil de los rodamientos por factor de duración superaría los 4 años.

- **Rodamientos del eje 2**

Del DCL de la Figura 48 se toman las reacciones donde se ubican los rodamientos

$$R_{AY} = 1162.510 \text{ lbf}$$

$$R_{DY} = 931.480 \text{ lbf}$$

En la carga dinámica de cada rodamiento sería la misma magnitud de la relación.

$$C_A = 1162.510 \text{ lbf y } C_D = 931.480 \text{ lbf}$$

El diámetro de este eje es de 1.2" y solo tiene cargas radiales que afecten el rodamiento.

El rodamiento seleccionado SKF para los puntos de apoyo A y B tiene un número de designación 61906, el rodamiento seleccionado 61906-2RS1 el cuál cumple con la carga dinámica básica requerida.

Anexo K documento técnico SKF del rodamiento referenciado

- **Rodamientos del eje 3**

Del DCL de la Figura 53 se toman las reacciones donde se ubican los rodamientos

$$R_{BY} = 1519.370 \text{ lbf}$$

$$R_{DY} = 604.288 \text{ lbf}$$

En la carga dinámica de cada rodamiento sería la misma magnitud de la relación.

$$C_B = 1519.370 \text{ lbf y } C_D = 604.288 \text{ lbf}$$

El diámetro de este eje es de 2" y solo tiene cargas radiales que afecten el rodamiento.

El rodamiento seleccionado SKF para el punto de apoyo B será de rodillos para tener un mayor espesor B y mitigar la carga ocasionada por voladizo, tiene un número de designación UN 2210 ECP, 906. Anexo L documento técnico SKF

El rodamiento seleccionado SKF para el punto de apoyo D será de bolas, tiene un número de designación 61810. Anexo M documento técnico SKF del rodamiento referenciado

- **Rodamientos tornillo sinfín**

De las cargas del tornillo sinfín de la ecuación 2-60 indican la carga normal para el tornillo sinfín es de 845,61 lbf [3761,461 N], corresponde a la carga dinámica del rodamiento. Los rodamientos seleccionados SKF tienen número de designación 54312. Anexo N documento técnico SKF.

3.1.2.5 Brazo

El brazo mostrado en la Figura 44 es el elemento del sistema de izaje encargado sujetar la tapa por una de sus aristas para realizar la apertura de la misma. Para determinar las propiedades del brazo, se analizará estáticamente como una viga en voladizo.

El módulo de sección del brazo es:

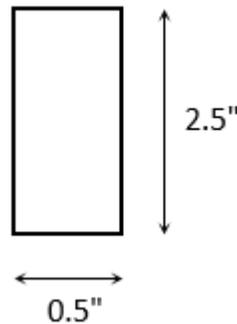


Figura 57: Módulo de sección del brazo. [Fuente: Propia]

$$S = \frac{0.5 * 2.5^2}{6} = 0.520in^3$$

El diagrama de fuerza cortante y momento flexionante es:

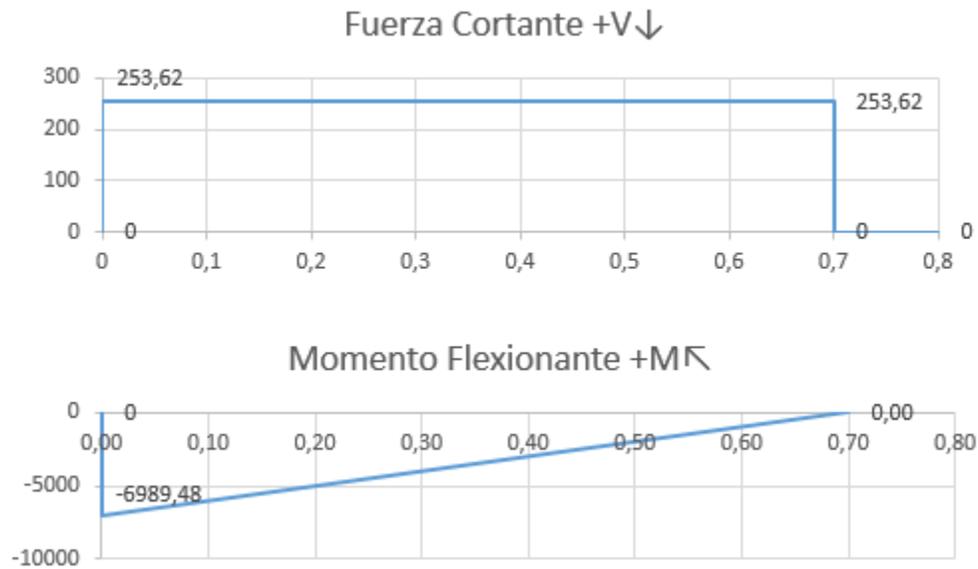


Figura 58: Diagrama fuerza cortante y momento flexionante del brazo. [Fuente: Propia]

La flexión para la viga se encuentra con la expresión $\sigma = M/S$.

$$\sigma = \frac{6989,48 \text{ lb} \cdot \text{in}^2}{0,520 \text{ in}^3} = 13,441 \text{ ksi}$$

El material escogido para el brazo es Acero 1020 laminado en caliente con resistencia a la fluencia de la 30ksi. El análisis en SolidWorks (Anexo J) donde se avala el diseño.

3.1.2.6 Cuñas

Para determinar la geometría, material y tipo de cuñas requeridas, se realizará una verificación paralela de las cuñas de los dos ejes:

Se utilizarán cuñas cuadradas ya que el diámetro de los ejes es menor a 3in.

Parámetros	Eje		Unidad
	2	3	
C	0,005	0,005	in
D	2,000	1,200	in
H	0,250	0,500	in
W	0,250	0,500	in

Tabla 33: Datos W-H cuña cuadradas seleccionadas [Fuente: Propia]

La geometría de cuñero y caja de engrane es:

Geométrica	Eje		Unidad
	2	3	
Y	0,008	0,055	in
S	1,867	0,895	in
T	2,122	1,400	in

Tabla 34: Geometría cuñas [Fuente: propia]

El factor de seguridad será de 3 para los dos ejes.

El torque ya calculado en cada eje es:

	2	3	
Torque	1152,600	291,217	lbf * in

La resistencia de fluencia de los engranes y ejes es:

Resistencia a la Fluencia S_y	Eje		Unidad
	2	3	
Corona	30		ksi
Bronce al manganeso			
Engrane C			
Acero 1040 laminado en caliente	42		ksi
Engrane D			ksi
Acero 1040 OQT 1300		61	
Eje			
Acero 4130 OQT700	180		ksi
Acero 1137 OQT400		136	ksi

Tabla 35: Resistencia fluencia S_y eje y engranes [Fuente: propia]

El material seleccionado para la cuñas es el acero 1040 estirado en frío con $S_y = 30$ ksi

Así la longitud mínima L total de las cuñas es:

Longitud	2	3	Unidad
L	0,922	0,194	in

Por decisión de diseño se dejaran las cuñas de longitud $L = 1''$ en los dos ejes

3.1.2.7 Anillos de retención

Como se indicó en los diámetros de los ejes, estos no tendrán escalones para el ajuste de engranes, debido a ellos se escogió el mayor diámetro según los cálculos, sin embargo es necesario mantener los engranes alineados en el eje. Como los engranes no tienen cargas axiales considerables, por decisión de diseño y costos, se utilizará anillos de retención de sección cónica que están diseñados para instalar en ejes no ranurados.

3.1.2.8 Caja

La caja que contendrá todos los elementos tendrá unas medidas de base 12in x 9 in y una altura de 8 in, será hermética ya que los cojinetes SKF escogidos tienen estas características, los elementos se sujetaran a la caja con tornillos grado 8.8, los cuales tienen mínima a la tensión de 830 ksi y resistencia mínima a la fluencia de 660 ksi acero medio carbono ty (Budynas & Nisbett, 2015) pág. 408, las cuales son óptimos para las reacciones calculadas en los ejes 2 y 3. Una de las caras laterales se acoplara con sellos y tornillos de sujeción para la revisión y mantenimiento respectivos.

3.1.2.9 Potencia de entrada.

Para determinar la fuerza mínima requerida por parte del operario para hacer girar la tapa, se debe determinar la potencia de entrada mínima necesaria en el conjunto del tornillo sinfín según lo establecido.

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
W_f	Fuerza de fricción $W_f = \frac{\mu W_{tB}}{[\cos\phi_n \cos\lambda - \mu \operatorname{sen}\lambda]}$	28,378 lbf		126,232 N
P_L	Pérdida de potencia debida a la fricción $P_L = \frac{v_s W_f}{33000}$	0,030 HP		22,70429 W
P_o	Potencia de salida $P_o = \frac{T_o n_G}{63000}$	0,051 HP		37,7686 W
P_i	Potencia de entrada $P_i = P_o + P_L$	0,081 HP		60,47289 W
η	Eficiencia $\eta = \frac{P_o}{P_i}$	62%		

Tabla 36: Potencia de entrada [Fuente: Propia]

El torque necesario en la entrada del tornillo sinfín es:

Símbolo	Descripción	Valor	Unidades	S. Internacional
n_A	rpm del tornillo sinfín.	30	rpm	
T_o	Torque de entrada $T_o = \frac{P_i * 63.000}{n_A}$	170,30	lb*in	757,534 N

Tabla 37: Torque de entrada [Fuente: Propia]

4 Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

Al realizar visitas a las bodegas de los almacenes donde se determina el peso de las tapas nuevas que están disponibles para instalar en la infraestructura (Figura 34) se establece en 230 kg las tapas más pesadas, este es el valor de referencia para todos los cálculos; en terreno, se evalúa en la diversidad de inmobiliario las cámaras de inspección y se comprueba que la geometría de las tapas es estándar (Figura 32) de 0.8m x 1.3m, de las tapas de las cámaras de inspección nuevas y antiguas. Luego de observar la construcción de las áreas adyacentes donde se ubican en el inmobiliario, los andenes, obstáculos como cercas, paredes, desniveles, zona no uniformes, se ha logrado establecer una alternativa viable para realizar la apertura de las tapas mediante un sistema mecánico.

Se observó a los grupos técnicos de atención de emergencias y alumbrado público, conformados por dos personas operativas el método utilizado para realizar la actividad de levantamiento de tapas. Donde de manera general abren un espacio entre la tapa y el marco de la cámara con herramienta pata cabra, barra y/o destornilladores; cada persona se ubica en una de las esquinas de la tapa, con las piernas completamente flexionadas, sus manos sujetando punta de la esquina que le corresponde, realizan la apertura con la espalda completamente recta realizando la fuerzas de manera simultánea y equilibrada hasta dejarla a 90°. De esta manera se pudo estudiar el movimiento de la tapa y determinar las fuerzas involucradas necesarias para abrirla y cerrarla, las reacciones en diferentes puntos de apoyo, permite tener un panorama claro para proponer otras alternativas de diseño.

Se pensaron dos ideas para el izaje de las tapas, una de ellas se desechó por cuestiones logísticas de la operación de los grupos técnicos, especialmente lo relacionado con el espacio de transporte y tiempos operativos. La segunda propuesta la cual se diseño es una alternativa se ajusta a los requerimientos técnicos y aplicable a gran parte del inmobiliario donde se encuentran alojadas; esta alternativa consiste en dos conjuntos de idénticas características para realizar la apertura desde las aristas laterales de la cámara,

cada dispositivo está conformado por un sistema dos etapas de engranes, rectos y tornillo sinfín-corona, ejes y manivela para el movimiento.

Se realizó análisis de esfuerzos de los elementos en SolidWorks, donde se corroboran los resultados obtenidos, analíticamente y se evidencia que los materiales seleccionados para los engranes rectos, sinfín son apropiados para las cargas.

Estudiar en detalle el comportamiento de fuerzas cortantes, momentos flectores, el análisis detallado de las propiedades de los materiales relevantes para la elaboración de las piezas, brinda el grado de confianza necesario en la selección de los materiales. Para posibles producciones en masa de este mecanismo, es viable buscar alternativas de materiales más económicos disponibles en el mercado que permita disminuir costos sin afectar la calidad y seguridad. Lo mismo sucede con los engranes diseñados, buscar en el mercado piezas de producción genérica que cumplan con requisitos mínimos de diseño y se elimine los sobrecostos de producción de piezas personalizadas.

Con la aplicación de la teoría para determinar la geometría de engranes rectos, tornillo sinfín corona, ejes, cuñas y demás elementos que conforman el sistema de transmisión se pudo trasladar estas cálculos al SolidWorks para plasmar en los planos anexos todos los detalles geométricos de los componentes.

Con el soporte teórico de fuerzas se pudo determinar los materiales necesarios para cada elemento: para el engrane C se seleccionó acero 4130 WQT700 y para el engrane D acero 1134 OQT 400, ya que los después de calcular los esfuerzos flexionantes admisibles ajustados para los materiales son mayores a los esfuerzos determinados por cargas y factores de seguridad. Para la corona se optó por bronce al manganeso donde la resistencia a la fatiga del material es mayor a la calculada. Para los ejes se escoge acero 4130 OQT700 pulido y acero 1137 OQT400 estirado en frio que permiten un menor tamaño en el diámetro de cada uno

4.2 Recomendaciones

Dependiendo del tipo de desarrollos que se realicen, es importante enlazar la teoría con la práctica para que el resultado presente no solo una viabilidad técnica sino también posibilidades de fabricación acordes al mercado. Por los efectos de salubridad que se viven en la actualidad, no fue posible ir a las pequeñas y medianas empresas para encarrilar la teoría a la producción.

El diseño actual no contempla un sistema para abrir el espacio mínimo requerido que se necesita para introducir los sujetadores del brazo en la tapa. En este punto existe la posibilidad de diseño de un accesorio que permita hacer esta labor sin tener que recurrir a herramientas adicionales como las utilizadas en la actualidad para abrir la luz que se necesita.

Es posible diseñar un mecanismo auto nivelable de la caja de transmisión para contrarrestar los desniveles que se presenten en el terreno por efectos de inclinación en lomas o escaleras.

El diseño presentado se puede llevar un escalón arriba con la inclusión de un sistema eléctrico de impulsión, incluyendo etapas de control para sincronizar los dos dispositivos de tal manera que permita realizar la apertura o cierre de la tapa a ciertos grados para el desarrollo de actividades que solo requieren de inspección visual y que no requieren la apertura completa de la caja de inspección.

5 ANEXOS

Anexo A CS270 Resumen de cajas de inspección.

Anexo B CS278 Tapa de caja de inspección sencilla doble o triple.

Anexo C CS275 Caja de inspección sencilla para canalización MT BT

Anexo D Engrane D-Análisis estático

Anexo E Engrane C-Análisis estático

Anexo F CORONA-Análisis estático

Anexo G Sinfín-Análisis estático

Anexo H Eje 2-Análisis estático

Anexo I Eje 3-Análisis estático

Anexo J Brazo-Análisis estático

Anexo K Rodamiento 61906-2RS1

Anexo L Rodamiento NU 2210 ECP

Anexo M Rodamiento 61810

Anexo N Rodamiento 54312

Anexo O Planos Piezas (13)

Bibliografía

- AMERICAN NATIONAL STANDARD. (1995). *ANSI/AGMA 2101 - C95*. Virginia: AGMA.
- AMERICAN NATIONAL STANDARD. (2004). *ANSI/AGMA 2001-D04*. AGMA.
- ANSI. (R1968). *ANSI B17.1-1967*. ANSI.
- Beer, F., Johnston, R., Mazurek, D., & Eisenberg, E. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros - Estática*. McGraw Hill.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2015). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. McGraw Hill.
- Codex. (2012). Codex. Murska Sobota. Obtenido de <http://www.codex.si/es/>
- ENEL. (27 de 06 de 2019). NORMAS TÉCNICAS. *CS278 Tapa de caja de inspección sencilla doble o triple*. Bogotá, Cundinamarca, Colombia.
- ENEL. (09 de 07 de 2019). Normas Técnicas . *CS270 Resumen de cajas de inspección*. Bogotá, Cundinamarca, Colombia.
- ISO. (2009). *ISO_898-1_2009E*.
- Ministerio de Trabajo y Seguridad Social. (22 de 05 de 1979). *Resolución 2400 de 1979 Ministerio del Trabajo*. Obtenido de <https://www.alcaldiabogota.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=53565&dt=S>
- Mott, R. (2006). *Diseño Elementos de Máquinas*. Pearson.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de Materiales Quinta Edicion*. Pearson.
- Regiæ Societatis typographos. (s.f.). *AXIOMATA, SIVE LEGES MOTUS*. Obtenido de PHILOSOPHIÆ NATURALIS PRINCIPIA MATHEMATIC: <http://www.thelatinlibrary.com/newton.leges.html>
- SFK. (2015). *Catalogo Rodamientos*. SFK.