

**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD CULHUACAN**

TESIS INDIVIDUAL

Que como prueba escrita de su Examen Profesional para obtener el Título de Ingeniero Mecánico, deberá desarrollar el C.:

CARLOS ALBERTO MÉNDEZ HONORATO

“CORTADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA MÁRMOL”

Una empresa mexicana dedicada a la venta de Placas de Mármol requiere de una cortadora de mármol.

La calidad generada por la maquinaria disponible para nuestro caso particular en los cortes no es adecuada con base a los requerimientos solicitados, por lo cual el fin de este proyecto es proporcionar una herramienta de corte preciso para placas de mármol.

La cortadora de puente debe generar cortes de forma longitudinal y transversal y cortar varias placas de forma simultánea. El corte debe generar una superficie plana cumpliendo con las tolerancias de forma establecidas en norma.

CAPITULADO

- CAPÍTULO I ANTECEDENTES HISTÓRICOS.
- CAPÍTULO II LOS PROCESOS DEL MÁRMOL.
- CAPÍTULO III DESARROLLO DEL PROCESO DE DISEÑO.

Ciudad de México, a 17 de octubre de 2018.


DRA. MARIBEL ANGÉLICA MENDOZA NÚÑEZ

PRIMER ASESOR


ING. MAGDALENO VÁSQUEZ
ROBRÍQUEZ

SEGUNDO ASESOR

Vo. Bo.


ING. MIGUEL ÁNGEL LÓPEZ VEGA
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE I M E ISISA

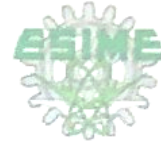
APROBADO


DR. EUSEBIO RICARDEZ VÁSQUEZ
SUBDIRECTOR ACADEMICO INTERINO





INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD CULHUACAN
SUBDIRECCIÓN ACADÉMICA
OFICINA DE TITULACIÓN PROFESIONAL



CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO DE OBRA

En la Ciudad de México, a 10 de Diciembre del año 2018, el (la) que suscribe **Carlos Alberto Méndez Honorato** alumno (a) de la carrera de **Ingeniería Mecánica**, con número de registro 2014350461, egresado (a) de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Culhuacan, manifiesto que soy el (la) autor(a) intelectual del presente trabajo de **Tesis Individual**, bajo la asesoría de los Profesores **DRA. MARIBEL ANGÉLICA MENDOZA NÚÑEZ** y **ING. MAGDALENO VÁSQUEZ RODRÍGUEZ**, autorizo el uso del trabajo titulado **CORTADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA MARMOL**, al Instituto Politécnico Nacional, para su difusión con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deberán reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del (de la) autor (a) y/ o asesor(es) del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a las siguientes direcciones de correo: cameho91@gmail.com . Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Carlos Alberto Méndez Honorato
Nombre y firma del alumno (a)



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
MECÁNICA Y ELÉCTRICA

UNIDAD CULHUACÁN

“CORTADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA MARMOL”

TESIS

Que para obtener el Título de:
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

C. Carlos Alberto Méndez Honorato

Directora: Dra. Maribel Angélica Mendoza Núñez

Director: Ing. Magdaleno Vázquez Rodríguez



CIUDAD DE MÉXICO, DICIEMBRE 2018

***A mi madre,
Martha.***

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todos los profesores que con paciencia y fe creyeron en mí y lograron forjar a un profesional, a los que me inspiraron y motivaron. A la Doctora Maribel Mendoza por ser muy atenta y profesional en la realización de este trabajo y al Ingeniero Magdaleno Vásquez por sus valiosas aportaciones a este trabajo.

Agradezco al Instituto Politécnico Nacional por brindarme todas las herramientas para el desarrollo académico personal.

Agradezco a mi familia, a mi Padre por ser un gran soporte y a mis hermanos, a José por ayudar a mi Padre, a Iván por estar ahí cuando se requirió de su presencia en momentos de incertidumbre y a mi hermana Vero por ser de las personas que su sola existencia hace sentir bien su compañía.

Pero principalmente agradezco a mi madre que de verdad confió en mí, por levantarme cuando estaba roto, por animarme, por alimentarme, por cuidarme.

Agradezco a Dios por bendecirme con mi madre.

Contenido

Introducción.....	6
Planteamiento del Problema	7
JUSTIFICACIÓN	7
Objetivo General.....	8
Objetivos Específicos	8
CAPITULO 1: ANTECEDENTES HISTORICOS	9
1.1 El marmol en la Historia.....	9
1.2 La industria del mármol en México.....	11
CAPITULO 2: LOS PROCESOS DEL MARMOL	16
2.1 Campos de aplicación	16
2.2 Prospección.....	16
2.3 Extracción o Explotación	16
2.4 Proceso de Cortado.....	17
2.5 Maquinas existentes de marmol.....	20
CAPITULO 3: DESARROLLO DEL PROCESO DE DISEÑO.....	23
3.1 Diseño	23
3.2. Diseño Conceptual	24
3.3. DISEÑO PRELIMINAR.....	26
3.4. DISEÑO DETALLADO.....	27
3.4.1 Subsistema del corte.....	27
3.4.2 Selección de Bandas y Poleas por catalogo	40
3.4.3. Selección de Motor	44
3.4.4 Diseño de eje del disco de corte.	47
3.4.5 Selección de Rodamientos.	61
3.4.6 Placa soporte del motor principal.....	64
3.4.7 Selección de Ángulos para placa soporte	70
3.4.8 Diseño y Modelado de placa superior	73
3.4.9 Selección de Tuercas para Soporte	78
3.4.10 Diseño de Brazo para sistema de cortado	82

3.4.11 Selección de Guía corredera del brazo	87
3.4.12 Selección del Motorreductor del brazo de corte	91
3.4.13 Selección de Piñón y cremallera para deslizar el brazo	97
3.4.14 Diseño de Viga principal.....	99
3.4.15 Selección de Corredera de la Viga principal.....	108
3.4.16 Selección de motorreductor para el avance de la viga principal.....	111
3.4.17 Selección de Piñón y cremallera para deslizar la viga principal.....	116
3.4.18 Diseño de Soporte de conexión entre la Viga principal y las correderas.	118
3.4.19 Diseño de Viga con unión a las columnas	122
3.4.20 Columnas de la estructura	134
3.6 FACTIBILIDAD Y VIABILIDAD	142
COSTOS DE LOS MATERIALES.....	142
3.7 PLANOS	146
Conclusiones	152
Referencias.....	153
ANEXOS	154
Anexo 1(Anexos de acción de corte).	154
Anexo 2 de Bandas y Poleas.....	157
Anexo 3 del Diseño de Eje conectado al motor principal	162
Anexos 4 de la Selección de Rodamientos.....	166
Anexos 5 de la Placa soporte del motor principal	169
Anexos 6 de la selección de Ángulos del soporte	170
Anexo 7 de Placa Superior.	171
Anexo 8 de la Selección de Tuercas.	172
Anexo 9 del Diseño del Brazo.	174
Anexo 10 del Diseño de sinfín para rotación de Brazo.	174
Anexo 11: Corredera del Brazo	175
Anexo 12: Selección de motorreductor	177
Anexo 13: Selección de Viga principal	178

Introducción.

La ingeniería en nuestro mundo actual está presente y hasta a veces oculta hasta en lo más pequeños detalles de la vida diaria del ser humano. Un ejemplo de ello es que mientras lee este libro puede mirar al piso y observar un piso perfectamente cortado en patrones de cuadros o en otros patrones geométricos. El trabajo que se realiza detrás de esta obra es una labor de ingeniería que el ser humano ha ido perfeccionando con el tiempo. Si bien el corte de parecer ser una labor muy ordinaria de hacer. Sin embargo, si observa todos los cortes que se requirieron para que obtener toda la superficie de placas sobre la que está apoyado, la tarea se complicará más, para resolver esto se requieren máquinas de dimensiones considerables para realizar cortes simultáneos. Existen distintos tipos de máquinas para realizar los cortes los distintos cortes de nuestra placa. El corte de interés de este trabajo es el que une lateralmente las placas entre sí.

Las cortadoras que actualmente se utilizan para este corte son las cortadoras de **Puente**.

Las cortadoras que existen son de tipo automáticas y semi automáticas las cuales realizan varias funciones pero que encarecen el costo de inversión de estas, la necesidad primordial de estas para el mercado local es el corte plano y simultaneo de varias placas, por lo que un rediseño que cumpla estos requerimientos es suficiente para satisfacer esta necesidad.

El presente trabajo se compone de cuatro capítulos, de los cuales el capítulo 1 se desarrolla los antecedentes históricos hasta la fecha, en el capítulo 2 trata acerca de los procesos generales de trabajo del marmol, en el capítulo 3 se aborda el diseño conceptual de la máquina, el capítulo 4 habla sobre el diseño y selección de los componentes mecánicos de la máquina y en el capítulo 5 se hace el resumen del costo total de la máquina.

Planteamiento del Problema

Actualmente las maquinas disponibles para el cortado de marmol no cuentan con las características que se necesitan para llevar acabo el trabajo en la empresa Mármoles MH, las maquinas con las que cuenta la empresa son cortadoras manuales con variaciones en la planicidad. Por lo que objetivo del cortado de placas de piedras ornamentales es generar un corte preciso, es decir se requiere un corte recto y que la maquina lo genere. Cabe mencionar que calidad generada por la maquinaria disponible para nuestro caso particular en los cortes no es adecuada con base a los requerimientos solicitados, por lo cual el fin de este proyecto es proporcionar una máquina de corte preciso para placas de mármol. Con el objetivo de generar cortes de forma longitudinal y transversal, y cortar varias placas de forma simultánea. Así mismo, el diseño de esta Cortadora semiautomática debe generar una superficie plana cumpliendo con las tolerancias de forma establecidas en norma.

JUSTIFICACIÓN

Una empresa mexicana dedicada a la venta Placas de Mármol requiere de una cortadora de mármol. La calidad generada por la maquinaria disponible para nuestro caso particular en los cortes no es adecuada con base a los requerimientos solicitados, por lo cual el fin de este proyecto es proporcionar una herramienta de corte preciso para placas de mármol.

La cortadora de puente debe generar cortes de forma longitudinal y transversal, y cortar varias placas de forma simultánea. El corte debe generar una superficie plana cumpliendo con las tolerancias de forma establecidas en norma.

Se estudiará la acción de corte y se determinará la potencia adecuada para poder realizar esta acción, se seleccionará el medio adecuado para transmitir la potencia y se diseñará los soportes adecuados para la máquina.

Objetivo General

Rediseñar una Cortadora Semiautomática de tipo puente de mármol.

Objetivos Específicos

- Investigar documentalmente las propiedades del mármol, su proceso y su entorno.
- Establecer el marco normativo y legal entorno al proceso de maquinaria pesada específicamente manufactura del mármol.
- Analizar los tipos de cortadoras existentes
- Elaborar un Prototipo que cumpla nuestras adecuaciones.
- Validar el rediseño por medio de análisis estáticos con software

CAPITULO 1: ANTECEDENTES HISTORICOS

1.1 El marmol en la Historia

El ser humano es un ser que ser social que busca la forma de expresar su sentir por diversos medios, ya sea el lenguaje oral o un medio de expresión físico, como lo es la piedra ornamental. La piedra a través del tiempo ha sido utilizada de diversas maneras, podemos ver que esta ha sido como un medio de expresión el cual deja ver la creatividad de la persona que la obre. La piedra natural se ha utilizado de tantas maneras diferentes por diferentes sociedades, las cuales las han esculpido, trabajado y utilizado como soportes o simplemente su uso ornamental. La importancia de esta ha sido importante a lo largo del tiempo ya que nos lleva a conocer como han sido dichas sociedades. La huella que deja el ser humano se deja marcada en la piedra, es decir el mármol.

El uso de la piedra ornamental es utilizado frecuentemente para piso, por sus propiedades estéticas y mecánicas. El mármol ha sido utilizado desde hace siglos en construcciones, las cuales han sido reconocidas como el Taj Mahal y otras esculturas como el “David” de Miguel Ángel.

Al ser el mármol una piedra que por sí misma posee belleza natural la cual ha sido utilizada como recubrimiento para obras maestras, como mansiones, catedrales y basílicas alrededor del mundo e incluso en obras públicas por su gran resistencia al desgaste.

Con esto surge la necesidad de producir en masa para y automatizar los procesos para la fabricación del mármol.

En México, en el estado de Puebla, tenemos una de las zonas más importantes con yacimientos naturales para la extracción del mármol y la explotación de este, requiere maquinaria especializada para la transformación del recurso.

El mercado de la piedra ornamental está dividido en varios campos según su aplicación.

Pero en este proyecto nos enfocaremos en el proceso de cortado de placas y al resolver el problema planteado por un particular.

Estudiaremos los efectos envueltos en el proceso de cortado para conseguir la planicidad requerida, analizaremos las fuerzas generadas por el corte y después procederemos a diseñar todos los elementos mecánicos para su funcionamiento.

Durante siglos el mármol ha sido un material que representa elegancia, estética, un material indudablemente necesario para cualquier obra arquitectónica de alto prestigio. La extracción de mármol se remonta al siglo VI en la antigua Grecia, se utilizó para construir monumentos históricos como el Templo de Artemisa, sostenido por 127 columnas de mármol.

La palabra mármol proviene del griego “marmaros” y etimológicamente posee varios significados, como pueden ser: piedra brillante, piedra de color blanco nieve, o bien, inmaculada superficie, resplandeciente y brillante.

Con el tiempo el uso de mármol se difundió y en el siglo VII en Italia por medio de la arquitectura bizantina alcanzó a expandirse en el uso de templos y catedrales, este fue utilizado también en el periodo barroco como revestimiento.

El mármol ha sido un sinónimo de belleza el cual se deja ver con gran esplendor en el Taj Mahal, construido en la india y se conoce como “Palacio de la Corona”, cuenta con una cúpula de mármol blanco que cubre el mausoleo.

El mármol, técnicamente es de origen metamórfico y este proviene de la transformación de rocas calizas y dolomíticas, cuya metamorfosis ha construido una recristalización la cual determina su aumento de dureza y resistencia. El componente básico del mármol es el carbonato de Calcio con un 90% de contenido, los demás componentes son los que dan variedad a los colores y son los que definen sus características físicas.

El uso del mármol se divide en distintos campos:

- Cubiertas para piso y paredes
- Esculturas
- Mampostería
- Cubiertas de cocina

En el campo de cubiertas para piso y paredes el proceso está dividido generalmente en tres etapas en el siguiente orden:

1. Extracción
2. Procesamiento

3. Colocación

1.2 La industria del mármol en México

La industria del mármol en México está dividida geográficamente por diversos yacimientos ubicados en distintas partes del país, las variaciones de sus componentes hacen que este posea diversas tonalidades y propiedades.

La división geográfica del mármol se muestra a continuación dividida en tres zonas:

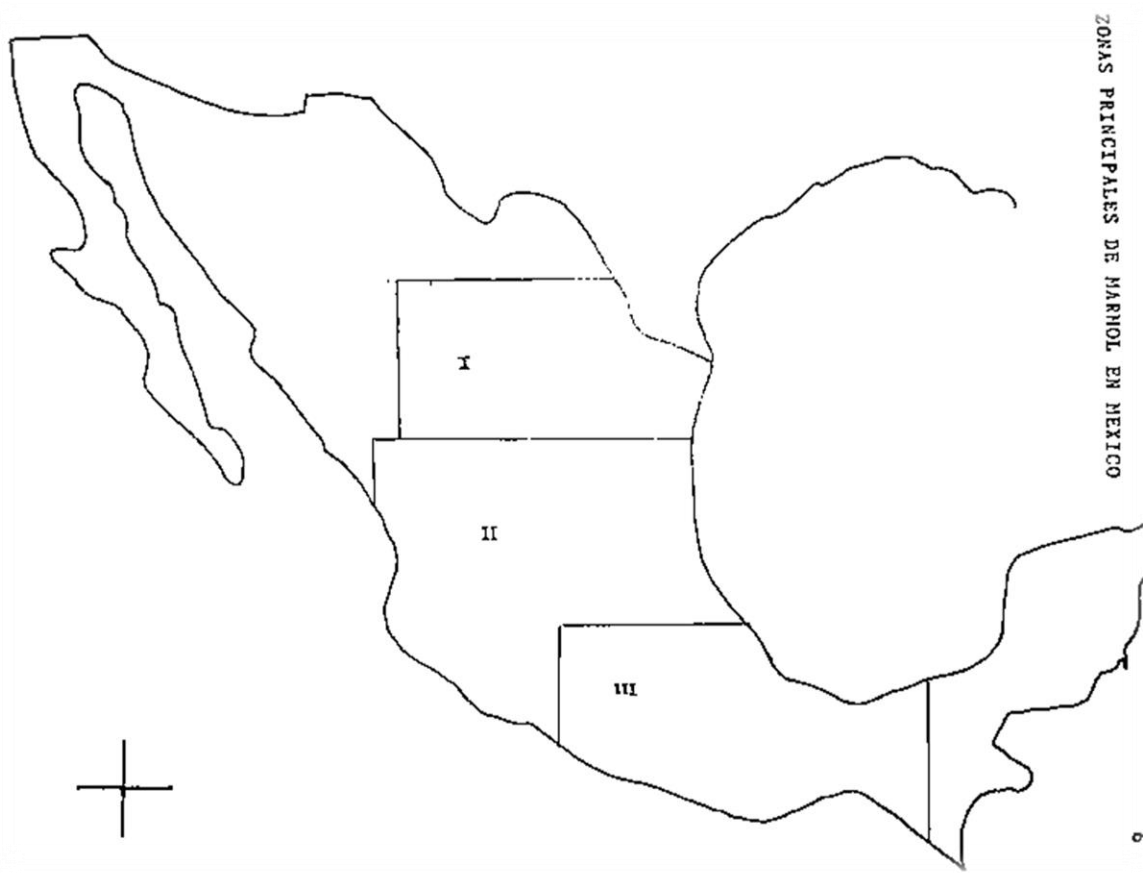


Figura 1.1 Zonas Principales de Marmol en México. María Martha Honorato Romero. Industrializar la extracción y la transformación del marmol,1988.

(Honorato Romero, 1988)

Zona I: Chihuahua, Torreón, Durango y Monterrey.

Zona II: Zacatecas, Hidalgo y Guadalajara.

Zona III: Puebla, Guerrero, Veracruz, Oaxaca y Chiapas.

México posee grandes superficies de afloramientos rocosos compuestos por rocas carbonatadas que ofrecen potencial como rocas dimensionales.

Estas zonas productoras y explotadoras de mármol muy importantes, en las cuales se realiza el procesado, desde la explotación hasta la terminación del producto. Se adjunta una imagen donde se puede ver las zonas específicas donde yacen las minas y canteras en nuestro país.

1.2.1 Zona 1. Comprende de La Laguna y se ubicada en el límite de los Estados de Durango, Coahuila y Zacatecas.

En el municipio Tlahualilo de Zaragoza, Durango, en las sierras de Campana y Tlahualilo, se ubica la formación de Acatita de color crema, el cual por el tono es muy utilizado en la industria para la construcción. Con este tipo de yacimientos se datan 26 localidades con utilidad para la construcción y ornamentación.

Las rocas formadas en el área de Mapipi, Dgo. Son en su mayoría sedimentarias e ígneas con una pequeña parte de metamórficas. Las primeras son de origen marino y formados durante las eras cretácea y jurásica y consisten en ricas metamórficas como por ejemplo pizarra, cuarcita y filita. Este tipo de canteras o minas están ubicados en 60 poblaciones que contienen mármol caliza travertino y ónix, que son de gran utilidad para la industria constructiva, industria ornamental y producir productos de carbonato de calcio.

(Coordinación General de Minería, 2014)

En Matamoros, Coah., a 26 Km al suroeste de San Pedro de las Colonias, se encuentra la zona del Cañón del Diablo, esta consiste en caliza con recristalización moderada y aprovechables para la industria marmolera. La zona geológica es predominantemente sedimentaria, formada por caliza dolomítica y yeso de la Formación Acatita en el Cretácico inferior y depósitos de aluvión del Reciente, localizados en los valles y partes topográficamente bajas.

En el área de Ávila Camacho, municipio de Torreón, Coah., la secuencia estratigráfica está formada por rocas sedimentarias marinas y continentales que abarcan desde el Cretácico inferior

hasta el Reciente. Las áreas de importancia económica se encuentran inmerso de la Formación Aurora y el yacimiento es una brecha de color rosa con tonalidades rosa salmón a rojizo.

En el municipio de Parras, Coah., en el Ejido Según, el material de importancia económica y estética es el travertino de la Formación Mayran, de color café a café claro, con textura de grano fino a medio, compacto. El material posee excelentes propiedades como son buen brillo y buena resistencia desde el proceso de parqueteado, sin pérdida en el pulido.

1.2.2 Zona 2. Estado de Puebla.

Las minas o yacimientos de mármol en el área de San Lorenzo La Joya, municipio de Tepeaca, se ubican en la provincia del Eje Neovolcánico. La columna estratigráfica está representada por rocas calcáreas de la Formación Orizaba de edad Cretácico inferior, con las siguientes formaciones en caliza color gris oscuro, gris claro, rojiza y lila con textura mudstone a packstone y estructura compacta con horizontes de conglomerados calcáreos, formados por clastos de caliza, cuarzo y pedernal, en las partes bajas se tienen suelos areno-arcillosos de tonalidad café claro de edad reciente. Las tonalidades emblemáticas de esta zona presentan colores tales como gris claro, gris oscuro y lila, que mediante pruebas de corte y pulido reportaron buen brillo y facilidad al corte y en el mercado es conocido como mármol tipo Santo Tomás lila.

En la zona de Xilolotla, Tepeaca, Pue., se localiza a 27 km al sureste de la ciudad de Puebla. En esta área, tentativamente se infiere que se tiene el contacto entre la cima del miembro inferior y la base del miembro superior de la Formación Maltrata, el color de la caliza es gris y por efectos de marmorización adquiere tonalidades blancas, presentando ocasionalmente bandea miento y nódulos de pedernal. La caliza presenta en general marmorización por efecto de metamorfismo de contacto, se tiene alteración de la caliza en mármol, por efectos térmicos, así mismo algunas zonas con oxidación superficial. Las zonas de interés se definen por el espesor de las capas, de donde pueden extraerse bloques con

medidas mínimas de corte de 1 m³, que no presentan fractura miento, oquedades de dilución o bandas de pedernal.

A lo largo del área del poblado de Tepexi de Rodríguez, Pue. En los trabajos de campo se examinó que la roca más antigua aflorante son los esquistos verdes del Complejo Acatlán del Paleozoico

inferior, a los que le sobre yacen discordantemente la Formación Orizaba del Cretácico inferior, que presenta un color crema, textura mudstone a wackestone con vetillas de calcita y hematita, con horizontes de caliza fosilífera y en algunos estratos se observan nódulos de pedernal y la Formación Cuayuca del Terciario superior, constituida por un conglomerado calcáreo y arcilla montmorillonítica. Sobre ambas formaciones mencionadas está depositada concordantemente a la Formación Cuayuca y discordantemente a la Formación Orizaba, un paquete de caliza lacustre, de donde se explota el material que se comercializa. El material económico se encuentra en el travertino y en las calizas de la Formación Orizaba. Existen otras zonas productoras ubicadas en los estados de Querétaro, Hidalgo, Oaxaca, San Luis Potosí y Guerrero.

(Coordinación General de Minería, 2014)

PRINCIPALES ZONAS PRODUCTORAS DE MÁRMOL EN MÉXICO



Figura 1.2. Principales Zonas Productoras de Mármol en México. Perfil de Mercado del Mármol, por Coordinación General de Minería, 2014, ciudad de México: Secretaría de Economía.

En la zona I del país se encuentran los yacimientos de los siguientes colores o tonalidades:

- Negro Bizarrón.
- Rosa Salmón.
- Blanco guarias.
- Blanco Durango.
- Rojo colonial.
- Café torreón.
- Travertino Durango.

En la Zona II encontramos los siguientes:

- Ónix negro.
- Blanco perla.
- Gris oscuro.

En la zona III ubicamos los siguientes materiales:

- Santo Tomas o Lila.
- Gris Tepeaca.
- Travertino.
- Rosa.
- Jaspe.
- Blanco perla.
- Blanco Bego.
- Café Tenayo.
- Verde.

CAPITULO 2: LOS PROCESOS DEL MARMOL

2.1 Campos de aplicación

El procesado del mármol constituye un amplio campo aplicación dependiendo del uso que se le quiera dar al mármol.

2.2 Prospección

La localización y valoración de minas de mármol, requiere varios estudios detallados para determinar las propiedades del material y en base a ellas definir su funcionalidad.

2.3 Extracción o Explotación

En el proceso de la extracción, después de realizar el proceso de prospección, es decir identificar la mina, se extrae el mármol de la siguiente manera, para comenzar el yacimiento debe estar libre de escombros o tepetate.

La extracción antiguamente se realizaba por medio de explosivos se realizaba una voladura y con los fragmentos resultantes se le daba forma de bloques a las piedras, esto se realizaba con máquinas neumáticas que impulsaban barrenos para la perforación del mármol.



Figura 2.1 Extracción mediante voladuras y barrenación. Fuente propia.

Hoy en día el proceso de extracción es más sencillo, al igual que en el proceso anterior se libera de la impureza. Después se procede a abrir los bancos de extracción, se realiza mediante maquinaria pesada, después se procede a realizar perforaciones para introducir un hilo adiamantado y este corta los bancos, así se evita que se utilice explosivos y como resultado el material resulta menos frágil. Por medio del uso de hilo adiamantado se incrementa la producción.



Figura 2.2. Extracción mediante el corte de Hilo adiamantado. Perfil de Mercado del Mármol, por Coordinación General de Minería, 2014, ciudad de México: Secretaría de Economía.

2.4 Proceso de Cortado

En la siguiente etapa se procesa el material de la siguiente manera, primero se destina el uso de la piedra conforme a la demanda, la piedra se procesará dependiendo su uso, el primer uso que se le da es en losetas generalmente utilizadas para pisos, con medidas estándares, pasa a una maquina denominada corta-bloques y su función es cortar en tiras de diversos grosores al bloque, después el siguiente proceso es pulir las tiras procedentes del corta bloques. Después de pulir las tiras se cortan con el largo que se requiera mediante cortadores en una línea de banda y pasa al empaquetado de las placas. Empaquetado el material y se finaliza con el proceso de embalaje.



Figura 2.3. Cortadora de Marmol, F.S.E. srl, <http://www.fsesrl.com/default.aspx?l=ES>

El otro tipo de procesamiento es el laminado, la maquina llamada “Laminadora” divide en láminas al bloque, después dependiendo de la necesidad se pasará a su procesado, ya que este depende del acabado que requiera el cliente.



Figura 2.4. Laminadora de Mármol, Breton spa, <https://www.breton.it/en/stone/multiblade-gang-saw>.

El proceso que sigue el proceso de laminado es el acabado.

En cualquier marmolería se ofrecen estas cuatro posibilidades:

- Pulimentado: es el más habitual porque su acabado liso y brillante atrae los usuarios que están interesados en colocar mármol en zonas de la casa como el baño o la cocina porque el poro está tapado, lo que le hace ser más higiénico y resistente que otros acabados.
- Abujardado: su superficie queda rugosa de manera uniforme, lo que le confiere un carácter rústico.
- Flameado: este acabado es similar al anterior sólo que la rugosidad es irregular. Está especialmente indicado para ambientes y decoraciones con predominio de elementos naturales.
- Apomazado: su acabado es liso pero mate, de tal manera que también se cierra el poro, pero no se llega a sacar el brillo. Recomendado para todo tipo de suelos y exteriores



Figura 2.5. Pulidora de Banda, Breton spa, <https://www.breton.it/en/stone/levibreton-kg4600>.

EL cortado de las placas depende de lo que requiera el consumidor y se procesa mediante cortadoras de puente ilustradas en la FIG 8.

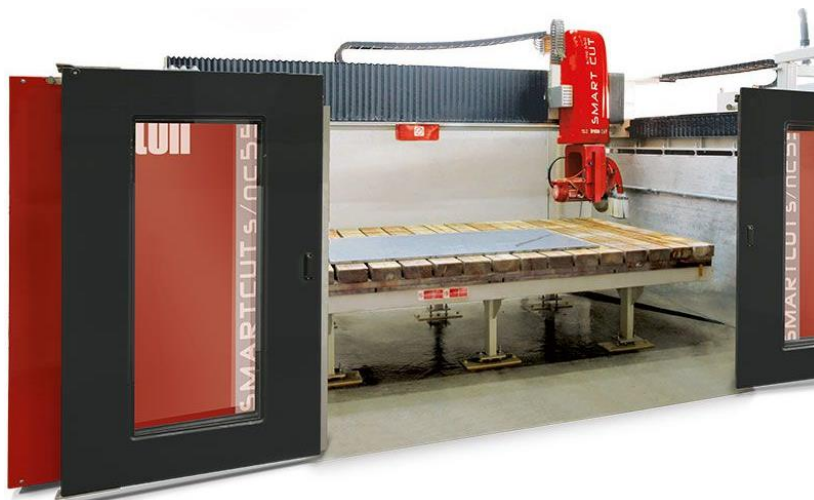


Figura 2.6. Cortadora de Puente, Breton Spa, <https://www.breton.it/es/piedra/smart-cut-550>.

2.5 Maquinas existentes de marmol

La maquinaria existente se presenta a continuación extraída de los catálogos de los proveedores de maquinaria que principalmente son de origen italiano.

Las características principales de estas corta más avanzadas tecnológicamente es que funcionan como CNC para fabricar piezas especiales de marmol, aunque es una característica muy llamativa el mercado en Mexico no demanda esta función como fundamental.



Discovery 5 Axis Plus

Model		monoBlock	on shoulders
Corsa max. longitudinale (asse X) Max. stroke X axis	mm. Inch.	3600 141.73"	3600 141.73"
Corsa max. trasversale (asse Y) Max. stroke Y axis	mm. Inch.	2800 110.23"	2800 110.23"
Corsa max. verticale (asse Z) Max. stroke Z axis	mm. Inch.	390 15.35"	390 15.35"
Rotazione automatica testa (asse C) Automatic rotating head C axis	°	370	370
Inclinazione automatica testa (asse A) Automatic tilting head A axis	°	0 / 90	0 / 90
Max. velocità dell'asse X Max. speed X axis	mt/min Inch./min	30 1181.10"	30 1181.10"
Max. velocità dell'asse Y Max. speed Y axis	mt/min Inch./min	30 1181.10"	30 1181.10"
Max. velocità dell'asse Z Max. speed Z axis	mt/min Inch./min	7.5 295.28"	7.5 295.28"
Potenza motore disco (S6) Main motor power	kW/HP	17.6 / 24	17.6 / 24
Velocità rotazione disco Speed main motor	Rpm	4300	4300
Attacco utensile Tool attachment	Tipo Type	1/2 Gas Optional	1/2 Gas Optional
Diametro Min. disco / Diametro foro Minimum blade diameter / Blade hole	mm. Inch.	350/60 13.78"/2.36"	350/60 13.78"/2.36"
Diametro Max. disco / Diametro foro Maximum blade diameter / Blade hole	mm. Inch.	625/60 24.60"/2.36"	625/60 24.60"/2.36"
Massima profondità di taglio Maximum cutting depth	mm. Inch.	200 7.87"	200 7.87"
Dimensioni banco di lavoro Work table dimensions	mm. Inch.	3500 x 2500 137.80" x 98.42"	3500 x 2500 137.80" x 98.42"
Max. peso sollevabile per ventosa Max. weight lifting with a suction cup	kg lb	150 330	150 330
Massa complessiva indicativa Approximate Weight	kg lb	4200 9260	4200 9260
Ingombro macchina Dimensions	mm. Inch.	6500 x 4360 x 2750 256" x 172" x 109"	6500 x 4360 x 2750 256" x 172" x 109"
Dimensioni imballo Packaging dimensions	mm. Inch.	5900 x 2300 x 2300 233" x 91" x 91"	5900 x 2300 x 2300 233" x 91" x 91"
Tensione standard Standard voltage	Volt / Hz	400 / 50 230 / 60*	400 / 50 230 / 60*

Figura 2.7. Cortadora de Puente Discovery, Características Técnicas, Stone Equipment International, <http://www.stoneequipmentinternational.com/product/12/802/Emmedue-Discovery-5-Axis>.

EL precio de adquisición ronda las: £79,995.00

Highest quality for your skill



**JET
625
CNC**

Centro di taglio a controllo numerico a 5 assi interpolati
CNC cutting center with 5 interpolated axes

Caratteristiche Tecniche / Technical Features

Asi interpolati Number of interpolated axes	N°	5	Potenza motore elettromandrino Electro spindle motor power	kw Hp	13 / 56 14.4 / 56
Corsa carrello asse X Carriage stroke axis X	mm in	3600 142	Rotazione utensile (TOOLS) Tools rotation (TOOLS)	Rpm	0 / 5000
Corsa ponte asse Y Bridge stroke axis Y	mm in	2650 105	Velocità massima carrello asse X Max speed axis X	m/min ft/min	40 131
Corsa salita / discesa testa asse Z Vertical stroke of the head axis Z	mm in	400 16	Velocità massima ponte asse Y Max speed axis Y	m/min ft/min	35 115
Rotazione testa porta disco asse C Disc head rotation (axis C)	gradi degrees	-5° / 365°	Velocità massima testa asse Z Max speed axis Z	m/min ft/min	4 13
Inclinazione disco asse A Disc head tilting movement (axis A)	gradi degrees	0 / 90°	Consumo acqua (3 bar) Water consumption (3 bar)	l/min gal/min	35 9
Dimensioni del banco portaltastre * Working table dimensions *	mm in	2400 x 3800 95 x 150	Consumo aria Air consumption	l/min gal/min	5 1.3
Diametro minimo del disco Minimum disc diameter	mm in	400 16	Tensione elettrica standard ** Standard voltage **	V/Hz	400/50
Diametro massimo del disco Maximum disc diameter	mm in	625 24	Peso complessivo macchina Approx total weight of the machine	kg	5300
Profondità max di taglio Max cutting depth	mm in	200 8			

Figura 2.8. Cortadora de Puente Donatoni, EMMEDUE MARBLE AND GRANITE MACHINERY, http://www.emmeduedivision.com/en/index.php?option=com_sppagebuilder&view=page&id=28&language=en.



DATI TECNICI - TECHNICAL DATA

* OPTIONAL

CORSA MASSIMA ORIZZONTALE DISCO (ASSE X) CUTTING STROKE OF THE BLADE (X AXIS)	3800 mm	POTENZA MOTORE DEL DISCO POWER OF THE BLADE MOTOR	32 (S 6) kW
TRASLAZIONE MASSIMA DEL PONTE (ASSE Y) MAXIMUM BRIDGE TRANSLATION (Y AXIS)	2750 - 3900 - 8500 mm	VELOCITÀ DI ROTAZIONE DEL MANDRINO SPINDLE SPEED OF ROTATION	500 ÷ 6000 rpm
CORSA MASSIMA VERTICALE DISCO (ASSE Z) MAXIMUM VERTICAL TRAVEL OF THE BLADE (Z AXIS)	600 - 800* - 1000* mm	VELOCITÀ DI TAGLIO DELLA SLITTA (ASSE X) SLIDE CUT SPEED (X AXIS)	0 ÷ 33,5 m/min
ANGOLO MASSIMO DI INCLINAZIONE DISCO (ASSE R) MAX ANGLE OF TILT HEAD (R AXIS)	0° ÷ 90°	VELOCITÀ TRASLAZIONE DEL PONTE (ASSE Y) BRIDGE TRANSLATION SPEED (Y AXIS)	0 ÷ 33,5 m/min
ANGOLO MASSIMO DI ORIENTAMENTO DISCO (ASSE W) MAXIMUM BLADE ROTATION (W AXIS)	0° ÷ 370°	VELOCITÀ MOVIMENTO VERTICALE DISCO (ASSE Z) VERTICAL MOVEMENT SPEED (Z AXIS)	0 ÷ 3,5 m/min
DIAMETRO MASSIMO DISCO VERTICALE MAXIMUM VERTICAL BLADE DIAMETER	925 - 1100* mm	TEMPO PER RUOTARE IL DISCO DI 90° (ASSE W) TIME TO ROTATE HEAD 90° (W AXIS)	1,5 sec
DIAMETRO FORO BLADE HOLE DIAMETER	60 mm	PORTATA ACQUA DI REFRIGERAZIONE A 3 BAR WATER CONSUMPTION AT 3 BAR	50 l/min
DIAMETRO FLANGE DISCO BLADE LOCKING FLANGE DIAMETER	250 mm	CONSUMO ARIA A 6 BAR AIR CONSUMPTION AT 6 BAR	5 l/min
PROFONDITÀ DI TAGLIO MASSIMA MAXIMUM CUTTING DEPTH	335 - 420* mm	MASSA COMPLESSIVA TOTAL MACHINE MASS	6200 - 6500* kg
DIMENSIONE DELLA TAVOLA FISSA FIXED TABLE DIMENSION	2000 x 3500 mm	VOLUME IMBALLO MACCHINA IN VERSIONE STANDARD MACHINE PACKING DIMENSIONS	40' O.T. container

Figura 2.9. Cortadora de Puente litox, Gravellona Macchine Marmo, <http://www.gmm.it/uk/pro%20LITOX%20CN2.asp?Tip=Sawing%20bridge%20machines&Prod=LITOX%20CN2>.

CAPITULO 3: DESARROLLO DEL PROCESO DE DISEÑO

3.1 Diseño

El diseño es la creación de una idea que se ha desarrollado para cumplir un fin.

El diseño en ingeniería también se define como

“El desarrollo organizado y pensado, y la puesta a prueba, de las características de objetos nuevos, que tienen una configuración particular o que se realizan alguna o algunas funciones que satisfacen nuestro objetivo sin violar las limitaciones especificadas.”

(Dym, EL proceso de diseño en Ingeniería , 2002)

En el proceso de diseño de la cortadora semiautomática definimos un modelo descriptivo lineal que no permitirá ver la estructura a seguir en nuestro proceso de diseño.

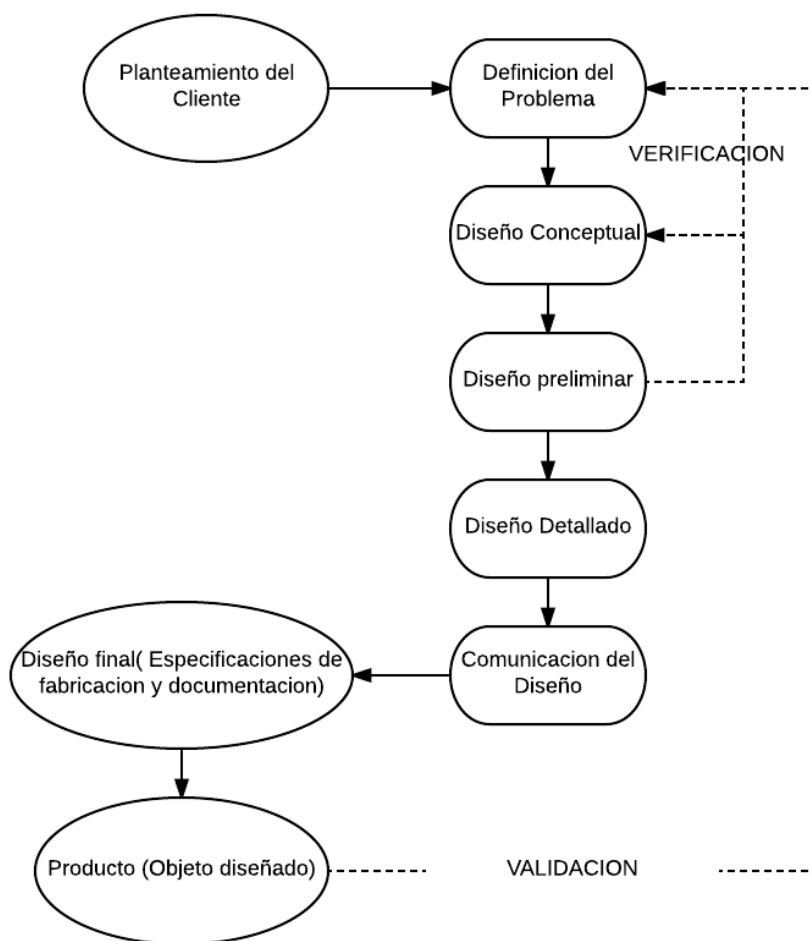


Figura 3.1. Clive L. Dym (2002), *El proceso de diseño en Ingeniería*, (figura 2.4), pág. 38. Limusa Wiley.

Definido el problema por el siguiente esquema

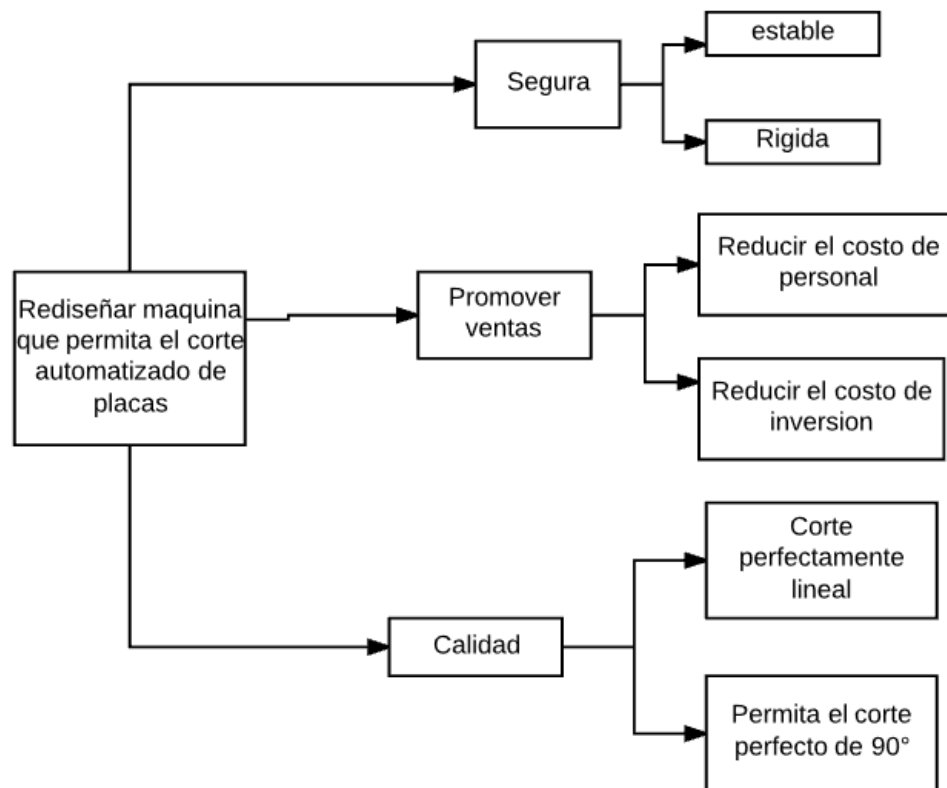


Figura 3.2. Definición del Problema, Fuente propia.

Con un árbol de objetivos claro procedemos a generar alternativas de diseño sobre nuestra cortadora, dadas nuestras especificaciones.

3.2. Diseño Conceptual

Se considera la definición de Clive L. Dym para entender mejor a este:

“El diseño conceptual es la parte del diseño donde se buscan conceptos diferentes que pueden ser utilizados para alcanzar los objetivos de del cliente.”.

El diseño conceptual de la cortadora semiautomática es el siguiente, Se muestra la Viga principal, el brazo de corte que contiene el disco de corte y las paredes que sirven de soporte a la viga principal.

Las correderas se encuentran en los extremos de la viga principal y en la mesa sobre la que están apoyadas las placas a las que se realizará el corte.

1-

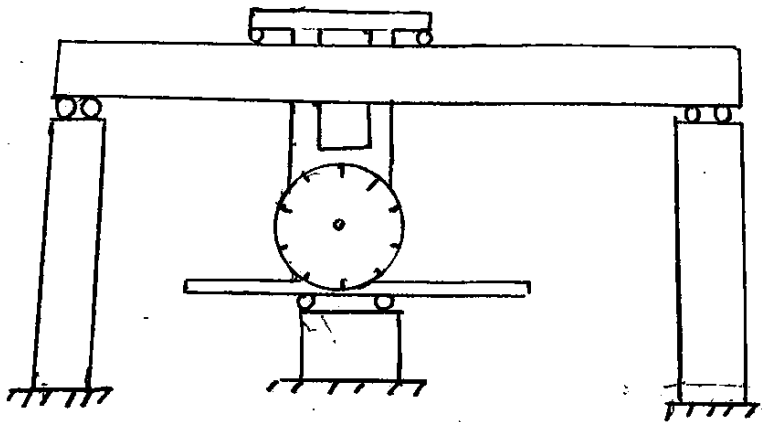


Figura 3.3. Diseño Conceptual de la Máquina de Puente. Fuente propia.

Las máquinas cortadores de puente solían usar un balero grande para poder rotar las placas y así realizar el corte transversal.

El mantenimiento del rodamiento que sostiene la mesa suele ser grande por lo que se supone que el remplazo de este genera un alto coste, por lo que se opta por un modelo donde el rodamiento se encuentre en el brazo de corte como se muestra en el siguiente boceto que se considerará la segunda alternativa.

2.-

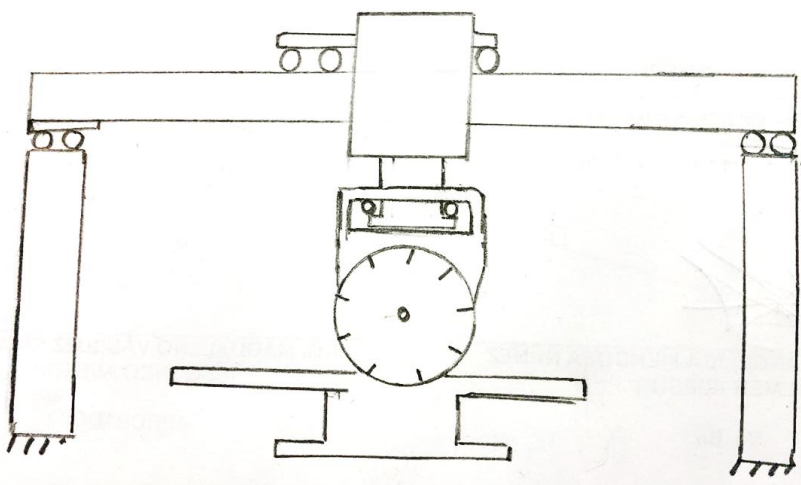


Figura 3.4. Segundo diseño conceptual de la Máquina cortadora de Puente. Fuente propia.

3.3. DISEÑO PRELIMINAR

El diseño preliminar estará dado de la siguiente manera en la Fig. 16 pero será hasta el diseño detallado donde se desarrollará y se afinarán las mediciones para todos los elementos propuestos en el diseño.

Aunque es importante recalcar que los soportes laterales que soportan a la viga principal o vigueta están pendientes por definir por la evaluación de costos.

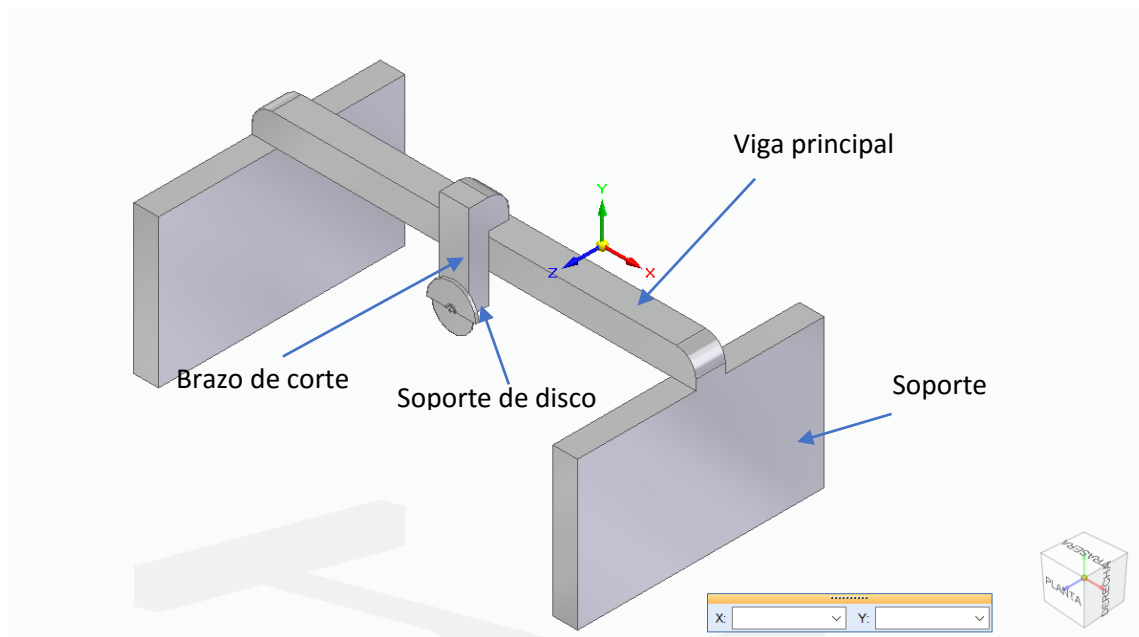


Figura 3.5. Diseño preliminar de la Máquina, Fuente propia.

Para analizar nuestro modelo propuesto dividiremos a nuestro sistema de tal manera que se puedan analizar cada uno de los componentes de este.

Los sistemas serán los siguientes:

Subsistema del corte

Subsistema de soporte de disco

Subsistema de Brazo de Corte

Diseño de Viga móvil principal.

Diseño del Soporte de la Estructura.

3.4. DISEÑO DETALLADO

3.4.1 Subsistema del corte

Empezaremos por analizar el primer subsistema del corte. Y de acuerdo con nuestra necesidad necesitaremos realizar el corte de placas de manera simultánea, la necesidad a abordar es de 5 placas por corte.

Consultando el Catálogo de la empresa DIAMANT BOARD, seleccionamos con base a nuestras necesidades nuestro disco a utilizar.

SCUT

Código: 543084640

Velocidad: 45 m/s

Diámetro: 350 mm

Velocidad de rotación: 2460 rpm

Numero de Dientes: 24 dientes

Espesor de Disco: 3.2 mm

(DIAMANT BOART, 2008)

Seleccionado el disco procederemos a la acción de corte que se analizara dependiendo el disco. Seleccionado el disco analizaremos el comportamiento de las fuerzas de corte para proceder a diseñar los componentes que darán rigidez a la estructura.

Es necesario tener en cuenta los parámetros que se general al realizar el corte, el principio de operación que utilizaremos será el de fresado. De esta manera haremos una analogía en su funcionamiento y realizaremos pruebas acerca de la fuerza de corte para validar nuestros resultados.

El principio de fresado actúa de la siguiente manera, se considera una altura (a) involucrada en el corte y desprende la viruta en la dirección que muestra la siguiente figura.

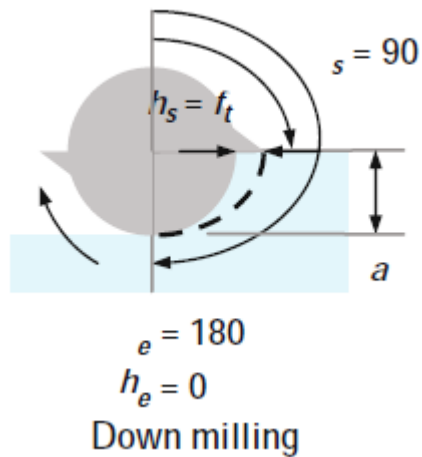


Figura 3.6. Tony L. Schmitz (2009), *Machining Dynamics Frequency Response to Improved Productivity*, (figura 4.1.4) página 102, Springer.

Schmitz considera dos tipos de fresado, “Up milling” y “Down milling”. El que nosotros aplicaremos en nuestro estudio será el segundo y se muestra en la figura siguiente.

Este considera que el punto de inicio de referencia coincide con el eje vertical.

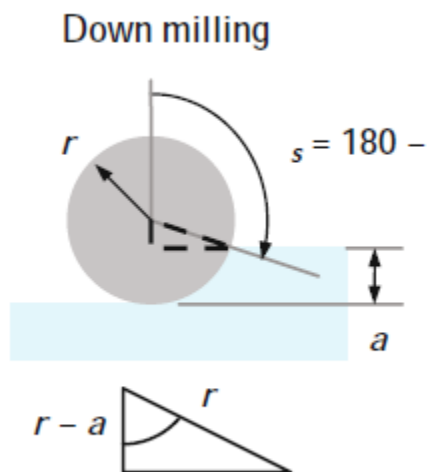


Figura 3.7. Tony L. Schmitz (2009), *Machining Dynamics Frequency Response to Improved Productivity*, (figura 4.1.5) página 103, Springer.

EL siguiente paso es conocer el Angulo que estará bajo la acción de corte de nuestro cortador o disco, esto nos servirá para conocer los dientes que someten al corte.

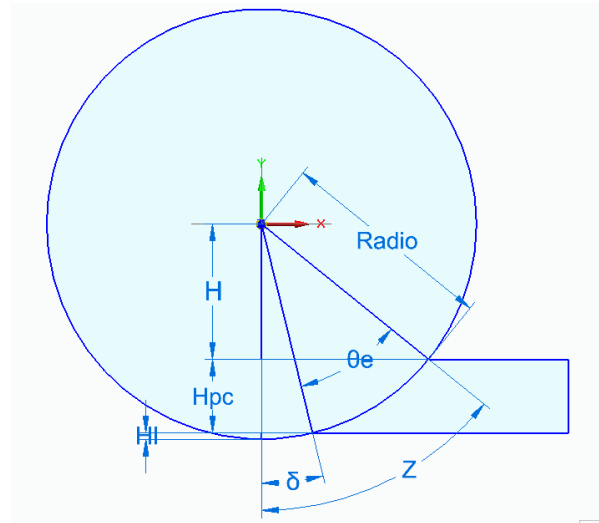


Figura 3.8. Estimación del ángulo bajo la acción de corte. Fuente propia.

Datos

$R = 150\text{mm}$.

$H = \text{altura libre de corte} = 85\text{ mm}$.

$H_{pc} = \text{altura involucrada en el corte} = 60\text{ mm}$.

$H_l = \text{altura libre bajo el corte} = 5\text{ mm}$.

$Z = \text{ángulo orientativo a calcular}$.

$\delta = \text{ángulo libre bajo altura de corte}$.

$\theta_e = \text{ángulo bajo la acción de corte}$.

$\phi = \text{ángulo de rotación de la herramienta}$.

$$Z = \cos^{-1}\left(\frac{H}{R}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{85}{150}\right) = 55.48^\circ$$

$$\delta = \cos^{-1} \left(\frac{H + H_{pc}}{R} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{145}{150} \right) = 14.84^\circ$$

$$\theta_e = z - \delta = 40.65^\circ$$

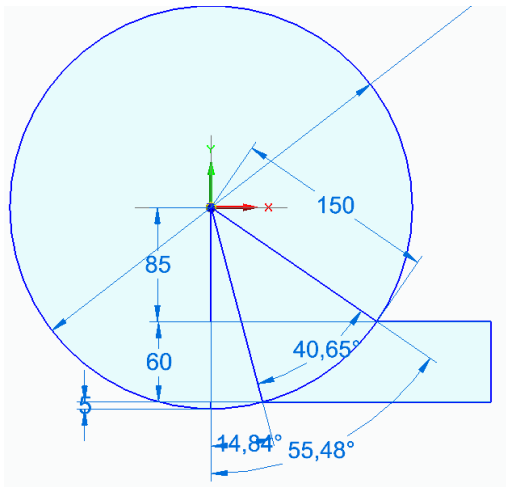


Figura 3.9. Ángulo bajo la acción de corte. Fuente propia.

También definiremos otros parámetros a utilizar y son los siguientes:

$$f_t = \text{alimentación por diente} \left(\frac{\text{mm}}{\text{diente}} \right).$$

f = alimentación por diente descrito en términos lineales

$$400 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \text{ (determinado por pruebas de corte)}$$

$$\Omega = \text{velocidad del eje} = 3600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \text{ (dada por catalogo en cuadro de revoluciones).}$$

N = número de dientes (24 t).

Teniendo este parámetro en cuenta se sabe que cada diente ocupa 15° dentro de la circunferencia.

$$f_t = \frac{f}{\Omega N_t} = \frac{400 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{3600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} (24 \frac{\text{dientes}}{\text{revolucion}})} = 4.629 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{mm}}{\text{diente}} \right).$$

b = anchura de fresado (3,2mm).

Tenemos como dato de partida la potencia que el motor entrega y con nuestros cálculos podemos saber la posición de los dientes en cada instante de tiempo.

$$T = \sum_{j=1}^{N_t} r F_t = r k_t b f_t \sum_{j=1}^{N_t} \sin \phi_j$$

$$P = \frac{T \Omega 2\pi}{60}$$

Ecuaciones recuperadas de "Tony L. Schmitz (2009), *Machining Dynamics Frequency Response To Improved Productivity*", página 112, Springer.

En nuestro estudio necesitamos calcular la fuerza específica de corte del mármol.

Considerando las condiciones de una máquina existente de corte de mármol se calcula con las fórmulas anteriores:

$$P = \frac{T \Omega 2\pi}{60} = 6 \text{ HP}$$

Nota: Aunque el motor es de 5 HP, se considera 6 por el factor de servicio (1.2).

Procederemos a calcular el torque que nuestro motor entrega

$$T = \frac{P(60)}{\Omega 2\pi} = \frac{(4474.2 \frac{\text{Nm}}{\text{seg}}) (\frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}})}{(2730 \frac{\text{rev}}{\text{min}}) (\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}})} = 11.86 \text{ Nm}$$

$$T = r k_t b f_t \sum_{j=1}^{N_t} \sin \phi_j ;$$

Obtenido el torque, sustituimos de la fórmula anterior y nos dará un valor de la fuerza específica de corte, la cual dependerá del instante de tiempo en el cual se encuentre el disco de corte, pero al igual que un volante de inercia, consideraremos el promedio de esta.

$$k_t = \frac{T}{r b f_t \sum_{j=1}^{N_t} \sin \phi_j} = \frac{11.86 \text{ Nm} (\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}})}{(150 \text{ mm}) (3.2 \text{ mm}) (0.00462 \frac{\text{mm}}{\text{min}}) (1.903)} = 2805.89 \text{ N/mm}^2$$

$$k_s = \frac{k_t(\text{promedio})}{\sin \beta} = \frac{3557.51}{\sin 85^\circ} = 3571.51 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 1. Determinación de la fuerza específica de corte. Fuente propia.

PARAMETROS															
B (grados)	b(mm)	ft(mm/min)	D	Radio(mm)	RPM	placas	z	&	Oe	Angulo Límite					
85	3.2	0.00462963	300	150	3600	3	55.4818922	14.8351116	40.6467806	165.164888					
Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	124.52	125.52	126.52	127.52	128.52	129.52	130.52	131.52	132.52	133.52	134.52	135.52	136.52	137.52	138.52
2	139.52	140.52	141.52	142.52	143.52	144.52	145.52	146.52	147.52	148.52	149.52	150.52	151.52	152.52	153.52
3	154.52	155.52	156.52	157.52	158.52	159.52	160.52	161.52	162.52	163.52	164.52	165.52	166.52	167.52	168.52
4	169.52	170.52	171.52	172.52	173.52	174.52	175.52	176.52	177.52	178.52	179.52	180.52	181.52	182.52	183.52
5	184.52	185.52	186.52	187.52	188.52	189.52	190.52	191.52	192.52	193.52	194.52	195.52	196.52	197.52	198.52
6	199.52	200.52	201.52	202.52	203.52	204.52	205.52	206.52	207.52	208.52	209.52	210.52	211.52	212.52	213.52
7	214.52	215.52	216.52	217.52	218.52	219.52	220.52	221.52	222.52	223.52	224.52	225.52	226.52	227.52	228.52
Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	2.17	2.19	2.21	2.23	2.24	2.26	2.28	2.30	2.31	2.33	2.35	2.37	2.38	2.40	2.42
2	2.44	2.45	2.47	2.49	2.50	2.52	2.54	2.56	2.57	2.59	2.61	2.63	2.64	2.66	2.68
3	2.70	2.71	2.73	2.75	2.77	2.78	2.80	2.82	2.84	2.85	2.87	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
SENO(Oj)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0.82394714	0.81393195	0.80366883	0.79316091	0.78241138	0.77142352	0.76020067	0.74874627	0.73706379	0.72515679	0.7130289	0.70068381	0.68812529	0.67535716	0.66238331
2	0.6492077	0.63583432	0.62226727	0.60851067	0.5945687	0.58044563	0.56614575	0.55167341	0.53703303	0.52222907	0.50726603	0.49214847	0.47688099	0.46146826	0.44591495
3	0.43022582	0.41440564	0.39845922	0.38239143	0.36620716	0.34991134	0.33350893	0.31700493	0.30040437	0.2837123	0.26693382	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
suma	1.90338066	1.86417191	1.82439532	1.784063	1.74318724	1.70178049	1.65985535	1.61742461	1.57450119	1.53109816	1.48722874	1.44283228	1.39850629	1.35425426	1.31008274
	w	KW	HP												
Potencia Ma	4474.2	4.4742	6												
Torque Maq	11.8681841														
Kt	2805.8932	2864.90898	2927.37149	2993.55059	3063.74595	3138.29127	3217.55919	3301.96709	3391.984	3488.13877	3591.02989	4477.31248	4584.25239	4697.89182	4818.81367
Kt(promedio)	3557.51405														
Ks	3571.10318														

Procederemos a analizar las fuerzas generadas en nuestro principio de operación.

Como se observa en la figura cada diente genera una fuerza que se opone al corte, y esta se puede analizar en dos componentes las cuales son su componente tangencial y su componente normal, ilustradas en la siguiente figura.

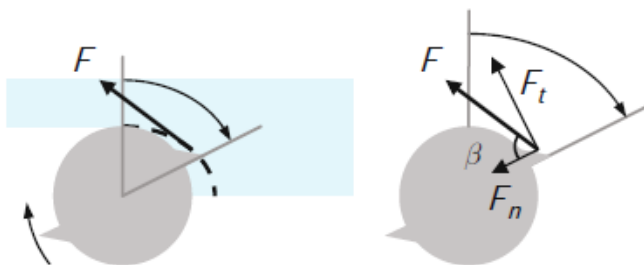


Figura 3.10. Tony L. Schmitz (2009), Machining Dynamics Frequency Response to Improved Productivity, (figura 4.1.7) página 103, Springer.

Las fuerzas se proyectarán en nuestros planos X y Y, y se calculan de la siguiente manera.

Cálculo de fuerzas para un solo diente

$$F_x = k_t \cdot b \cdot f_t \sin \phi \cos \phi + k_n \cdot b \cdot f_t \sin \phi \sin \phi$$

$$F_y = k_t \cdot b \cdot f_t \sin \phi \sin \phi - k_n \cdot b \cdot f_t \sin \phi \cos \phi$$

Ecuaciones recuperadas de "Tony L. Schmitz (2009), *Machining Dynamics Frequency Response To Improved Productivity*, página 105, Springer.

Donde cada una de las variables a considerar son las siguientes:

ϕ = ángulo de rotación de la herramienta.

k_s = Coeficiente de fuerza específica.

k_n = Componente normal del coeficiente K_s .

k_t = Componente tangencial del coeficiente K_s .

β = ángulo de corte de la herramienta.

N_t = Número de dientes involucrados en el corte.

Sabiendo que la resistencia al corte del mármol es similar al módulo elástico

$$k_s = 3571 \frac{N}{mm^2}$$

$$k_n = k_s \cos \beta = 3571 \cos 85 = 3557.41 \frac{N}{mm^2}$$

$$k_t = k_s \sin \beta = 3571 \sin 85 = 311.23 \frac{N}{mm^2}$$

Para la fuerza total generada en el instante por todos los dientes del disco se tiene que la suma de las fuerzas individuales generadas por cada diente en su respectiva posición:

$$F_x = \sum_{j=1}^{N_t} k_t b f_t \sin \phi_j \cos \phi_j + k_n b f_t \sin \phi_j \sin \phi_j$$

$$F_y = \sum_{j=1}^{N_t} k_t b f_t \sin \phi_j \sin \phi_j - k_n b f_t \sin \phi_j \cos \phi_j$$

Obtenemos las siguientes tablas con los siguientes parámetros y los contrastaremos con los datos obtenido experimentalmente y así validaremos nuestros resultados.

Tabla 2. Determinación de la fuerza horizontal de corte mediante el modelo.

PARAMETROS															
K(N/mm ²)	B (grados)	Kt	Kn	b(mm)	t(mm/min)	D	Radio(mm)	RPM	placas	z	&	Oe	Angulo limite		
3571	85	3557.411	311.2332	3.2	0.00463	300	150	3600	3	55.48189	14.83511	40.64678	165.1649		
Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	124.52	125.52	126.52	127.52	128.52	129.52	130.52	131.52	132.52	133.52	134.52	135.52	136.52	137.52	138.52
2	139.52	140.52	141.52	142.52	143.52	144.52	145.52	146.52	147.52	148.52	149.52	150.52	151.52	152.52	153.52
3	154.52	155.52	156.52	157.52	158.52	159.52	160.52	161.52	162.52	163.52	164.52	165.52	166.52	167.52	168.52
4	169.52	170.52	171.52	172.52	173.52	174.52	175.52	176.52	177.52	178.52	179.52	180.52	181.52	182.52	183.52
5	184.52	185.52	186.52	187.52	188.52	189.52	190.52	191.52	192.52	193.52	194.52	195.52	196.52	197.52	198.52
6	199.52	200.52	201.52	202.52	203.52	204.52	205.52	206.52	207.52	208.52	209.52	210.52	211.52	212.52	213.52
7	214.52	215.52	216.52	217.52	218.52	219.52	220.52	221.52	222.52	223.52	224.52	225.52	226.52	227.52	228.52
Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	2.17	2.19	2.21	2.23	2.24	2.26	2.28	2.30	2.31	2.33	2.35	2.37	2.38	2.40	2.42
2	2.44	2.45	2.47	2.49	2.50	2.52	2.54	2.56	2.57	2.59	2.61	2.63	2.64	2.66	2.68
3	2.70	2.71	2.73	2.75	2.77	2.78	2.80	2.82	2.84	2.85	2.87	0.00	0.00	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fuerzas x	Posicion														
Dientes	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	-21.4767	-21.8663	-22.2266	-22.5569	-22.8569	-23.1263	-23.3647	-23.5719	-23.7475	-23.8913	-24.0033	-24.0831	-24.1309	-24.1464	-24.1297
2	-24.0808	-23.9998	-23.8867	-23.7416	-23.5649	-23.3566	-23.1171	-22.8466	-22.5455	-22.214	-21.8527	-21.462	-21.0423	-20.5942	-20.1181
3	-19.6148	-19.0847	-18.5286	-17.9471	-17.3409	-16.7108	-16.0575	-15.3819	-14.6847	-13.9668	-13.229	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	-65.1723	-64.9508	-64.6418	-64.2457	-63.7628	-63.1938	-62.5394	-61.8003	-60.9776	-60.0721	-59.085	-45.5451	-45.1732	-44.7406	-44.2479
Fuerzas Y	Posicion														
Dientes	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	37.93189	37.09486	36.24473	35.38255	34.50936	33.62624	32.73425	31.83449	30.92804	30.01602	29.09954	28.1797	27.25764	26.33447	25.41133
2	24.48933	23.5696	22.65325	21.74141	20.83519	19.93569	19.04401	18.16122	17.28842	16.42666	15.57699	14.74044	13.91804	13.11079	12.31967
3	11.54565	10.78966	10.05264	9.335467	8.639029	7.964171	7.311714	6.682454	6.077157	5.496561	4.941374	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	73.96687	71.45411	68.95062	66.45943	63.98358	61.5261	59.08997	56.67817	54.29362	51.93924	49.6179	42.92014	41.17568	39.44527	37.731
Tiempo(s)	Posicion														
GRADOS	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ΣFx	-65.1723	-64.9508	-64.6418	-64.2457	-63.7628	-63.1938	-62.5394	-61.8003	-60.9776	-60.0721	-59.085	-45.5451	-45.1732	-44.7406	-44.2479
ΣFy	73.96687	71.45411	68.95062	66.45943	63.98358	61.5261	59.08997	56.67817	54.29362	51.93924	49.6179	42.92014	41.17568	39.44527	37.731
Fuerza Total	98.58257	96.56242	94.51325	92.43571	90.33045	88.19816	86.03951	83.85521	81.64597	79.4125	77.15554	62.58194	61.12328	59.64604	58.15068
SENO(Oj)	-58.0099														
1	0.823947	0.813932	0.803669	0.793161	0.782411	0.771424	0.760201	0.748746	0.737064	0.725157	0.713029	0.700684	0.688125	0.675357	0.662383
2	0.649208	0.635834	0.622267	0.608511	0.594569	0.580446	0.566146	0.551673	0.537033	0.522229	0.507266	0.492148	0.476881	0.461468	0.445915
3	0.430226	0.414406	0.398459	0.382391	0.366207	0.349911	0.333509	0.317005	0.300404	0.283712	0.266934	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
suma	1.903381	1.864172	1.824395	1.784063	1.743187	1.70178	1.659855	1.617425	1.574501	1.531098	1.487229	1.192832	1.165006	1.136825	1.108298
Torque	15.04691	14.73695	14.4225	14.10366	13.78052	13.45318	13.12175	12.78632	12.447	12.10388	11.75708	9.429767	9.209792	8.987012	8.761495

Realizamos mediciones de la fuerza por medio de un resorte, aplicando la ley de Hooke.

Primero se hizo por medir la deformación al someterlo a distintas cargas y se tabulo y graficaron los resultados.

La rigidez se calculó de la siguiente manera.

Ley de Hooke

$$F = kx$$

$$k = \frac{F}{x}$$

$$x = L_f - L_o = 94.3\text{mm} - 131\text{mm} = 36.7\text{mm} = 0.0367\text{m}$$

$$F = mg = (7.29\text{kg})\left(9.81\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 71.19\text{N}$$

$$k = \frac{F}{x} = \frac{71.19\text{N}}{0.0367\text{m}} = 1939.94\frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tabla 3. Determinación de la constante K del resorte para medir la Fuerza.

Lo(cm)	9.43		
masa(ib)	masa(kg)	Lfinal(cm)	K(N/m)
7.00	3.18	10.25	3798.56
10.00	4.54	11.00	2834.23
11.00	4.99	11.33	2576.17
13.00	5.90	11.95	2295.50
16.00	7.26	13.10	1939.94

Se observó al realizar la tabla que la rigidez variaba y se optó por graficar y recurrir a un método numérico que correspondiera a su comportamiento.

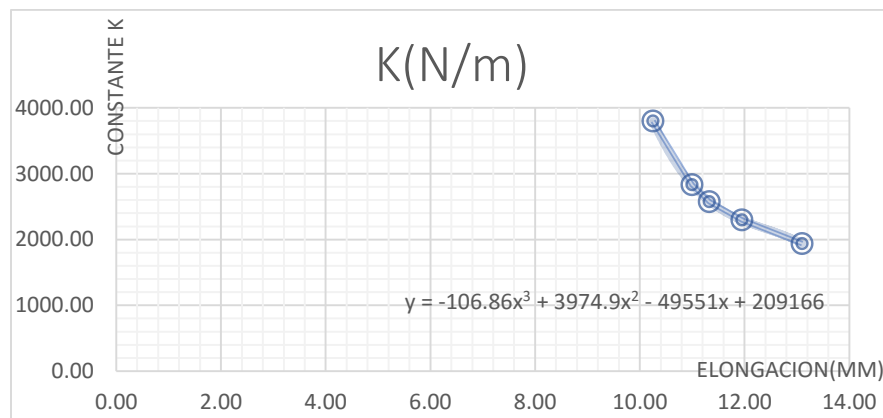


Figura 3.11. Gráfica del comportamiento elástico del resorte de medición. Fuente propia.

Teniendo la ecuación realizamos pruebas con una maquinaria de condiciones similares para verificar que las fuerzas concordaran con nuestro principio de funcionamiento.

Por medio de nuestro resorte mediamos la longitud final y de acuerdo con la rigidez aproximada que tuviera nuestro resorte en ese punto podríamos calcular la masa que lo impulsa y así mismo la fuerza horizontal necesario para realizar el corte de n placas.

Tabla 4. Determinación de la fuerza Horizontal del resorte, fuente propia.

Placas	Desplazamiento	Rigidez aproximada	Masa equivalente	Fuerza Horizontal(N)
0.00	9.50	5547.13	0.39	3.81
1.00	9.70	4991.40	1.35	9.41
2.00	11.16	2705.34	4.68	42.10
3.00	12.00	2285.52	5.87	53.81

$$F_{3 \text{ placas}} \approx F_x$$

Por tanto, **nuestro principio es aplicable** a la necesidad que se requiere.

Se necesitan cortar 5 placas simultáneamente con lo que nuestros requerimientos son los siguientes:

Datos

$Radio = 175mm.$

$H = 70 mm.$

$H_{pc} = 100 mm.$

$Hl = 5 mm.$

$Z = \text{angulo orientativo a calcular.}$

$\delta = \text{angulo libre bajo altura de corte.}$

$\theta_e = \text{angulo bajo la accion de corte.}$

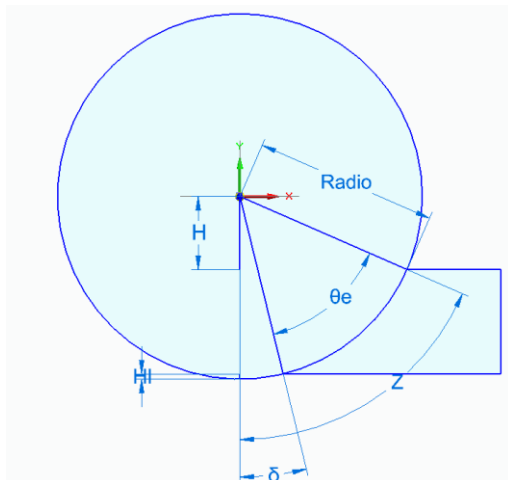


Figura 3.12. Determinación del ángulo bajo acción de corte de 5 placas. Fuente Propia.

$$Z = \cos^{-1}\left(\frac{H}{R}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{70}{175}\right) = 66.42^\circ$$

$$\delta = \cos^{-1}\left(\frac{H + H_{pc}}{R}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{170}{175}\right) = 13.72^\circ$$

$$\theta_e = z - \delta = 52.69$$

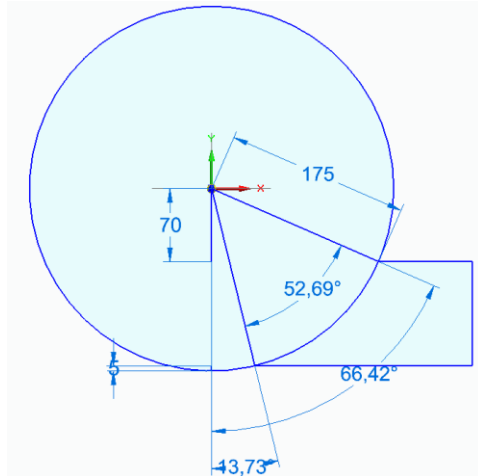


Figura 3.13. Angulo de Corte de 5 placas. Fuente propia.

$$N_t = \frac{\theta_e}{\text{Angulo por diente}} = \frac{52.69^\circ}{15^\circ/\text{diente}} = 3.51 \text{ dientes}$$

$f_t = \text{alimentación por diente} \left(\frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right)$.

$f = \text{alimentación por diente descrito en términos lineales}$

$$= 250 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \text{ (determinado por pruebas de corte)}$$

$\Omega = \text{velocidad del eje} = 2180 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$ (dada por catalogo en cuadro de revoluciones).

$N = \text{número de dientes} (24 \text{ t})$.

Teniendo este parámetro en cuenta se sabe que cada diente ocupa 15° dentro de la circunferencia.

$$f_t = \frac{f}{\Omega N_t} = \frac{250 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{2180 \frac{\text{rev}}{\text{min}} (24 \frac{\text{dientes}}{\text{rev}})} = 0.0047 \left(\frac{\text{mm}}{\text{diente}}\right)$$

Tabla 5. Determinación de Potencia necesaria para corte de 5 placas

PARAMETROS													
K(N/mm ²)	B (grados)	Kt	Kn	b(mm)	ft(mm/min)	D	Radio(mm)	RPM	placas	z	&	Oe	Angulo límite
3571	85	3557.4113	311.23316	3.2	0.0047783	350	175	2180	5	66.421822	13.729133	52.692689	166.27087

Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	113.58	114.58	115.58	116.58	117.58	118.58	119.58	120.58	121.58	122.58	123.58	124.58	125.58	126.58	127.58
2	128.58	129.58	130.58	131.58	132.58	133.58	134.58	135.58	136.58	137.58	138.58	139.58	140.58	141.58	142.58
3	143.58	144.58	145.58	146.58	147.58	148.58	149.58	150.58	151.58	152.58	153.58	154.58	155.58	156.58	157.58
4	158.58	159.58	160.58	161.58	162.58	163.58	164.58	165.58	166.58	167.58	168.58	169.58	170.58	171.58	172.58
5	173.58	174.58	175.58	176.58	177.58	178.58	179.58	180.58	181.58	182.58	183.58	184.58	185.58	186.58	187.58
6	188.58	189.58	190.58	191.58	192.58	193.58	194.58	195.58	196.58	197.58	198.58	199.58	200.58	201.58	202.58
7	203.58	204.58	205.58	206.58	207.58	208.58	209.58	210.58	211.58	212.58	213.58	214.58	215.58	216.58	217.58
Diente	Angulos de dientes(grados)														
1	1.98	2.00	2.02	2.03	2.05	2.07	2.09	2.10	2.12	2.14	2.16	2.17	2.19	2.21	2.23
2	2.24	2.26	2.28	2.30	2.31	2.33	2.35	2.37	2.38	2.40	2.42	2.44	2.45	2.47	2.49
3	2.51	2.52	2.54	2.56	2.58	2.59	2.61	2.63	2.65	2.66	2.68	2.70	2.72	2.73	2.75
4	2.77	2.79	2.80	2.82	2.84	2.85	2.87	2.89	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
7	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Fuerzas x	Posicion														
Dientes	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	-15.94392	-16.63909	-17.31108	-17.95908	-18.5823	-19.17999	-19.7514	-20.29586	-20.81269	-21.30126	-21.76098	-22.19129	-22.59166	-22.96161	-23.30069
2	-23.60847	-23.8846	-24.12873	-24.34056	-24.51984	-24.66634	-24.77989	-24.86036	-24.90763	-24.92166	-24.90243	-24.84996	-24.76432	-24.6456	-24.49396
3	-24.30958	-24.09268	-23.84353	-23.56243	-23.24972	-22.90579	-22.53105	-22.12597	-21.69102	-21.22675	-20.73372	-20.21254	-19.66382	-19.08825	-18.48652
4	-17.85938	-17.20757	-16.5319	-15.83319	-15.11229	-14.37008	-13.60746	-12.82537	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	-81.72135	-81.82394	-81.81524	-81.69526	-81.46415	-81.1222	-80.66982	-80.10755	-67.41134	-67.44968	-67.39714	-67.25378	-67.0198	-66.69546	-66.28117
Fuerzas Y	Posicion														
Dientes	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	47.436169	46.784363	46.108693	45.409983	44.689084	43.946873	43.184256	42.402161	41.601542	40.783373	39.948651	39.098395	38.233638	37.355436	36.464857
2	35.562987	34.650926	33.729783	32.800681	31.864752	30.923137	29.976983	29.027442	28.075671	27.12283	26.17008	25.218582	24.269494	23.323974	22.383172
3	21.448236	20.520304	19.600508	18.689966	17.78979	16.901075	16.024905	15.162347	14.314451	13.482251	12.666761	11.868974	11.089863	10.330376	9.5914382
4	8.873951	8.1787879	7.5067961	6.8587941	6.2355715	5.6378876	5.0664705	4.5220165	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Total	113.32134	110.13438	106.94578	103.75942	100.5792	97.408973	94.252614	91.113966	83.991664	81.388454	78.785493	76.185951	73.592995	71.009785	68.439468
Tiempo(s))	Posicion														
GRADOS	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
ΣFx	-81.72135	-81.82394	-81.81524	-81.69526	-81.46415	-81.1222	-80.66982	-80.10755	-67.41134	-67.44968	-67.39714	-67.25378	-67.0198	-66.69546	-66.28117
ΣFy	113.32134	110.13438	106.94578	103.75942	100.5792	97.408973	94.252614	91.113966	83.991664	81.388454	78.785493	76.185951	73.592995	71.009785	68.439468
Fuerza Total	139.71437	137.20327	134.65189	132.0611	129.43177	126.76482	124.06117	121.32178	107.69814	105.70496	103.67993	101.62367	99.536839	97.420091	95.274101
SENO(Oj)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	0.9165151	0.9093946	0.901997	0.8943247	0.88638	0.8781652	0.869683	0.8609358	0.8519264	0.8426575	0.8331319	0.8233526	0.8133224	0.8030445	0.792522
2	0.781758	0.770756	0.7595191	0.7480509	0.7363548	0.7244345	0.7122934	0.6999354	0.6873642	0.6745836	0.6615975	0.6484099	0.6350248	0.6214462	0.6076784
3	0.5937254	0.5795916	0.5652812	0.5507987	0.5361483	0.5213347	0.5063622	0.4912355	0.4759592	0.4605379	0.4449763	0.4292791	0.4134512	0.3974974	0.3814225
4	0.3652314	0.348929	0.3325203	0.3160104	0.2994042	0.2827068	0.2659233	0.2490588	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
suma	2.6572299	2.6086711	2.5593177	2.5091847	2.4582873	2.4066412	2.3542619	2.3011655	2.0152498	1.977779	1.9397057	1.9010416	1.8617984	1.8219881	1.7816228
Torque	25.294349	24.832115	24.362316	23.885096	23.400601	22.908978	22.410376	21.904948	19.183298	18.82661	18.464189	18.096142	17.722584	17.343627	16.959386
Promedio	21.039641														

En el siguiente grafico se muestra de manera gráfica la variación de fuerzas durante el cortado.

	w	KW	HP
Potencia	4803.1312	4.8031312	6.4361959

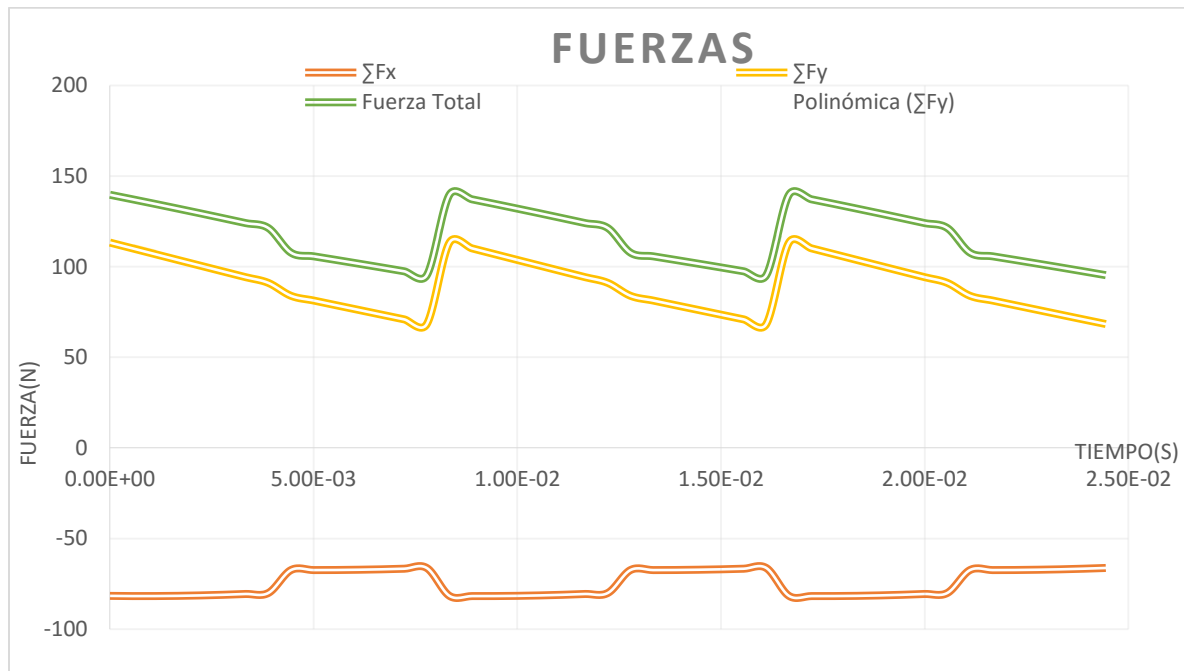


Figura 3.14. Gráfica de Fuerzas de Corte, Fuente propia.

Frecuencia

$$f = \frac{\phi 60}{\Omega 360} = \frac{15 \cdot 60}{2180 \cdot 360} = 0,0011s$$

$$f_{tooth} = \frac{\Omega N_t}{60} = 872 \text{ Hz}$$

3.4.2 Selección de Bandas y Poleas por catalogo

Para la selección de banda se consideró el catálogo Martin SPOCKET & GEAR INC.

Se seleccionó banda como medio de transferir la potencia por las propiedades que están nos prometes, como es la absorción de vibraciones y la conversión de velocidades angulares el cual es uno de los objetivos para un buen corte recomendado por los fabricantes de discos diamantados, para nuestro caso es DIAMANT BOART.

Tabla 6. Selección de Transmisión, Martin SPROCKET & GEAR INC.,2018.



Selección de Transmisión de Bandas en V

MOTOR: SIEMENS SD10 Brida C 7.5HP 1 3/8' 3600

Tipo y Descripción Potencia (HP). Diámetro del Eje RPM

MÁQUINA IMPULSADA:

Eje 10 Horas 1' 2460

Tipo y Descripción Horas de Servicio Diámetro del Eje RPM

DISTANCIA ENTRE CENTROS: 7.5'' 7.25'' 7.32''

Máxima – Pulgadas Mínima – Pulgadas Nominal - Pulgadas

Paso1: 7.5 HP × 1.2 = 9 HP

Potencia del Motor Factor de Servicio Potencia de Diseño

(página D-43)

Paso 2:

3V NOTA: Si el Motor Primario es un Motor Eléctrico

Sección de Banda Revise el diámetro de la Polea Motriz

(Tabla 2 o 3 página D-44)

Paso 3: 3600 ÷ 2180 = 1.65

RPM del Eje más Rápido RPM del Eje más Lento Relación de Velocidad

Paso 4: En las Tablas de Selección de Transmisión en Existencia (páginas D-48 – D-147) para la sección de banda seleccionada en el paso 2, localice la Relación de Velocidad calculada en el paso 3 y en ese renglón obtenga los siguientes datos:

A. 3.65'' (2 3V 365 SH) D. 7.32''
 Polea Motriz (Pulgadas). Distancia entre centros (Pulgadas)
 B. 6.00'' (2 3V 600 SH) E. 3 VX 300
 Polea Impulsada (Pulgadas). Tamaño de la banda (Sección y Número)
 C. 7.40'' F. 0.84
 Potencia por banda (HP). Factor de Corrección

PASO 5: Número de Bandas Requeridas

A. 7.4 HP × 0.84 = 6.216
 Potencia por Banda (HP). Factor de Corrección Potencia Corregida por Banda
 B. 9 HP ÷ 6.21 HP = 1.44=2
 Potencia de Diseño (HP). Potencia Corregida por Banda (HP) Número de Bandas*

*Si el resultado contiene una fracción, redondee al siguiente número entero.

Dada la selección de bandas es necesario conocer las fuerzas involucradas para el correcto diseño de los elementos mecánicos involucrados.

(Martin SPROCKET & GEAR INC, 2017)

Las fórmulas presentadas a continuación fueron extraídas de "Richard G. Budynas J. Keith Nisbett (2008), *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*" paginas 879-885, Mc Graw Hill.

Condiciones del diseño

L_p = Longitud de banda.

D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

C = distancia entre centros.

ϕ = ángulo de contacto.

F_c = tensión circunferencial debida a la fuerza centrífuga.

F_i = tensión inicial.

ΔF = tensión debida al par de torsion transmitido T .

F_{b1} = tensión que induce el esfuerzo de tensión máximo en la polea impulsora.

F_{b2} = tensión que induce el esfuerzo de tensión máximo en la polea impulsada.

$\exp(f\phi)$ = exponente de la geometria.

H_a = Potencia permitida por banda.

H_{nom} = Potencia nominal.

n_{fs} = factor de seguridad de bandas.

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + (D - d)^2/4C = 29.93''$$

$$\phi = \theta_d = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D - d}{2C}\right) = \pi - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{6'' - 3.65''}{2(7.3'')}\right) = 2.81 \text{ rad}$$

$$\theta_d = 2.81 \text{ rad}$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0.5123 * 2.81) = 4.21$$

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000}\right)^2$$

$$K_c = 0.425 \quad \text{Tabla 17 - 16 Shigley}$$

$$v = 3600 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{\pi}{\text{rev}} * \frac{3.65''}{12}\right) = 3440.04 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$F_c = 5.02 \text{ ibf} = 22.33 \text{ N}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{H_d}{N_b}}{n \left(\frac{d}{2}\right)} = \frac{63025 \left(\frac{9 \text{ HP}}{2 \text{ Bandas}}\right)}{3600 \text{ rpm} \left(\frac{3.65''}{2}\right)} = 43.16 \text{ Ibf} = 192.05 \text{ N}$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} = 5.02 \text{ ibf} + \frac{43.16 \text{ ibf}(4.21)}{4.21 - 1} = 61.62 \text{ Ibf} = 274.19 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 61.62 \text{ ibf} - 43.16 \text{ ibf} = 18.46 \text{ ibf} = 82.14 \text{ N}$$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c = \frac{61.62 \text{ ibf} + 18.46 \text{ ibf}}{2} - 5.02 \text{ ibf} = 35.02 \text{ ibf} = 155.82 \text{ N}$$

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} = \frac{7.4 \text{ HP}(2 \text{ bandas})}{7.5 \text{ HP}(1.2)} = 1.64$$

$$F_{b1} = \frac{k_b}{d} = \frac{230}{3.65} = 63.01 \text{ Ibf}$$

$$F_{b2} = \frac{k_b}{D} = \frac{230}{6} = 38.33 \text{ Ibf}$$

$$T_1 = F_1 + F_{b1} = 61.62 \text{ Ibf} + 63.01 \text{ Ibf} = 124.63 \text{ Ibf}$$

$$T_2 = F_1 + F_{b2} = 61.62 \text{ Ibf} + 38.33 \text{ Ibf} = 99.95 \text{ Ibf}$$

$$N_p = \left[\left[\frac{k}{T_1} \right]^{-b} + \left[\frac{k}{T_2} \right]^{-b} \right]^{-1} = \left[\left[\frac{728}{124.63} \right]^{-12.464} + \left[\frac{728}{99.95} \right]^{-12.464} \right]^{-1} = 3.36 \times 10^9 \text{ pasadas}$$

$$t_{bandas} = \frac{N_p L_p}{720V} = \frac{(3.36 \times 10^9)(29.93'')}{720 \left(3440.04 \frac{\text{ft}}{\text{min}}\right)} = 40 \text{ 602 hrs}$$

Obtenidas las fuerzas que tensionan a las bandas, se realiza un análisis estático para determinar las fuerzas que se generan en los ejes y así poder dimensionarlos conforme a estas.

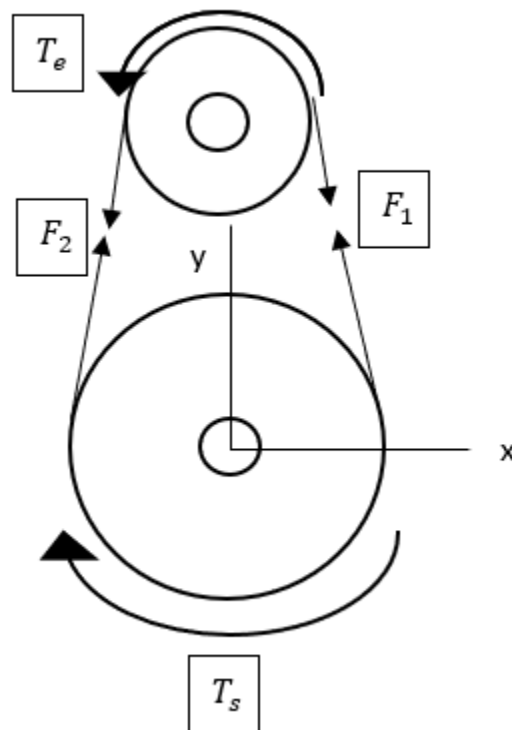


Figura 3.15. Fuerzas en las bandas. Fuente propia.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum Fy &= 0 \\
 +F_1 \operatorname{sen} \left(\frac{\theta_d}{2} \right) + F_2 \operatorname{sen} \left(\frac{\theta_d}{2} \right) - Ry &= 0 \\
 Ry &= F_1 \operatorname{sen} \left(\frac{\theta_d}{2} \right) + F_2 \operatorname{sen} \left(\frac{\theta_d}{2} \right) = (F_1 + F_2) \operatorname{sen} \frac{\theta_d}{2} = (274.19 \text{ N} + 82.14 \text{ N}) \operatorname{sen}(80.50) \\
 &= 329.65 \text{ N} \downarrow
 \end{aligned}$$

Al ser dos bandas se consideran dos reacciones de la misma magnitud en el mismo sentido

$$D_y = 659.31 \text{ N}$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$-F_1 \cos\left(\frac{\theta_d}{2}\right) + F_2 \cos\left(\frac{\theta_d}{2}\right) + R_x = 0$$

$$R_x = F_1 \cos\left(\frac{\theta_d}{2}\right) - F_2 \cos\left(\frac{\theta_d}{2}\right) = (F_1 - F_2) \cos\left(\frac{\theta_d}{2}\right) = (274.19 \text{ N} - 82.14 \text{ N}) \cos(80.50) = 72.90 \text{ N}$$

→

$$D_x = 145.81 \text{ N}$$

En la polea A

$$+\curvearrowright \sum T_A = 0$$

$$T_e - F_1 r_A + F_2 r_A = 0$$

$$T_e = F_1 r_A - F_2 r_A = (F_1 - F_2) r_A = (274.19 \text{ N} - 82.14 \text{ N})(0.0271 \text{ m}) = 17.80 \text{ Nm}$$

En la polea B

$$+\curvearrowright \sum T_B = 0$$

$$T_s - F_1 r_B + F_2 r_B = 0$$

$$T_s = F_1 r_B - F_2 r_B = (F_1 - F_2) r_B = (274.19 \text{ N} - 82.14 \text{ N})(0.1524 \text{ m}) = 29.26 \text{ Nm}$$

3.4.3. Selección de Motor

La selección del motor se realizó consultando los tipos de motor ofrecidos por el proveedor SIEMENS.

Se opta por un motor totalmente cerrado con ventilación exterior (TCCVE), por las condiciones de trabajo a las que será sometido.

Se selecciona conforme a la potencia necesaria y al torque necesario para realizar la acción de corte conforme a lo calculado.

Tabla 7. Variaciones de Potencia necesaria para corte variando el diámetro de disco de corte. Fuente Propia.

Diámetro(mm)	Placas en corte	HP necesarios	Motor adecuado	Torque(N-m)
200	1	1.31	1.5	2.45
	2	2.59	3	4.83
	3	3.87	5	7.22
250	1	1.3	1.5	3.04
	2	2.57	3	6
	3	3.89	5	9.06
	4	5.16	5	12.03
300	1	1.3	1.5	3.65
	2	2.59	3	7.24
	3	3.87	5	10.83
	4	5.16	5	14.42
	5	6.42	7.5	17.95
350	1	1.33	1.5	4.35
	2	2.61	3	8.55
	3	3.89	5	12.74
	4	5.17	5	16.92
	5	6.43	7.5	21.03
	6	7.71	7.5	25.21

Tomando en consideración la potencia necesaria para realizar el corte de las placas establecidas anteriormente se selecciona el motor que cumpla los requerimientos.

Se selecciona el motor de **7.5 HP**.

Tabla 8. Características Técnicas de los motores eléctricos, Recuperado de Catálogo de Motores 2013, Copyright 2013 por la Compañía Siemens.

HP	Velocidad		armazón	Corriente A			kVA/ Letra de Código	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Torque			Conexión
	Síncrona RPM	A plena carga RPM		en vacío	plena carga	Rotor bloque- ado		½	%	plena carga	½	%	plena carga	plena carga [Lb-Ft]	Arranque [Lb-Ft]	Torque Máx. [Lb-Ft]	
1	3600	3520	143T	0,7	1,4	12	K	79,3	82,1	82,5	65,2	77,4	81,1	1,5	2,6	5,7	Y
1	1800	1750	143T	0,8	1,4	13	L	83,4	85,4	85,5	58,4	71,5	78,2	3,0	9,0	11,5	Y
1	1200	1150	145T	1,00	1,6	11	K	80,2	82,5	82,5	50,2	63,3	70,9	4,5	11,5	15,5	Y
1,5	3600	3490	143T	1,1	2,0	19	L	80,0	83,2	84,0	64,2	77,0	83,6	2,2	6,0	10,0	Y
1,5	1800	1750	145T	1,1	2,1	19	L	85,8	87,0	86,5	58,5	71,8	77,3	4,5	15,0	19,0	Y
1,5	1200	1170	182T	1,4	2,4	15	J	85,3	87,6	87,5	48,4	58,4	66,9	6,8	14,0	22,5	Y
2	3600	3495	145T	1,2	2,5	23	L	84,0	85,7	85,5	69,0	81,3	87,6	2,9	7,4	12,5	Y
2	1800	1740	145T	1,5	2,8	24	L	86,0	87,2	86,5	57,8	70,8	77,3	6,0	19,3	23,6	Y
2	1200	1170	184T	1,9	3,2	20	J	87,5	88,7	88,5	46,5	58,8	66,1	9,1	22,0	28,0	Y
3	3600	3515	182T	1,7	3,8	30	J	84,2	86,3	84,0	69,5	79,8	85,5	4,4	8,2	17,0	Y
3	1800	1750	182T	2,1	4,0	33	K	87,8	89,4	87,5	59,5	71,7	78,5	9,0	21,0	32,0	Y
3	1200	1170	213T	2,5	4,3	32	K	87,8	89,3	87,5	52,1	65,4	73,0	13,4	35,5	63,0	Y
5	3600	3505	184T	2,0	6,0	46	H	88,2	89,1	88,5	78,1	85,9	88,2	7,5	13,0	32,0	Y
5	1800	1735	184T	3,0	6,5	46	K	89,2	90,0	89,5	63,6	75,1	80,5	15,0	33,0	53,0	Y
5	1200	1165	215T	4,5	6,7	46	H	89,5	90,1	89,5	59,4	71,4	78,1	26,5	50,0	86,0	Y
7,5	3600	3520	213T	3,0	8,8	63	H	89,6	90,1	89,5	78,5	86,8	89,2	11,0	20,0	55,0	Y
7,5	1800	1750	213T	5,0	9,7	63	J	90,7	91,7	91,7	60,5	72,3	78,9	22,0	60,0	100,0	Y
7,5	1200	1175	254T	5,0	10,0	63	H	91,1	91,5	91,0	58,4	70,2	77,2	33,0	55,0	86,0	Y

Tabla 9. Datos Característicos de los motores. Recuperado de Catálogo de Motores SDO3 2007, Copyright 2007 por la Compañía Siemens.

Motores totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)

Datos típicos característicos en 460V
Alta eficiencia, totalmente cerrados con ventilación exterior (TCCVE)
Tipos GP10, JM10, SD10
208-230/460V 60Hz. Diseño NEMA B, 40°C ambiente

HP	Velocidad		Armazón	Corriente (A) 460			kVA/HP	Eficiencia nominal %			Factor de potencia %			Par			Conexión
	síncrona	asíncr. plena carga		en vacío	plena carga	arranque		1/2	3/4	plena carga	1/2	3/4	plena carga	Nom. lb-pie	Rotor Bloq.	Max.	
0.5	900	870	143T	1.2	1.3	6.3	M	62	69	72.0	0.31	0.41	0.5	3.0	1.50	2.3	Y
0.75	1800	1750	143T	0.8	1.1	10.0	M	77	81	82.5	0.55	0.67	0.75	2.3	3.30	4.3	Y
	1200	1150	145T	0.7	1.2	6.5	J	78.8	80.7	80.0	0.54	0.67	0.75	3.4	1.80	3.0	Y
	900	860	145T	1.5	2.1	9	K	67.0	71.2	72.0	0.39	0.51	0.61	4.5	1.80	2.5	Y
1	3600	3520	143T	0.8	1.4	14	N	75.5	79.0	80.0	0.63	0.74	0.81	1.5	2.40	4.6	Y
	1800	1750	143T	1	1.5	13	M	80.0	82.5	82.5	0.53	0.66	0.76	3.0	2.9	4.1	Y
	1200	1150	145T	0.95	1.6	9	J	79.5	81.0	80.0	0.53	0.66	0.73	4.6	1.9	3.0	Y
	900	870	182T	1.5	2.1	9	J	77.0	80.0	81.5	0.36	0.47	0.56	6.0	2.1	3.9	Y
15	3600	3490	143T	0.9	2	16	L	81.5	83.5	82.5	0.69	0.81	0.85	2.3	2.2	3.8	Y
	1800	1750	145T	1.4	2.2	20	M	82.0	84.0	84.0	0.55	0.69	0.76	4.5	3.4	4.2	Y
	1200	1170	182T	1.4	2.4	15	K	84.0	85.5	85.5	0.52	0.64	0.68	6.7	2.2	4.2	Y
	900	865	184T	2.3	3.0	17	H	78.5	82.0	82.5	0.35	0.47	0.56	9.1	2.2	3.8	Y
2	3600	3495	145T	1.2	2.6	23	L	82.5	84.5	84.0	0.66	0.78	0.85	3.0	2.3	4.0	Y
	1800	1740	145T	1.8	3.0	25	L	83.0	84.5	84.0	0.54	0.68	0.77	6.0	3.7	4.4	Y
	1200	1170	184T	1.8	3.1	25	K	85.0	87.0	86.5	0.49	0.61	0.70	9.0	2.3	4.0	Y
	900	870	213T	2	3.3	16	H	84.0	84.5	84.0	0.51	0.63	0.68	12.1	1.7	3.4	Y
3	3600	3515	182T	1.5	3.7	32	K	83.0	85.5	85.5	0.67	0.8	0.85	4.5	1.7	3.4	Y
	1800	1750	182T	2	4	32	K	86.5	88.0	87.5	0.59	0.72	0.78	9.0	2.1	3.7	Y
	1200	1170	213T	2.2	4.2	32	K	86.5	87.5	87.5	0.57	0.70	0.76	13.5	2.2	3.6	Y
	900	870	215T	3	4.8	25	H	85.5	86.5	85.5	0.45	0.59	0.68	18.1	2.0	3.1	Y
5	3600	3505	184T	2.3	6.2	46	J	87.0	88.0	87.5	0.72	0.82	0.85	7.5	1.9	4.0	Y
	1800	1735	184T	2.9	6.7	46	J	88.5	88.5	87.5	0.64	0.75	0.79	15.1	1.9	3.2	Y
	1200	1165	215T	3.3	6.8	46	J	88.0	88.5	87.5	0.62	0.74	0.79	22.5	2.0	3.4	Y
	900	875	254T	5.5	8.8	33	F	85.5	87.0	86.5	0.43	0.54	0.62	30.0	1.9	2.0	Y
75	3600	3520	213T	3.5	9	63	H	86.5	88.5	88.5	0.75	0.84	0.89	11.2	1.9	3.6	Y
	1800	1750	213T	4.1	9.5	63	H	89.5	90.0	89.5	0.66	0.77	0.82	22.5	2.0	3.4	Y
	1200	1175	254T	5.5	10.5	63	H	88.5	90.0	89.5	0.55	0.68	0.78	33.5	1.6	2.8	Y
	900	875	256T	7.9	13	50	G	87.0	88.0	87.5	0.44	0.55	0.62	45.0	1.9	2.0	Y

Para validar la selección del motor se procede a comparar el torque necesario para el corte y el par nominal o a plena carga del motor seleccionado.

Par nominal

$$Mn = 11.2 \text{ lbft} = 15.18 \text{ Nm}$$

Al transmitirse la fuerza por poleas y bandas la velocidad de giro y el torque cambian.

$$29.26 \text{ Nm} > 21.21 \text{ Nm}$$

$$T_{salida} > \text{Torque necesario para el corte.}$$

Por lo que la selección del motor es **acertada**.

3.4.4 Diseño de eje del disco de corte.

Obtenidas as fuerzas procedemos a analizar el siguiente subsistema

Datos

$$\omega = 2180rpm$$

$$P_0 = 7.5HP$$

$$d_1 = 1in = 25.4mm$$

$$d_2 = ?$$

$$d_3 = ?$$

Se considerará un acero AISI 1045 para la construcción de nuestro eje por las propiedades mecánicas que este posee.

Material

Acero AISI 1045

$$e = 200 GPa$$

$$\sigma_{yp} = 310 MPa$$

$$\sigma_y = 565 MPa$$

$$\sigma_{e1} = 282,5 MPa$$

$$\sigma_{e1} = 107 kpsi$$

$$\sigma_{yp} = 63kpsi$$

Fuerzas

$$A_{y_{max}} = 113.321 N$$

$$A_{y_{min}} = 68.439 N$$

$$A_{x_{max}} = -81.72N$$

$$A_{x_{min}} = -66.28 N$$

$$D_y = 659.31 N$$

$$D_x = 145.8 N$$

$$P = T\omega \therefore T = \frac{P}{\omega} = \frac{9 HP}{2180 \frac{rev}{min}} \left(\frac{745.7 W \left(\frac{Nm}{s} \right)}{1HP} \right) \left(\frac{60s}{1min} \right) \left(\frac{1rev}{2\pi rad} \right)$$

$$T = 29.39 Nm$$

El establecimiento de las longitudes entre cada soporte y la longitud de eje fue determinado por el tamaño dado del motor y las dimensiones son las siguientes:

$$m = 0.071m$$

$$n = 0.451m$$

$$o = 0.0486m$$

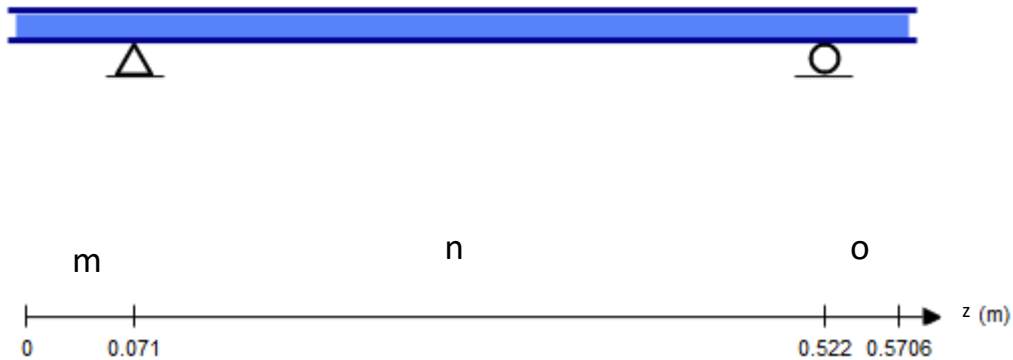


Figura 3.16. Eje planteado con los apoyos. Fuente propia.

Considerando

Plano ZY

Datos

$$A_y = 113.321 \text{ N}$$

$$D_y = 659.31 \text{ N}$$

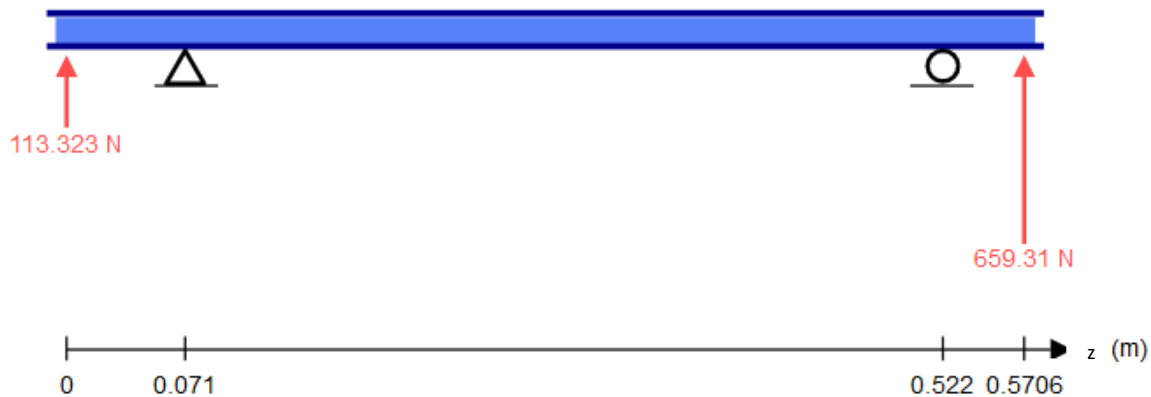


Figura 3.17. Diagrama del Eje, Plano ZY con las Fuerzas de corte y tensión de la banda. Fuente propia.

Realizando el análisis estático

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

$$A_y + B_y - C_y + D_y = 0$$

$$\curvearrowright + \Sigma M_B = 0$$

$$A_y(m) + C_y(n) - D_y(n + o) = 0$$

$$C_y = \frac{D_y(n + o) - A_y(m)}{n} = 712.52 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \therefore B_y &= -A_y - D_y + C_y \\ B_y &= -A_y - D_y + \frac{D_y(n+o) - A_y(m)}{n} = -60.116 \text{ N} \uparrow = 60.116 \text{ N} \downarrow \end{aligned}$$

Diagrama de cuerpo libre

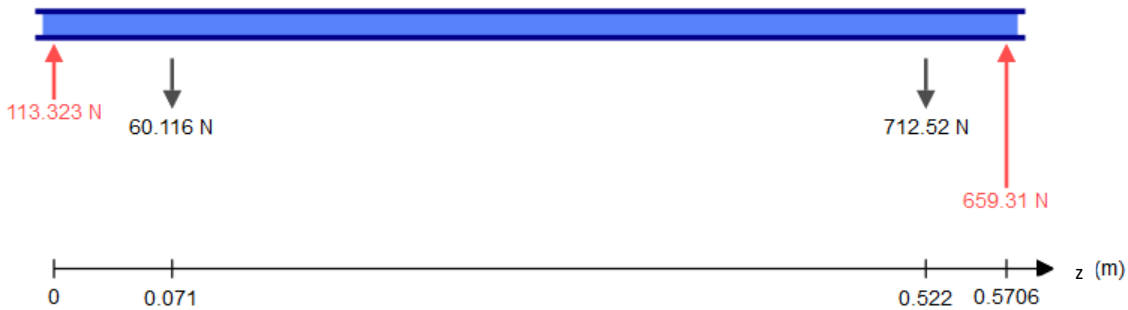


Figura 3.18. Diagrama del plano ZY con reacciones de los cojinetes. Fuente propia.

Realizando el diagrama de fuerzas cortantes y Momento Flexionante

$$0 < x < m$$

$$V = A_y$$

$$M = A_y(x)$$

$$m < x < m + n$$

$$V = A_y + B_y$$

$$M = A_y(x) + B_y(x - m)$$

$$M(m) = A_y(m) + B_y(m - m) = 8.04 \text{ Nm}$$

$$m + n < x < m + n + o$$

$$V = A_y - B_y - C_y$$

$$M = A_y(x) - B_y(x - m) - C_y(x - m - n)$$

$$M(m + n) = A_y(m + n) - B_y(m + n - m) - C_y(m + n - m - n) = 32.04 \text{ Nm}$$

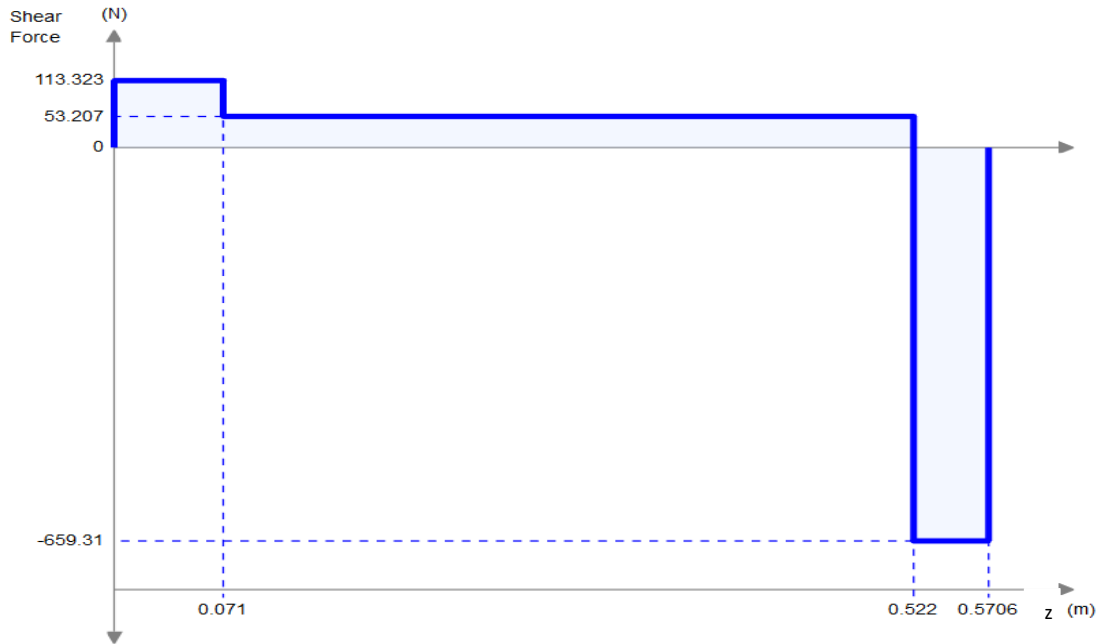


Figura 3.19. Diagrama de Fuerza cortante del plano ZY del eje. Fuente propia.

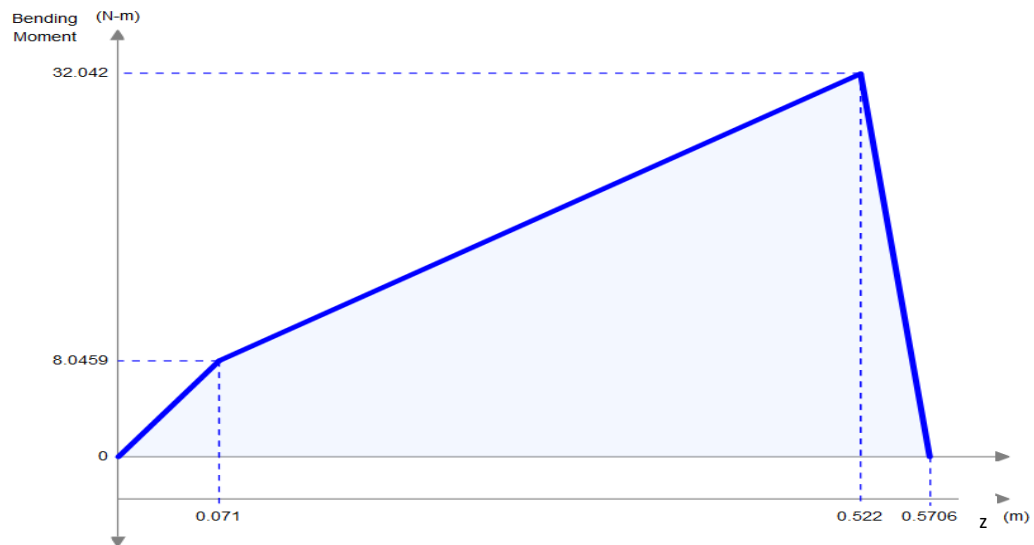


Figura 3.20. Diagrama de Momento Flector del Plano ZY del eje. Fuente propia.

Plano ZX

Datos

$$A_{x_{max}} = -81.72 N.$$

$$D_x = 145.8 N.$$



Figura 3.21. Diagrama de Cuerpo libre del plano ZX del eje. Fuente propia.

Análisis Estático

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_x &= 0 \\
 -Ax + Bx + Cx - Dx &= 0 \\
 Bx &= Cx + Ax + Dx \\
 \curvearrowright +\Sigma M_B &= 0 \\
 -Ax(m) - Cx(n) + Dx(n+o) &= 0 \\
 Cx &= \frac{-Ax(m) + Dx(n+o)}{n} = 148.64 N \\
 \therefore Bx &= Cx + Ax + Dx \\
 Bx &= Ax + Ax\left(\frac{m}{n}\right) + Dx = 78.87 N
 \end{aligned}$$



Figura 3.22. Diagrama de Cuerpo libre del plano ZX del eje con reacciones. Fuente propia.

Realizando el diagrama de fuerzas cortantes y Momento Flexionante

$$0 < x < m$$

$$V = -Ax$$

$$M = -Ax(x)$$

$$M(m) = -Ax(m) = -5.80 \text{ Nm}$$

$$m < x < m + n$$

$$V = -Ax + Bx$$

$$M = -Ax(x) + Bx(x - m)$$

$$M(m + n) = -Ax(m + n) + Bx(m + n - m) = -7.08 \text{ Nm} =$$

$$m + n < x < m + n + o$$

$$V = -Ax + Bx - Cx$$

$$M = -Ax(x) + Bx(x - m) - Cx(x - m - n) = 0$$

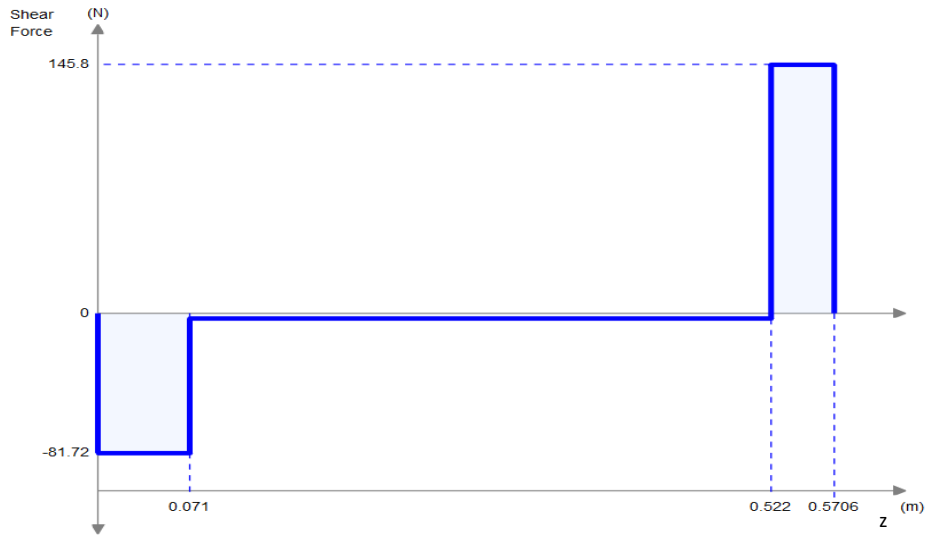


Figura 3.23. Diagrama de Fuerza cortante del plano ZX del eje. Fuente propia.

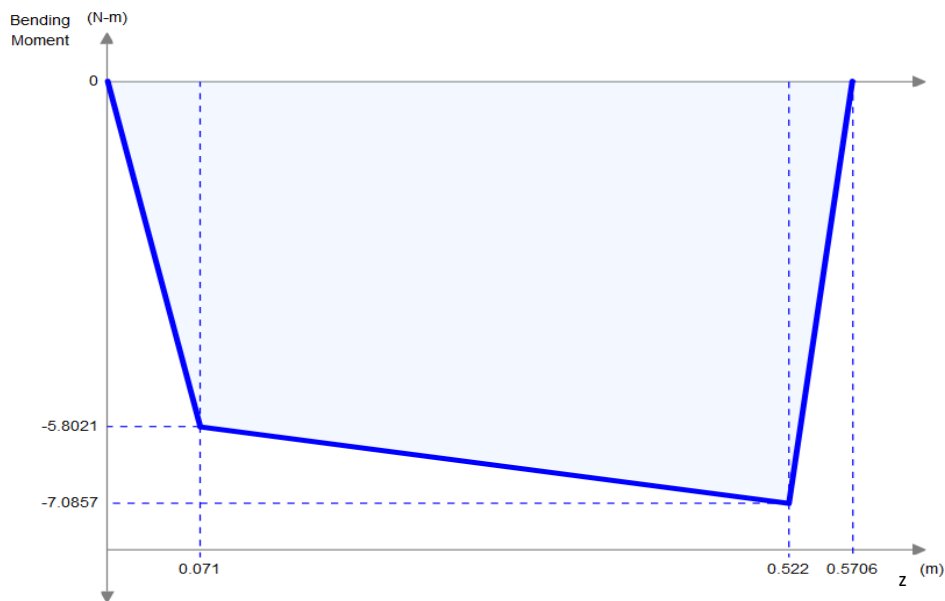


Figura 3.24. Diagrama de Momento Flector del Plano ZX del eje. Fuente propia.

RESUMEN DE LOS DATOS

Tabla 10. Resumen de Reacciones. Fuente propia

Ay(N)=	113.321	Dy(N)=	659.31	Ax(N)=	81.72	Dx(N)=	145.8
--------	---------	--------	--------	--------	-------	--------	-------

m(m)	n(m)	o(m)	x(m)	x(m+n)
0.071	0.451	0.0486	0.071	0.522

By(N)	Cy(N)	My(Nm)x=m	My(Nm)x=m+n
-60.11561	712.51739	8.045933	32.042466

Bx(N)	Cx(N)	Mx(Nm)x=m	Mx(Nm)x=m+n
78.8735	148.646	-5.8021	-7.08588

Fuerza máxima de 5 placas.

B	C	M(Nm)x=m	M(Nm)x=m+n
99.1712	727.858	9.91976	32.81660133

Fuerza mínima de 5 placas.

B	C	M(Nm)x=m	M(Nm)x=m+n
61.5469	735.272	6.764379	32.81660133

Fuerza máxima de 1 placa.

B	C	M(Nm)x=m	M(Nm)x=m+n
52.996	743.397	3.041752	32.81660133

Fuerza mínima de 1 placa.

B	C	M(Nm)x=m	M(Nm)x=m+n
64.1407	746.583	1.133362	32.81660133

El punto crítico por analizar es el punto B por tener los mayores momentos

Se realizará un análisis a fatiga para lo cual se considera el momento máximo y mínimo de cada eje.

$$M_{max} = 20.93 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 5.23 \text{ Nm}$$

Realizando un análisis a fatiga necesitamos conocer el límite de fatiga de nuestra pieza

Ecuación 4.4.1. Límite de Fatiga de la pieza

$$\sigma_e = C_s * C_d * C_t * C_f * C_m * C_j * C_k * C_T * C_w * \sigma_e'$$

(Mikel Abasolo Bilbao, 2015, págs. 63-67)

Coficiente de acabado superficial

$$C_s = 0.84$$

Coficiente de dimensiones y geometría

$$C_d = 1$$

Coficiente de forma de trabajo

$$C_t = 0.85$$

Coficiente de fiabilidad

$$C_f = 0.8$$

Coficiente de tratamientos mecánicos

$$C_m = 1.2$$

Coficiente de Fretting

<i>Coficiente de Choque</i>	$C_j = 0.8$
<i>Coficiente de Temperatura</i>	$C_k = 0.9$
<i>Coficiente de Soldadura</i>	$C_T = 1$
<i>Límite de fatiga de la probeta</i>	$C_w = 1$

$$\sigma_e' = 282.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 139.41 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * y}{I} = \frac{9.91 \text{ Nm}(0.0127\text{m})}{\frac{\pi(0.0254\text{m})^4}{64}} = 6.159 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min} * y}{I} = \frac{6.76 \text{ Nm}(0.0127\text{m})}{\frac{\pi(0.0254\text{m})^4}{64}} = 4.201 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 5.18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0.979 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{T_{max} * y}{J} = \frac{29.39 \text{ Nm}(0.0127\text{m})}{\frac{\pi(0.0254\text{m})^4}{32}} = 9.13 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} = \frac{T_{min} * y}{J} = \frac{29.39 \text{ Nm}(0.0127\text{m})}{\frac{\pi(0.0254\text{m})^4}{32}} = 9.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 9.13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0 \text{ MPa}$$

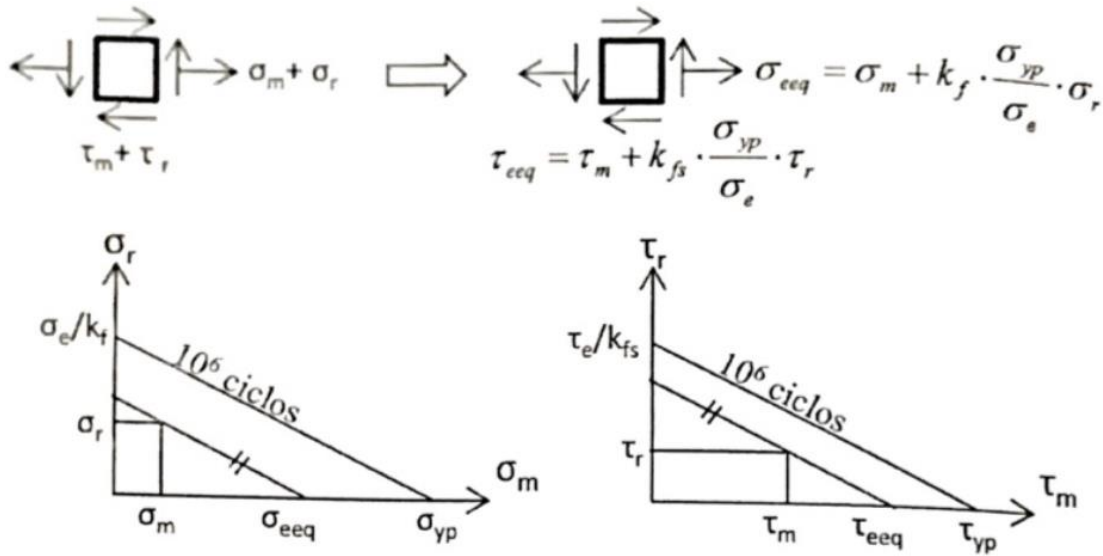


Figura 5. Obtención de las tensiones estáticas equivalentes (material dúctil) para el cálculo a fatiga de ejes.

Figura 3.25. Calculo de Tensiones estáticas equivalentes. Recuperado de "Rafael Avilés (2015), Métodos de Cálculo de Fatiga para Ingeniería", paginas 447-476, Paraninfo.

$$\begin{aligned}\sigma_{eeq} &= \sigma_m + K_f \left(\frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right) * \sigma_r \\ \sigma_{eeq} &= 5.18 \text{ MPa} + 1.44 \left(\frac{310 \text{ MPa}}{139.41 \text{ MPa}} \right) (0.979 \text{ MPa}) \\ \sigma_{eeq} &= 8.314 \text{ MPa} \\ \tau_{eeq} &= \tau_m + K_{fs} \left(\frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \right) * \tau_r \\ \tau_{eeq} &= 9.13 \text{ MPa} + 1.32 \left(\frac{310 \text{ MPa}}{139.41 \text{ MPa}} \right) (0 \text{ MPa}) \\ \tau_{eeq} &= 9.13 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq} &= \sqrt{\sigma_{eeq}^2 + 3\tau_{eeq}^2} = \sqrt{(8.314 \text{ MPa})^2 + 3(9.13 \text{ MPa})^2} \\ \sigma_{eq} &= 17.86 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq} &< \sigma_{yp}\end{aligned}$$

Por lo tanto, el elemento resiste fatiga.

Se presenta otra alternativa con fórmulas que fueron extraídas de "Richard G. Budynas J. Keith Nisbett (2008), Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" paginas 355-358, Mc Graw Hill.

Datos

$$M_{max} = 9.919 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 6.764 \text{ Nm}$$

$$\tau_{max} = 29.39 \text{ Nm}$$

$$\tau_{min} = 29.39 \text{ Nm}$$

$$S_e = 139.41 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 565 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = k_f \left(\frac{32M_a}{\pi d^3} \right)$$

$$\sigma_m = k_f \left(\frac{32M_m}{\pi d^3} \right)$$

$$\tau_a = k_{fs} \left(\frac{16T_a}{\pi d^3} \right)$$

$$\tau_m = k_{fs} \left(\frac{16T_m}{\pi d^3} \right)$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} = 1.577 \text{ Nm}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} = 8.341 \text{ Nm}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} = 0 \text{ Nm}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 29.39 \text{ Nm}$$

Según graficas

$$\frac{D}{d} = \frac{30 \text{ mm}}{25.4 \text{ mm}} = 1.28$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 0.12$$

$$k_t = 1.55$$

$$k_{ts} = 1.35$$

$$q = 0.8$$

$$qs = 0.93$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.8(1.55 - 1) = 1.44$$

$$k_{fs} = 1 + qs(k_{ts} - 1) = 1 + 0.93(1.35 - 1) = 1.32$$

$$k_t = 1.44$$

$$k_{fs} = 1.32$$

$$\sigma_a = k_f \left(\frac{32M_a}{\pi d^3} \right) = 1.44 \left(\frac{32 * 1.577 \text{ Nm}}{\pi(25.4 \times 10^{-3})^3} \right) = 1.411 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = k_f \left(\frac{32M_m}{\pi d^3} \right) = 1.44 \left(\frac{32 * 8.341 \text{ Nm}}{\pi(25.4 \times 10^{-3})^3} \right) = 7.465 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = k_{fs} \left(\frac{16T_a}{\pi d^3} \right) = 1.32 \left(\frac{16 * 0 \text{ Nm}}{\pi(25.4 \times 10^{-3})^3} \right) = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = k_{fs} \left(\frac{16T_m}{\pi d^3} \right) = 1.32 \left(\frac{16 * 29.39 \text{ Nm}}{\pi(25.4 \times 10^{-3})^3} \right) = 12.05 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = 1.411 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = 22.16 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{1.411 \text{ MPa}}{139.41 \text{ MPa}} + \frac{22.16 \text{ MPa}}{565 \text{ MPa}}} = 20.26$$

$$d_{min} = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$n = 1.3$$

$$d_{min} = 0.01 \text{ m}$$

Datos

Tabla 11. Valores admisibles típicos de pendientes y deflexiones en ejes. (Mikel Abasolo Bilbao, 2015, pág. 119)

	PENDIENTE MAXIMA ADMISIBLE (θ_{max})
Rodamiento de rodillos cónicos	0.0005-0.0012 rad
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0008-0.0012 rad
Rodamiento de bolas de ranura profunda	0.001-0.003 rad
Rodamiento de bolas de contacto angular	0.026-0.052 rad
Engranaje cilíndrico recto	0.026-0.052 rad
	FLECHA MAXIMA ADMISIBLE (y_{max})
Engranaje cilíndrico recto (<10 dientes/pulg)	0.01 pulg
Engranaje cilíndrico recto (<15 dientes/pulg)	0.005 pulg
Engranaje cilíndrico recto (<20 dientes/pulg)	0.003 pulg

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.0254m)^4}{64} = 20.43 \times 10^{-9} m^4$$

Funciones de singularidad para la pendiente del eje

Utilizando el método de doble integración (Ferdinand P. Beer, 2010) y Aplicando funciones de singularidad

Tenemos que

$$\begin{aligned} M &= Ay(x) - By(x - m) - Cy(x - m - n) \\ EI\theta &= \int Ay(x) - By(x - m) - Cy(x - m - n) = \\ &= \frac{Ay(x)^2}{2} - \frac{By(x - m)^2}{2} - \frac{Cy(x - m - n)^2}{2} + C_1 \\ EIy &= \int \frac{Ay(x)^2}{2} - \frac{By(x - m)^2}{2} - \frac{Cy(x - m - n)^2}{2} + C_1 \\ &= \frac{Ay(x)^3}{6} - \frac{By(x - m)^3}{6} - \frac{Cy(x - m - n)^3}{6} + C_1(x) + C_2 \end{aligned}$$

Calculamos las constantes por medio de nuestras condiciones de frontera

$$x = m, y = 0$$

$$0 = \frac{Ay(m)^3}{6} - \frac{By(m - m)^3}{6} - \frac{Cy(m - m - n)^3}{6} + C_1(m) + C_2$$

$$0 = \frac{Ay(m)^3}{6} + C_1(m) + C_2 \dots Ec1$$

$$x = m + n, y = 0$$

$$0 = \frac{Ay(m + n)^3}{6} - \frac{By(m + n - m)^3}{6} - \frac{Cy(m + n - m - n)^3}{6} + C_1(m + n) + C_2$$

$$0 = \frac{Ay(m + n)^3}{6} - \frac{By(m + n - m)^3}{6} + C_1(m + n) + C_2 \dots Ec2$$

Igualando Ec1 y Ec2 obtenemos

$$\frac{Ay(m)^3}{6} + C_1(m) + C_2 = \frac{Ay(m + n)^3}{6} - \frac{By(m + n - m)^3}{6} + C_1(m + n) + C_2$$

$$\frac{Ay(m)^3}{6} - \frac{Ay(m + n)^3}{6} + \frac{By(m + n - m)^3}{6} = C_1(m + n) - C_1(m)$$

$$C_1 = \frac{1}{n} \left(\frac{Ay(m)^3}{6} - \frac{Ay(m + n)^3}{6} + \frac{By(m + n - m)^3}{6} \right)$$

$$C_1 = -9.8128 \frac{N}{m^3}$$

Sustituyendo en Ec1

$$C2 = -\frac{Ay(m)^3}{6} - C_1(m) = 0.6887 \frac{N}{m^3}$$

Regresando a la primera integran teniendo como limite la pendiente admisible en x=m

$$EI\theta = \frac{Ay(x)^2}{2} - \frac{By(x-m)^2}{2} - \frac{Cy(x-m-n)^2}{2} + C_1$$

$$E = \frac{1}{\theta I} \left(\frac{Ay(x)^2}{2} + C_1 \right) = 25.04 \times 10^9 Pa$$

$$EIy = \frac{Ay(x)^3}{6} - \frac{By(x-m)^3}{6} - \frac{Cy(x-m-n)^3}{6} + C_1(x) + C_2$$

$$y(x=0) = \frac{1}{EI} \left(\frac{Ay(x)^3}{6} - \frac{By(x-m)^3}{6} - \frac{Cy(x-m-n)^3}{6} + C_1(x) + C_2 \right) = 0.168 \text{ mm}$$

$$y(x = m + n + o) = 0.769 \text{ mm}$$

La deformación en los puntos críticos no supera la unidad milimétrica por lo que damos por validado el dimensionamiento de nuestro eje.

Procedemos a realizar un análisis estático por medio de la teoría de fallo dúctil de Von Mises.

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}$$

Se calculan los esfuerzos principales, pero para esto se necesita conocer los esfuerzos normales y estos se calculan conforme a los momentos críticos que se presentan en nuestro eje.

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xz}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{(32.81 \text{ Nm})(0.0127 \text{ m})}{\frac{\pi(0.0254 \text{ m})^4}{64}} = 20.394 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau_{xz} = \frac{Tr}{J} = \frac{(29.39 \text{ Nm})(0.0127 \text{ m})}{\frac{\pi(0.0254 \text{ m})^4}{32}} = 9.13 \times 10^6 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_1 = 23.884 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = -3.94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 22.17 \text{ MPa} < \sigma_{yp}$$

3.4.5 Selección de Rodamientos.

Condiciones

$$d = 25 \text{ mm}$$

Tabla 12. Resumen de Cargas en los rodamientos. Fuente propia.

Cargas/Rodamiento	Rodamiento B(KN)	Rodamiento C(KN)
Carga Máxima	0.099	0.746
Carga Mínima	0.053	0.727

Seleccionaremos el rodamiento con base a sus dimensiones y requerimientos con ayuda del catálogo general del fabricante SKF.

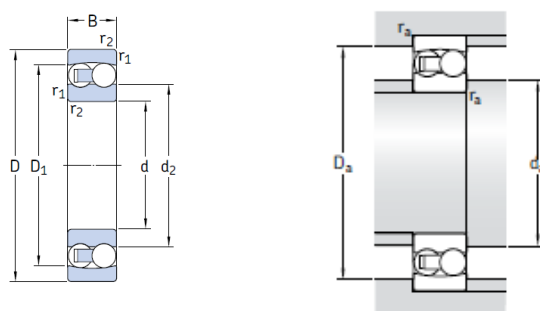
El rodamiento de bolas cumplía con las especificaciones de altas velocidades y cargas moderadas y de entre estos se escogió los rodamientos de bolas a rotulas por las prestaciones a la compensación de desalineación durante el funcionamiento y la compensación a los errores de alineación que puedan ser generados al momento de montar el eje.

El siguiente rodamiento es el que cumplía las dimensiones solicitadas.

1205 ETN9

Con las siguientes características

Rodamientos de bolas a rótula
d 5 – 25 mm



Agujero cilíndrico

Figura 3.26. Rodamiento para utilizar, catálogo General SKF, SKF, mayo 2006.

Tabla 13. Ficha técnica de Rodamiento, catálogo General, SKF,2006

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	1205 ETN9	1205 EKTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	2205 ETN9	2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	1305 ETN9	1305 EKTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	2305 ETN9	-

Dimensiones				Dimensiones de acuerdos y resaltes			Factores de cálculo			
d	d_2	D_1	$r_{1,2}$ min	d_3 min	D_3 máx	r_3 máx	e	Y_1	Y_2	Y_0
mm				mm			-			
25	33,3	45,6	1	30,6	46,4	1	0,28	2,2	3,5	2,5
	32,3	46,1	1	30,6	46,4	1	0,35	1,8	2,8	1,8
	37,8	52,5	1,1	32	55	1	0,28	2,2	3,5	2,5
	35,5	53,5	1,1	32	55	1	0,44	1,4	2,2	1,4

Procederemos a calcular la carga dinámica equivalente

$$P = Fr + YFa$$

$$P = Fr$$

$$Fr = Fm = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

$$B_m = \frac{B_{min} + 2B_{max}}{3} = \frac{0.053 \text{ KN} + 2 * 0.099 \text{ KN}}{3} = 0.083 \text{ KN}$$

$$C_m = \frac{C_{min} + 2C_{max}}{3} = \frac{0.727 \text{ KN} + 2 * 0.746 \text{ KN}}{3} = 0.739 \text{ KN}$$

De acuerdo con el número de revoluciones seleccionaremos

Estimamos la viscosidad cinemática mínima con nuestro diámetro medio

$$dm = 0.5(d + D) = 0.5(25\text{mm} + 52\text{mm}) = 38.5 \text{ mm}$$

Y teniendo en cuenta que los rodamientos

$$n = 2180 \text{ rpm}$$

De acuerdo con el diagrama

$$v_1 = 15 \frac{mm^2}{s}$$

Considerando una temperatura de funcionamiento de 70° C.

Realizaremos la conversión a ISO VG 32

Obtenemos con la grafica

$$v = 32 \frac{mm^2}{s}$$

ISO VG46

Obtenemos la relación de viscosidad **k**

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{15 \frac{mm^2}{s}}{32 \frac{mm^2}{s}} = 0.46$$

Obtenemos el factor para el nivel de contaminación.

$$\eta_c = 0.3 \text{ (Contaminacion severa)}$$

Procederemos a calcular la vida nominal aproximada

L_{10} = vida nominal básica (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones.

p = exponente de la ecuacion de la vida = 3 para los rodamientos de bolas.

P = carga dinamica equivalente del rodamiento, KN.

n = velocidad de gira, rpm.

a_{SKF} = factor de ajuste de la vida SKF.

C = capacidad de carga dinamica, KN.

a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad (90%, $a_1 = 1$).

Rodamiento en el punto **B**

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^p = \left(\frac{14.3KN}{0.083 KN} \right)^3 = 5114154 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60(2180rpm)} (4761582 \text{ mrev}) 39 \times 10^6 \text{ hrs}$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{0.21 KN}{0.083 KN} = 2.53$$

Según el Diagrama 1

$$a_{SKF} = 1.7$$

$$L_{nm} = L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} = 1 \times 1.7 \times L_{10} = 8694061 \text{ ciclos}$$

$$L_{10nm} = \frac{10^6}{60n} L_{10m} = \frac{10^6}{60(2180)} (8694061) = 66.46 \times 10^6 \text{ horas}$$

Rodamiento en el punto C

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^p = \left(\frac{14.3 \text{ KN}}{0.739 \text{ KN}} \right)^3 = 7245 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60(2180 \text{ rpm})} (7245 \text{ mrev}) = 55,394 \text{ hrs}$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{0.21 \text{ KN}}{0.739 \text{ KN}} = 0.28$$

Según el Diagrama 1

$$a_{SKF} = 0.4$$

$$L_{nm} = L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} = 1 \times 0.4 \times L_{10} = 2898 \text{ ciclos}$$

$$L_{10nm} = \frac{10^6}{60n} L_{10m} = \frac{10^6}{60(2180)} (2898) = 22155.96 \text{ horas}$$

Para soportar los rodamientos se utilizará los recomendados por el catálogo SKF SNL205.

3.4.6 Placa soporte del motor principal

Para una selección de la placa que servirá como soporte del motor principal se procederá a hacer un análisis simulando la manera en la que trabaja este soporte.

Primero se analizó como una viga para determinar los momentos flectores y las fuerzas cortantes a las que este sería sometido.

Se presenta primero la simplificación de las fuerzas de los soportes en rojo.

El peso del motor se presenta distribuido por medio de las cargas presentadas en color verde.

Datos

$Long_{placa} = 522 \text{ mm}$ (Establecido conforme al tamaño del motor principal).

$Ancho_{placa} = 350 \text{ mm}$ (Establecido conforme al tamaño del motor principal).

Se limitará solo un estudio sobre el eje y, para simplificar el cálculo, ya que el modelo estático se realizará con el apoyo de un programa de elemento finito para representar mejor los esfuerzos y deformaciones.

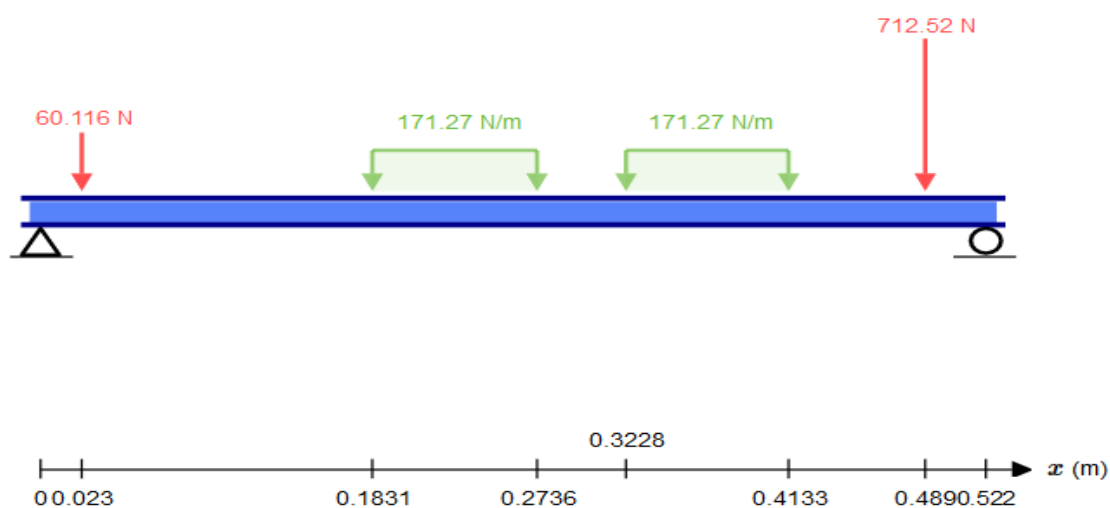


Figura 3.27. Planteamiento de Placa soporte del motor. Fuente propia.

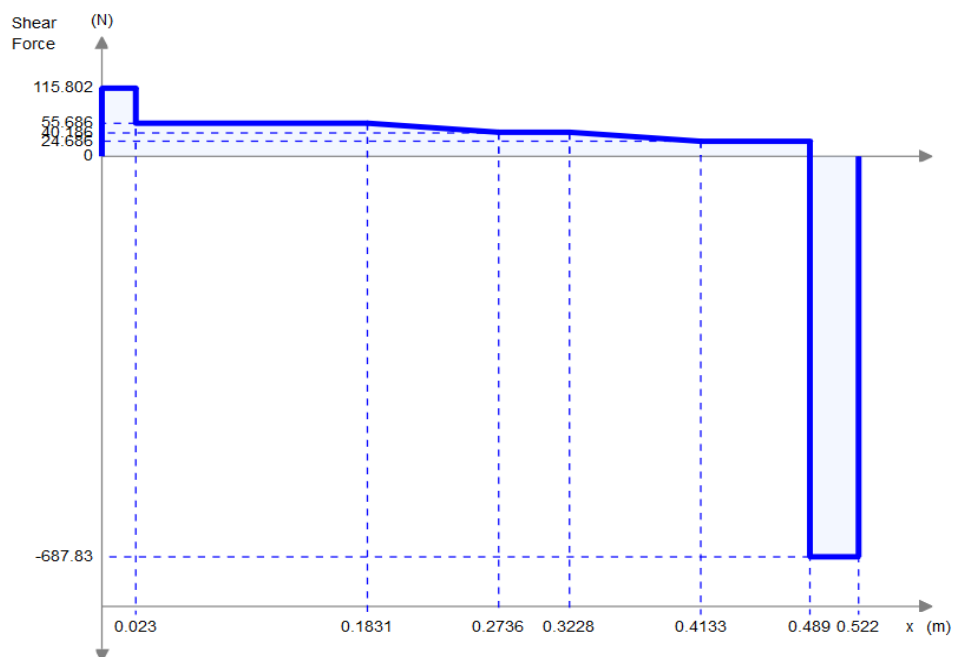


Figura 3.28. Gráfica de Fuerza Cortante de la Placa base del motor. Fuente propia.

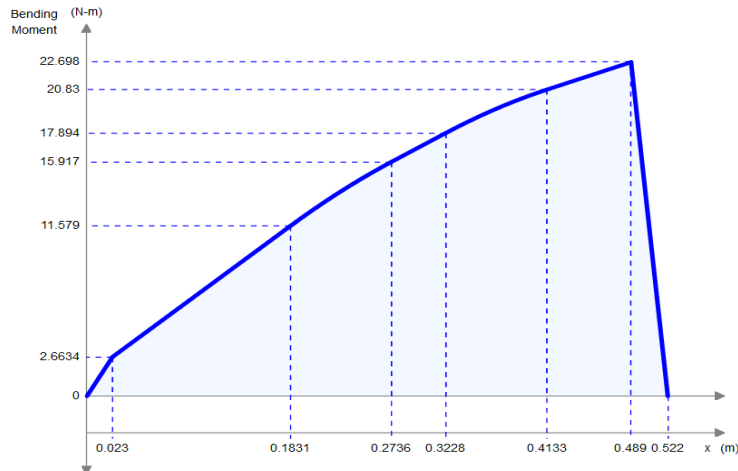


Figura 3.29. Grafica de Momento flector de la Placa base del motor. Fuente propia.

Por medio de los esfuerzos generados por la flexión en el soporte calcularemos un espesor mínimo requerido para soportar los esfuerzos.

Consideramos una placa de perfil rectangular con una base de 100mm por ser el punto donde se aplica la carga

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{yp}}{n} = \frac{250 \text{ MPa}}{2} = 125 \text{ MPa}$$

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{M(\frac{h}{2})}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{M}{\frac{bh^2}{6}}$$

$$h = \sqrt{\frac{M}{\frac{b * \sigma_{max}}{6}}} = \sqrt{\frac{22.7 \text{ Nm}}{\frac{1}{6} (.1\text{m})(125 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2)}}} = 3.3 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.3 \text{ mm}$$

Consideraremos el siguiente espesor en nuestro catalogo para realizar nuestro modelado en un programa de análisis mecánico mediante elementos finitos (ANSYS).

Se modela la placa soporte del motor con el espesor más próximo al calculado, el espesor de placa se consulta en el catálogo de proveedor local.

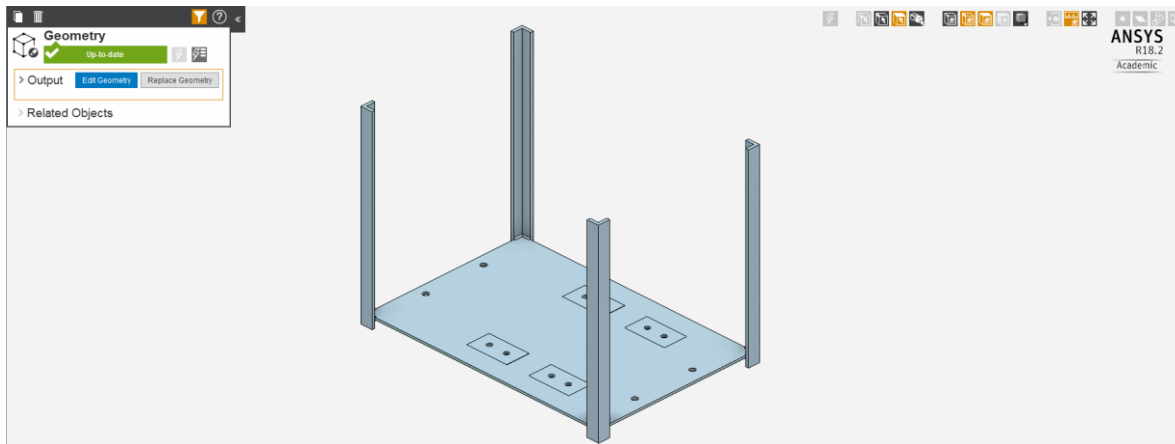


Figura 3.30. Modelado de la Placa Soporte del motor principal. Fuente Propia.

Las barras modeladas en la imagen fueron seleccionadas igualmente de un catálogo.

Se establecen las condiciones de contorno en la parte superior de las barras que soportan la placa y se establecen las fuerzas de la siguiente manera:

- El peso del motor se proyecta sobre la placa.
- Las fuerzas de los rodamientos con las direcciones correspondientes se establecen.

El primer resultado obtenido son los esfuerzos de Von Mises que se proyectan de la siguiente manera. Aunque claramente se ve que la pieza no fallara por exceder los esfuerzos, no es el único resultado obtenido de este primer modelado.

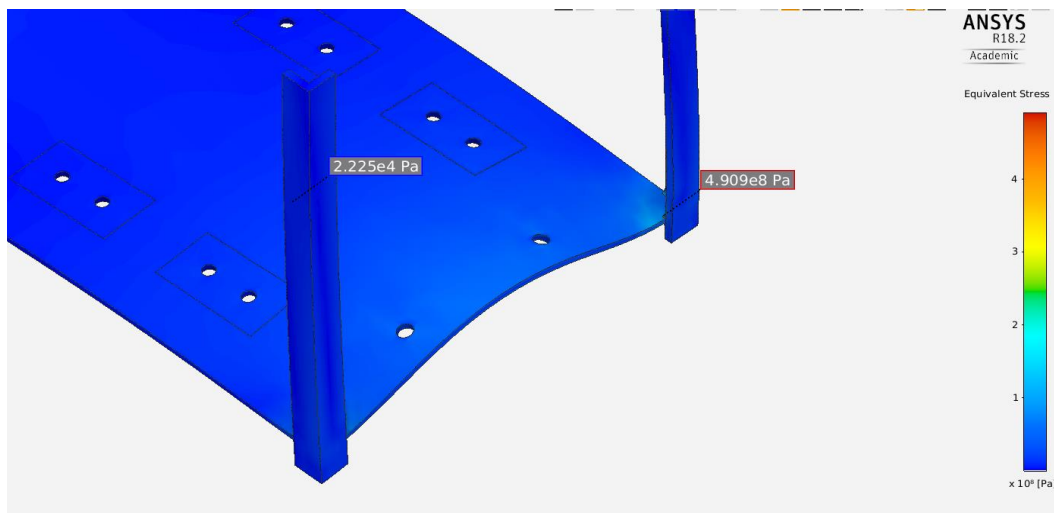


Figura 3.31. Esfuerzo de Von Mises del primer estudio. Modelo Propio.

Haciendo una mejor aproximación se observa que en los resultados a fatiga existe una minúscula sección que podría fallar a esta, pero al ser muy pequeña se considera despreciable.

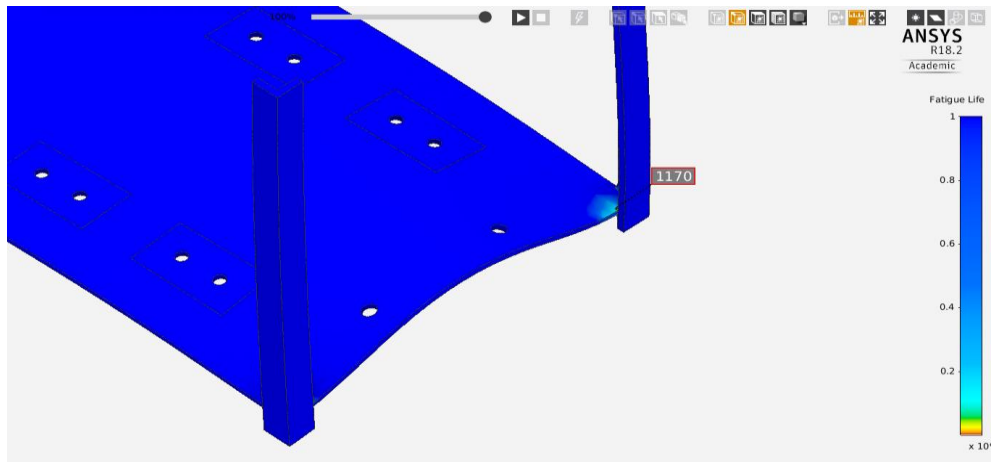


Figura 3.32. Resultados de Fatiga del primer modelo. Modelado propio.

La siguiente imagen refleja las deformaciones generadas por las fuerzas, se puede observar que la deformación es de 1.1 mm considerando el primer espesor lo que podría afectar la disposición del soporte del rodamiento que se encuentra por debajo de esta deformación por que se optara por hacer un segundo modelado con el espesor siguiente de la tabla de proveedor.

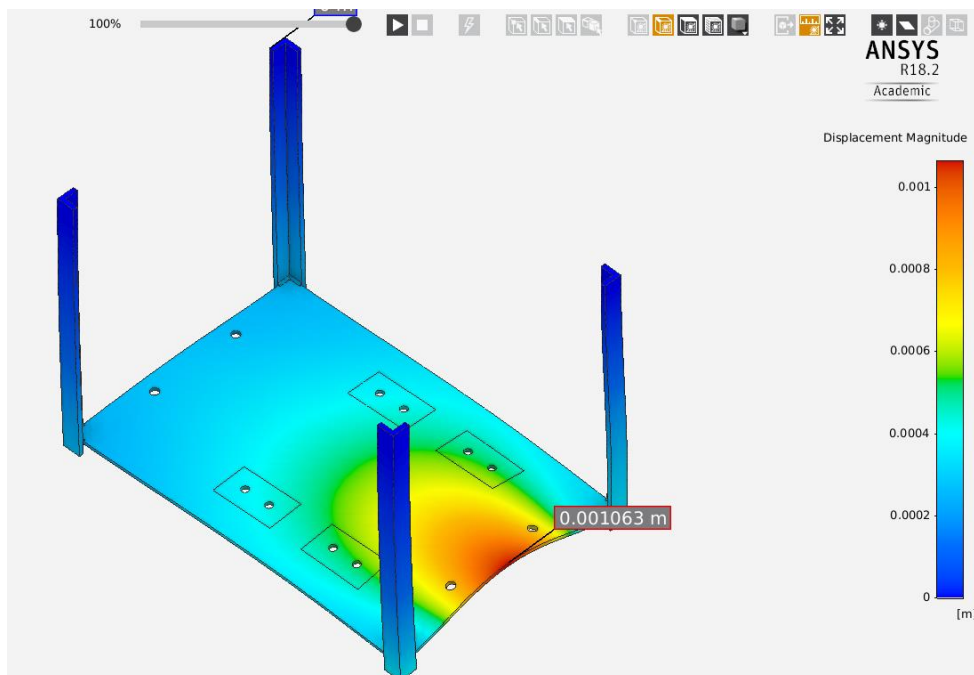


Figura 3.33. Deformación del Soporte del primer modelo. Modelo propio.

Aumentaremos el espesor de nuestra base con el siguiente espesor de nuestro catalogo el cual es 6.4 mm y realizaremos el mismo análisis y observaremos la deformación de nuestra simulación.

Al realizar el segundo estudio se puede observar que los esfuerzos de Von Mises han disminuido en una medida del 50% aproximadamente.

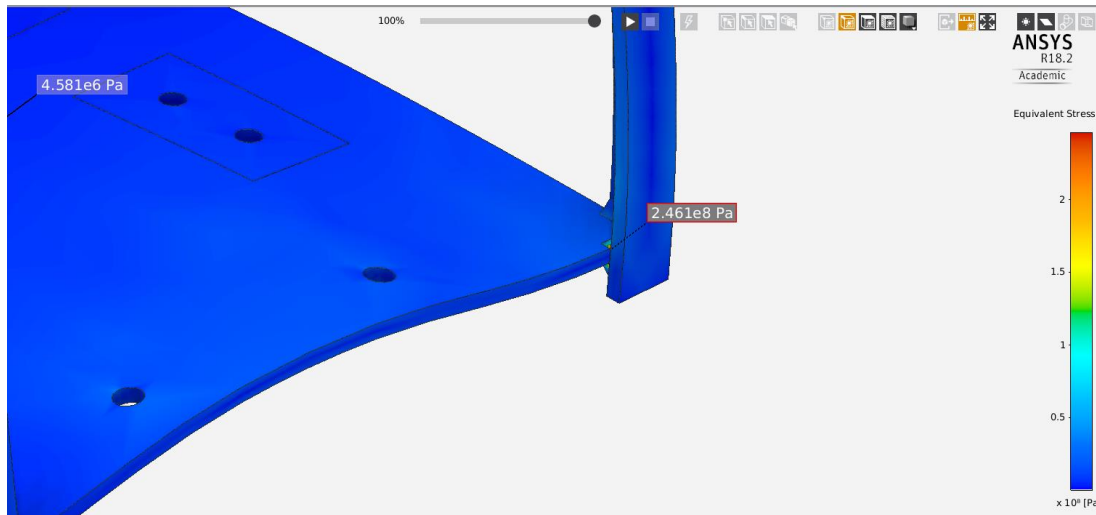


Figura 3.34. Resultados de los Esfuerzo de Von Mises del segundo modelo de soporte. Modelo propio.

Se observa que la deformación es de 0.4 mm lo cual es claramente menor y por lo tanto **admisible** para nuestro diseño.

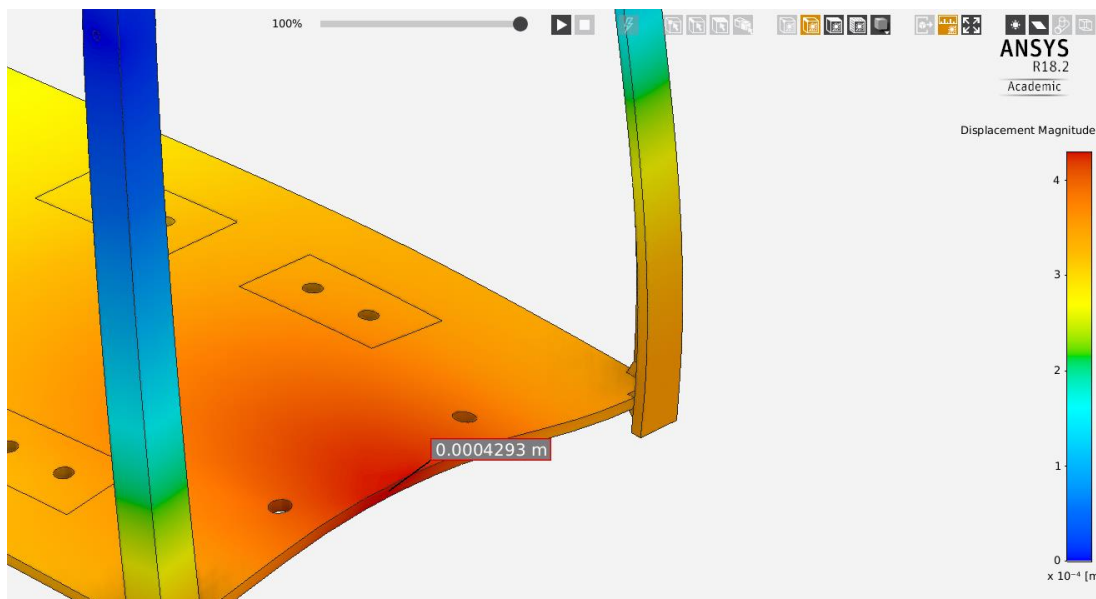


Figura 3.35. Desplazamiento total del segundo modelo de soporte. Modelo propio.

Al igual que en nuestro primer estudio consideraremos como nula la sección que no cuenta con vida infinita.

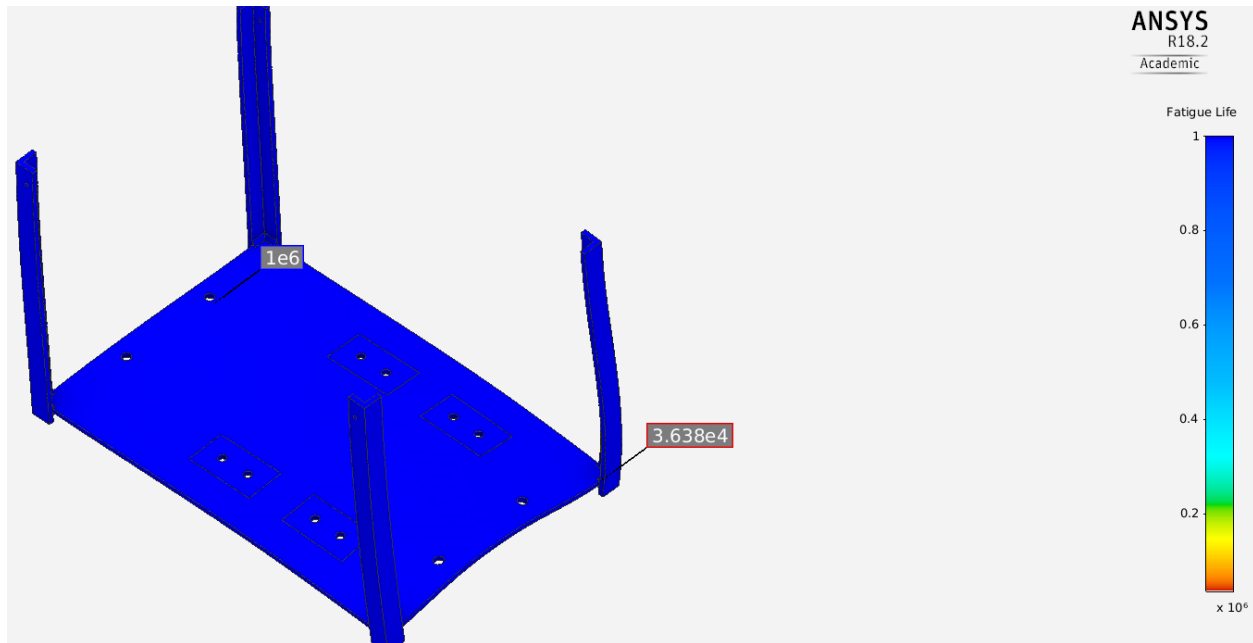


Figura 3.36. Resultado del ensayo de fatiga del segundo modelo de soporte. Modelo propio

Se considera que este modelo trabaja mejor con menos deformación y meno esfuerzo por lo que la pieza se considerará **aceptable**.

3.4.7 Selección de Ángulos para placa soporte

De los resultados anteriores del diseño de la placa del soporte del motor, se analizará uno de los ángulos que sirven como soporte y con la carga más crítica la cual es:

$$P = 687.834 \text{ N}$$

De los materiales más comunes de construcción de estos ángulos encontramos al: Acero estructural A36

$$\sigma_{yp} = 250 \text{ MPa}$$

Utilizaremos un ángulo con el menor espesor

$$t = \frac{1}{4}'' = 6.35 \text{ mm}$$

Supondremos un ángulo de 1''

$$L = 25.4 \text{ mm}$$

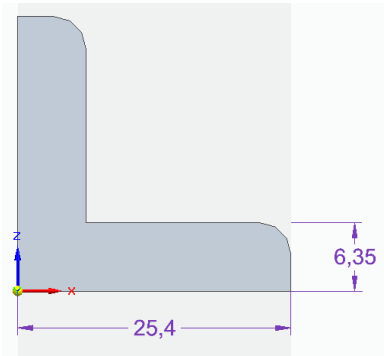


Figura 3.37. Angulo de Acero estructural. (Nisbett, 2008, pág. 987)

$$\bar{z} = 0.336 \text{ in} = 8.53 \text{ mm} = 8.53 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$I_x = 0.0355 \text{ in}^4 = 14.983 \times 10^3 \text{ mm}^4 = 14.983 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$A = 0.437 \text{ in}^2 = 281.93 \text{ mm}^2 = 281.93 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$I_z = I_x$$

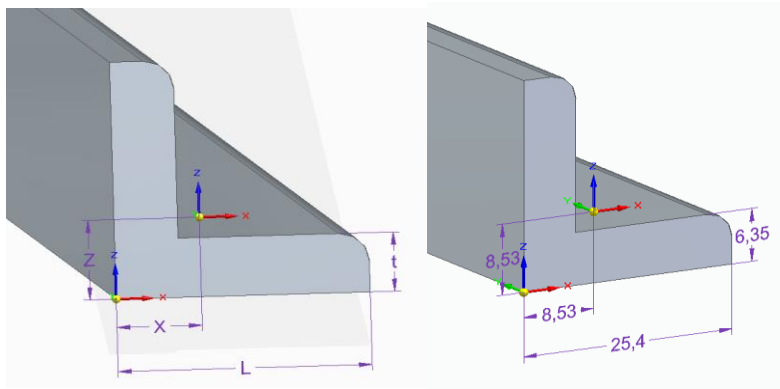


Figura 3.38. Dimensionamiento de Angulo. Modelo Propio.

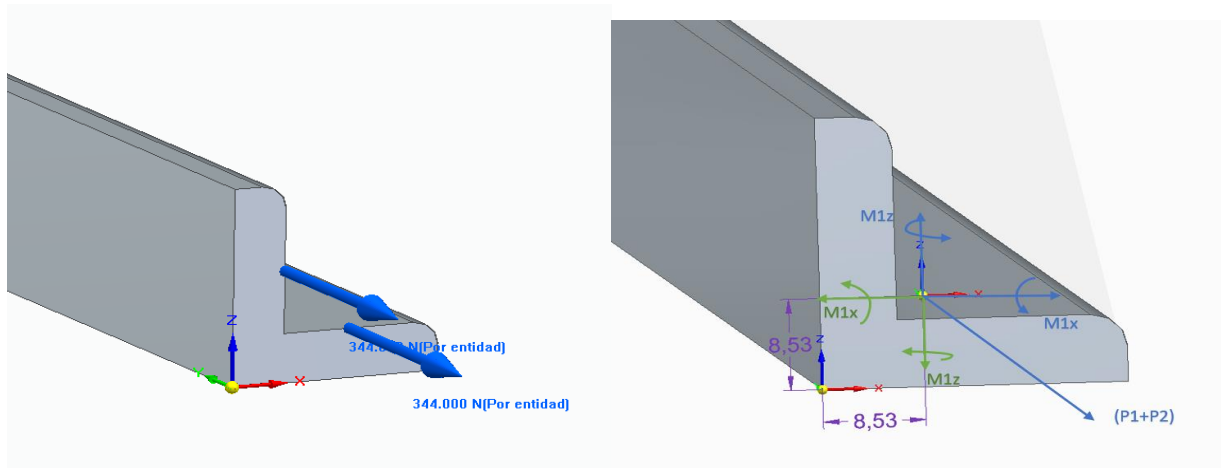


Figura 3.39. Representación de las Fuerzas y Momentos. Modelo propio.

$$M_{1x} = P1(\text{distancia al centroide})$$

$$M_{1x} = 344 \text{ N} \left(\frac{15.875\text{mm} - 8.53\text{mm}}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \right) = 2.52 \text{ Nm}$$

$$M_{1z} = P1(\bar{x} - t) = 344 \text{ N} \left(\frac{8.53\text{mm} - 6.35\text{mm}}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \right) = 0.74 \text{ Nm}$$

$$M_{2x} = P2(\bar{z} - t) = 344 \text{ N} \left(\frac{8.53\text{mm} - 6.35\text{mm}}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \right) = 0.74 \text{ Nm}$$

$$M_{2x} = P2(\text{distancia al centroide})$$

$$M_{2x} = 344 \text{ N} \left(\frac{15.875\text{mm} - 8.53\text{mm}}{1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}} \right) = 2.52 \text{ Nm}$$

Calculamos el momento resultante de cada eje

$$M_x = M_{1x} + M_{2x} = 2.52 \text{ Nm} - 0.74 \text{ Nm} = 1.78 \text{ Nm} \curvearrowright$$

$$M_z = M_{1z} + M_{2z} = 0.74 \text{ Nm} - 2.52 \text{ Nm} = -1.78 \text{ Nm} \curvearrowleft = 1.78 \text{ Nm} \curvearrowleft$$

Teniendo en cuenta que el área transversal y los momentos de inercia de nuestro perfil son conocidos, procedemos a calcular los esfuerzos debidos a los momentos torsores y la fuerza concéntrica.

Para la carga céntrica.

$$\sigma_0 = \frac{P}{A} = \frac{688 \text{ N}}{281.93 \times 10^{-6} \text{ m}^2} = 2.44 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2.44 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos debidos a los pares de flexión M_x y M_z , se distribuyen linealmente en la sección.

$$\sigma_1 = \frac{M_x z}{I_x} = \frac{(1.78 \text{ Nm})(8.53 \times 10^{-3} \text{ m})}{14.983 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 1.01 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_z x}{I_z} = \frac{(1.78 \text{ Nm})(8.53 \times 10^{-3} \text{ m})}{14.983 \times 10^{-9} \text{ m}^4} = 1.01 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos en las esquinas exteriores de nuestro perfil son:

$$\sigma_y = \sigma_0 \pm \sigma_1 \pm \sigma_2$$

Donde los signos se obtienen de la figura. Observando que los esfuerzos generados por M_x en C son positivos y negativos en A y B, y los esfuerzos generados por M_z en B es positivo y negativo en A y C.

$$\sigma_A = 2.44 - 1.01 - 1.01 = 0.42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = 2.44 - 1.01 + 1.01 = 2.44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = 2.44 + 1.01 - 1.01 = 2.44 \text{ MPa}$$

Considerando el material seleccionado y los esfuerzos generados en nuestra pieza se aprueba el Angulo seleccionado.

3.4.8 Diseño y Modelado de placa superior

Se modela en ANSYS la parte superior que servirá para sujetar la base donde el motor estará montado, se muestra de la siguiente manera en la siguiente imagen, es importante mencionar que las dimensiones están dadas por la placa inferior.

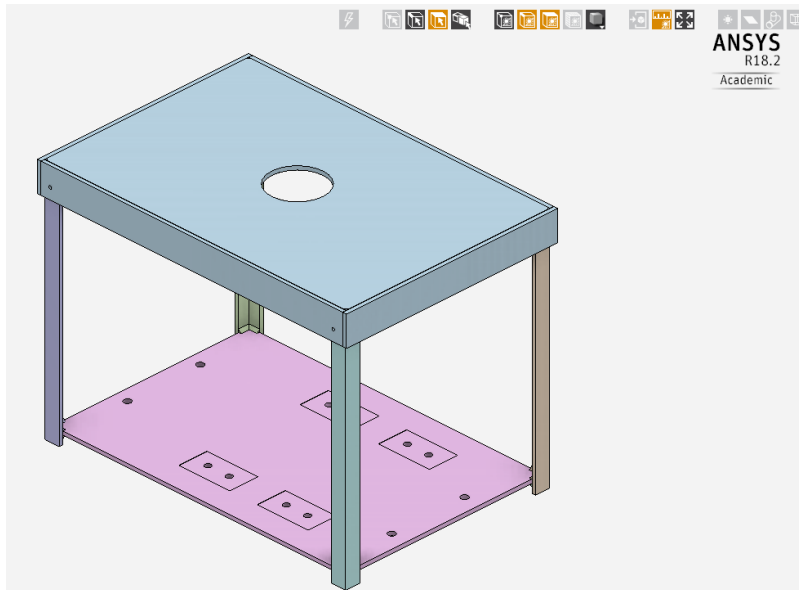


Figura 3.40. Soporte del Motor completo con la placa Superior. Modelo propio.

Las condiciones a las que la estructura estará sometida es un apoyo fijo en bajo el orificio superior, este permitirá la rotación sobre el eje Y, es decir el vertical.

Las reacciones sobre el apoyo se muestran en el resumen de la imagen.

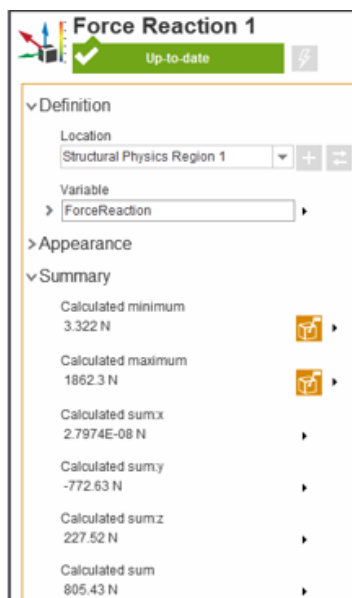


Figura 3.41. Fuerza de reacción que ejerce el soporte del motor. Modelado propio.

Se realiza nuevamente el estudio de los esfuerzos en conjunto con la placa superior y se observa que la deformación máxima en la placa inferior ha incrementado a 1.2 mm, en conjunto con la placa superior se considera aprobada para nuestra aplicación.

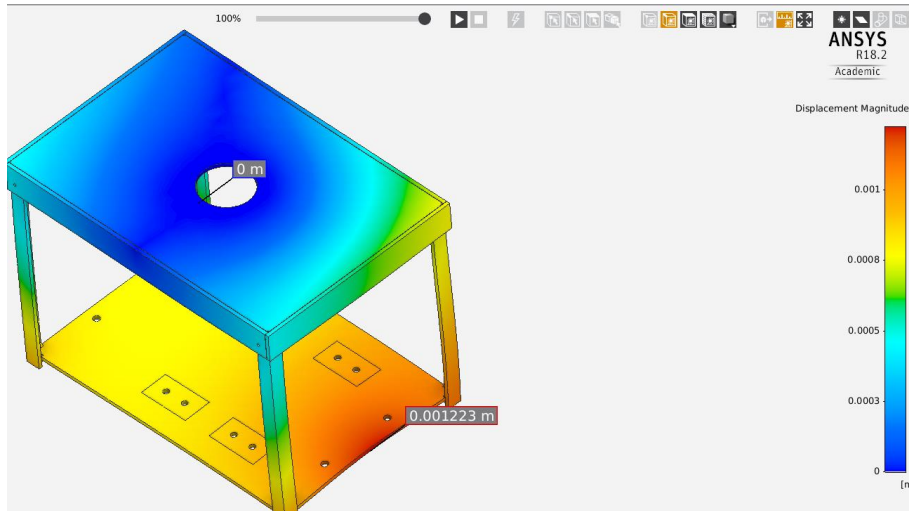


Figura 3.42. Deformación Total del soporte. Modelado propio.

Se seleccionará un rodamiento para ser acoplado en el soporte seleccionado.

Se seleccionó el tipo de rodamiento por el tipo de carga al que será sometido el rodamiento, es decir una carga estática y con una carga considerable, y por la carga radial y axial que este soportará, el mejor tipo de rodamiento para este caso es un rodamiento axial con rodillos a rotula.

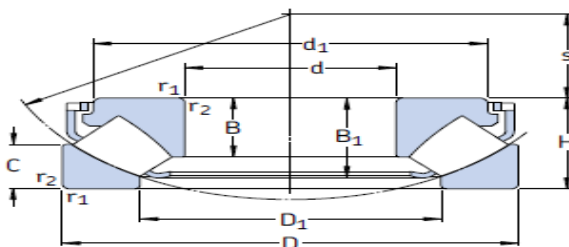
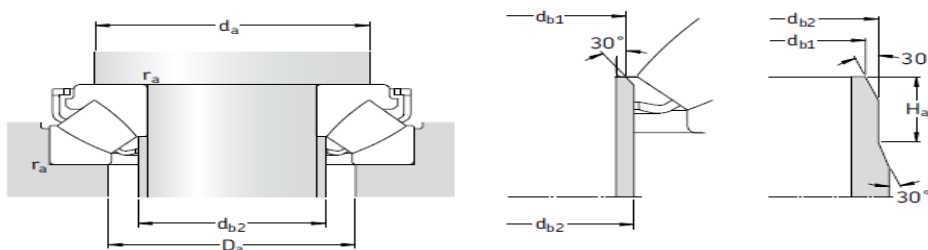


Figura 3.43 Rodamiento cónico para utilizar. Catalogo SKF,2006.

(SKF, 2006)

Tabla 14. Características técnicas y Dimensiones del Rodamiento cónico, Catalogo General, SKF,2006.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Factor de carga mínima A	Velocidades		Masa	Designación
d	D	H	dinámica C	estática C_0			Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	–	rpm		kg	–
90	155	39	400	1 080	132	0,11	2 400	4 000	2,85	*29318 E
	190	60	815	2 000	232	0,38	1 900	3 400	7,75	*29418 E



Dimensiones								Dimensiones de acuerdos y resaltes					
d	d ₁	D ₁	B	B ₁	C	r _{1,2} min	s	d _a min	d _{b1} máx	d _{b2} máx	H _a min	D _a máx	r _a máx
mm								mm					
90	138,6	115	24,5	34,5	19,5	1,5	53	120	95	95	–	134	1,5
	164,6	127,5	39	54	28,5	2,1	56	135	99	99	–	158	2

Las ecuaciones que se presentan a continuación fueron extraídas del catálogo SKF.

Estimamos la viscosidad cinemática mínima con nuestro diámetro medio

$$dm = 0.5(d + D) = 0.5(90 \text{ mm} + 155 \text{ mm}) = 122.5 \text{ mm}$$

Las cargas a las que será sometido nuestro rodamiento son las siguientes

$$F_x = 1 \text{ N}$$

$$F_y = 772.63 \text{ N}$$

$$F_z = 227.52 \text{ N}$$

Traduciéndolo a fuerzas axiales y radiales

$$F_a = F_y = 772.63 \text{ N}$$

$$F_r = (F_x^2 + F_z^2)^{1/2} = 227.52$$

Estimamos la carga equivalente

$$P_o = F_a + 2.7F_r = 772.63 \text{ N} + 2.7(227.52 \text{ N}) = 1386.94 \text{ N} = 1.387 \text{ KN}$$

Y teniendo en cuenta que los rodamientos

$$n = 1 \text{ rpm}$$

De acuerdo con el diagrama

$$v_1 = 1000 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Considerando una temperatura de funcionamiento de 30° C.

Realizaremos la conversión a ISO VG 320

Obtenemos con la grafica

$$v = 320 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

ISO VG46

Obtenemos la relación de viscosidad **k**

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{1000 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}}{320 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}} = 2.77$$

Obtenemos el factor para el nivel de contaminación.

$$\eta_c = 0.1 \text{ (Contaminacion severa)}$$

Procederemos a calcular la vida nominal aproximada

Rodamiento en el punto **B**

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^p = \left(\frac{1080 \text{ KN}}{1.387 \text{ KN}} \right)^{10/3} = 4343344872 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} = \frac{10^6}{60(1 \text{ rpm})} (4343344872 \text{ mrev}) = 7.23 \times 10^{13} \text{ hrs}$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{132 \text{ KN}}{1.387 \text{ KN}} = 95.16$$

Según el Diagrama 1

$$a_{SKF} = 50$$

$$L_{nm} = L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} = 1 \times 50 \times L_{10} = 217.1 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

$$L_{10nm} = \frac{10^6}{60n} L_{10m} = \frac{10^6}{60(1)} (217.1 \times 10^9) = 3.61 \times 10^{15} \text{ horas}$$

3.4.9 Selección de Tuercas para Soporte

Para seleccionar un perno adecuado para la sujeción de nuestro soporte se necesitará conocer las fuerzas a las que será sometida nuestra tuerca, para la obtención de las fuerzas utilizaremos el programa de análisis de elemento finito para calcular estas.

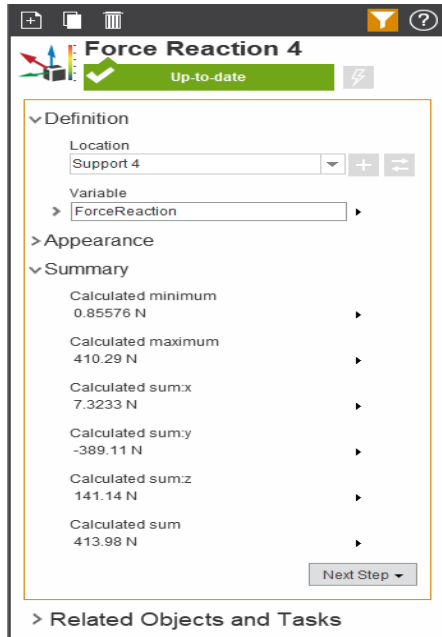


Figura 3.44. Fuerza de Reacción en la unión de las placas. Modelo propio.

Los resultados obtenidos de cada soporte se muestran en la siguiente tabla

Tabla 15. Resumen de reacción Sobre los Puntos de Soporte de las uniones. Fuente propia.

Soporte	$\Sigma x(N)$	$\Sigma y(N)$	$\Sigma z(N)$
1	11.672	-96.082	58.75
2	12.483	3.212	39.011
3	-31.478	-290.065	-11.379
4	7.323	-389.11	141.14

Las siguientes imágenes muestran la representación de las fuerzas obtenidos por el modelo de elementos finitos.

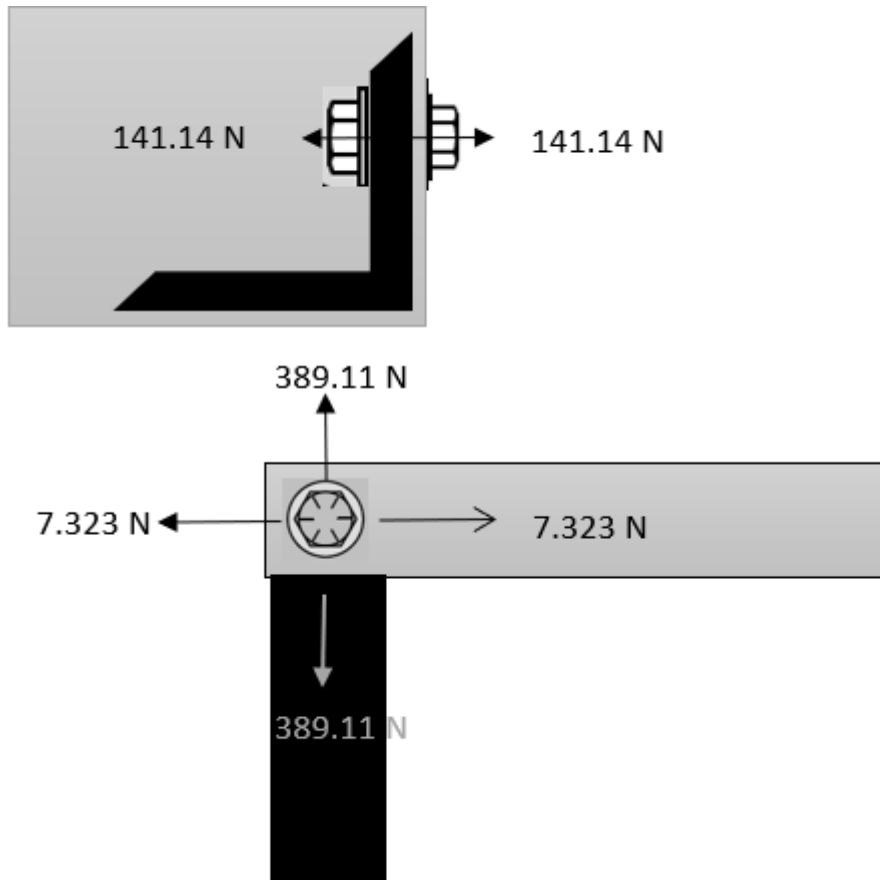


Figura 3.45. Representación de las Fuerzas en la unión atornillada. Fuente propia.

$$A_t = \left(\frac{6F_e}{(in^{-1})S_y} \right)^{2/3}$$

La fuerza externa F_e , es igual a la relación de la fuerza externa total entre el número de pernos

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n_b} = \frac{141.14 N}{1} = 141.14 N = 31.72 \text{ lbf}$$

Para nuestra aplicación seleccionaremos un perno SAE grado 5, con las siguientes propiedades:

$$S_p = 85 \text{ Ksi}, S_y = 92 \text{ Ksi}, S_u = 120 \text{ Ksi}.$$

Aplicando la ecuación de Faires:

$$A_t = \left(\frac{6(31.72 \text{ lbf})}{(in^{-1}) \left(\frac{92 \times 10^3 \text{ lb}}{in^2} \right)} \right)^{2/3} = 0.01623 \text{ in}^2$$

Consultando la tabla, seleccionamos un perno unificado de rosca fina de diámetro $d=0.19$ in, por ser el área superior más cercana del área requerida.

Con los siguientes datos:

$$d = 0.19 \text{ in}, d_r = 0.1494 \text{ in}, A_t = 0.0200 \text{ in}^2.$$

A continuación, calcularemos la Fuerza de apriete:

Suponiendo carga estática y conexión reutilizables.

$$S_t = 0.75 S_p = 0.75(85 \text{ Ksi}) = 63.75 \text{ Ksi}$$

$$F_i = S_t A_t = \left(63.75 \times 10^3 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2}\right) (0.0200 \text{ in}^2) = 1275 \text{ Ibf}$$

Procederemos a comprobar el separamiento de partes

Calcularemos las constantes elásticas del perno y las a partes a unir.

Para el perno:

$$k_b = \frac{A_b E_b}{L} = \frac{A_t E_b}{L} = \frac{(0.0200 \text{ in}^2)(30 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2})}{0.5 \text{ in}} = 1.2 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}}$$

El área A_c , es el área de traslape que obtenemos del contacto entre placas:

$$A_c = \frac{(1.96 \text{ in})\left(\frac{3}{4} \text{ in}\right)}{1} - \frac{\pi}{4} (0.1900 \text{ in})^2 = 1.4416 \text{ in}^2$$

Para la junta:

$$k_c = \frac{A_c E_c}{L} = \frac{(1.4416 \text{ in}^2)\left(30 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2}\right)}{0.5 \text{ in}} = 86.496 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2}$$

Calculamos la constante elástica del conjunto de elementos

$$k_{cm} = d E_c a e^{b\left(\frac{d}{L_m}\right)}$$

Donde:

$$d = 0.1900 \text{ in}, E_c = 30 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2}, a = 0.7872, b = 0.6287, L_m = 0.5 \text{ in}.$$

$$k_{cm} = (0.1900 \text{ in}) \left(30 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}^2}\right) (0.7872) e^{0.6287\left(\frac{0.1900 \text{ in}}{0.5 \text{ in}}\right)} = 5.6979 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}}$$

Se considera el mínimo de los valores obtenidos entre K_{cm} y K_c , por tanto

$$k_c = 5.6979 \times 10^6 \frac{\text{Ibf}}{\text{in}}$$

Se verifica que no ocurra separación de las caras:

$$N_{sep} = \frac{F_i}{F_e} \left(\frac{k_c + k_b}{k_c} \right) = \frac{1275 \text{ lbf}}{31.72 \text{ lbf}} \left(\frac{5.69 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}} + 1.2 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}}}{5.69 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}}} \right) = 48.67$$

Calculamos el factor de seguridad a tracción estática

$$\begin{aligned} N_F &= (S_p A_t - F_i) \frac{(k_c + k_b)}{k_b F_e} \\ &= \left[\left(85 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \right) (0.0200 \text{ in}^2) - 1275 \text{ lbf} \right] \left(\frac{5.69 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}} + 1.2 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}}}{1.2 \times 10^6 \frac{\text{lbf}}{\text{in}} (31.72 \text{ lbf})} \right) \\ &= 76.92 \end{aligned}$$

Factor de seguridad a cortante

$$N_s = \frac{0.577 \pi S_y d_r^2}{4V}$$

Donde V es la fuerza cortante, es decir la suma vectorial de las dos fuerzas que actúan como cortantes

$$V = \sqrt{(7.323 \text{ N})^2 + (389.11 \text{ N})^2} = 389.17 \text{ N} = 87.48 \text{ lbf}$$

$$N_s = \frac{0.577 \pi \left(92 \times 10^3 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \right) (0.1494 \text{ in})^2}{4(87.48 \text{ lbf})} = 10.63$$

Remplazamos los factores de seguridad en la siguiente ecuación que nos dará el factor de seguridad a causa de ambos efectos.

$$N = \left[\frac{1}{N_F^2} + \frac{1}{N_s^2} \right]^{-\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{76.92^2} + \frac{1}{10.63^2} \right]^{-\frac{1}{2}} = \mathbf{10.52}$$

3.4.10 Diseño de Brazo para sistema de cortado

Para el diseño del brazo se requiere un soporte que pueda girar en varios ejes.

La manera en que el brazo pueda rotar alrededor del eje vertical se realiza mediante el siguiente elemento. El soporte del motor estará montado sobre una parte circular plana en la parte inferior del elemento, entre los dos elementos contamos con un rodamiento axial que permite la rotación libre.

Las dimensiones se establecieron con base a otras piezas que se acoplarán con esta. Las dimensiones de nuestro tubo están dadas por el proveedor FORTACERO y vienen dadas en un extracto de su catálogo en el anexo 9 presentado al final.

El modelo del elemento es el siguiente.

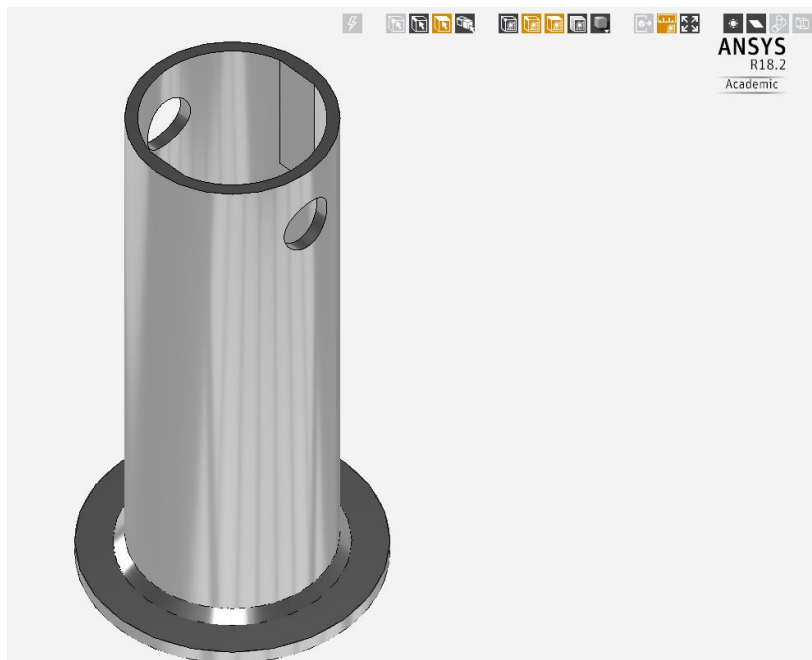


Figura 3.46. Tubo o brazo que permite la rotación del disco de corte. Modelo propio.

Establecemos las condiciones de contorno es decir soportes de la pieza y las fuerzas de trabajo a la que se somete la pieza.

En la siguiente imagen se proyectan los esfuerzos de Von Mises y según las condiciones a la que este será sometido, resistirá los esfuerzos a los que será sometido.

Aunque se presenta una zona reducida donde es crítica, se considera despreciable por el tamaño de esta.

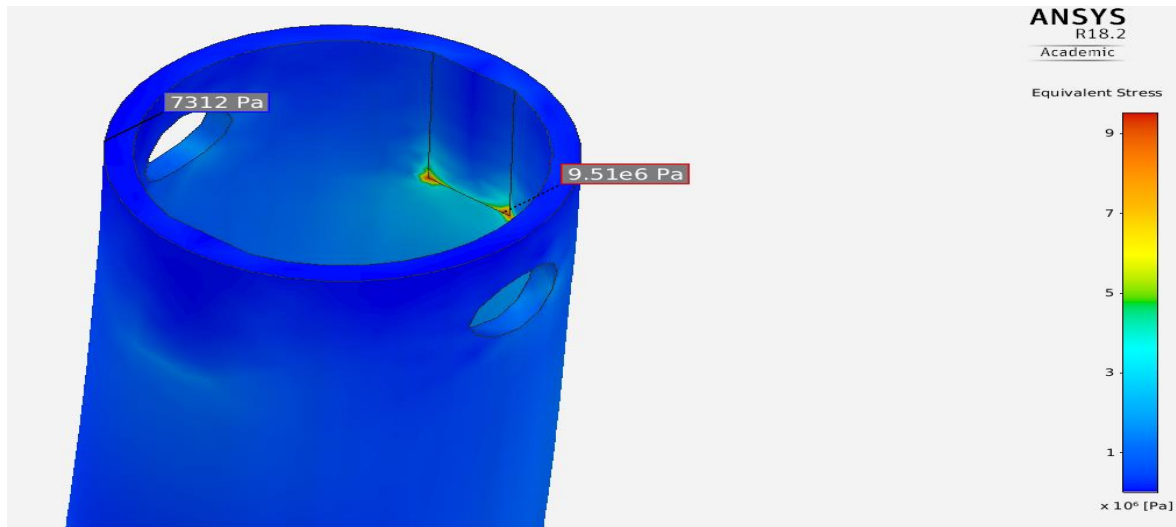


Figura 3.47. Esfuerzo de Von Mises generados por las fuerzas de trabajo en el brazo. Modelo propio.

Otro parámetro para considerar es el desplazamiento, pero al ser de 0.004 mm se considera permisible y se da por validado el diseño.

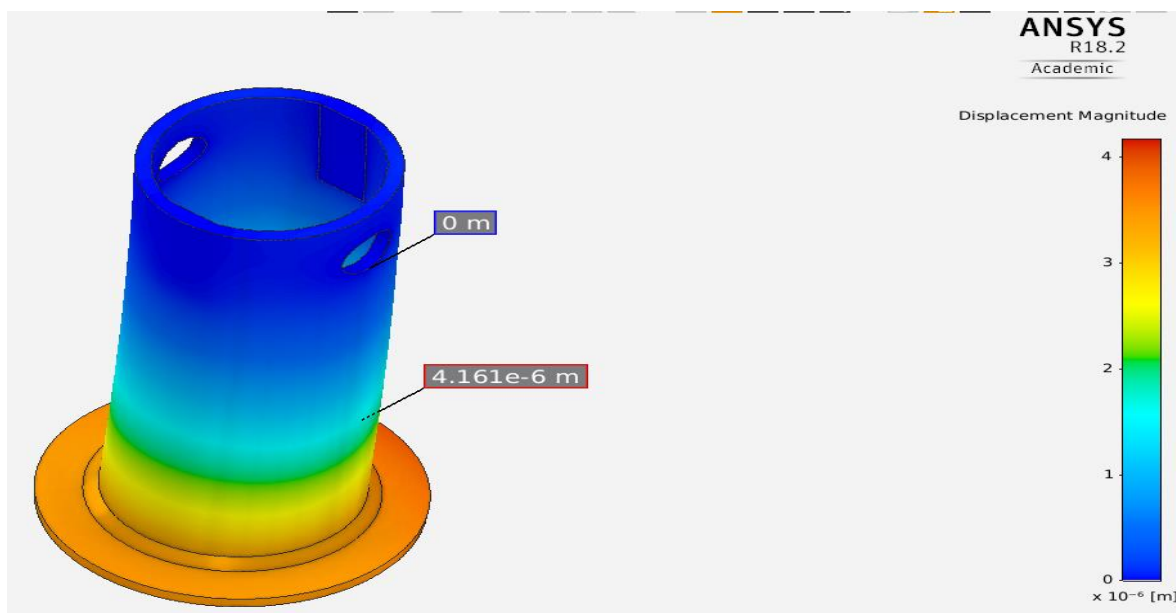


Figura 3.48. Desplazamiento del brazo bajo las cargas. Modelo propio.

Reacciones en los elementos acoplados.

Una beneficiosa herramienta del programa ANSYS es que nos provee las reacciones a las que serán sometidos los elementos acoplados, siendo así representamos en la siguiente tabla la

magnitud y la dirección de los vectores que representan las reacciones generadas por las fuerzas del tubo rotador.

Tabla 16. Resumen de reacciones de los soportes del brazo.

Soporte	$\Sigma x(N)$	$\Sigma y(N)$	$\Sigma z(N)$
1	-9.779	172.71	-53.615
2	9.674	168.27	-53.315
3	-0.859	431.65	-120.59

Este tubo será sujetado por otro soporte, el cual se ensamblará junto con las correderas y el motorreductor para el traslado sobre el eje X.

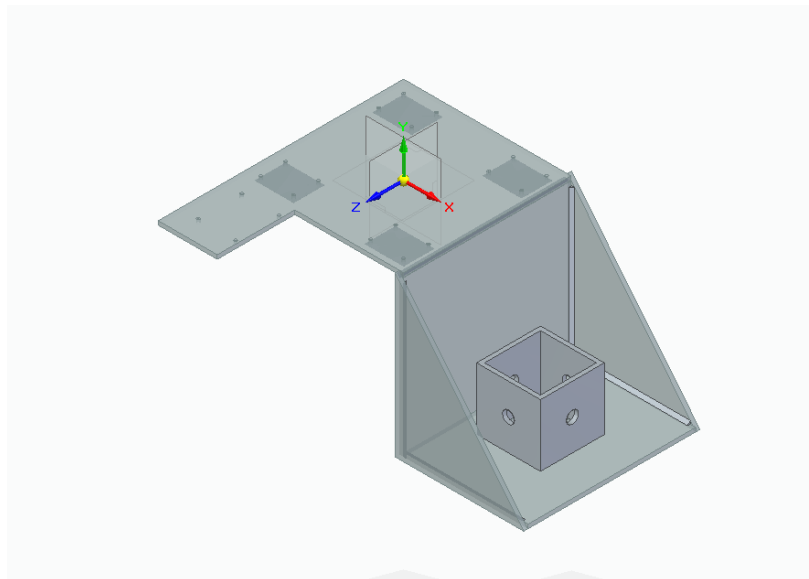


Figura 3.49. Soporte de Brazo. Modelo propio

En la parte superior se sujetarán los carros guía de las correderas lineales.

En la parte inferior se sujetará el tubo superior.

Para realizar un análisis de elemento finito se simplifico el modelo para realizar un estudio de manera adecuada.

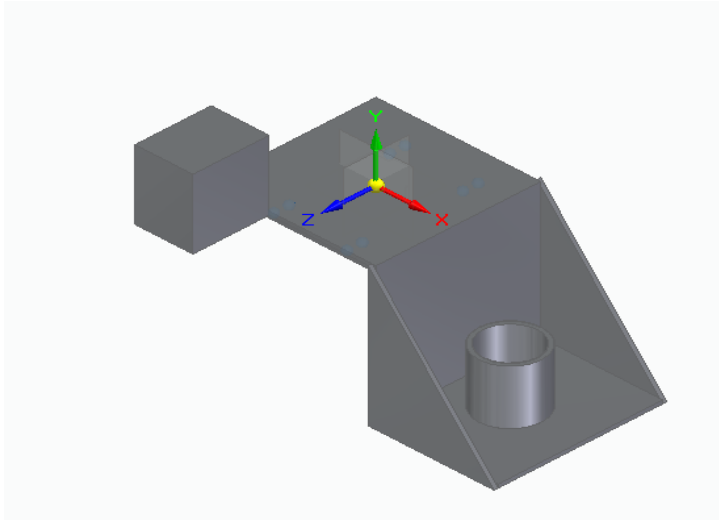


Figura 3.50. Soporte de Brazo modificado. Modelo Propio.

Al igual que en los estudios anteriores se establecen las condiciones de contorno, es decir se distribuyen las fuerzas como se aplicarán en la pieza y se realiza el mallado.

El esfuerzo máximo se presenta en los bordes de la placa por lo que es muy importante la unión de esta placa con la vertical. Podemos denotar que el esfuerzo máximo es considerablemente menor al límite elásticos por lo que no presentará falla y damos por validada esta pieza.

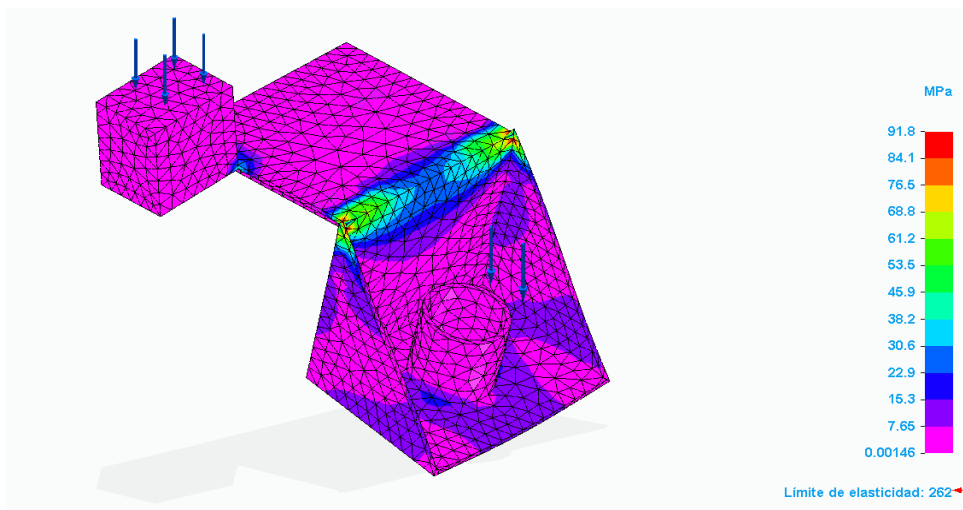


Figura 3.51. Esfuerzos de Von mises generados por las cargas de trabajo. Modelo Propio.

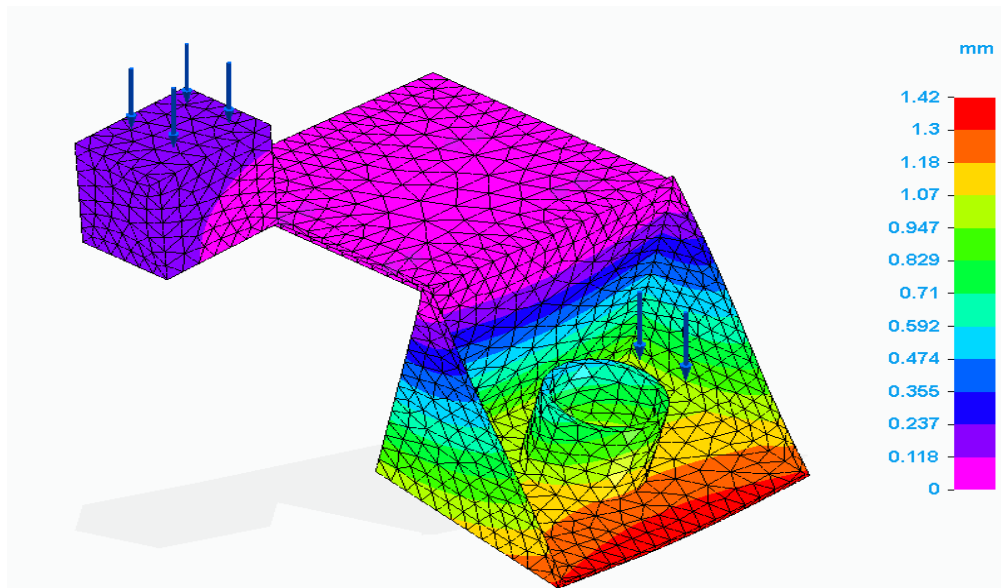


Figura 3.52. Desplazamiento del soporte del brazo bajo la carga de trabajo. Modelo propio.

La geometría presenta una deformación de 1.4 mm lo que se considera considerable para ese punto. Por lo que modificaremos esta.

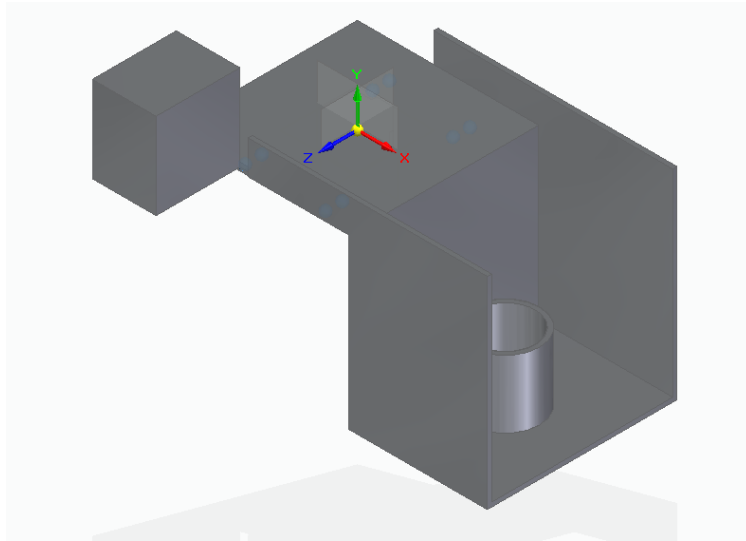


Figura 3.53. Modelo final del soporte de brazo para reducir la deformación. Modelo propio.

Los resultados de la geometría anterior son los siguientes:

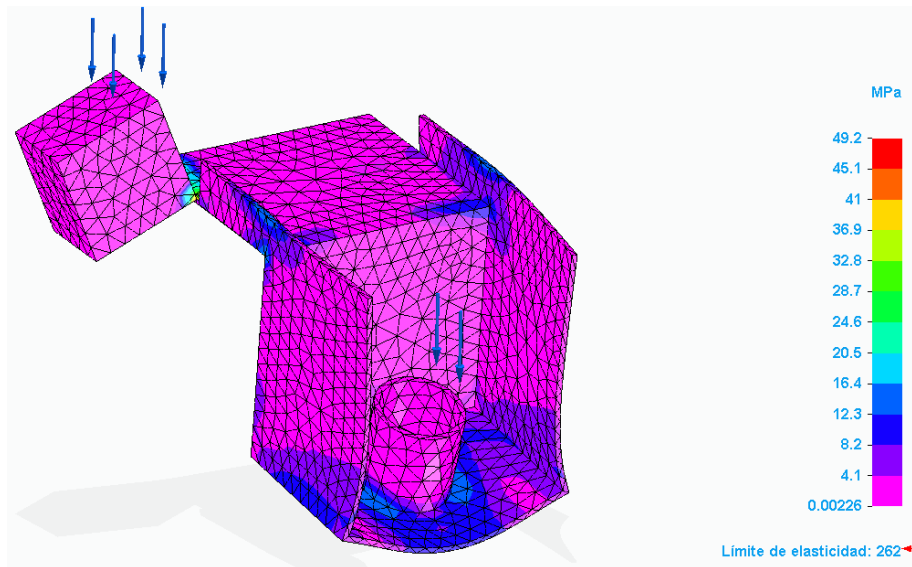


Figura 3.54. Esfuerzos de Von Mises generados en el modelo final. Modelo propio.

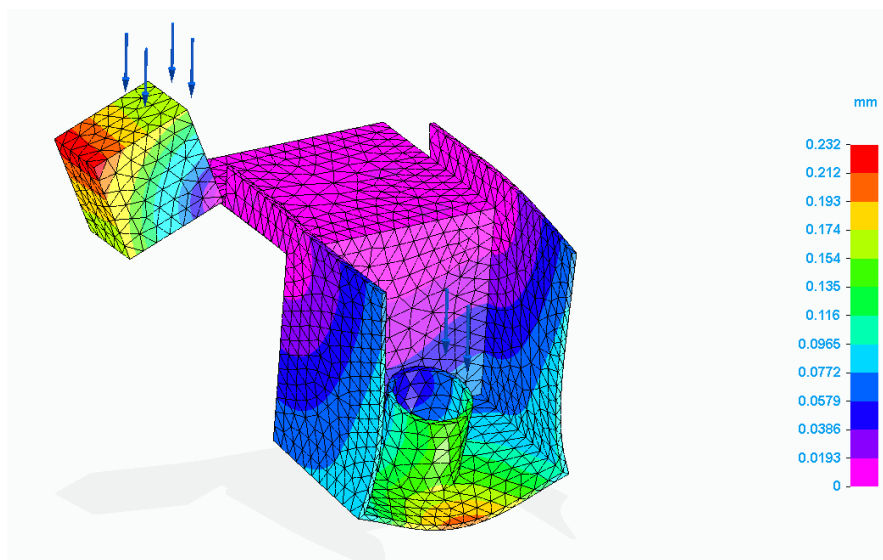


Figura 3.55. Deformación del modelo final bajo las cargas de trabajo. Modelo propio.

Los resultados son aceptables por lo que se valida diseño.

3.4.11 Selección de Guía corredera del brazo.

Debido a los requerimientos de los catálogos es necesario saber el peso de nuestro brazo para una correcta selección del peso.

Realizamos el cálculo de las masas de cada una de las partes que transportara el brazo.

La más total es:

$$m = 240 \text{ Kg}$$

$$F_z = mg = (240 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 2354.4 \text{ N}$$

Y se considerará para el cálculo la Fuerza de corte Horizontal

$$F_y = 82 \text{ N}$$

Las fórmulas siguientes para calcular la vida útil de la corredera fueron extraídas del catálogo de los perfiles de guías de carril SKF.

Se calcula la carga externa sobre la corredera o cojinete

$$F = |F_y| + |F_z| = |82 \text{ N}| + |2354.4| = 2436.4 \text{ N}$$

Se calculará la fuerza dinámica equivalente.

$$P = \frac{f_d}{f_i} F_{res}$$

Tabla 17. Factores de carga. SKF, Profile rail guides LLT.

Table 7			Table 8		
Factor f_d for load conditions			Factor f_i for number of carriages per rail		
Load conditions	f_d from	up to	Number of carriages	If $X \geq 1,5 \cdot L_2$ f_i	If $X < 1,5 \cdot L_2$ f_i
Smooth operation, no or light impact loads Speed $\leq 2 \text{ m/s}$	1,0	1,5	1	1	1
High impact loads Speed $> 2 \text{ m/s}$	1,5	3,0	2	1	0,81
			3	1	0,72

$$f_d = \text{Factor } f_d \text{ para condición de carga} = 1.5$$

$$f_i = \text{Factor } f_i \text{ para el numero de carros por carril} = 1$$

$$P = \frac{f_d}{f_i} F_{res} = \frac{1.5}{1} (2436.4) = 3654.6 \text{ N}$$

Calculamos el índice básico de vida:

$$L_{10h} = \frac{5 \times 10^7}{l_s n 60} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$l_s = \text{longitud única de carrera} = \frac{S_{tot}}{2} = \frac{7000 \text{ mm}}{2} = 3500 \text{ mm}$$

$$n = \text{frecuencia de carrera} = \frac{500 \left(\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right)}{7000 \left(\frac{\text{mm}}{\text{carrera doble}} \right)} = 0.071 \left(\frac{\text{carreras dobles}}{\text{minuto}} \right)$$

$C =$ índice de carga dinámica (determinada por el cojinete).

El cojinete que seleccionaremos es

LLTHC 25 R

Con las siguientes características

Carriage LLTHC ... R

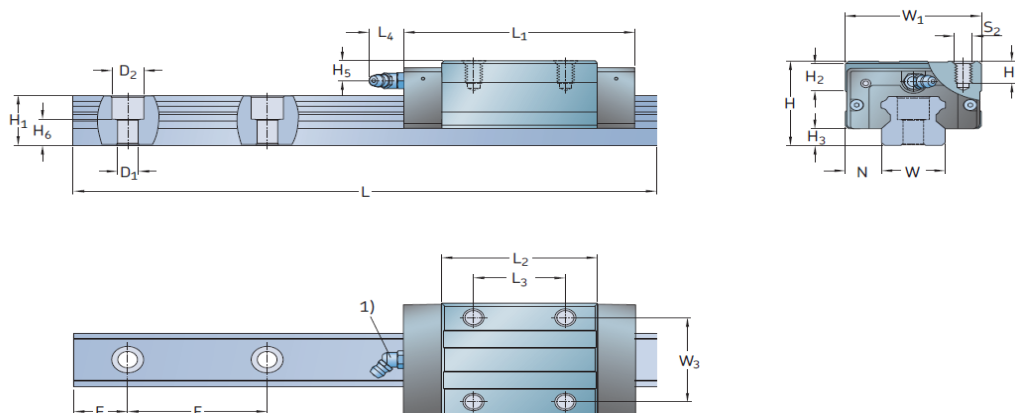


Figura 3.56. Dimensionamiento de Perfil para utilizar para el brazo de corte. Catálogo de perfiles de guía de carril, SKF.

Tabla 18. Características técnicas y Dimensionamiento de Perfil para utilizar para el brazo de corte. Catálogo de perfiles de guía de carril, SKF.

Size	Assembly dimensions					Carriage dimensions								
	W_1	N	H	H_2	H_3	L_1	L_2	L_3	L_4	W_3	H_4	H_5	S_2	
–	mm													–
25	48	12,5	40	12,2	7	84,4	57	35	16,6	35	10	10,5	M6	

Size	Rail dimensions					Weight carriage rail		Load ratings ²⁾		Moments ²⁾							
	W	H_1	H_6	F	D_1	D_2	E_{min} -0,75	E_{max} -0,75	L_{max} -1,5	dynamic C	static C_0	dynamic M_x	static M_{x0}	dynamic $M_{y/z}$	static $M_{y0/z0}$		
–	mm					kg		N		Nm							
25	23	22	12,3	60	7	11	10	50	3 920	0,45	3,3	18 800	30 700	194	316	155	254

(SKF, 2018)

$$L_{10h} = \frac{5 \times 10^7}{l_s n 60} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{5 \times 10^7}{(3500 \text{ mm}) (0.071 \frac{\text{carreras dobles}}{\text{minuto}}) (60 \text{ min/hora})} \left(\frac{18800}{3654.6} \right)^3$$

$$= 456505.862 \text{ hrs} = 69 \text{ años}$$

Se calculará la vida de los cojinetes mediante otro índice:

$$L_{ns} = 100c_1c_2f_s \left(\frac{f_i C}{f_d F_{res}} \right)^3$$

L_{ns} = Índice básico de vida modificado

c_1 = factor de confiabilidad (Anexos Tabla 6) = 1

c_2 = factor de las condiciones de operación (Anexos Diagrama 3)

$$v = 8.33 \frac{mm}{s}$$

$$v_1 = \text{Viscosidad mínima requerida} = 1100 \frac{mm^2}{s} \text{ (Anexos Diagrama 2)}$$

$$v = \text{Viscosidad cinemática real} = 8.33 \frac{mm}{s}$$

k = Índice de viscosidad

$$k = \frac{v}{v_1} = 7.57 \times 10^{-3}$$

$$c_2 = 0.1$$

$$f_d = 1.5$$

$$f_i = 1$$

F_{res} = Carga resultante (dependiendo el caso de carga)

Se presentan las condiciones dependiendo del caso de carga:

- Si $F \leq 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = \left(\frac{F}{2.8 F_{Pr}} + 1 \right)^{1.5} F_{Pr}$
- Si $F > 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = F$

Se calcula considerando la clase de precarga (T1 según Catalogo SKF):

$$F_{Pr} = 2\% \text{ de } C = 0.02(18800 \text{ N}) = 376 \text{ N}$$

$$2.8 F_{Pr} = 1052.3 \text{ N}$$

Y considerando que

$$F = 2354.4 \text{ N}$$

$$\therefore F > 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = F$$

$$F_{res} = 2354.4 \text{ N}$$

Y se calcula el índice:

$$L_{ns} = 100c_1c_2f_s \left(\frac{f_i C}{f_d F_{res}} \right)^3 = 100(1)(0.1)(1) \left(\frac{1 * 18800}{1.5 * 2436.4} \right)^3 = 1361.30 \text{ Km}$$

Aproximadamente de duración 1361.30 Km de recorrido considerando factores de lubricación.

La designación completa es:

LLTHC 25 R T1 P3 SO

Clave de orden

LLTHC 25 R 2 T1 4000 P3 HA SO S7 C

3.4.12 Selección del Motorreductor del brazo de corte.

Para una correcta selección del motorreductor se consultaron varios catálogos y se seleccionó la marca conforme a la disponibilidad.

Para una selección correcta del tamaño del motorreductor se calculará el torque necesario para que se pueda realizar el corte. Para eso es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre para calcular las fuerzas involucradas.

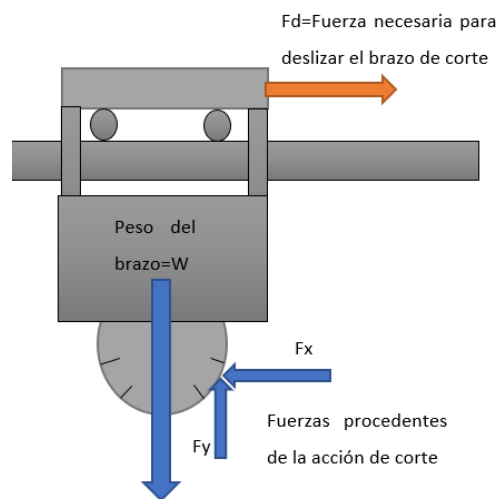


Figura 3.57. Diagrama de Cuerpo libre del brazo de corte. Modelo propio.

Las magnitudes de las fuerzas expresadas en el diagrama son las siguientes:

$$F_x = 82 \text{ N}$$

$$W = mg = (240 \text{ Kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 2354.4 \text{ N}$$

La fuerza vertical de la acción de corte no se considerará ya que disminuiría la fuerza normal y el torque necesario, y está no siempre está presente durante el movimiento del brazo.

Se considera la siguiente tabla para considerar el coeficiente de fricción que se utilizara.

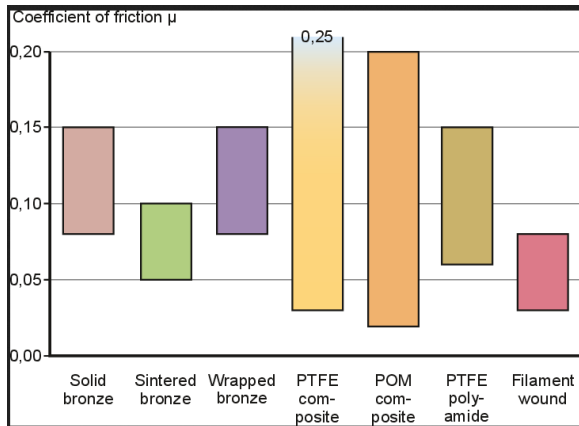


Figura 3.58. Coeficiente de Fricción de las guías. SKF.

$$\mu = 0.2$$

$$F_{xw} = \mu N = \mu W = (2354.4 \text{ N})(0.2) = 470.88 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = F_d - F_x - F_{xw} = 0$$

$$F_d = F_x + F_{xw} = 470.88 \text{ N} + 82 \text{ N} = 552.88 \text{ N}$$

Para obtener el torque es necesario tener un brazo de palanca, pero es necesario determinar el tamaño necesario para determinar que este se desplace a la velocidad requerida.

Se hará la primera elección de un piñón de 3 in de diámetro de paso.

EL Torque es el siguiente:

$$T = Fd = F_d(r) = (552.88 \text{ N})(0.0381 \text{ m}) = 21.06 \text{ Nm}$$

Para una correcta selección del motorreductor es necesario tener presente la velocidad lineal de salida que es necesario obtener para un corte adecuado.

Experimentalmente obtuvimos que la velocidad lineal adecuado para el corte es:

$$v_L = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 8.3 \times 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Otro factor que se debe considerar es la distancia entre el centro de salida del motorreductor y la cremallera a utilizar.

EL tamaño de motorreductor que seleccionaremos en primera instancia será el **50**.

Por lo que si el motorreductor no tiene la potencia necesaria se procederá a iterar el proceso hasta dar con el motorreductor adecuado.

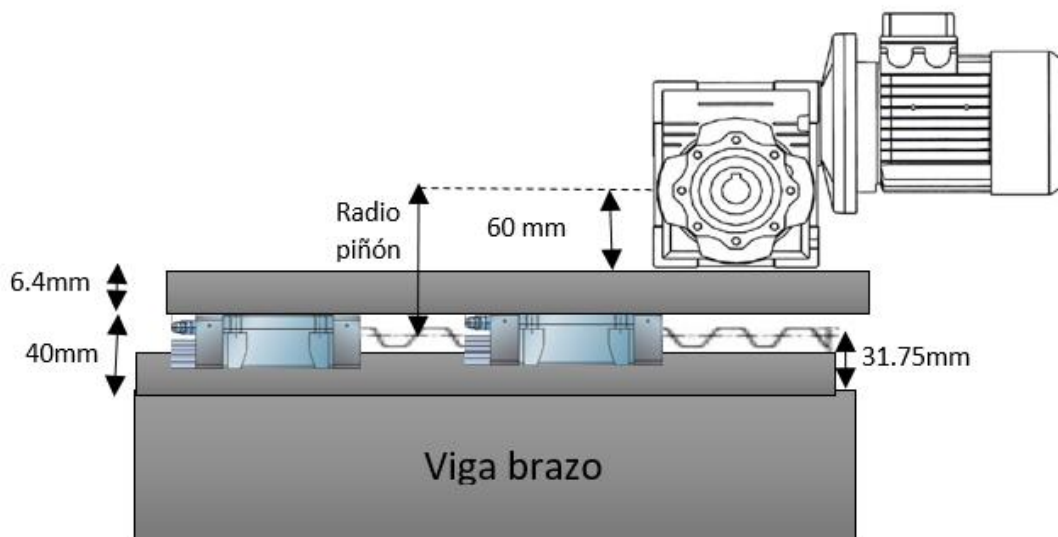


Figura 3.59. Determinación del radio del piñón del motorreductor del brazo. Modelo propio.

Podemos determinar del diagrama anterior que el radio de piñón necesario es **74.65mm**.

Conforme a nuestro diagrama se calculará la velocidad angular con respecto a la tabla siguiente:

$$v_L = \omega r_{\text{piñon}}$$

Tabla 19. Datos técnicos de los motorreductores, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V. , 2018, Catalogo de Motorreductores.

0.5 HP				
RPM	RED	MODELO	BRIDA	F SERV
225	7.5	XDRV 50	C56	5.28
225	7.5	XDRV 63	C56	
169	10	XDRV 50	C56	4.12
169	10	XDRV 63	C56	
112	15	XDRV 50	C56	2.96
112	15	XDRV 63	C56	
84	20	XDRV 50	C56	2.28
84	20	XDRV 63	C56	
67	25	XDRV 50	C56	1.80
67	25	XDRV 63	C56	
56	30	XDRV 50	C56	1.92
56	30	XDRV 63	C56	
42	40	XDRV 50	C56	1.40
42	40	XDRV 63	C56	2.54
34	50	XDRV 50	C56	1.14
34	50	XDRV 63	C56	2.02
28	60	XDRV 63	C56	1.72
21	80	XDRV 63	C56	1.32
21	80	XDRV 75	C56	1.94
17	100	XDRV 63	C56	1.14
17	100	XDRV 75	C56	1.60

Despejamos la velocidad angular y así se determinará el motorreductor apropiado con la relación de reducción apropiada.

$$\omega = \frac{v_L}{r_{\text{piñon}}} = \frac{500 \text{ mm/min}}{74.65 \text{ mm} \left(\frac{1}{2\pi \text{ rad}} \right)} = 42.08 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \sim 42 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 4.39 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

De la tabla anterior seleccionaremos la velocidad de salida con la relación de reducción de **40**.

$$r_{\text{piñon}} = \frac{v_L}{\omega} = \frac{500 \text{ mm/min}}{42 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{1}{2\pi \text{ rad}} \right)} = 74.79 \text{ mm} = 2.94 \text{ in}$$

Por tanto, se seleccionará el engrane con diámetro de paso de **6 pulgadas**.

$$r_{\text{piñon}} \sim 3 \text{ in} = 76.2 \text{ mm}$$

Se aumentará la altura del motorreductor con la diferencia de alturas, el espesor de placas que se aumentará es de **1.55 mm**.

Por lo que la velocidad lineal se alteraría, pero **sin mayor diferencia de velocidad**.

$$v_L = \omega * r_{\text{piñon}} = 42 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{1}{2\pi \text{ rad}} \right) * 76.2 \text{ mm} = 509 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Determinamos la potencia necesaria mediante la siguiente formula

$$P = T * \omega$$

Donde:

$$T = 21.06 \text{ Nm}$$

$$P = T * \omega = (21.06 \text{ Nm}) \left(4.39 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 92.62 \text{ W} = .092 \text{ KW} = 0.12 \text{ HP}$$

Obtenidos estos parámetros se consultará el catálogo de EED para una correcta selección del tamaño del motorreductor.

Las condiciones a las que la maquina se someterán son las siguientes:

Arranca y para 15 veces por hora.

Trabaja un máximo de 16 horas por día.

Se considerará una operación mecánica con fuertes sobrecargas.

$$\text{Factor de Operación Mecánica} = 1.7 \text{ (de la grafica 1 y tabla 5)}$$

$$\text{Factor de Corrección de por temperatura} = 1.1 \text{ (Tabla 6)}$$

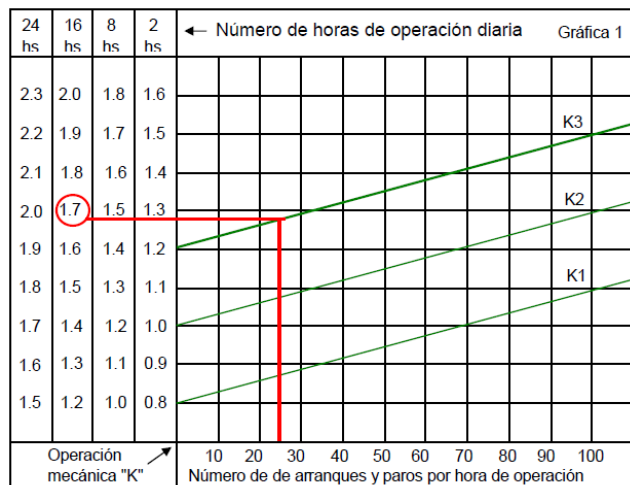
$$\text{Factor de Servicio Total} = 1.7 * 1.1 = 1.76$$

Entonces:

$$P_F = F_{ST} * P = 1.87 * 0.12 \text{ HP} = 0.23 \text{ HP} < 0.39 \text{ HP}$$

Delamente un motorreductor tamaño **40** seria ideal en nuertra aplicación pero el catalogo no cuenta con un motorreductor tamaño 40 por lo que se optará por uno **50**.

Tabla 19. Tablas de Factores de operación Mecánica, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V. , 2018, Catalogo de Motorreductores.



(EED Potencia Electromecánica S.A. de C.V., 2018)

DETERMINACION DE LA CLASE DE OPERACIÓN MECANICA "K"

- K1 Operación mecánica suave sin sobrecargas
- K2 Operación mecánica con sobrecargas medias
- K3 Operación mecánica con fuertes sobrecargas

FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA AMBIENTE

Menor a 30°C	Multiplicar FS x 1.0
De 30° a 35°C	Multiplicar FS x 1.1
De 35° a 40°C	Multiplicar FS x 1.2
De 40° a 45°C	Multiplicar FS x 1.3
De 45° a 50°C	Multiplicar FS x 1.4

Tabla 6

Una vez calculada la potencia necesaria y teniendo en cuenta la relación de reducción que se consideró en un principio se procederá a consultar las tablas para comprobar que la decisión fue adecuada.

$$Relacion\ de\ redeccion = 40$$

El tamaño de reductor es de **50**.

Tabla 20. Tabla de Potencias máximas admisibles en los motorreductores, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V. , 2018, Catalogo de Motorreductores.

Tabla 1

POTENCIAS MAXIMAS ADMISIBLES EN HP CON 1750 RPM DE ENTRADA A FACTOR DE SERVICIO 1						
Rel Red	TAMAÑO DEL REDUCTOR					
	40	50	63	75	90	110
7.5	1.51	2.64	4.77	6.81	10.56	17.48
10	1.16	2.06	3.67	5.45	8.56	14.36
15	0.80	1.48	2.76	3.86	6.86	10.86
20	0.61	1.14	2.05	3.15	5.19	8.10
25	0.50	0.90	1.64	2.46	5.19	6.90
30	0.53	0.96	1.77	2.48	4.31	6.53
40	0.39	0.70	1.27	1.88	2.95	4.81
50	0.31	0.57	1.01	1.50	2.32	3.93
60	0.25	0.47	0.86	1.26	1.90	3.19
80	0.19	0.38	0.66	0.97	1.39	2.25
100	0.15	0.28	0.57	0.80	1.12	1.79

Se comprueba mediante la siguiente tabla que el torque del motorreductor sea superior al necesario para desplazar el brazo.

Tabla 21. Tablas de torques máximas admisibles, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V. , 2018, Catalogo de Motorreductores.

Tabla 3

PAR O TORQUE MAXIMO ADMISIBLE EN kg-m A LA SALIDA CON FACTOR DE SERVICIO 1						
Rel Red	TAMAÑO DEL REDUCTOR					
	40	50	63	75	90	110
7.5	4.08	7.23	13.05	18.86	29.56	48.93
10	4.08	7.34	13.25	19.87	31.60	53.01
15	4.08	7.55	14.27	20.39	36.70	58.10
20	3.97	7.44	13.76	20.25	36.19	57.09
25	3.87	7.13	13.25	20.39	34.66	60.14
30	4.58	8.56	16.31	23.45	41.80	64.22
40	4.18	7.74	14.78	22.43	36.70	62.18
50	3.97	7.44	13.76	21.41	34.66	61.17
60	3.67	6.94	13.25	20.39	32.62	57.09
80	3.36	6.62	12.43	19.37	29.06	49.96
100	2.96	5.61	12.03	18.35	27.52	46.89

$$T_{motorreductor} = 4.18 \text{ Kg} * m = 41 \text{ Nm} > 21.06 \text{ Nm}$$

$$\therefore T_{motorreductor} > T$$

EL primer motorreductor para el trayecto a lo largo de la viga principal queda seleccionado, se repetirá el proceso con el fin de seleccionar el que se desplace a lo largo de las bancadas.

Es importante mencionar que el motorreductor es con motor bridado directamente acoplado al reductor con Flecha de salida simple solida derecha.

3.4.13 Selección de Piñón y cremallera para deslizar el brazo

En la selección del Piñón es importante considerar las velocidades lineales para el corte del marmol, en esta selección se procederá a calcular el radio de paso ideal del piñón y se consultará el catálogo para seleccionar el radio más aproximado.

La velocidad lineal es:

$$v_L = 0.5 \frac{m}{min} = 8.3 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Para seleccionar el radio de piñón se considerará la altura de la cremallera de paso de 4 por ser la tener un rango intermedio de radios a seleccionar.

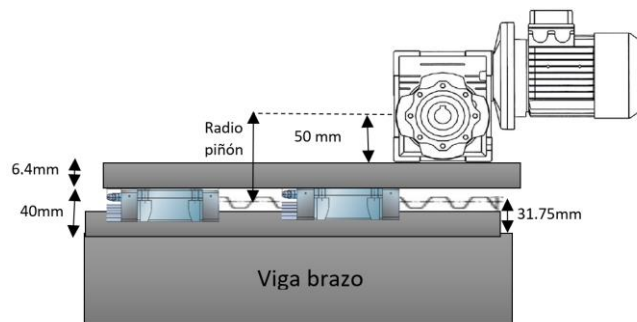


Figura 3.60. Diagrama para la determinación del radio del piñón. modelo propio.

Podemos determinar del diagrama anterior que el **radio de piñón necesario es 74.65mm~3in.**

Con el diámetro de 6 in que seleccionaremos de la siguiente tabla.

6 DP Cara 2"

Engranos Rectos de Acero en Existencia

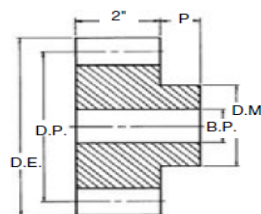
Ángulo de Presión 20°



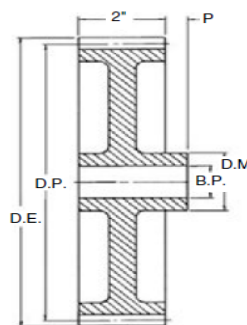
Tipo B
Sencillo con Maza
en Acero



Tipo B₂
Con Alma y Barrenos de
Aligeramiento en Acero



Tipo B



Tipo B₂

Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Max.*	Diámetro	Proy.	
11	TS611†	20	2.000	2.333	B	1	1	1½	¾	1.6
12	TS612	20	2.000	2.333	B	1	1	1½	¾	1.6
14	TS614	20	2.333	2.666	B	1	1	1¾	¾	2.4
15	TS615	20	2.500	2.833	B	1	1¼	2	¾	2.9
16	TS616	20	2.666	3.000	B	1	1¾	2½	¾	3.4
18	TS618	20	3.000	3.333	B	1	1½	2½	¾	4.6
21	TS621	20	3.500	3.833	B	1	1¾	3	¾	6.6
24	TS624	20	4.000	4.333	B	1½	1½	3	¾	8.1
27	TS627	20	4.500	4.833	B	1½	2½	3½	¾	10.6
30	TS630	20	5.000	5.333	B	2	2½	4	¾	15.4

Figura 3.61. Dimensionamiento de Engranos rectos, Martin Sprocket & Gear, INC.,2017, El gran catálogo 4000.

Se comprueba que la selección de nuestro piñón soporte la potencia necesaria mediante la siguiente tabla.

Capacidad de Potencia HP (Aprox.) de Engranos Rectos

Ángulo de Presión 20°

Para
Servicio Clase I (Factor de Servicio = 1.0)
Paso Diametral 6

Ángulo de Presión 20°

Cara 2"

Número de Dientes	25 RPM		50 RPM		100 RPM		200 RPM		300 RPM		500 RPM		600 RPM		900 RPM		1200 RPM		1800 RPM		
	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	
11•	0.67		1.32		2.54		4.73		6.63		9.79		11.11		14.34		16.79		20.21		
12•	0.79		1.56		3.00		5.59		7.84		11.58		13.14		16.96		19.84		23.91		
13	0.93		1.82		3.50		6.52		9.15		13.51		15.34		19.80		23.16		27.91		
14•	1.04		2.05		3.94		7.35		10.31		15.21		17.27		22.29		26.08		31.42		
15•	1.17		2.30		4.43		8.24		11.56		17.07		19.37		25.01		29.26		35.25		
16•	1.28		2.50		4.82		8.97		12.59		18.58		21.10		27.23		31.85		38.38		
17	1.39		2.72		5.24		9.76		13.69		20.21		22.95		29.61		34.65				
18•	1.50		2.94		5.66		10.54		14.79		21.83		24.78		31.98		37.42				
19	1.61		3.16		6.09		11.34		15.91		23.49		26.66		34.41		40.26				
20	1.73		3.39		6.53		12.17		17.07		25.20		28.60		36.92		43.19				
21•	1.84		3.62		6.97		12.97		18.21		26.87		30.50		39.37		46.06				
22	1.96		3.85		7.41		13.80		19.37		28.59		32.45		41.88		49.00				
24•	2.19		4.29		8.26		15.38		21.57		31.85		36.15		46.65		54.59				
25	2.30		4.51		8.68		16.16		22.67		33.47		37.99		49.03						

Figura 3.62. Capacidad de Potencia de Engranos rectos, Martin Sprocket & Gear, INC.,2017, El gran catálogo 4000.

Se remarca que la potencia necesaria es 0.39 HP considerando el factor de servicio total.

Por lo que nuestro piñón es adecuado para la función, aunque se podría seleccionar uno menor por razones de ensamble se preferirá el seleccionado.

La selección de nuestro piñón concorda con el paso seleccionado.

Cremalleras Maquinadas



Ancho de Cara Estándar Acero — Ángulo de Presión de $14\frac{1}{2}^\circ$ y de 20°

Número de Parte		Paso	Ancho de Cara (Pulgadas)	Espesor Total (Pulgadas)	Línea de Paso	Peso Aprox. lb/Pz.
A.P. $14\frac{1}{2}^\circ$	A.P. 20°					
R3x2	TR3x2	3	3	$1\frac{1}{2}$	1.167	24.0
R3x4	TR3x4	3	3	$1\frac{1}{2}$	1.167	48.0
R3x6	TR3x6	3	3	$1\frac{1}{2}$	1.167	72.0
R4x2	TR4x2	4	2	$1\frac{1}{2}$	1.250	17.4
R4x4	TR4x4	4	2	$1\frac{1}{2}$	1.250	34.8
R4x6	TR4x6	4	2	$1\frac{1}{2}$	1.250	52.2
RA4x2		4	2	2	1.750	23.6
RA4x4		4	2	2	1.750	47.2
RA4x6		4	2	2	1.750	70.8

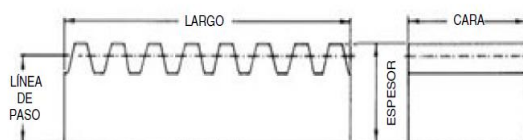


Figura 3.63. Dimensiones de la cremallera, Martin Sprocket & Gear, INC.,2017, El gran catálogo 4000.

3.4.14 Diseño de Viga principal

La viga principal estará sometida a las siguientes condiciones:

Una carga puntual de 2354.4 N (Vy) que se desplazará a lo largo de la viga.

Los soportes estarán en los extremos de la viga.

La longitud de la viga será 5m(L).

Para la selección se considera el ancho de las correderas y el ancho de la cremallera por lo que se optó por una viga 8x8 por el ancho con el que cuenta, se seleccionó la segunda menos pesada para optimizar el peso. Se procederá a realizar el estudio con esta para calcular la deformación y su comportamiento a la fatiga.

Seleccionaremos una Viga IPR ($8'' \times 8''$), con un peso de 52.10 Kg/m, es decir 511.101 N/m.

Realizaremos el diagrama de cuerpo libre de la siguiente manera:

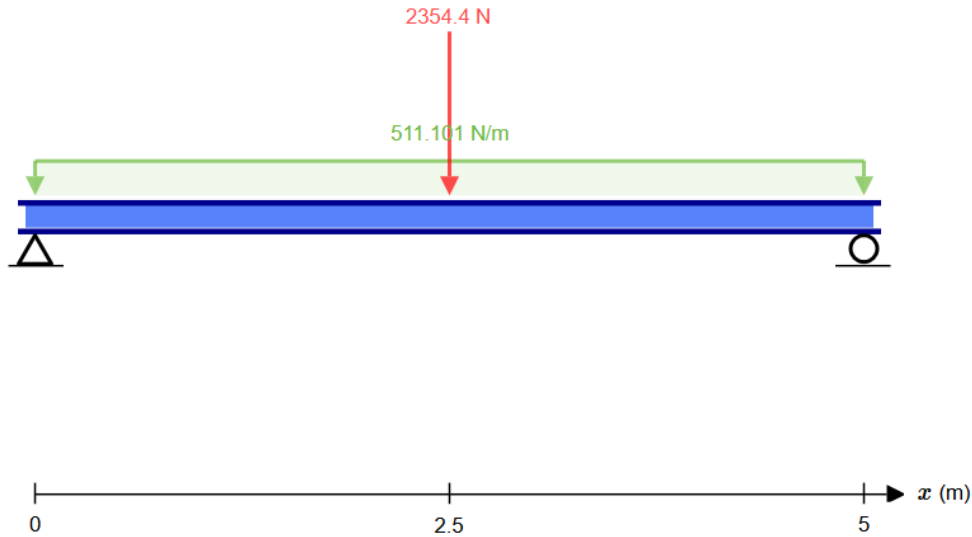


Figura 3.64. Diagrama de Cuerpo libre de la Viga principal. Modelo propio.

Determinamos las reacciones en los soportes mediante un análisis estático:

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 R_1 + R_2 - W(L) - Vy &= 0 \\
 \curvearrowright +\Sigma M_C &= 0 \\
 R_1(L) - W(L)\left(\frac{L}{2}\right) - Vy\left(\frac{L}{2}\right) &= 0 \\
 R_1(L) &= W(L)\left(\frac{L}{2}\right) + Vy\left(\frac{L}{2}\right) \\
 R_1 &= W(L)\left(\frac{L}{2}\right)\left(\frac{1}{L}\right) + Vy\left(\frac{L}{2}\right)\left(\frac{1}{L}\right) = W\left(\frac{L}{2}\right) + Vy\left(\frac{1}{2}\right) \\
 R_1 &= 511.101 \frac{N}{m} \left(\frac{5m}{2}\right) + 2354.4 N \left(\frac{1}{2}\right) = 2454.95 N
 \end{aligned}$$

De la primera ecuación

$$\begin{aligned}
 R_1 + R_2 - W(L) - Vy &= 0 \\
 R_2 &= W(L) + Vy - R_1 = 511.101 \frac{N}{m} (5m) + 2354.4 N - 2454.95 N = 2454.95 N
 \end{aligned}$$

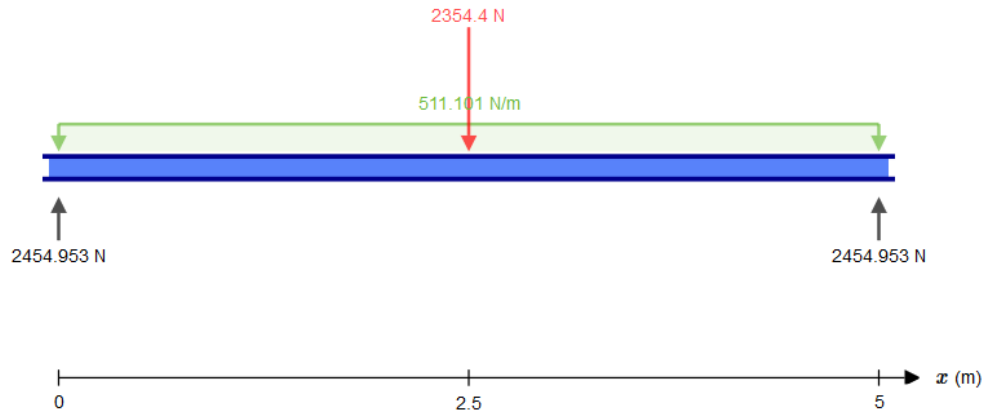


Figura 3.65. reacciones de los apoyos de la viga principal. Modelo propio.

Realizando el diagrama de fuerzas cortantes y Momento Flexionante

$$x < 0$$

$$V = R_1 = 2454.95 \text{ N}$$

$$M = R_1(x) = 0$$

$$0 < x < 2.5 \text{ m}$$

$$V = R_1 - W(x)$$

$$V_{2.5m} = 2454.95 - 511.101(2.5) = 1177.2 \text{ N}$$

$$M = R_1(x) - W(x)\left(\frac{x}{2}\right)$$

$$M_{1.25m} = 2454.95(1.25) - 511.101(1.25)\left(\frac{1.25}{2}\right) = 2669.38 \text{ Nm}$$

$$M_{2.5m} = 2454.95(2.5) - 511.101(2.5)\left(\frac{2.5}{2}\right) = 4540.19 \text{ Nm}$$

$$2.5 \text{ m} < x < 5 \text{ m}$$

$$V = R_1 - W(x) - Vy$$

$$V_{2.5m} = 2454.95 - 511.101(2.5) - 2354.4 = -1177.2 \text{ N}$$

$$V_{5m} = 2454.95 - 511.101(5) - 2354.4 = -2454.95 \text{ N}$$

$$M = R_1(x) + W(x)\left(\frac{x}{2}\right) - Vy(x - 2.5m)$$

$$M_{2.5m} = 2454.95(2.5) - 511.101(2.5)\left(\frac{2.5}{2}\right) - 2354.4(2.5m - 2.5m) = 4540.19 \text{ Nm}$$

$$M_{5m} = 2454.95(5) - 511.101(5)\left(\frac{5}{2}\right) - 2354.4(5m - 2.5m) = 0 \text{ Nm}$$

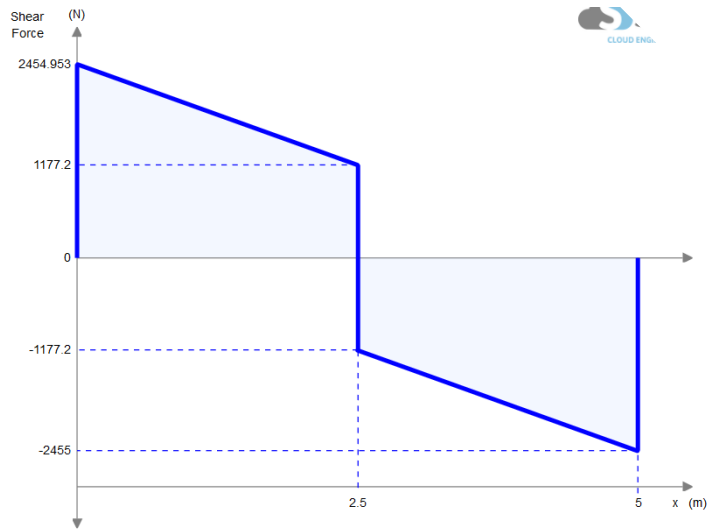


Figura 3.66. Diagrama de Fuerzas cortante de la viga principal. Modelo propio.

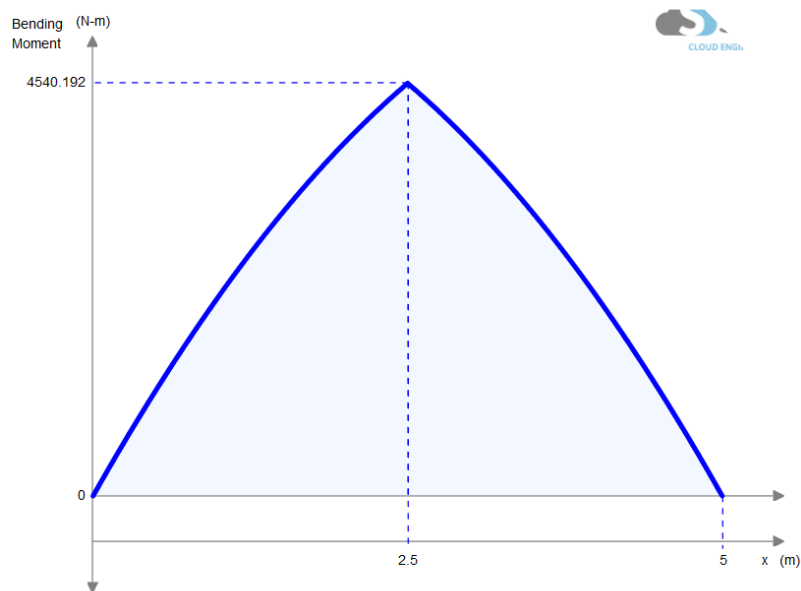


Figura 3.67. Diagrama de Momentos de la viga principal. Modelo propio.

Nuestra viga se someterá a esfuerzos variables por lo que es necesario considerar la forma en que trabaja por lo que se realizara otro análisis estático para determinar el momento flector y cortante, se representara gráficamente de la siguiente manera:

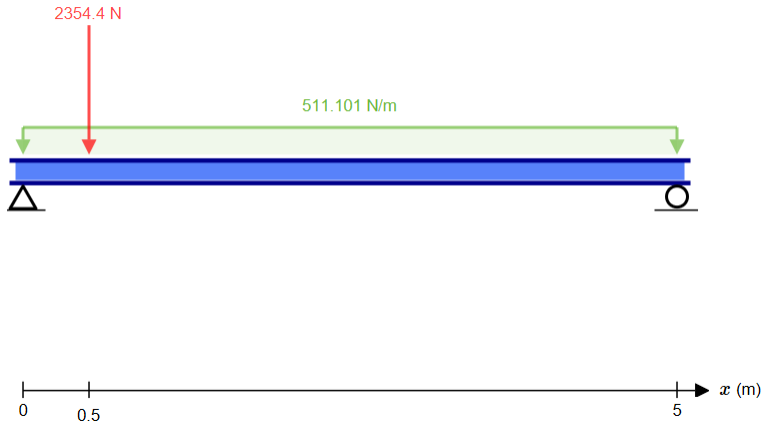


Figura 3.68. Diagrama de cargas del segundo caso de la viga principal. Modelo propio.

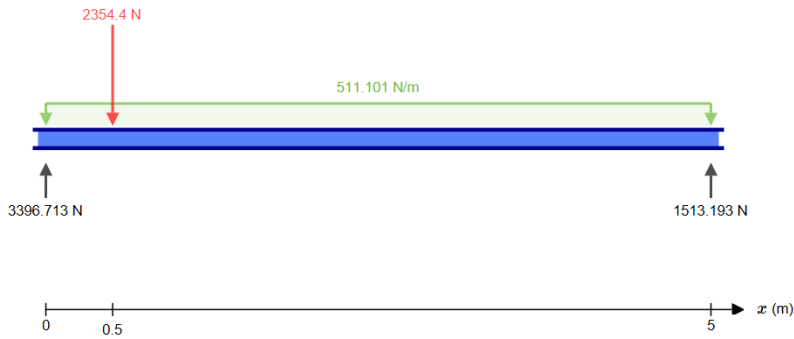


Figura 3.69. Raciones de los apoyos del segundo caos de carga de la viga principal. Modelo propio.

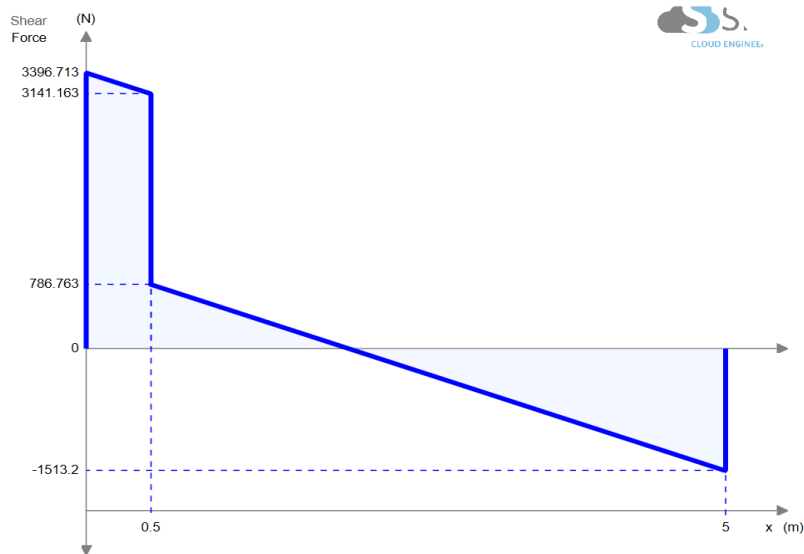


Figura 3.70. Fuerzas cortantes del segundo caso de carga de la viga principal. Modelo propio.

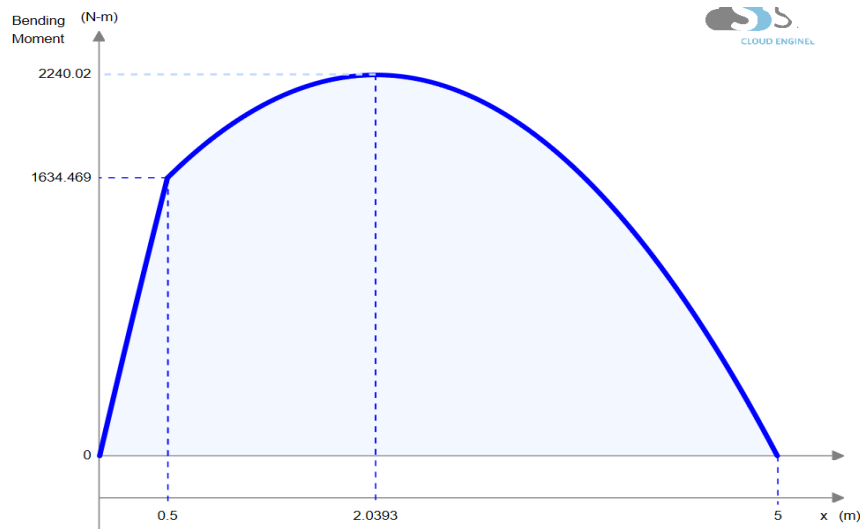


Figura 3.71. Diagrama de Momentos del segundo caso de carga de la viga principal. Modelo propio.

Calcularemos el momento de inercia de nuestra Viga:

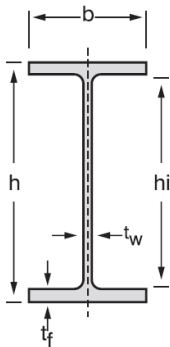


Figura 3.72. Perfil por utilizar para la viga principal, Aceros Ocotlán,2017, Vigas IPR www.acerosocotlan.mx.

Tabla 22. Dimensiones del perfil a utilizar, Aceros Ocotlán,2017, Vigas IPR, www.acerosocotlan.mx

Peso		Dimensiones (mm)				
lb/pie	kg/m	h	b	hi	tw	tf
35.00	52.10	206.00	204	181.00	7.90	12.60

$$I = \sum (I + Ad^2) = \sum \left(\frac{bh^3}{2} + bhd^2 \right)$$

$$I = \frac{(204)(12.6)^3}{12} + (204)(12.6)(96.8)^2 + \frac{(7.90)(181)^3}{12} + \frac{(204)(12.6)^3}{12} + (204)(12.6)(96.8)^2$$

$$I = 52.14 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 52.14 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Realizando un análisis a fatiga necesitamos conocer el límite de fatiga de nuestra pieza

$$\sigma_e = C_s * C_d * C_t * C_f * C_m * C_j * C_k * C_T * C_w * \sigma_e'$$

Coeficiente de acabado superficial

$$C_s = 0.7$$

Coeficiente de dimensiones y geometría

$$C_d = 0.8$$

Coeficiente de forma de trabajo

$$C_t = 1$$

Coeficiente de fiabilidad

$$C_f = 1 - 0.08z$$

$$\text{si } R = 0.9773 \therefore z = 2.0$$

$$C_f = 0.84$$

Coeficiente de tratamientos mecánicos

$$C_m = 1.25$$

Coeficiente de Fretting

$$C_j = 0.8$$

Coeficiente de Choque

$$C_k = 0.9$$

Coeficiente de Temperatura

$$C_T = 1$$

Coeficiente de Soldadura

$$C_w = 0.8$$

Límite de fatiga de la probeta

$$\sigma_{yp} = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e' = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 67.73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$M_{max} = 4520.19 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 2029.35 \text{ Nm}$$

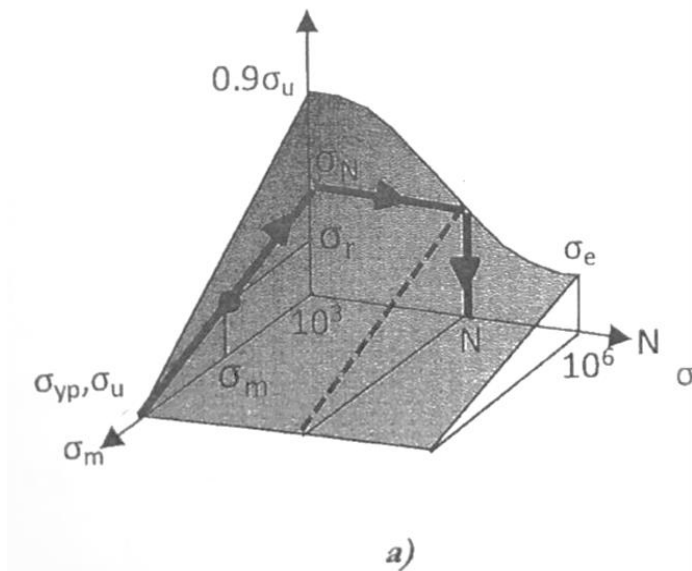
$$\bar{y} = 103 \text{ mm} = 0.103 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * y}{I} = \frac{4520 \text{ Nm}(0.103 \text{ m})}{52.14 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 8.96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min} * y}{I} = \frac{2029.35 \text{ Nm}(0.103 \text{ m})}{52.14 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 4.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 6.63 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 2.32 \text{ MPa}$$



(Mikel Abasolo Bilbao, 2015, pág. 73)

Figura 3.73. Superficie de fatiga para materiales dúctiles, Mikel Abasolo, 2015, Diseño de Maquinas.

Utilizaremos la Recta de Soderberg para Fatiga

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

Despejando

$$\sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{2.32 \times 10^6 \text{ Pa}}{1 - \frac{6.63 \times 10^6 \text{ Pa}}{250 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 2.38 \times 10^6 \text{ Pa} = 2.38 \text{ MPa}$$

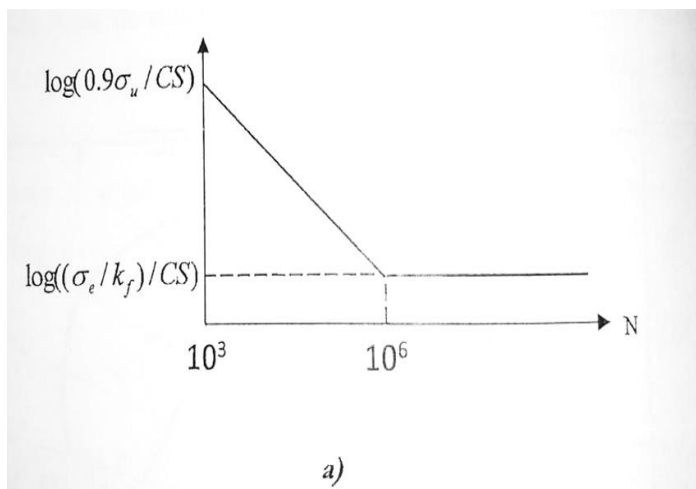


Figura 3.74. Curva de Basquin para material dúctil, Mikel Abasolo, 2015, Diseño de Maquinas.

$$\frac{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log N - \log 10^3}$$

$$\log N = \frac{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3$$

$$N = 10^{\frac{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log\left(0.9 \frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3}$$

$$= 10^{\frac{\log\left(0.9 \frac{400x10^6 Pa}{1.3}\right) - \log(2.38x10^6 Pa)}{\log\left(0.9 \frac{400x10^6 Pa}{1.3}\right) - \log\left(\frac{67.73x10^6 Pa}{1.3}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3} = 348.27x10^9 \text{ ciclos}$$

Se concluye que nuestra viga tiene vida infinita.

Es necesario tener en cuenta la deformación de la viga en el punto donde el momento flector es máximo.

Se utilizará nuevamente el método aplicado por Beer por medio del método de doble integración.

Se considera la ecuación de momento siguiente

$$M = R_1(x) + W(x) \left(\frac{x}{2}\right) - Vy(x - 2.5m)$$

$$EI\theta = \int R_1(x) + W(x) \left(\frac{x}{2}\right) - Vy(x - 2.5) = \frac{R_1(x)^2}{2} - \frac{W(x)^3}{3} - \frac{Vy(x - 2.5)^2}{2} + C_1$$

$$EIy = \int \frac{R_1(x)^2}{2} - \frac{W(x)^3}{3} - \frac{Vy(x - 2.5)^2}{2} + C_1 = \frac{R_1(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} + C_1x + C_2$$

Aplicamos nuestras condiciones de frontera para calcular las constantes correspondientes:

$$x = 0, y = 0$$

$$0 = \frac{R_1(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} + C_1x + C_2 = -\frac{Vy(-2.5)^3}{6} + C_2$$

$$C_2 = -6131.25$$

$$x = 5, y = 0$$

$$0 = \frac{R_1(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} + C_1x + C_2;$$

$$C_1 = \frac{1}{x} \left(-\frac{R_1(x)^3}{6} + \frac{W(x)^4}{12} + \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} - C_2 \right) = \frac{1}{5} \left(-\frac{R_1(5)^3}{6} + \frac{W(5)^4}{12} + \frac{Vy(5 - 2.5)^3}{6} - C_2 \right)$$

$$= -2452.502083$$

Procedemos a calcular la deformación en el punto más crítico que es a la mitad de nuestra viga a 2.5 del soporte fijo.

$$EIy = \frac{R_1(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} + C_1x + C_2$$

$$y = \frac{1}{EI} \left(\frac{R_1(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{Vy(x - 2.5)^3}{6} + C_1x + C_2 \right) = -0.722 \text{ mm}$$

En el siguiente análisis se considerará la carga dinámica utilizando la siguiente fórmula

$$\delta = 2 \frac{mg}{k} = 2\delta_{st}$$

Basado en Pytel y Singer,1994.

Y la deformación dinámica es, por tanto:

$$\delta = 2\delta_{st} = 2(-.722 \text{ mm}) = 1.44 \text{ mm}.$$

La deformación es mínima por lo que no afectará al funcionamiento de las correderas o la cremallera y por tanto daremos por validado nuestra selección.

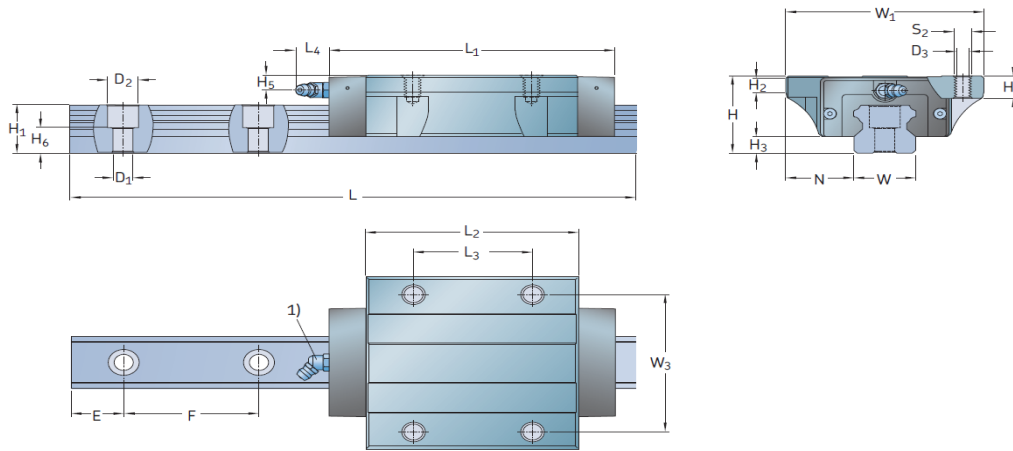
3.4.15 Selección de Corredera de la Viga principal

Para la selección de corredera se considerará alargada con mayor capacidad de carga.

El tipo de corredera de la marca SKF es el siguiente:

LLTHC LA.

Carriage LLTHC ... LA



(SKF, 2018)

Figura 3.75. Dimensiones de las Guías de la Viga principal, SKF,2018, Profile rail guides.

Tabla 23. Dimensiones de las Guías. SKF,2018, Profile rail guides.

Size	Assembly dimensions					Carriage dimensions									
	W ₁	N	H	H ₂	H ₃	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	W ₃	H ₄	H ₅	D ₃	S ₂	
-	mm														-
30	90	31	42	9	9	125,4	92,4	52	14,6	72	11,5	8	8,5	M10	
Size	Rail dimensions					Weight carriage rail	Load ratings ²⁾	Moments							
	W	H ₁	H ₆	F	D ₁			D ₂	E _{min} -0,75	E _{max} -0,75	L _{max} -1,5	dynamic M _x	static M _{x0}	dynamic M _{y/z}	static M _{y0/z0}
-	mm					kg	kg/m	N	Nm						

30 28 26 13,8 80 9 14 12 70 3 944 1,4 4,8 33 900 60 800 428 767 466 836

Determinada la masa para la selección del motorreductor se procederá a calcular la carga a la que se someterá nuestro cojinete:

$$W_{total} = 6148.02 \text{ N}$$

Y se considerará para el cálculo la Fuerza de corte Horizontal

$$F_y = 82 \text{ N}$$

Se calcula la carga externa sobre la corredera o cojinete

$$F = |F_y| + |F_z| = |82 \text{ N}| + |6148.02 \text{ N}| = 6230.02 \text{ N}$$

Se calculará la fuerza dinámica equivalente.

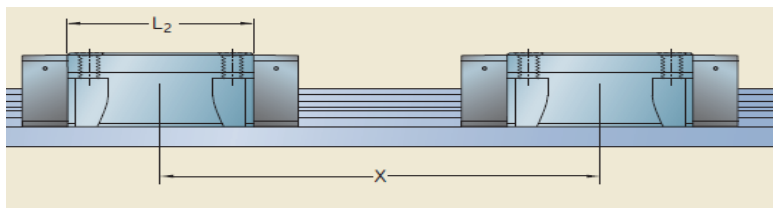
$$P = \frac{f_d}{f_i} F_{res}$$

Tabla 24. Factores de Operación de las Guías, SKF, 2018 Profile rail guides.

Table 7			Table 8		
Factor f_d for load conditions			Factor f_i for number of carriages per rail		
Load conditions	f_d from	up to	Number of carriages	If $X \geq 1,5 \cdot L_2$ f_i	If $X < 1,5 \cdot L_2$ f_i
Smooth operation, no or light impact loads Speed ≤ 2 m/s	1,0	1,5	1	1	1
High impact loads Speed > 2 m/s	1,5	3,0	2	1	0,81
			3	1	0,72

$f_d =$ Factor f_d para condición de carga = 1.5

$f_i =$ Factor f_i para el numero de carros por carril



$$1.5(105.5) = 158.25 \text{ mm}, x = 200 \text{ mm}; x > 1.5L_2 \therefore f_i = 1$$

$$P = \frac{f_d}{f_i} F_{res} = \frac{1.5}{1} (6230.02 \text{ N}) = 9345.03 \text{ N}$$

Calculamos el índice básico de vida:

$$L_{10h} = \frac{5 \times 10^7}{l_s n 60} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$l_s = \text{longitud única de carrera} = \frac{S_{tot}}{2} = \frac{6000 \text{ mm}}{2} = 3000 \text{ mm}$$

$$n = \text{frecuencia de carrera} = \frac{500 \left(\frac{\text{mm}}{\text{min}} \right)}{6000 \left(\frac{\text{mm}}{\text{carrera doble}} \right)} = 0.083 \left(\frac{\text{carreras dobles}}{\text{minuto}} \right)$$

$C =$ índice de carga dinámica (determinada por el cojinete).

$$L_{10h} = \frac{5 \times 10^7}{l_s n 60} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{5 \times 10^7}{(3000 \text{ mm}) (0.083 \frac{\text{carreras dobles}}{\text{minuto}}) (60 \text{ min/hora})} \left(\frac{33900 \text{ N}}{9345.03 \text{ N}} \right)^3$$

$$= 159763.0 \text{ hrs} = 24 \text{ años}$$

Se calculará la vida de los cojinetes mediante otro índice:

$$L_{ns} = 100 c_1 c_2 f_s \left(\frac{f_i C}{f_d F_{res}} \right)^3$$

$L_{ns} =$ Índice básico de vida modificado

$c_1 =$ factor de confiabilidad (Anexos Tabla 6) = 1

$c_2 =$ factor de las condiciones de operación (Anexos Diagrama 3)

$$v = 8.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$$v_1 = \text{Viscosidad mínima requerida} = 1100 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \text{ (Anexos Diagrama 2)}$$

$$v = \text{Viscosidad cinemática real} = 8.33 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

$k =$ Índice de viscosidad

$$k = \frac{v}{v_1} = 7.57 \times 10^{-3}$$

$$c_2 = 0.1$$

$$f_d = 1.5$$

$$f_i = 1$$

$F_{res} =$ Carga resultante (dependiente del caso de carga)

Se presentan las condiciones dependiendo del caso de carga:

- Si $F \leq 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = \left(\frac{F}{2.8 F_{Pr}} + 1 \right)^{1.5} F_{Pr}$
- Si $F > 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = F$

Se calcula considerando la clase de precarga (T1 según Catálogo SKF):

$$F_{Pr} = 2\% \text{ de } C = 0.02(33900 \text{ N}) = 678 \text{ N}$$

$$2.8 F_{Pr} = 1898.4 \text{ N}$$

Y considerando que

$$F = 6230.02 \text{ N}$$

$$\therefore F > 2.8 F_{Pr} \rightarrow F_{res} = F$$

$$F_{res} = 6230.02 \text{ N}$$

Y se calcula el índice:

$$L_{ns} = 100c_1c_2f_s \left(\frac{f_i C}{f_d F_{res}} \right)^3 = 100(1)(0.1)(1) \left(\frac{1 * 33900}{1.5 * 6230.02} \right)^3 = 477.37 \text{ Km}$$

Una duración aproximada de 15,912.33 horas es decir 2.4 años de uso.

La orden de designación es la siguiente: LLTHS30LA2T13145P5.

3.4.16 Selección de motorreductor para el avance de la viga principal

De la misma manera, el siguiente motorreductor que moverá la viga principal a través de las bancadas.

Para esto utilizaremos el mismo método, realizaremos un diagrama de cuerpo libre para determinar las fuerzas involucradas para realizar una adecuada selección del motorreductor.

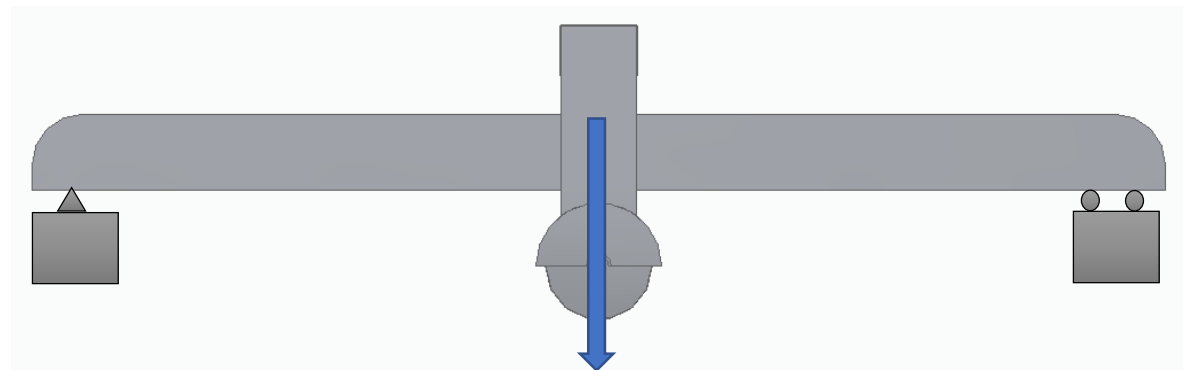


Figura 3.76. Diagrama de Cuerpo Libre de la Viga principal. Modelo propio.

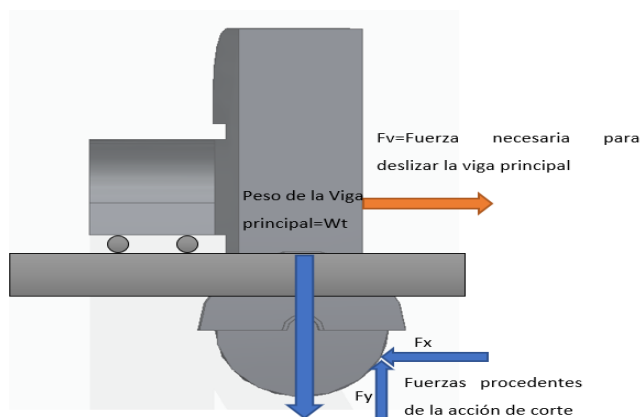


Figura 3.77. Diagrama de Cuerpo libre de la Viga principal con las cargas de trabajo. Modelo propio.

Teniendo presente las dimensiones de nuestra viga principal calcularemos el peso de esta y se considerará el peso del brazo de corte.

$$F_x = 82 \text{ N}$$

$$W_{\text{brazo}} = 2354.4 \text{ N}$$

$$m_{\text{viga}} = \left(52.1 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}\right)(5\text{m}) = 260.5 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{corredera}} = \left(2.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right)(5 \text{ m}) = 11.5 \text{ kg}$$

$$m_{\text{cremallera}} = \left(17.4 \frac{\text{Ib}}{\text{Pz}}\right)\left(\frac{1 \text{ Pz}}{2 \text{ Ft}}\right)(16.4 \text{ Ft}) = 142.68 \text{ Ib} = 64.71 \text{ Kg}$$

$$\begin{aligned} m_{VT} &= m_{\text{viga}} + m_{\text{corredera}} + m_{\text{cremallera}} + m_{\text{motorreductor 2}} \\ &= 260.5 \text{ kg} + 11.5 \text{ kg} + 64.71 \text{ kg} + 50 \text{ kg} = 386.71 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$W_{VT} = m_{VT} * g = (386.71 \text{ kg})\left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 3793.62 \text{ N}$$

$$W_{\text{total}} = W_{\text{brazo}} + W_{VT} = 2354.4 \text{ N} + 3793.62 \text{ N} = 6148.02 \text{ N}$$

Determinado el peso del conjunto de la viga principal se procederá a realizar los mismos cálculos para seleccionar el motorreductor:

$$\mu = 0.2$$

$$F_{xwT} = \mu N = \mu W_{\text{total}} = (0.2)(6148.02 \text{ N}) = 1229.60 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = F_d - F_x - F_{xw} = 0$$

$$F_d = F_x + F_{xwT} = 82 \text{ N} + 1229.60 \text{ N} = 1311.60 \text{ N}$$

EL Torque es el siguiente:

$$T = Fd = F_d(r) = (1311.60 \text{ N})(0.0381\text{m}) = 49.97 \text{ Nm}$$

$$v = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 500 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Por medio del siguiente diagrama se podrá determinar el radio necesario para el piñón, se utilizará el tamaño de reductor de 50, se entiende que las fuerzas han aumentado considerablemente.

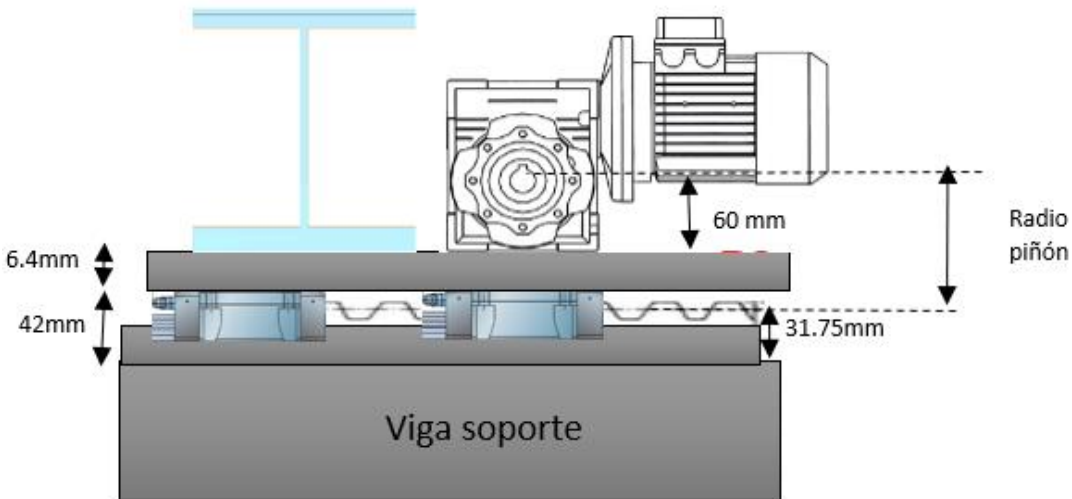


Figura 3.78. Determinación del radio del piñón del motorreductor de la viga principal. Modelo propio.

El radio es de 76.65 mm $\sim 3in$

Por tanto, el diámetro a utilizar es de 6 pulgadas.

Despejamos la velocidad angular y así se determinará el motorreductor apropiado con la relación de reducción apropiada.

$$\omega = \frac{v_L}{r_{\text{piñon}}} = \frac{500 \text{ mm/min}}{76.2 \text{ mm} \left(\frac{1}{2\pi \text{ rad}} \right)} = 41.22 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \sim 42 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 4.39 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Se calcula la velocidad lineal

$$v_L = \omega * r_{\text{piñon}} = 42 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left(\frac{1}{2\pi \text{ rad}} \right) * 76.2 \text{ mm} = 509.35 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Tabla 25. Tabla de características técnicas de motorreductores, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V., Catalogo de Motorreductores.

0.5 HP				
RPM	RED	MODELO	BRIDA	F SERV
225	7.5	XDRV 50	C56	5.28
225	7.5	XDRV 63	C56	
169	10	XDRV 50	C56	4.12
169	10	XDRV 63	C56	
112	15	XDRV 50	C56	2.96
112	15	XDRV 63	C56	
84	20	XDRV 50	C56	2.28
84	20	XDRV 63	C56	
67	25	XDRV 50	C56	1.80
67	25	XDRV 63	C56	
56	30	XDRV 50	C56	1.92
56	30	XDRV 63	C56	
42	40	XDRV 50	C56	1.40
42	40	XDRV 63	C56	2.54
34	50	XDRV 50	C56	1.14
34	50	XDRV 63	C56	2.02
28	60	XDRV 63	C56	1.72
21	80	XDRV 63	C56	1.32
21	80	XDRV 75	C56	1.94
17	100	XDRV 63	C56	1.14
17	100	XDRV 75	C56	1.60

Determinamos la potencia necesaria mediante la siguiente formula

$$P = T * \omega$$

Donde:

$$T = 49.97 \text{ Nm}$$

$$P = T * \omega = (49.97 \text{ Nm}) \left(4.39 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) = 219.36 \text{ W} = 0.219 \text{ KW} = 0.294 \text{ HP}$$

$$\text{Factor de Servicio Total} = 1.7 * 1.1 = 1.87$$

Entonces:

$$P_F = F_{ST} * P = 1.87 * 0.294 \text{ HP} = 0.549 \text{ HP} < 0.70 \text{ HP}$$

El tamaño de reductor es de **50**.

Tabla 26. Potencias máximas admisibles en motorreductores, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V., Catálogo de Motorreductores.

Tabla 1

POTENCIAS MAXIMAS ADMISIBLES EN HP CON 1750 RPM DE ENTRADA A FACTOR DE SERVICIO 1						
Rel Red	TAMAÑO DEL REDUCTOR					
	40	50	63	75	90	110
7.5	1.51	2.64	4.77	6.81	10.56	17.48
10	1.16	2.06	3.67	5.45	8.56	14.36
15	0.80	1.48	2.76	3.86	6.86	10.86
20	0.61	1.14	2.05	3.15	5.19	8.10
25	0.50	0.90	1.64	2.46	5.19	6.90
30	0.53	0.96	1.77	2.48	4.31	6.53
40	0.39	0.70	1.27	1.88	2.95	4.81
50	0.31	0.57	1.01	1.50	2.32	3.93
60	0.25	0.47	0.86	1.26	1.90	3.19
80	0.19	0.38	0.66	0.97	1.39	2.25
100	0.15	0.28	0.57	0.80	1.12	1.79

Se comprueba mediante la siguiente tabla que el torque del motorreductor sea superior al necesario para desplazar el brazo.

Tabla 27. Torques máximas admisibles en los motorreductores, EDD potencia Electromecánica S.A. de C.V., Catálogo de Motorreductores.

Tabla 3

PAR O TORQUE MAXIMO ADMISIBLE EN kg-m A LA SALIDA CON FACTOR DE SERVICIO 1						
Rel Red	TAMAÑO DEL REDUCTOR					
	40	50	63	75	90	110
7.5	4.08	7.23	13.05	18.86	29.56	48.93
10	4.08	7.34	13.25	19.87	31.60	53.01
15	4.08	7.55	14.27	20.39	36.70	58.10
20	3.97	7.44	13.76	20.25	36.19	57.09
25	3.87	7.13	13.25	20.39	34.66	60.14
30	4.58	8.56	16.31	23.45	41.80	64.22
40	4.18	7.74	14.78	22.43	36.70	62.18
50	3.97	7.44	13.76	21.41	34.66	61.17
60	3.67	6.94	13.25	20.39	32.62	57.09
80	3.36	6.62	12.43	19.37	29.06	49.96
100	2.96	5.61	12.03	18.35	27.52	46.89

$$T_{\text{motorreductor}} = 7.74 \text{ Kg} * m = 75.92 \text{ Nm} > 49.97 \text{ Nm}$$

$$\therefore T_{\text{motorreductor}} > T$$

Es importante mencionar que el motorreductor es con motor bridado directamente acoplado al reductor con Flecha de salida simple solida derecha.

3.4.17 Selección de Piñón y cremallera para deslizar la viga principal

En proceso de selección para el piñón y la cremallera para deslizar la viga principal a través de las vigas de soporte, será muy similar a la selección de piñón y cremallera para el brazo.

La velocidad lineal ideal es la siguiente:

$$v_L = 0.5 \frac{m}{min} = 8.3 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

Se considerará el siguiente diagrama para el cálculo del radio necesario.

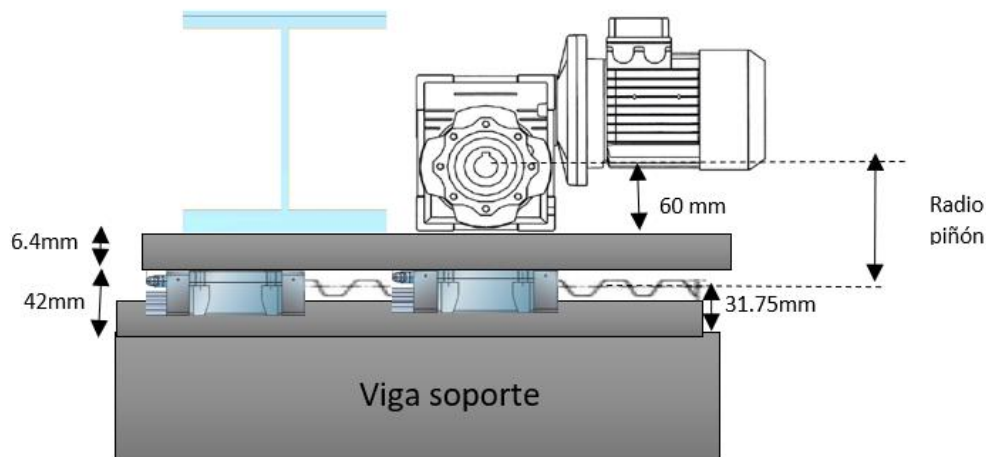


Figura 3.79. Diagrama para la selección de radio de piñón. Modelo propio.

Se calcula que el radio necesario es 76.65 que es aproximadamente de 3 pulgadas, por lo que seleccionaremos el engrane recto con 6 pulgadas de diámetro de paso.

6 DP Engranos Rectos de Acero en Existencia

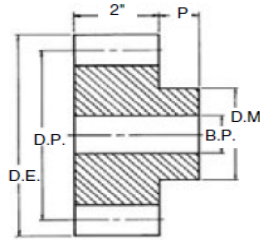
Ángulo de Presión 20°



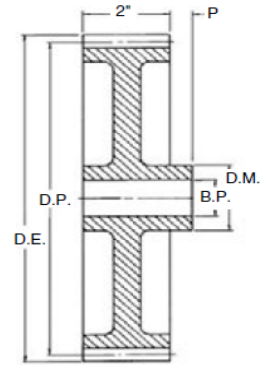
Tipo B
Sencillo con Maza en Acero



Tipo B₂
Con Alma y Barrenos de Aligeramiento en Acero



Tipo B



Tipo B₂

Acero

Número de Dientes	Número de Parte	Ángulo de Presión	Diámetro		Tipo	Barreno (Pulg.)		Maza (Pulg.)		Peso Aprox. (lb)
			Paso	Exterior		Piloto	Máx.*	Diámetro	Proy.	
11	TS611†	20	2.000	2.933	B	1	1	1½	¾	1.6
12	TS612	20	2.000	2.933	B	1	1	1½	¾	1.6
14	TS614	20	2.933	2.666	B	1	1	1⅝	¾	2.4
15	TS615	20	2.500	2.833	B	1	1¼	2	¾	2.9
16	TS616	20	2.666	3.000	B	1	1⅝	2½	¾	3.4
18	TS618	20	3.000	3.333	B	1	1½	2½	¾	4.6
21	TS621	20	3.500	3.833	B	1	1½	3	¾	6.6
24	TS624	20	4.000	4.333	B	1½	1½	3	¾	8.1
27	TS627	20	4.500	4.833	B	1½	2½	3½	¾	10.6

Figura 3.80. Dimensionamiento de Engranos rectos, Martin Sprocket & Gear INC, El gran catálogo 4000.

Se comprueba que nuestro piñón tenga la capacidad de potencia necesaria.

Capacidad de Potencia HP (Aprox.) de Engranos Rectos

Ángulo de Presión 20°

Para Servicio Clase I (Factor de Servicio = 1.0)
Paso Diametral 6

Ángulo de Presión 20°

Cara 2"

Número de Dientes	25 RPM		50 RPM		100 RPM		200 RPM		300 RPM		500 RPM		600 RPM		900 RPM		1200 RPM		1800 RPM	
	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI	S	CI
11•	0.67		1.32		2.54		4.73		6.63		9.79		11.11		14.34		16.78		20.21	
12•	0.79		1.56		3.00		5.59		7.84		11.58		13.14		16.96		19.84		23.91	
13	0.93		1.82		3.50		6.52		9.15		13.51		15.34		19.80		23.16		27.91	
14•	1.04		2.05		3.94		7.35		10.31		15.21		17.27		22.29		26.08		31.42	
15•	1.17		2.30		4.43		8.24		11.56		17.07		19.37		25.01		29.26		35.25	
16•	1.28		2.50		4.82		8.97		12.59		18.58		21.10		27.23		31.85		38.38	
17	1.39		2.72		5.24		9.76		13.69		20.21		22.95		29.61		34.65			
18•	1.50		2.94		5.66		10.54		14.79		21.83		24.78		31.98		37.42			
19	1.61		3.16		6.09		11.34		15.91		23.49		26.66		34.41		40.26			
20	1.73		3.39		6.53		12.17		17.07		25.20		28.60		36.92		43.19			
21•	1.84		3.62		6.97		12.97		18.21		26.87		30.50		39.37		46.06			
22	1.96		3.85		7.41		13.80		19.37		28.59		32.45		41.88		49.00			
24•	2.19		4.29		8.26		15.38		21.57		31.85		36.15		46.65		54.59			
25	2.30		4.51		8.68		16.16		22.67		33.47		37.99		49.03					

Figura 3.81. Capacidad de Potencia de Engranos rectos, Martin Sprocket & Gear INC, El gran catálogo 4000.

En el cuadro verde queda comprobado que nuestro piñón soporta sobre el rango necesario que es 0.3 HP.

El paso es de 4 dientes por pulgada.

Se selecciona de la siguiente tabla la cremallera con un paso de 4.

Cremalleras Maquinadas

Ancho de Cara Estándar

Acero — Ángulo de Presión de $14\frac{1}{2}^\circ$ y de 20°

Número de Parte		Paso	Ancho de Cara (Pulgadas)	Espesor Total (Pulgadas)	Línea de Paso	Peso Aprox. lb/Pz.
A.P. $14\frac{1}{2}^\circ$	A.P. 20°					
R3x2	TR3x2	3	3	1½	1.167	24.0
R3x4	TR3x4	3	3	1½	1.167	48.0
R3x6	TR3x6	3	3	1½	1.167	72.0
R4x2	TR4x2	4	2	1½	1.250	17.4
R4x4	TR4x4	4	2	1½	1.250	34.8
R4x6	TR4x6	4	2	1½	1.250	52.2
RA4x2		4	2	2	1.750	23.6
RA4x4		4	2	2	1.750	47.2
RA4x6		4	2	2	1.750	70.8

Figura 3.82. Dimensiones de la cremallera, Martin Sprocket & Gear INC, El gran catálogo 4000.

3.4.18 Diseño de Soporte de conexión entre la Viga principal y las correderas.

Para soportar la Viga principal es necesario contar con elemento que sirva de soporte para unir las correderas con esta, el motorreductor estará unido también a este soporte.

Se considera el largo de las correderas en el siguiente plano, el ancho de la viga principal y el ancho del motorreductor.

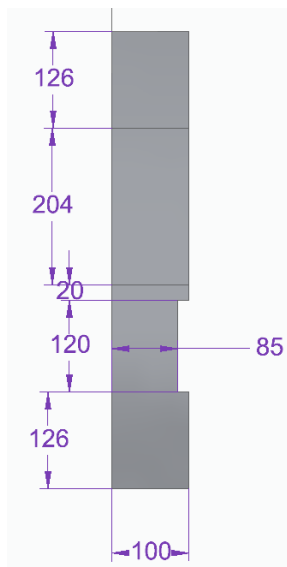


Figura 3.83. Modelo del soporte de conexión entre las vigas. Modelo propio.

Se realiza el estudio considerando la posicionando en los extremos a las correderas de la siguiente manera:

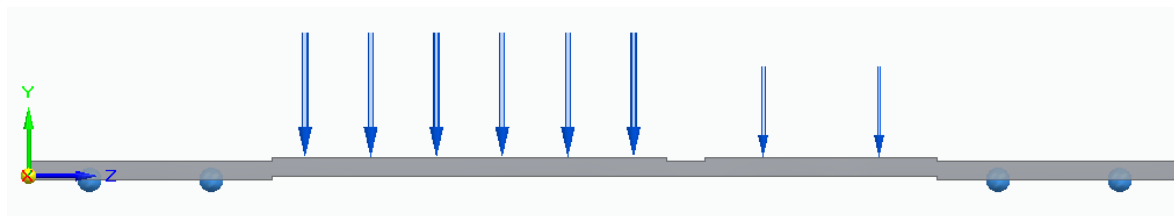


Figura 3.84. Cargas en el soporte de conexión. Modelo propio.

El resultado que obtenemos es el siguiente, el esfuerzo máximo es de 104 MPa en la zona roja.

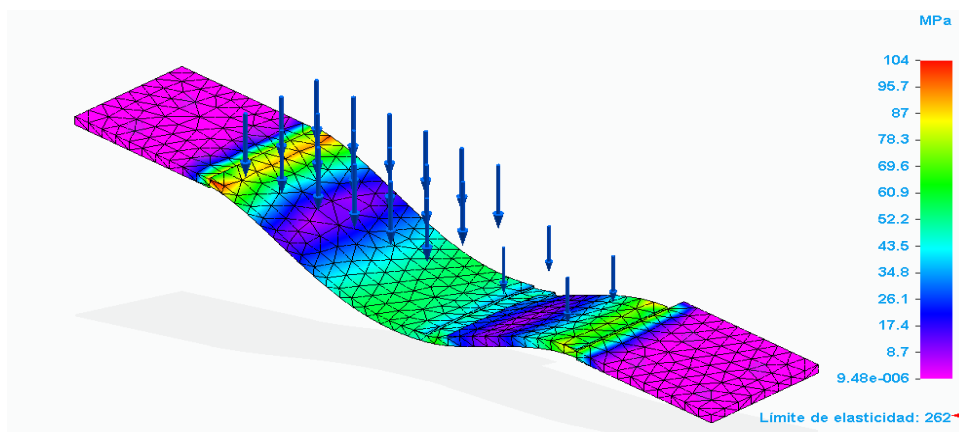


Figura 3.85. Esfuerzo de Von Mises del soporte de conexión. Modelo propio.

El desplazamiento se muestra de 0.5 mm.

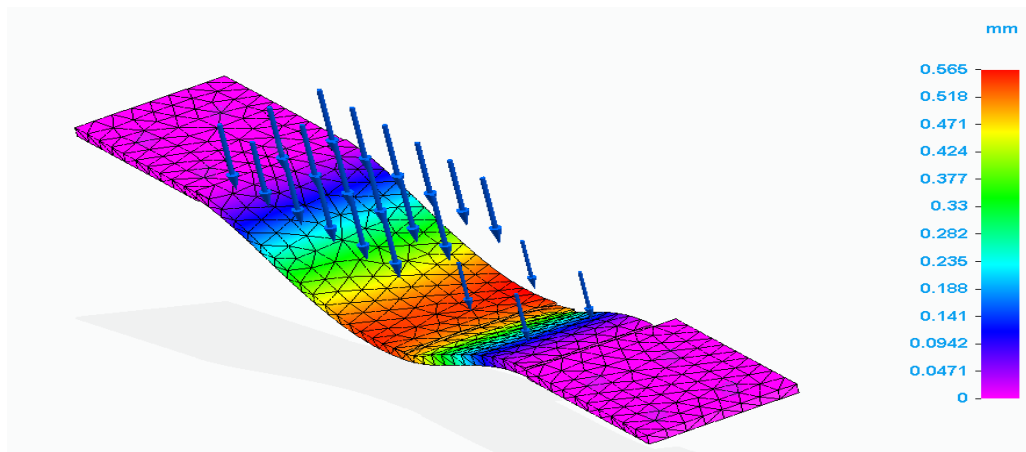


Figura 3.86. Deformación al aplicar las cargas del primero modelo del soporte. Modelo propio.

Se distribuirá de manera distintas las cargas y los rodamientos para analizar el comportamiento de estas.

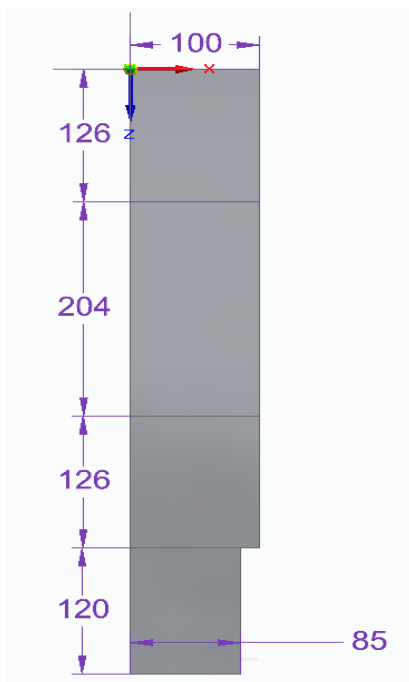


Figura 3.87. Segundo modelo de soporte de conexión. Modelo propio.

Las cargas estarán distribuidas de la siguiente manera:

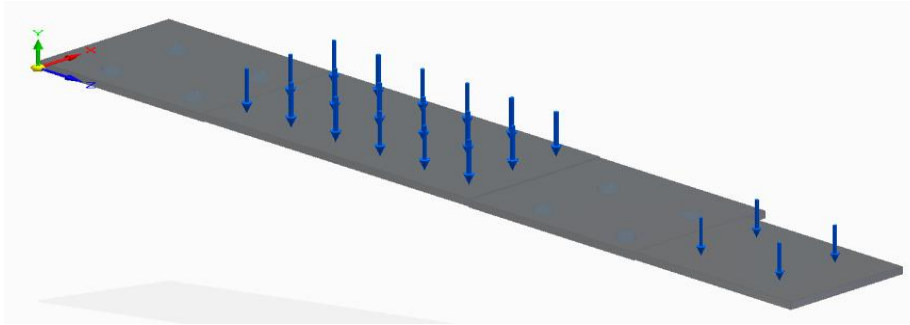


Figura 3.88. Segundo modelo de soporte con distinta distribución de cargas. Modelo propio.

Los resultados obtenidos a continuación, muestra claramente que el esfuerzo y la deformación disminuyen considerablemente, por lo que se **optará por la segunda opción de diseño.**

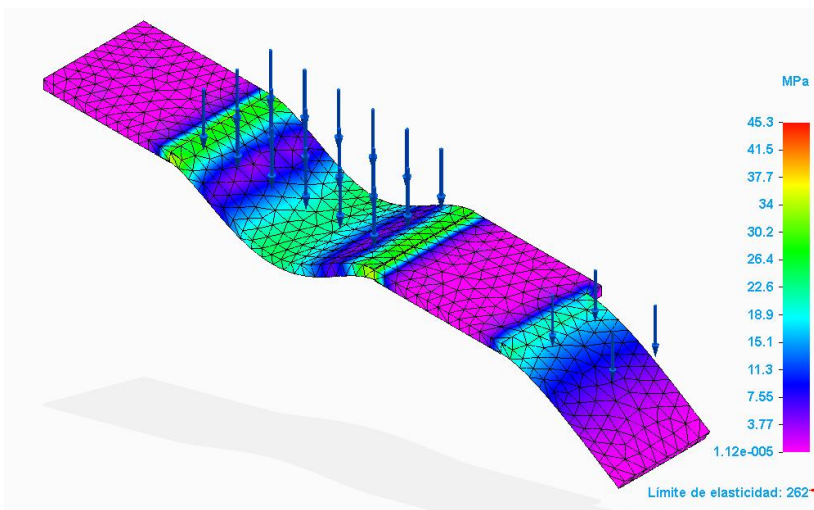


Figura 3.89. Esfuerzo de Von Mises generado por las cargas de trabajo. Modelo propio.

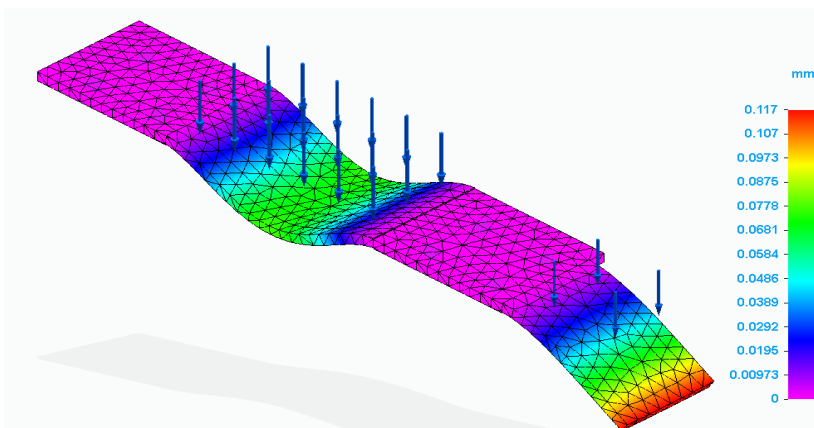


Figura 3.90. Deformación del segundo modelo del soporte. Modelo propio.

3.4.19 Diseño de Viga con unión a las columnas

El diseño de la esta viga estará determinado por la longitud de corte requerida en las placas de marmol y por la reacción de la viga principal sobre la viga de soporte.

Se seleccionará una Viga de por el ancho que tiene para la disposición de la cremallera y la corredera que irán montadas sobre esta.

$$w = 28.7 \frac{Ibf}{ft} \left(\frac{4.45N}{1 Ibf} \right) \left(\frac{3.28 ft}{1 m} \right) = 419.01 \frac{N}{m}$$

$$A = 8.44 \text{ in}^2 = 39.03 \text{ cm}^2$$

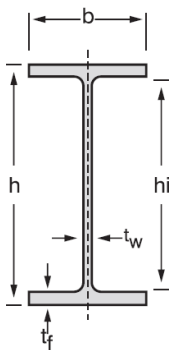


Figura 3.91. Perfil para utilizar, Aceros Ocotlán, Vigas IPR, www.acerosocotlan.mx.

Tabla 28. Características y Dimensiones de la Viga para utilizar, Aceros Ocotlán, Vigas IPR, www.acerosocotlan.mx.

VIGA I.P.R.							
Dimensiones pulgadas	Peso		Dimensiones (mm)				
	lb/pie	kg/m	h	b	hi	tw	tf
6" X 6"	15.00	22.30	152.00	152	139.00	5.80	6.60
	20.00	29.80	157.00	153	138.00	6.60	9.30
	25.00	37.20	162.00	154	139.00	8.10	11.60

$$I = \sum (I + Ad^2) = \sum \left(\frac{bh^3}{12} + bhd^2 \right)$$

$$I = \frac{(154)(11.6)^3}{12} + (154)(11.6)(75.3)^2 + \frac{(8.10)(139)^3}{12} + \frac{(154)(11.6)^3}{12} + (154)(11.6)(75.3)^2$$

$$I = 22.11 \times 10^6 \text{ mm}^4 = 22.11 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

La viga estará soportada por tres soportes y estará sometida a las siguientes cargas que dependerán de las reacciones en los soportes de la viga principal.

Los parámetros con los que se diseñará son los siguientes:

$$P_{min} = 1513.193 \text{ N}$$

$$P_{med} = 2454.953 \text{ N}$$

$$P_{max} = 3396.713 \text{ N}$$

Nuestra viga sujeta a columnas estará sujeta a una carga P que se desplazará a lo largo de la viga y contará con tres soportes para evitar grandes deformaciones.

Esto nos genera una viga estáticamente indeterminada.

Se resolverá utilizando el método de Superposición de Beer, 2010, para determinar las reacciones en B

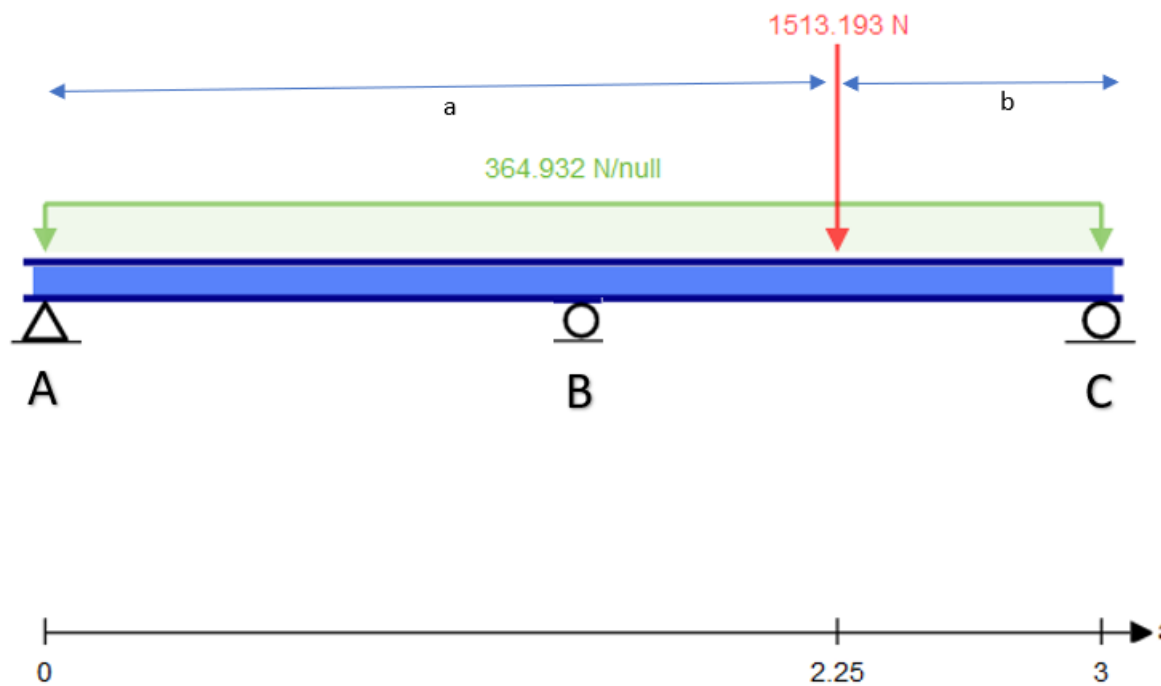


Figura 3.92. Diagrama de cuerpo libre de la Viga soporte, Modelo propio.

$$y_B = (y_B)_w + (y_B)_P + (y_B)_{R_B}$$

$$y_B = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x) - \frac{Pbx}{6LEI}(L^2 - b^2 - x^2) + \frac{R_Bx}{48EI}(3L^2 - 4x^2)$$

Establecemos que $y_B = 0$ por nuestro soporte y por tanto se puede determinar la reacción en B.

$$0 = -\frac{w}{24EI}(x^4 - 2Lx^3 + L^3x) - \frac{Pbx}{6LEI}(L^2 - b^2 - x^2) + \frac{R_Bx}{48EI}(3L^2 - 4x^2)$$

$$R_B = \frac{48EI}{x(3L^2 - 4x^2)} \left(\frac{w}{24EI} (x^4 - 2Lx^3 + L^3x) + \frac{Pbx}{6LEI} (L^2 - b^2 - x^2) \right)$$

$$R_B = \frac{1}{x(3L^2 - 4x^2)} \left(2w(x^4 - 2Lx^3 + L^3x) + \frac{8Pbx}{L} (L^2 - b^2 - x^2) \right)$$

Sustituimos el valor de $x = \frac{1}{2}L = 1.5 \text{ m}$, $b = 0.75 \text{ m}$, $L = 3 \text{ m}$.

$$R_B = 1648.54 \text{ N}$$

La ecuación anterior es válida cuando $a < \frac{1}{2}L$

Para eso aplicamos la siguiente ecuación:

$$y_B = (y_B)_w + (y_B)_P + (y_B)_{R_B}$$

$$y_B = -\frac{w}{24EI} (x^4 - 2Lx^3 + L^3x) - \frac{Pa(x-l)}{6LEI} (x^2 + a^2 - 2Lx) + \frac{R_B x}{48EI} (3L^2 - 4x^2)$$

$$0 = -\frac{w}{24EI} (x^4 - 2Lx^3 + L^3x) - \frac{Pa(x-l)}{6LEI} (x^2 + a^2 - 2Lx)(3L^2 - 4x^2)$$

$$R_B = \frac{48EI}{x(3L^2 - 4x^2)} \left(\frac{w}{24EI} (x^4 - 2Lx^3 + L^3x) + \frac{Pa(x-l)}{6LEI} (x^2 + a^2 - 2Lx) \right)$$

$$R_B = \frac{1}{x(3L^2 - 4x^2)} \left(2w(x^4 - 2Lx^3 + L^3x) + \frac{8Pba(x-L)}{L} (x^2 + a^2 - 2Lx) \right)$$

Se realiza un cuadro con los con las reacciones de B y las respectivas reacciones en A y C, con las variaciones de P más críticas.

Tabla 29. Resumen de Reacciones en la Viga soporte. Elaboración propia.

P	1513.193	2454.953	3396.713
Variación de b	REACCION B (N)		
0	608.22	608.22	608.22
0.75	1648.54019	2296.00019	2943.460188
1.5	5147.799	7973.079	10798.359
2.25	1648.54019	2296.00019	2943.460188
3	608.22	608.22	608.22
Variación de b	REACCION A (N)		
0	243.288	243.288	243.288
0.75	101.426156	13.1361562	-75.1538437
1.5	-1269.905	-2211.665	-3153.425
2.25	858.022656	1240.61266	1623.202656
3	1756.481	2698.241	3640.001
Variación de b	REACCION C (N)		

0	1756.481	2698.241	3640.001
0.75	858.022656	1240.61266	1623.202656
1.5	-1269.905	-2211.665	-3153.425
2.25	101.426156	13.1361562	-75.1538438
3	243.288	243.288	243.288

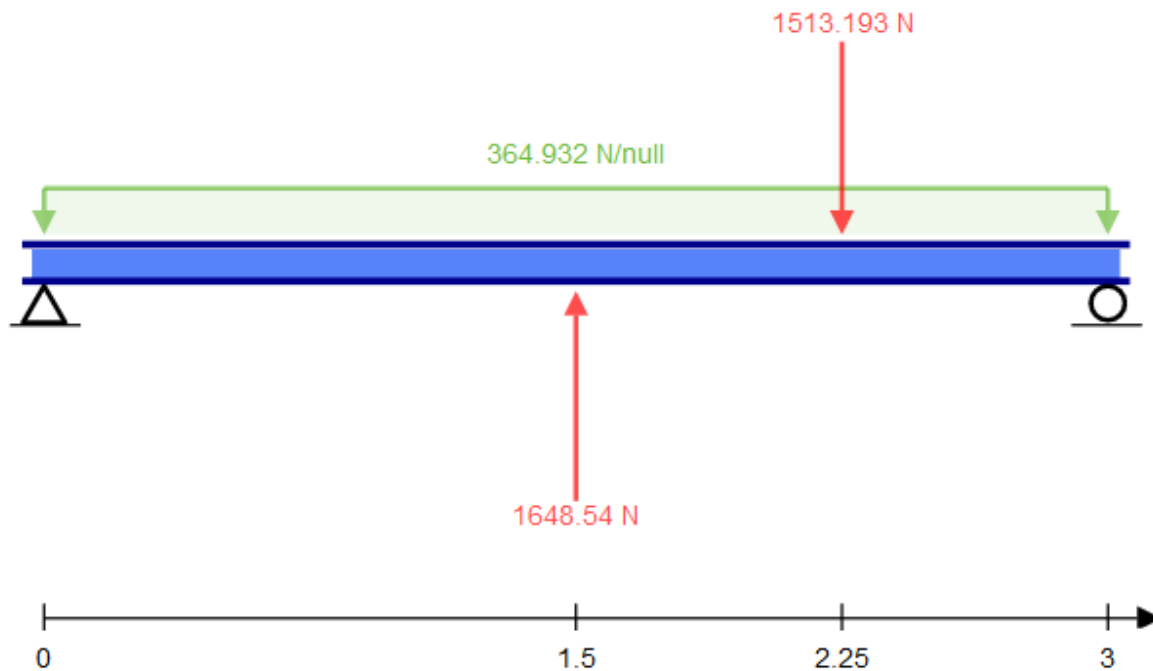


Figura 3.93. Diagrama de cuerpo libre con la Reacción B determinada. Modelo propio.

Calculada la reacción en B podemos determinar estáticamente las reacciones A y C.

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \Sigma F_y &= 0 \\
 R_A + R_B + R_C - W(L) - P &= 0 \\
 R_C &= -R_A - R_B + W(L) + P \\
 \curvearrowright +\Sigma M_C &= 0 \\
 R_A(L) + R_B\left(\frac{1}{2}L\right) - W(L)\left(\frac{L}{2}\right) - P(b) &= 0 \\
 R_A &= \frac{1}{L}\left(-R_B\left(\frac{1}{2}L\right) + W(L)\left(\frac{L}{2}\right) + P(b)\right) = \frac{Pb}{L} + \frac{wL}{2} + \frac{R_B}{2} \\
 R_A &= 101.426 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Se puede determinar la R_C

$$R_C = -R_A - R_B + W(L) + P = 858.02 \text{ N}$$

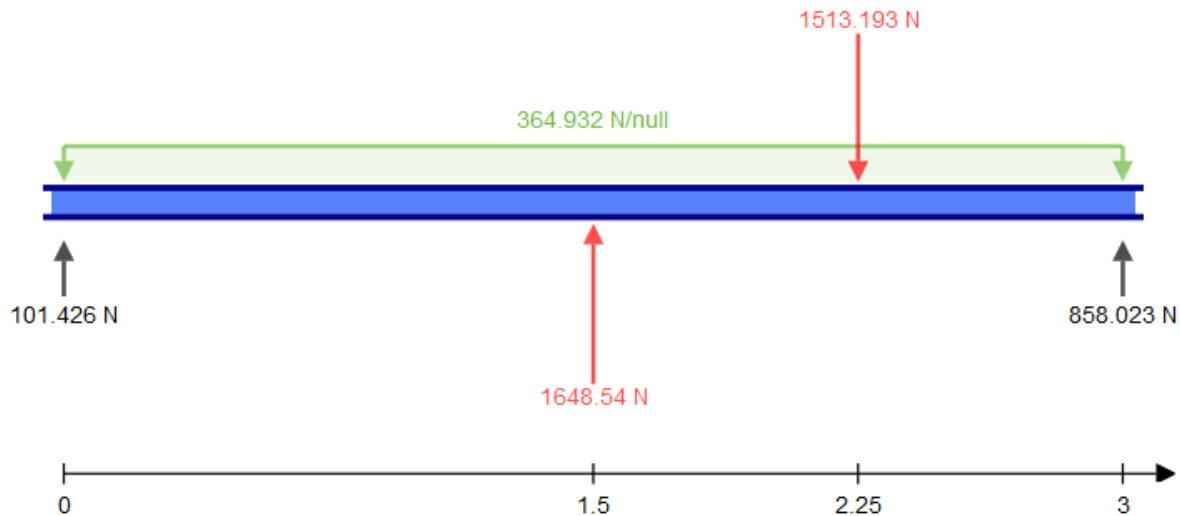


Figura 3.94. Diagrama con las reacciones determinadas. Modelo propio.

Se determinará la fuerza cortante y el momento flexionante:

$$a > \frac{1}{2}L$$

$$x < \frac{1}{2}L$$

$$V = R_A - wx$$

$$V_{0m} = 101.42 \text{ N}$$

$$V_{\frac{1}{2}L} = -445.97 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - w\left(\frac{x}{2}\right)(x) = R_A(x) - w\left(\frac{x^2}{2}\right) = \text{Nm}$$

$$M_{0m} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{\frac{1}{2}L} = -258.40 \text{ Nm}$$

$$\frac{1}{2}L < x < a$$

$$V = R_A - W(x) + R_B$$

$$V_{\frac{1}{2}L} = 1202.568 \text{ N}$$

$$V_a = 928.86 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - W(x)\left(\frac{x}{2}\right) + R_B\left(x - \frac{1}{2}L\right)$$

$$M_{\frac{1}{2}L} = -258.40 \text{ Nm}$$

$$M_a = 540.87 \text{ Nm}$$

$$a < x < L$$

$$V = R_A - W(x) + R_B - P$$

$$V_{\frac{1}{2}L} = -584.32 \text{ N}$$

$$V_L = -858.02 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - W(x) \left(\frac{x}{2}\right) + R_B \left(x - \frac{1}{2}L\right) - P(x - a)$$

$$M_a = 540.87 \text{ Nm}$$

$$M_L = 0 \text{ Nm}$$



Figura 3.95. Diagrama de Fuerza cortante en la viga soporte. Modelo propio.

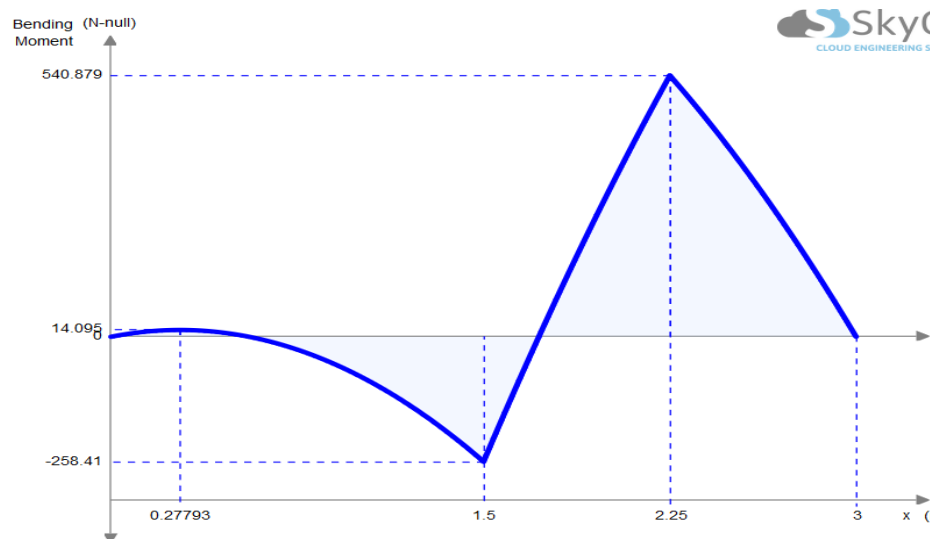


Figura 3.96. Diagrama de Momentos flectores de la viga soporte. Modelo propio.

Las ecuaciones de momento y cortante se modifican bajo la siguiente condición:

$$a < \frac{1}{2}L$$

$$x < a$$

$$V = R_A - wx = N$$

$$V_{0m} = 858.02 \text{ N}$$

$$V_a = 584.32 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - w\left(\frac{x}{2}\right)(x) = R_A(x) - w\left(\frac{x^2}{2}\right)$$

$$M_{0m} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_a = 540.87 \text{ Nm}$$

$$a < x < \frac{1}{2}L$$

$$V = R_A - W(x) - P$$

$$V_a = -928.86 \text{ N}$$

$$V_{\frac{1}{2}L} = -1202.56 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - W(x)\left(\frac{x}{2}\right) - P(x - a)$$

$$M_a = 540.87 \text{ Nm}$$

$$M_{\frac{1}{2}L} = -258.40 \text{ Nm}$$

$$\frac{1}{2}L < x < L$$

$$V = R_A - W(x) - P + R_B$$

$$V_{\frac{1}{2}L} = 445.97 \text{ N}$$

$$V_L = -101.42 \text{ N}$$

$$M = R_A(x) - W(x)\left(\frac{x}{2}\right) - P(x - a) + R_B\left(x - \frac{1}{2}L\right)$$

$$M_{\frac{1}{2}L} = -258.40 \text{ Nm}$$

$$M_L = 0 \text{ Nm}$$

Es necesario conocer las reacciones en los soportes para el diseño de los elementos que estarán sujetos a esta viga por lo que se representara en tablas los resultados obtenido de las fuerzas cortantes y los momentos flexionante.

Tabla 30. Valores de las Fuerzas cortantes y Momentos Flectores los puntos críticos de la Viga Soporte. Elaboración propia.

P=1513.193 N						
Variación de b	V(x=0)	V(x=L/2)	V(x=L/2)	V(a)	V(a)	V(L)
0.00	243.29	-304.11	304.11	-243.29	-1756.48	-1756.48
0.75	101.43	-445.97	1202.57	928.87	-584.32	-858.02
1.50	-1269.91	-1817.30	3330.50	3330.50	1817.30	1269.91
	V(x=0)	V(x=a)	V(x=a)	V(L/2)	V(L/2)	V(L)
1.50	-1269.91	-1817.30	-3330.50	-3330.50	1817.30	1269.91
2.25	858.02	584.32	-928.87	-1202.57	445.97	-101.43
3.00	1756.48	1756.48	243.29	-304.11	304.11	-243.29
Variación de b	M(x=0)	M(x=L/2)	M(x=L/2)	M(a)	M(a)	V(L)
0.00	0.00	-45.62	-45.62	0.00	0.00	0.00
0.75	0.00	-258.41	-258.41	540.88	540.88	0.00
1.50	0.00	-2315.41	-2315.41	-2315.41	-2315.41	0.00
	M(x=0)	M(x=a)	M(x=a)	M(L/2)	M(L/2)	M(L)
1.50	0.00	-2315.41	-2315.41	-2315.41	-2315.41	0.00
2.25	0.00	540.88	540.88	-258.41	-258.41	0.00
3.00	0.00	0.00	0.00	-45.62	-45.62	0.00
P=2454.953 N						
Variación de b	V(x=0)	V(x=L/2)	V(x=L/2)	V(a)	V(a)	V(L)
0.00	243.29	-304.11	304.11	-243.29	0.00	0.00
0.75	13.14	-534.26	1761.74	1488.04	-966.91	-1240.61
1.50	-2211.67	-2759.06	5214.02	5214.02	2759.06	2211.67
	V(x=0)	V(x=a)	V(x=a)	V(L/2)	V(L/2)	V(L)
1.50	-1269.91	-1269.91	-5214.02	-5214.02	2759.06	2211.67
2.25	858.02	858.02	-1488.04	-1761.74	534.26	-13.14
3.00	1756.48	1756.48	243.29	-304.11	304.11	-243.29
Variación de b	M(x=0)	M(x=L/2)	M(x=L/2)	M(a)	M(a)	M(L)
0.00	0.00	-45.62	-45.62	0.00	0.00	0.00
0.75	0.00	-390.84	-390.84	827.82	827.82	0.00
1.50	0.00	-3728.05	-3728.05	-3728.05	-3728.05	0.00
	M(x=0)	M(x=a)	M(x=a)	M(L/2)	M(L/2)	M(L)
1.50	0.00	-3728.05	-3728.05	-3728.05	-3728.05	0.00
2.25	0.00	827.82	827.82	-390.84	-390.84	0.00
3.00	0.00	0.00	0.00	-45.62	-45.62	0.00
P=3396.713 N						
Variación de b	V(x=0)	V(x=L/2)	V(x=L/2)	V(a)	V(a)	V(L)
0.00	243.29	-304.11	304.11	-243.29	-3640.00	-3640.00
0.75	-75.15	-622.55	2320.91	1773.51	-1349.50	-1623.20

1.50	-3153.43	-3700.82	7097.54	6550.14	3700.82	3153.43
	V(x=0)	V(x=a)	V(x=a)	V(L/2)	V(L/2)	V(L)
1.50	-3153.43	-3153.43	-7097.54	-7097.54	3700.82	3153.43
2.25	1623.20	1623.20	-2047.21	-2320.91	622.55	75.15
3.00	3640.00	3640.00	243.29	-304.11	304.11	-243.29
Variación de b	M(x=0)	M(x=L/2)	M(x=L/2)	M(a)	M(a)	M(L)
0.00	0.00	-45.62	-45.62	0.00	0.00	0.00
0.75	0.00	-523.28	-523.28	1114.76	1114.76	0.00
1.50	0.00	-5140.69	-5140.69	-5140.69	-5140.69	0.00
	M(x=0)	M(x=a)	M(x=a)	M(L/2)	M(L/2)	M(L)
1.50	0.00	-5140.69	-5140.69	-5140.69	-5140.69	0.00
2.25	0.00	1114.76	1114.76	-523.28	-523.28	0.00
3.00	0.00	0.00	0.00	9.00	-45.62	0.00

A continuación, se muestran las tablas que corresponden a los esfuerzos correspondientes del momento flector.

Tabla 31. Valores de los esfuerzos críticos de la Viga soporte. Elaboración propia.

Variación de b	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(a)$	$\sigma(a)$	$\sigma(L)$
0.00	0.00E+00	-1.67E+05	-1.67E+05	0.00E+00	4.17E-10	4.17E-10
0.75	0.00E+00	-9.47E+05	-9.47E+05	1.98E+06	1.98E+06	0.00E+00
1.50	0.00E+00	-8.49E+06	-8.49E+06	-8.49E+06	-8.49E+06	0.00E+00
	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L)$
1.50	0.00E+00	-8.49E+06	-8.49E+06	-8.49E+06	-8.49E+06	0.00E+00
2.25	0.00E+00	1.98E+06	1.98E+06	-9.47E+05	-9.47E+05	0.00E+00
3.00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-1.67E+05	-1.67E+05	0.00E+00

Variación de b	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(a)$	$\sigma(a)$	$\sigma(L)$
0.00	0.00E+00	-1.67E+05	-1.67E+05	0.00E+00	4.17E-10	4.17E-10
0.75	0.00E+00	-1.43E+06	-1.43E+06	3.03E+06	3.03E+06	0.00E+00
1.50	0.00E+00	-1.37E+07	-1.37E+07	-1.37E+07	-1.37E+07	0.00E+00
	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L)$
1.50	0.00E+00	-1.37E+07	-1.37E+07	-1.37E+07	-1.37E+07	0.00E+00
2.25	0.00E+00	3.03E+06	3.03E+06	-1.43E+06	-1.43E+06	0.00E+00
3.00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	-1.67E+05	-1.67E+05	0.00E+00

Variación de b	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(x=L/2)$	$\sigma(a)$	$\sigma(a)$	$\sigma(L)$
0.00	0.00E+00	-1.67E+05	-1.67E+05	0.00E+00	4.17E-10	4.17E-10
0.75	0.00E+00	-1.92E+06	-1.92E+06	4.09E+06	4.09E+06	0.00E+00
1.50	0.00E+00	-1.88E+07	-1.88E+07	-1.88E+07	-1.88E+07	0.00E+00
	$\sigma(x=0)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(x=a)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L/2)$	$\sigma(L)$
1.50	0.00E+00	-1.88E+07	-1.88E+07	-1.88E+07	-1.88E+07	0.00E+00
2.25	0.00E+00	4.09E+06	4.09E+06	-1.92E+06	-1.92E+06	0.00E+00
3.00	0.00E+00	0.00E+00	0.00E+00	3.30E+04	-1.67E+05	0.00E+00

Realizando un análisis a fatiga necesitamos conocer el límite de fatiga de nuestra pieza

$$\sigma_e = C_s * C_d * C_t * C_f * C_m * C_j * C_k * C_T * C_w * \sigma_e'$$

(Mikel Abasolo Bilbao, 2015)

Coefficiente de acabado superficial

$$C_s = 0.7$$

Coefficiente de dimensiones y geometría

$$C_d = 0.8$$

Coefficiente de forma de trabajo

$$C_t = 1$$

Coefficiente de fiabilidad

$$C_f = 1 - 0.08z$$

$$\text{si } R = 0.9773 \therefore z = 2.0$$

$$C_f = 0.84$$

Coefficiente de tratamientos mecánicos

$$C_m = 1.25$$

Coefficiente de Fretting

$$C_j = 0.8$$

Coefficiente de Choque

$$C_k = 0.9$$

Coefficiente de Temperatura

$$C_T = 1$$

Coefficiente de Soldadura

$$C_w = 0.8$$

Límite de fatiga de la probeta

$$\sigma_{yp} = 250 \text{ MPa}$$

$$\sigma_u = 400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e' = 200 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 67.73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$M_{max} = 5410.686 \text{ Nm}$$

$$M_{min} = 45.616 \text{ Nm}$$

$$\bar{y} = 81 \text{ mm} = 0.081 \text{ m}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * y}{I} = \frac{5140.686 \text{ Nm}(0.081 \text{ m})}{22.11 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 18.84 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{M_{min} * y}{I} = \frac{45.616 \text{ Nm}(0.081 \text{ m})}{22.11 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 0.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 9.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 9.34 \text{ MPa}$$

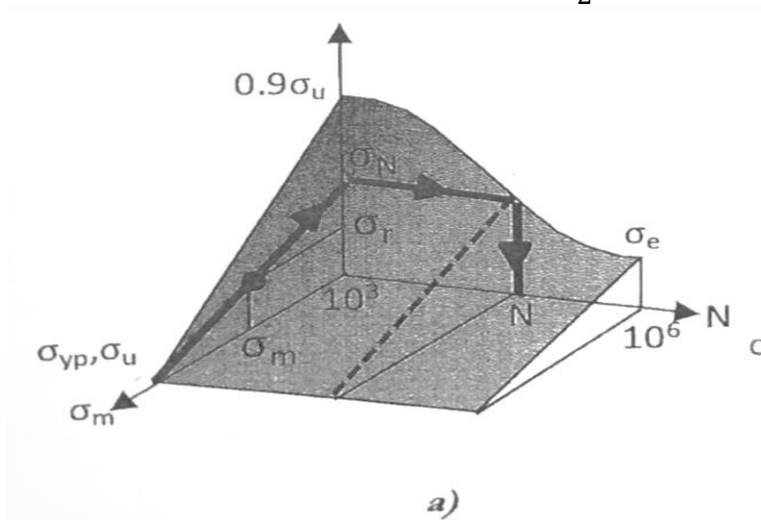


Figura 3.97. Superficie de Fatiga para materiales dúctiles. Abasolo, 2015, Diseño de Maquinas.

Utilizaremos la Recta de Soderberg para Fatiga

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_N} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}} = 1$$

Despejando

$$\sigma_N = \frac{\sigma_r}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}} = \frac{9.34 \times 10^6 \text{ Pa}}{1 - \frac{9.5 \times 10^6 \text{ Pa}}{250 \times 10^6 \text{ Pa}}} = 9.70 \times 10^6 \text{ Pa} = 9.70 \text{ MPa}$$

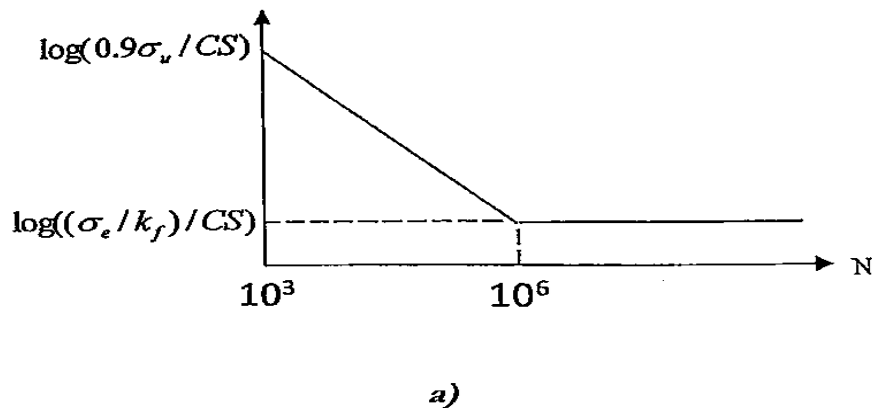


Figura 3.98. Curva de Basquin para materiales dúctiles. Abasolo, 2015, Diseño de Maquinas.

$$\frac{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)}{\log 10^6 - \log 10^3} = \frac{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log N - \log 10^3}$$

$$\log N = \frac{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3$$

$$N = 10^{\frac{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log(\sigma_r)}{\log\left(0.9\frac{\sigma_u}{CS}\right) - \log\left(\frac{\sigma_e}{CS}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3}$$

$$= 10^{\frac{\log\left(0.9\frac{400 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.3}\right) - \log(9.70 \times 10^6 \text{ Pa})}{\log\left(0.9\frac{400 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.3}\right) - \log\left(\frac{67.73 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.3}\right)} (\log 10^6 - \log 10^3) + \log 10^3} = 1.04 \times 10^9 \text{ ciclos}$$

Se concluye que la viga resiste a la fatiga.

$$M = R_A(x) - W(x) \left(\frac{x}{2}\right) - P(x - a)$$

$$EI\theta = \int (R_A(x) + W(x) \left(\frac{x}{2}\right) - P(x - a)) = \frac{R_A(x)^2}{2} - \frac{W(x)^3}{3} - \frac{P(x - a)^2}{2} + C_1$$

$$EIy = \int \frac{R_A(x)^2}{2} - \frac{W(x)^3}{3} - \frac{P(x - a)^2}{2} + C_1 = \frac{R_A(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{P(x - a)^3}{6} + C_1x + C_2$$

Aplicamos nuestras condiciones de frontera para calcular las constantes correspondientes:

$$x = 0, y = 0$$

$$0 = \frac{R_A(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{P(x - a)^3}{6} + C_1x + C_2 = -\frac{P(-0.75)^3}{6} + C_2$$

$$C_2 = -238.831$$

$$x = 1.5, y = 0$$

$$0 = \frac{R_A(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{P(x - a)^3}{6} + C_1x + C_2;$$

$$C_1 = \frac{1}{x} \left(-\frac{R_A(x)^3}{6} + \frac{W(x)^4}{12} + \frac{P(x - a)^3}{6} - C_2 \right) = \frac{1}{1.5} \left(-\frac{R_A(1.5)^3}{6} + \frac{W(1.5)^4}{12} + \frac{P(1.5 - 0.75)^3}{6} - C_2 \right)$$

$$= -447.82$$

Procedemos a calcular la deformación en el punto más crítico que es a la mitad de nuestra viga a 2.5 del soporte fijo.

$$EIy = \frac{R_A(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{P(x - 0.75)^3}{6} + C_1x + C_2$$

$$y = \frac{1}{EI} \left(\frac{R_A(x)^3}{6} - \frac{W(x)^4}{12} - \frac{P(x - 0.75)^3}{6} + C_1x + C_2 \right) = -0.15 \text{ mm}$$

Se calculará la deformación dinámica:

$$\delta = 2 \frac{mg}{k} = 2\delta_{st}$$

Basado en Pytel y Singer, 1994.

Y la deformación dinámica es, por tanto:

$$\delta = 2\delta_{st} = 2(-.15 \text{ mm}) = -0.3 \text{ mm}.$$

Es por tanto **admisible**.

3.4.20 Columnas de la estructura

En el diseño de la columna de la estructura se considerarán los resultados de la Viga Soporte para un diseño apropiado de las columnas de la estructura.

La longitud necesaria es de 1300 mm de acuerdo con los requerimientos establecidos.

Los resultados a considerar son los siguientes:

$$P_{max} = + 3153.42 \text{ N } \uparrow$$

Esta columna se considerará de la siguiente manera

d) Ambos extremos fijos

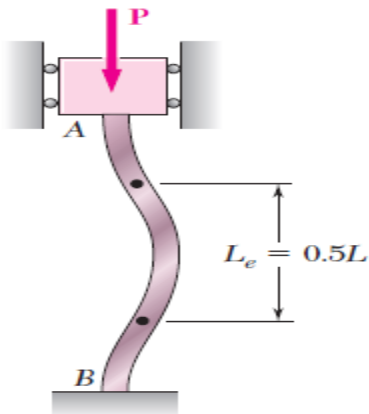


Figura 3.99. Longitud efectiva de la columna. (Ferdinand P. Beer, 2010)

La distribución de las columnas se muestra en la siguiente imagen.

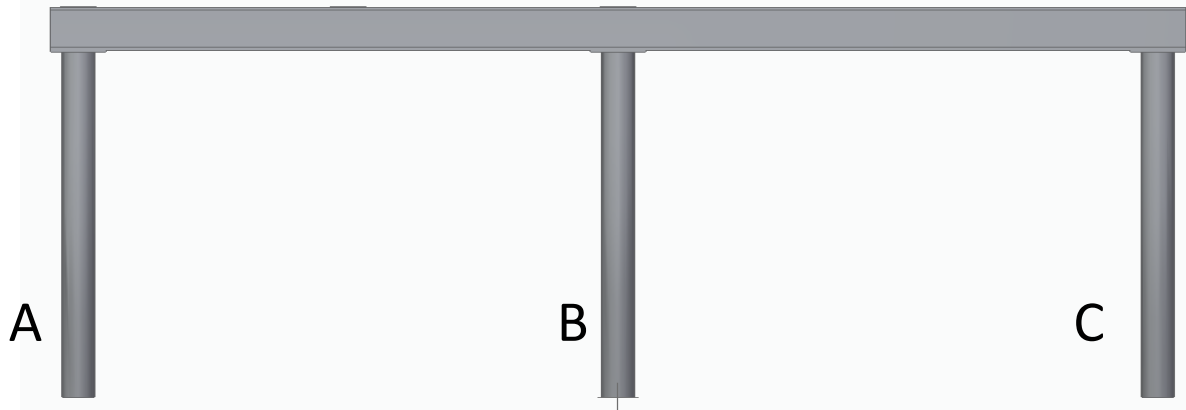


Figura 3.100. Columnas Estructurales. Modelo propio.

Las columnas se identifican con las respectivas reacciones de la Viga Soporte.

EL diseño de la unión fija será de la siguiente manera:

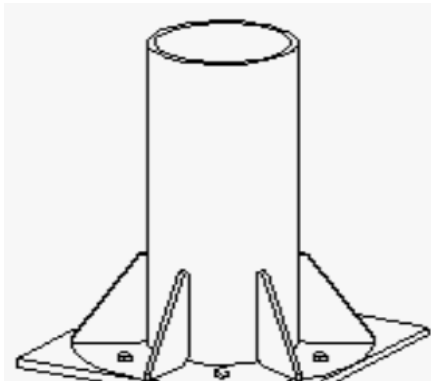


Figura 3.101. Fijación del Tubo estructural.

De la siguiente tabla se seleccionará el tubo del cual estará compuesta nuestra columna:

Tabla 32. Dimensiones y pesos teóricos de tubería de uso mecánico. (MIPSA experto procesando metales., 2018)

Dimensiones y pesos teóricos de tubería de uso mecánico															
CED No.	Diámetro Nominal		Diámetro Exterior		Espesor		Calibre	Peso estructural		Área	I	S	r	Origen	Obs.
	Pulg.	mm	Pulg.	mm	Pulg.	mm		kg/m	lb/pie	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm		
30	1/2	12.70	0.840	21.34	0.075	1.905	14	0.910	0.613	1.158	0.550	0.516	0.689	MEX.	
	3/4	19.05	1.050	26.67	0.075	1.905	14	1.164	0.782	1.480	1.145	0.857	0.879	MEX.	
	1	25.40	1.315	33.40	0.075	1.905	14	1.478	1.060	1.880	2.341	1.402	1.116	MEX.	
	1 1/4	31.75	1.660	42.16	0.090	2.286	13	2.266	1.511	2.883	5.756	2.728	1.413	MEX.	
	1 1/2	38.10	1.900	48.26	0.090	2.286	13	2.613	1.741	3.324	8.813	3.649	1.628	MEX.	
	2	50.80	2.375	60.33	0.105	2.667	12	3.772	2.669	4.799	19.98	6.627	2.040	MEX.	
	2 1/2	63.50	2.875	73.03	0.105	2.667	12	4.603	3.257	5.857	36.28	9.94	2.489	MEX.	
	3	76.20	3.500	88.90	0.120	3.048	11	6.466	4.336	8.226	75.88	17.07	3.037	MEX.	
	4	101.6	4.500	114.3	0.120	3.048	11	8.379	5.619	10.66	165.0	28.88	3.935	MEX.	
	5	127.0	5.000	127.0	0.125	3.175	1/8"	9.782	6.514	12.45	238.6	37.57	4.378	MEX.	
6 5/8	168.3	6.625	168.3	0.188	4.775	3/16"	19.38	12.73	24.66	824.6	97.99	5.783	MEX.		
40	1/2	12.70	0.840	21.34	0.109	2.769	12	1.260	0.858	1.603	0.704	0.661	0.663	MEX.	
	3/4	19.05	1.050	26.67	0.113	2.870	12	1.704	1.149	2.168	1.558	1.167	0.848	MEX.	
	1	25.40	1.315	33.40	0.133	3.378	10	2.519	1.710	3.204	3.651	2.186	1.067	MEX.	
	1 1/4	31.75	1.660	42.16	0.135	3.429	10	3.301	2.201	4.200	7.946	3.766	1.375	MEX.	
	1 1/2	38.10	1.900	48.26	0.145	3.683	9	4.075	2.720	5.184	12.98	5.374	1.582	MEX.	
	2	50.80	2.375	60.33	0.154	3.912	9	5.431	3.687	6.910	27.61	9.157	1.999	MEX.	
	2 1/2	63.50	2.875	73.03	0.188	4.775	3/16"	8.005	5.464	10.18	59.59	16.33	2.419	MEX.	
	3	76.20	3.500	88.90	0.220	5.588	5	11.52	7.714	14.65	127.7	28.73	2.952	MEX.	
	4	101.6	4.500	114.3	0.220	5.588	5	15.03	10.07	19.12	283.2	49.55	3.848	MEX.	
	6 5/8	168.3	6.625	168.3	0.280	7.112	>	28.26	18.98	35.96	1,170	139.1	5.705	MEX.	

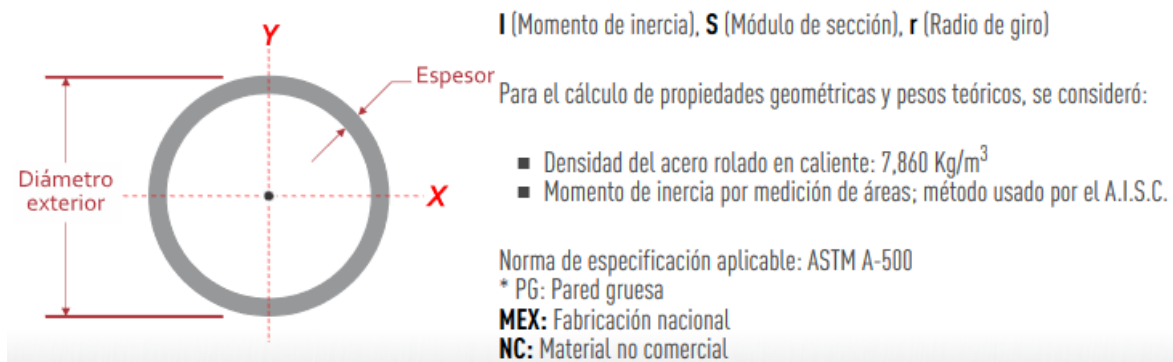


Figura 1.102. Especificaciones del tubo estructural. (MIPSA experto procesando metales., 2018)

Se seleccionará un tubo de 3 pulgadas de diámetro en primera instancia ya que es necesario que los soportes presenten la menor deformación.

Los datos que tendremos en cuenta para realizar los calculo correspondientes son los siguientes:

$$D = 88.9 \text{ mm}$$

$$d = 77.724 \text{ mm}$$

$$I = 127.7 \text{ cm}^4 = 1.277 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$A = 14.65 \text{ cm}^2 = 1.465 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L = 1.250 \text{ m}$$

$$L_e = 0.625 \text{ m}$$

$$e = 44.45 \text{ mm}$$

Se calculará la carga crítica de la columna por medio de la carga permisible

$$P_{cr} = 2.5 P_{perm} = 2 * 3153.425N = 7358.65 N$$

A treves de la relación de esbeltez se define que es una columna corta según el siguiente grafico

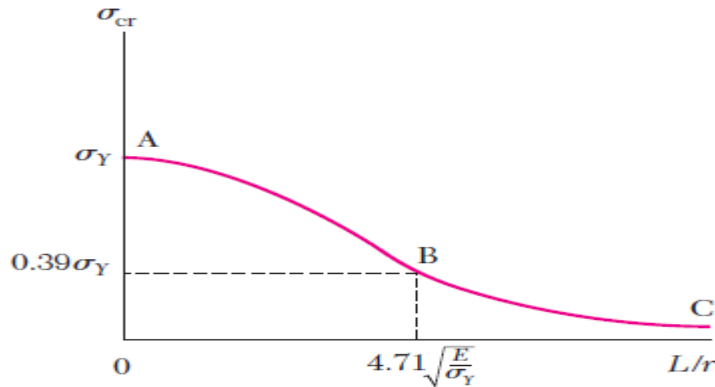


Figura 10.28

Figura 1.103. Comportamiento de las columnas dependiente de la relación de esbeltez. (Ferdinand P. Beer, 2010).

Recuperado de "Ferdinand P. Beer (2010), Mecánica de Materiales", (Figura 10.28) página 638, Mc Graw Hill.

$$\frac{L_e}{r} = 21.18 < 4.71 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = 4.71 \sqrt{\frac{200 \times 10^9 Pa}{250 \times 10^6 Pa}} = 133.21$$

Se calculará el esfuerzo critico

$$\sigma_{cr} = \left(0.658 \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_e} \right) \right) \sigma_y$$

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{L}{r} \right)^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9 Pa)}{\left(\frac{0.625 m}{0.0295 m} \right)^2} = 4.39 \times 10^9 Pa$$

$$\sigma_{cr} = \left(0.658 \left(\frac{250 \times 10^6 Pa}{4.39 \times 10^9 Pa} \right) \right) (250 \times 10^6 Pa) = 244.11 \times 10^6 Pa$$

Se calcula el esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} = 146.17 MPa$$

Se diseñará por método de interacción de Beer, por medio de la siguiente formula:

$$\frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \leq \sigma_{perm}$$

$$\frac{7358.6N}{1.465 \times 10^{-3} m^2} + \frac{7358.65N(44.45 \times 10^{-3} m)(44.45 \times 10^{-3} m)}{1.277 \times 10^{-6} m^4} = 0.11 < 1$$

Calcularemos la deformación por la siguiente formula que Beer establece:

$$y_{max} = e \left[\sec \left(\sqrt{\frac{P L}{EI}} \right) - 1 \right]$$

$$y_{max} = (44.45 \times 10^{-3} m) \left[\sec \left(\sqrt{\frac{7358.65 N}{(200 \times 10^9 Pa)(1.277 \times 10^{-6} m^4)} \frac{0.625 m}{2}} \right) - 1 \right]$$

$$y_{max} = 1.90 \times 10^{-6} m$$

Aunque podemos observar que el diseño es conservativo, es necesario que la columna no tenga deformaciones para no tener variaciones en la acción de corte.

Se realizará el modelado de la pieza y se realizará un estudio por medio de elemento finito.

De la siguiente imagen observamos que el esfuerzo generado, el diseño es muy conservativo.

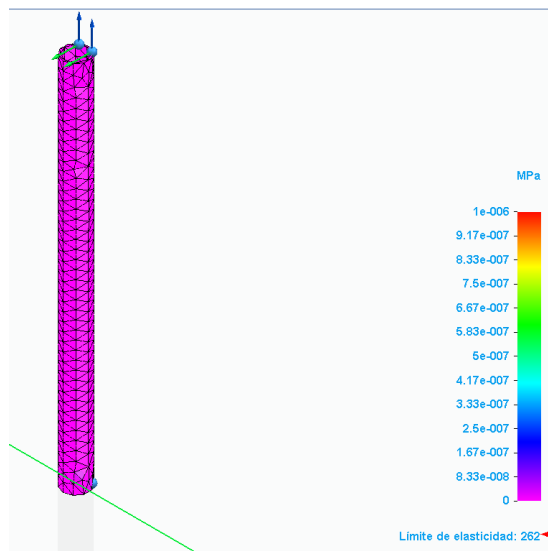


Figura 3.104. Esfuerzo en la columna bajo las cargas de trabajo. Modelo propio.

La deformación es casi nula por lo que nuestro objetivo es cumplido.

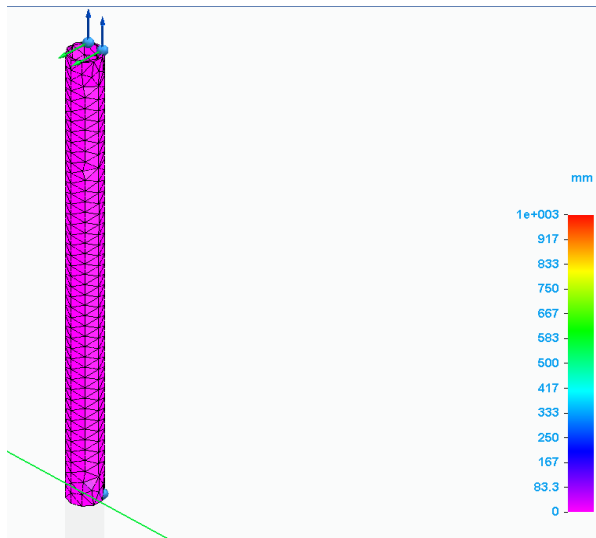


Figura 3.105. Deformación de la columna bajo las cargas de trabajo. Modelo propio.

Se hará un modelado de las tres columnas con la viga y la carga correspondiente para afirmar que nuestras columnas no se deformen.

En la siguiente imagen donde las columnas trabajan en conjunto, la carga se aplicará en el extremo derecho, es notable ver que no se deforman, solo la viga soporte, la deformación es de 3 mm, la carga raramente se aplicará en ese extremo por lo que es aceptable la deformación.

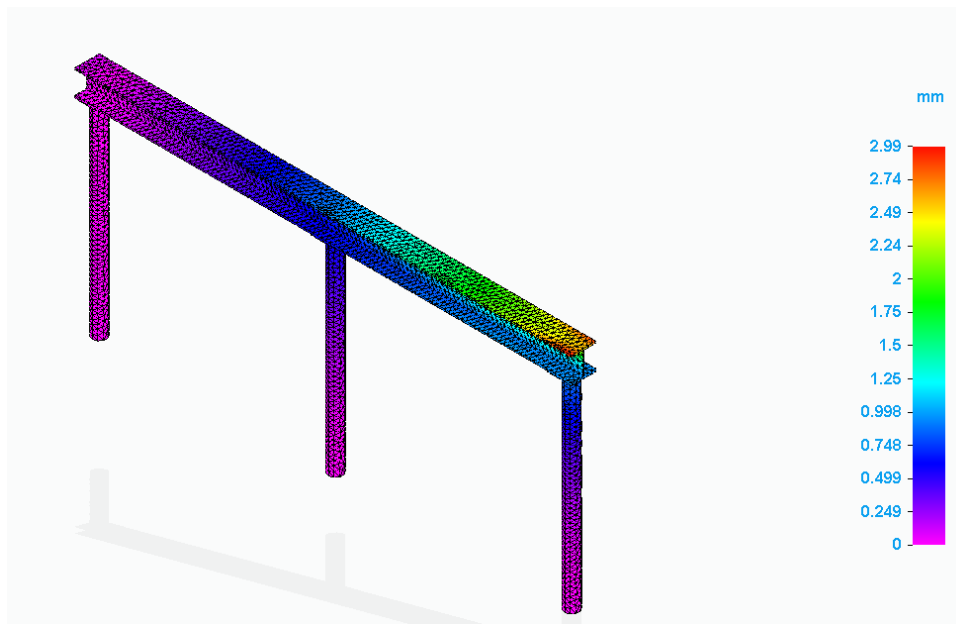


Figura 3.106. Deformación de conjunto de columnas con el primer tipo de carga (extremo derecho). Modelo propio.

Se observa en el siguiente estudio, donde la carga se aplica en la distancia media que existe entre cada columna, que la deformación es de 1.73 mm, se considerará aceptable.

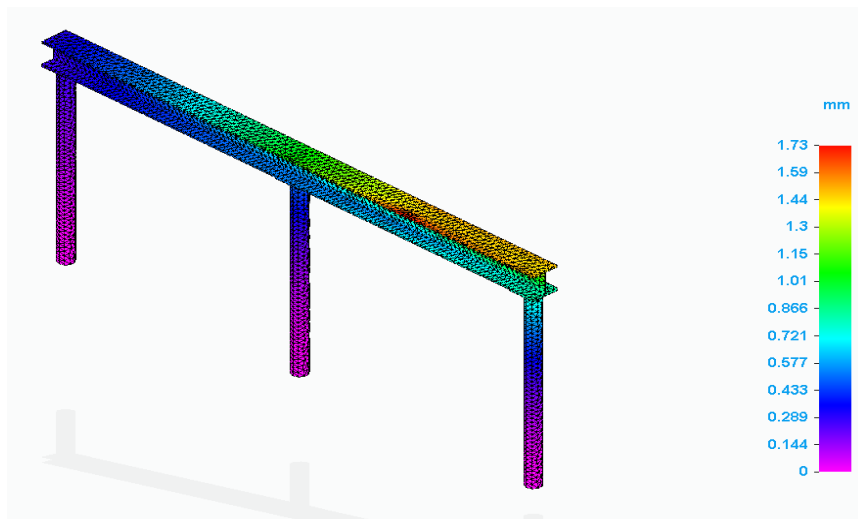


Figura 3.107. Deformación de conjunto de columnas con el segundo tipo de carga (a la distancia media entre las dos columnas). Modelo propio.

La siguiente imagen muestra el resultado del desplazamiento, donde la deformación es claramente en la viga soporte, las columnas como mostradas anteriormente no muestran deformación.

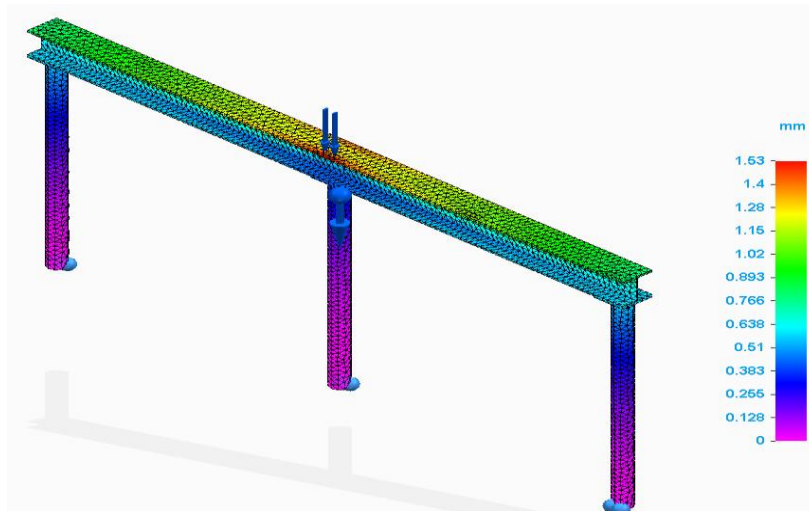


Figura 3.108. Deformación de conjunto de columnas con el tercer tipo de carga (sobre la columna central). Modelo propio.

La deformación se **considerará permisible**, ya que es la deformación total del conjunto de la estructura.

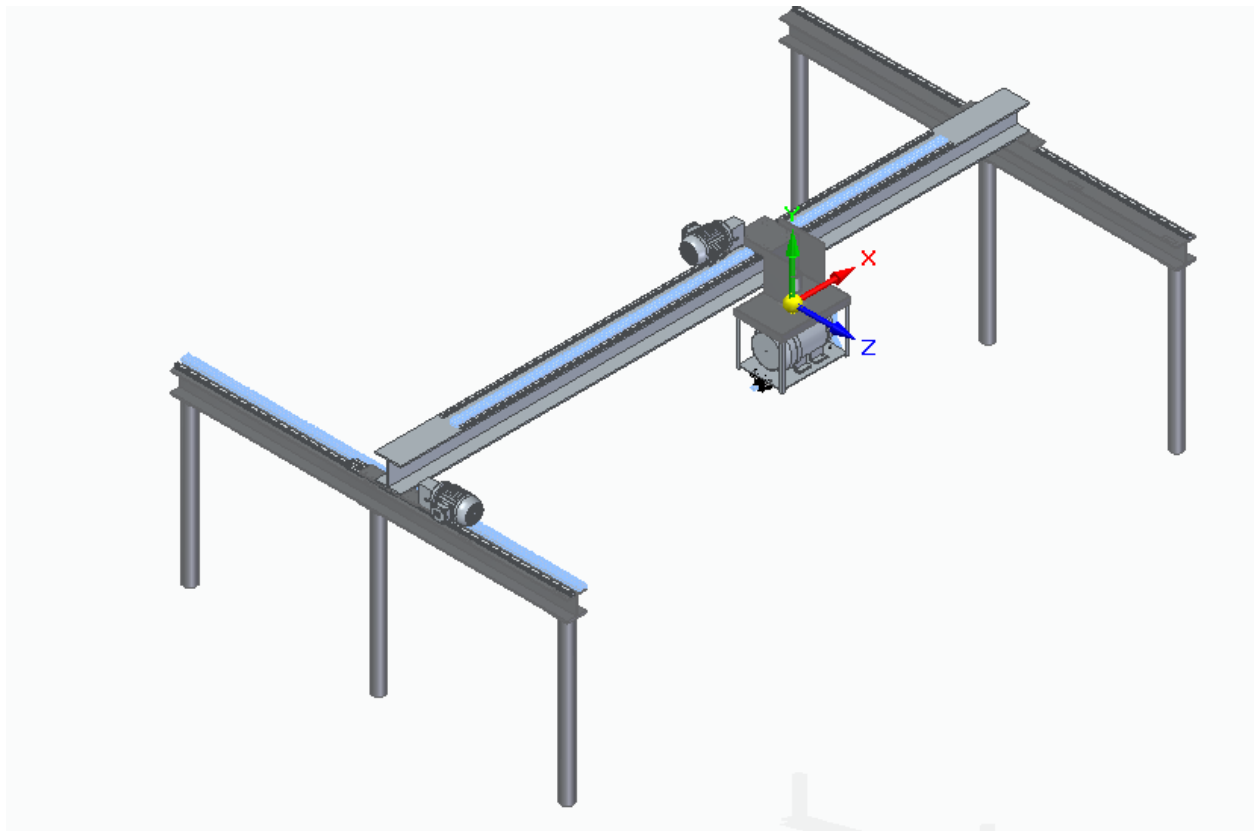


Figura 3.109. Diseño Final. Modelo propio.

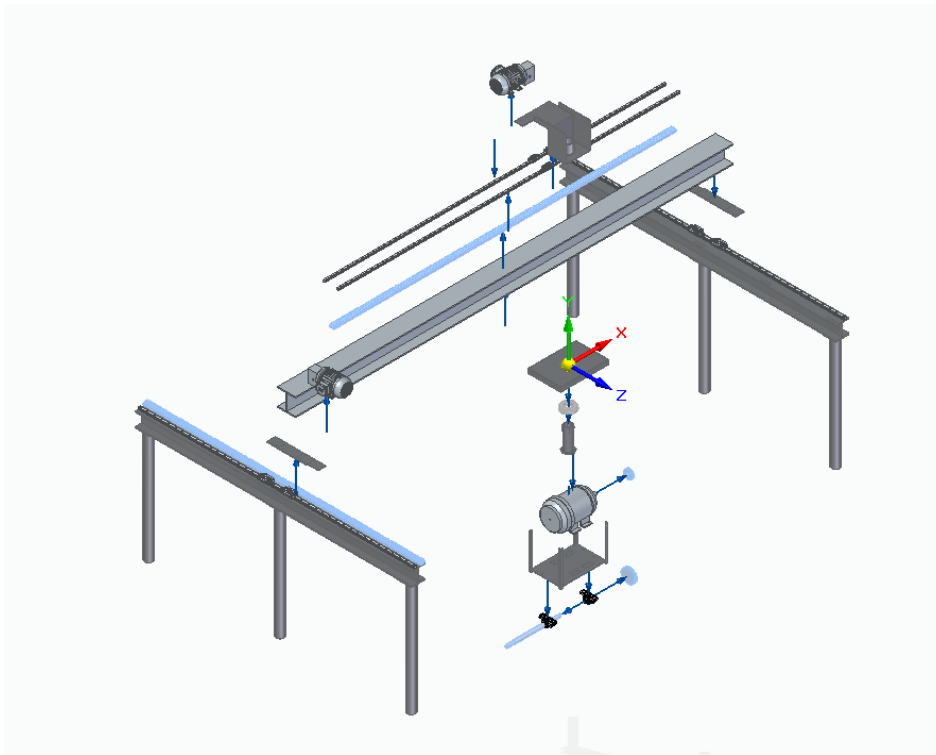


Figura 3. 110.Diseño Final Explosionado.

3.6 FACTIBILIDAD Y VIABILIDAD

COSTOS DE LOS MATERIALES

Elemento	PRECIO	PROVEDOR
Motor trifásico alta Nema Premium Siemens	\$ 6,185.00	EL GRAN TLAPALERO
Poleas Martin 2 3V 365 SH	\$ 914.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
Poleas Martin 2 3V 600 SH	\$ 1,307.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
Bandas Martin 2 bandas- 3 VX 300	\$ 110.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
2-Engrane Rectos de Acero 6 DP cara 2" de 24 dientes con ángulo de presión 20°	\$ 4,752.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
Cremalleras Martin	\$ 91,808.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
Deslizadores lineales SKF	\$ 8,000.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.

Rodamientos SKF y Soportes	\$ 3,000.00	APPLIED MÉXICO S.A. DE C.V.
2 motorreductores-Tamaño 50 y relación de reducción de 50.	\$ 25,000.00	POTENCIA ELECTROMECHANICA S.A. DE C.V.
Viga de 8x8	\$ 5,500.00	ACEROS OCOTLAN TEPEACA
Viga de 6x6	\$ 4,412.00	ACEROS OCOTLAN TEPEACA
Placa de Acero A36 6x20	\$ 23,600.00	Aceros consolidada
Tubo mecanico cedula 40	\$ 900.00	ACEROS OCOTLAN TEPEACA
Precio total estimado	\$175,488.00	
Precio total estimado con IVA	\$203,566.08	

Analizando la Factibilidad del proyecto, desde el punto de vista técnico todos los elementos mecánicos están diseñados para un ensamblado rápido y eficaz, con proveedores locales, los soportes diseñados están diseñados de la misma manera para una manufactura sencilla.

Sin embargo, al considerar los costos económicos de adquisición de algunas piezas mecánicas se considerará su manufacturación en lugar de adquirirlo, como es el caso de la cremallera, pero esto dependerá de los recursos con los que el fabricante cuente para la fabricación de esta.

A continuación, se calcularán los siguientes parámetros para definir que tan viable es la cortadora:

- VAN (valor actual neto)
- TIR (Tasa interna de retorno)

La definición de estos parámetros conlleva demasiadas variaciones así que se considerarán promedios de estas:

Tabla 34. Tabla de Parámetros de Coste

Min. para realizar un corte	Cortes por placa	Placas a cortar	Tiempo(min)	Costo por m ²	m ² por placa promedio	m2 a cortar	Costo de corte por m ²	Costo por el corte	Costo de corte por hora	Costo de energía electrica (\$/KW*hr)
8	14	3	112	50	3.5	10.5	50	525	281.25	2.802

Horas de uso promedio	Valor por día	Valor por mes	Gasto por Horas de uso diara	Gasto por Horas de uso por mes	Gasto por Operadores diario	Gasto por Operadores por mes
9	2531.25	75937.5	143.61651	4308.4953	600	18000
8	2250	67500	127.65912	3829.7736	533.333333	16000
7	1968.75	59062.5	111.70173	3351.0519	466.666667	14000
6	1687.5	50625	95.74434	2872.3302	400	12000
5	1406.25	42187.5	79.78695	2393.6085	333.333333	10000
4	1125	33750	63.82956	1914.8868	266.666667	8000
3	843.75	25312.5	47.87217	1436.1651	200	6000
2	562.5	16875	31.91478	957.4434	133.333333	4000
1	281.25	8437.5	15.95739	478.7217	66.6666667	2000
0	0	0	0	0	0	0

Para el cálculo de la TIR se considerarán los valores teóricos presentados anteriormente y la inversión en un periodo de 12 meses.

La TIR con un uso diario menor a las 3 horas por día no justificaría el gasto que la maquina genera según nuestros valores calculados

VAN	-\$73,762.16	TIR	1%
-----	--------------	-----	----

Se tendrían que utilizar la maquina para que el VAN un mínimo de 5 horas al día para que el VAN se refleje positivo y al igual que esto el TIR aumenta significativamente.

VAN	\$7,440.39	TIR	11%
-----	------------	-----	-----

Aunque el realmente en la industria marmolera las maquinas suelen trabajar hasta 16 horas por lo que estos índices varían dependiendo el que el usuario le vaya a dar a la máquina.

Para una referencia de uso promedio con los parámetros establecidos anteriormente se mostrará la siguiente tabla.

Tabla 35. VAN y TIR

Inversion inicial		195566						
Ingresos		Egresos		Flujo			Flujo acumulado	
Mes	Valor	Mes	Valor	Mes	Valor	-195566	Mes	Valor
1	\$ 59,062.50	1	\$ 17,351.05	1	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	1	-\$ 195,566.00
2	\$ 59,062.50	2	\$ 17,351.05	2	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	2	-\$ 153,854.55
3	\$ 59,062.50	3	\$ 17,351.05	3	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	3	-\$ 112,143.10
4	\$ 59,062.50	4	\$ 17,351.05	4	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	4	-\$ 70,431.66
5	\$ 59,062.50	5	\$ 17,351.05	5	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	5	-\$ 28,720.21
6	\$ 59,062.50	6	\$ 17,351.05	6	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	6	\$ 12,991.24
7	\$ 59,062.50	7	\$ 17,351.05	7	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	7	\$ 54,702.69
8	\$ 59,062.50	8	\$ 17,351.05	8	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	8	\$ 96,414.14
9	\$ 59,062.50	9	\$ 17,351.05	9	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	9	\$ 138,125.58
10	\$ 59,062.50	10	\$ 17,351.05	10	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	10	\$ 179,837.03
11	\$ 59,062.50	11	\$ 17,351.05	11	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	11	\$ 221,548.48
12	\$ 59,062.50	12	\$ 17,351.05	12	\$ 41,711.45	\$ 41,711.45	12	\$ 263,259.93
					VAN	\$88,642.95	TIR	19%

Se muestra a el retorno de inversión se lograría en el mes 11.

EL VAN y TIR dependerán del uso del usuario, puede ser tan variante que en unos casos mostrados no justificaría la inversión, aunque los usuarios que adquieren este tipo de maquinaria son usuarios que generalmente le dan un uno más pesado que por lo regular superan las 8 horas de uso. Por lo que el proyecto se podría definir como **viable**.

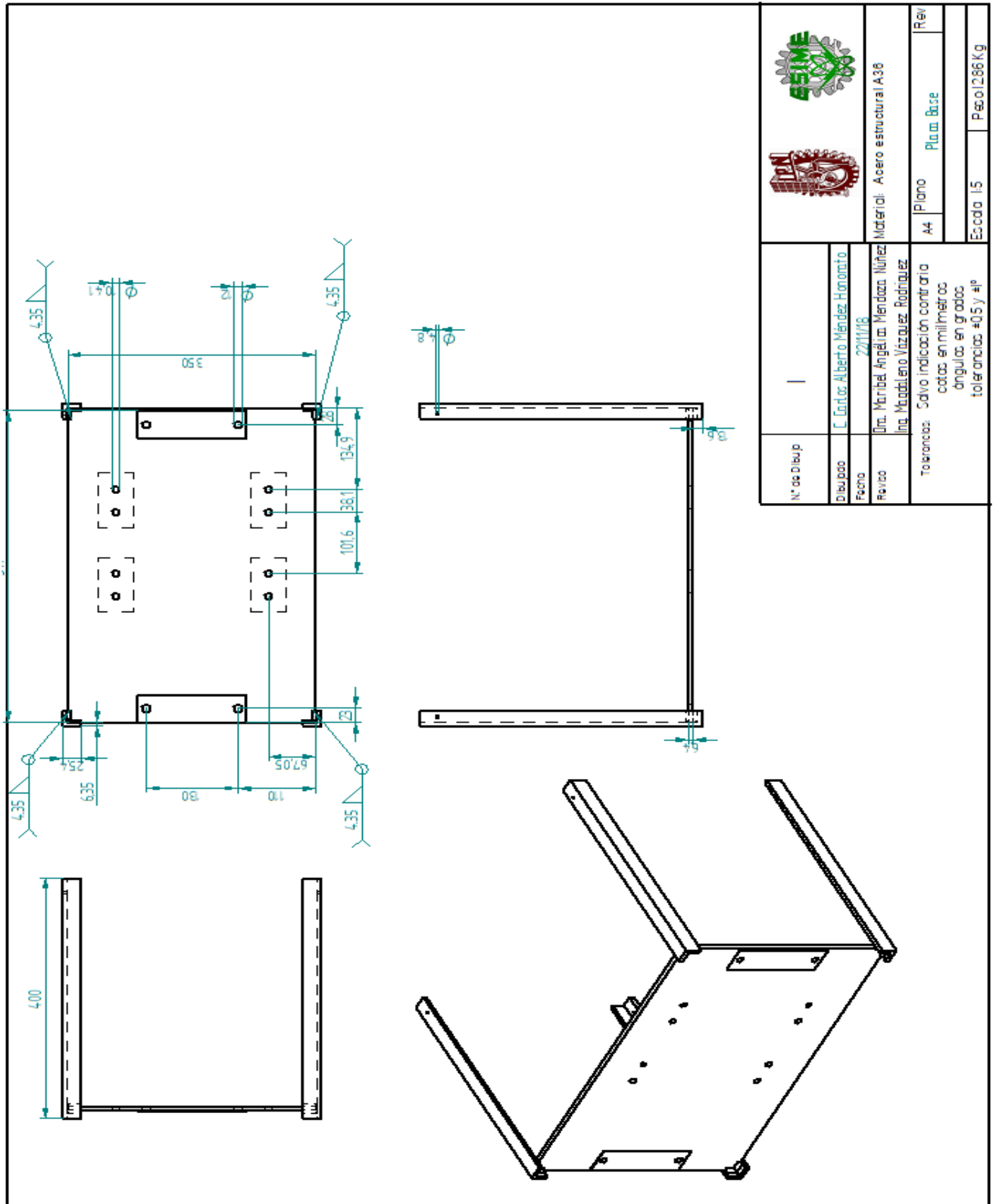
Por ejemplo, si el usuario quisiera aprovechar al máximo la cortadora, considerando que corte 5 placas simultáneamente con 4.5 m² cada una y utilizara la maquina 15 horas por día.



VAN	\$1,399,005.04	TIR	120%
------------	-----------------------	------------	-------------

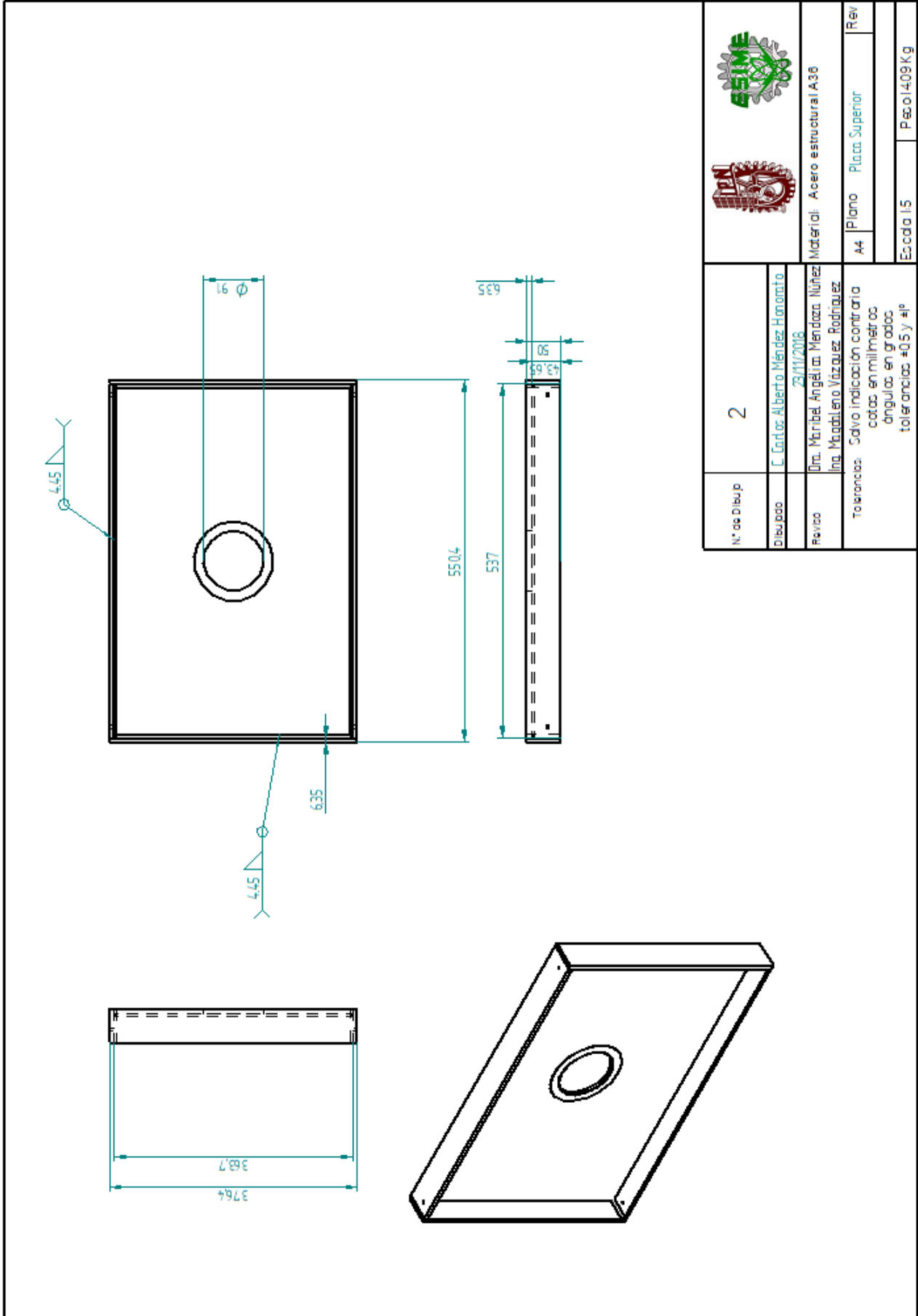
Recuperaría la inversión en 2 meses y medio, pero es un caso muy optimista por que es mejor establecer los criterios mínimos para justificar la compra.

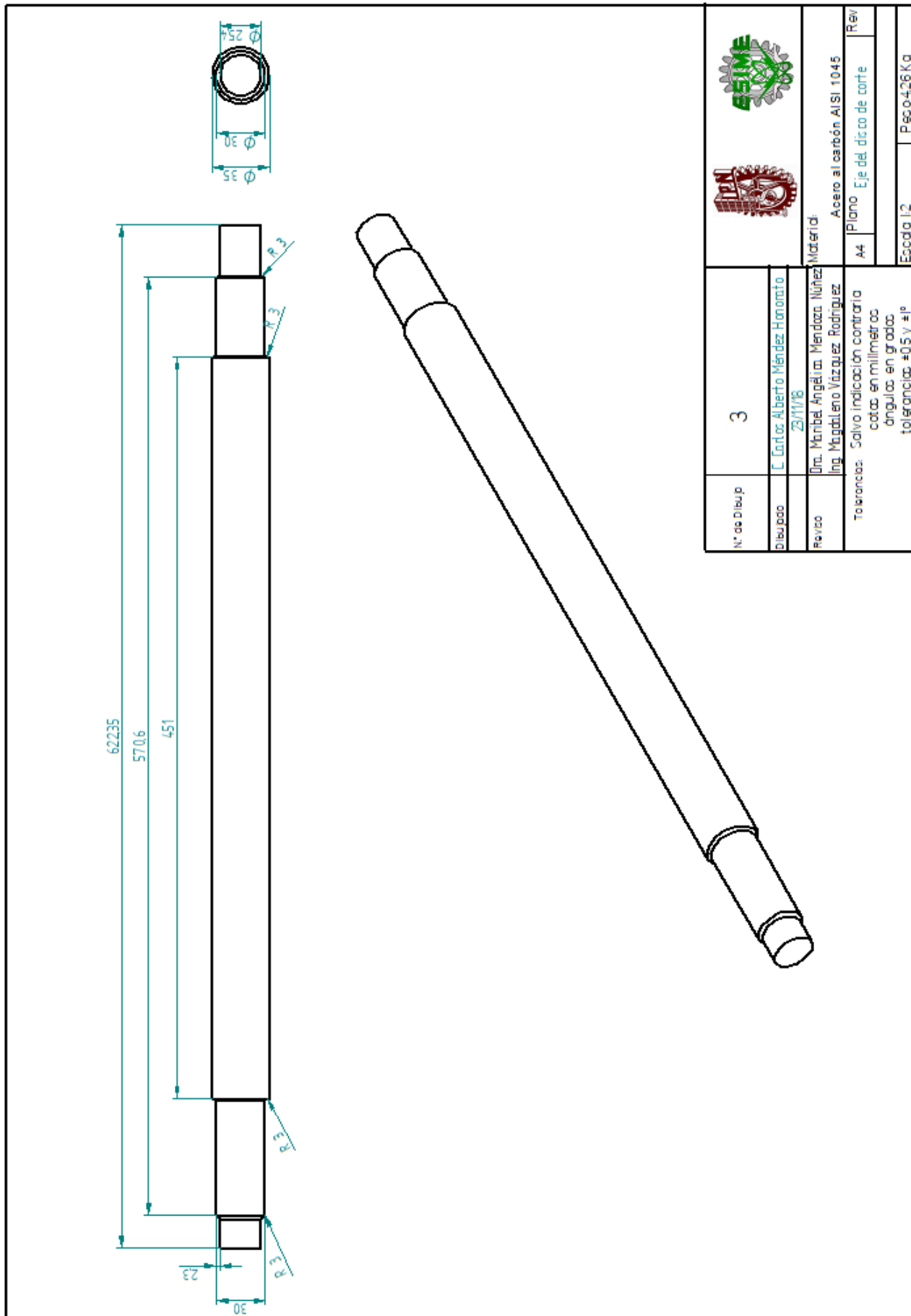
El mercado marmoleo suele ser así por lo que se debe considerar si la maquina cortadora de puente se le dará el uso que justifique la inversión.

3.7 PLANOS

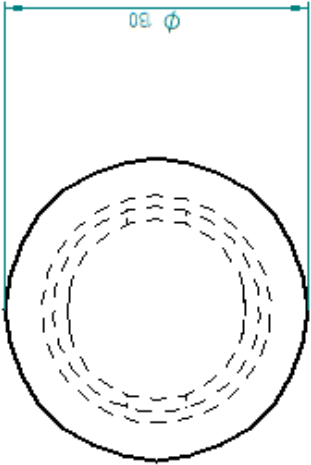
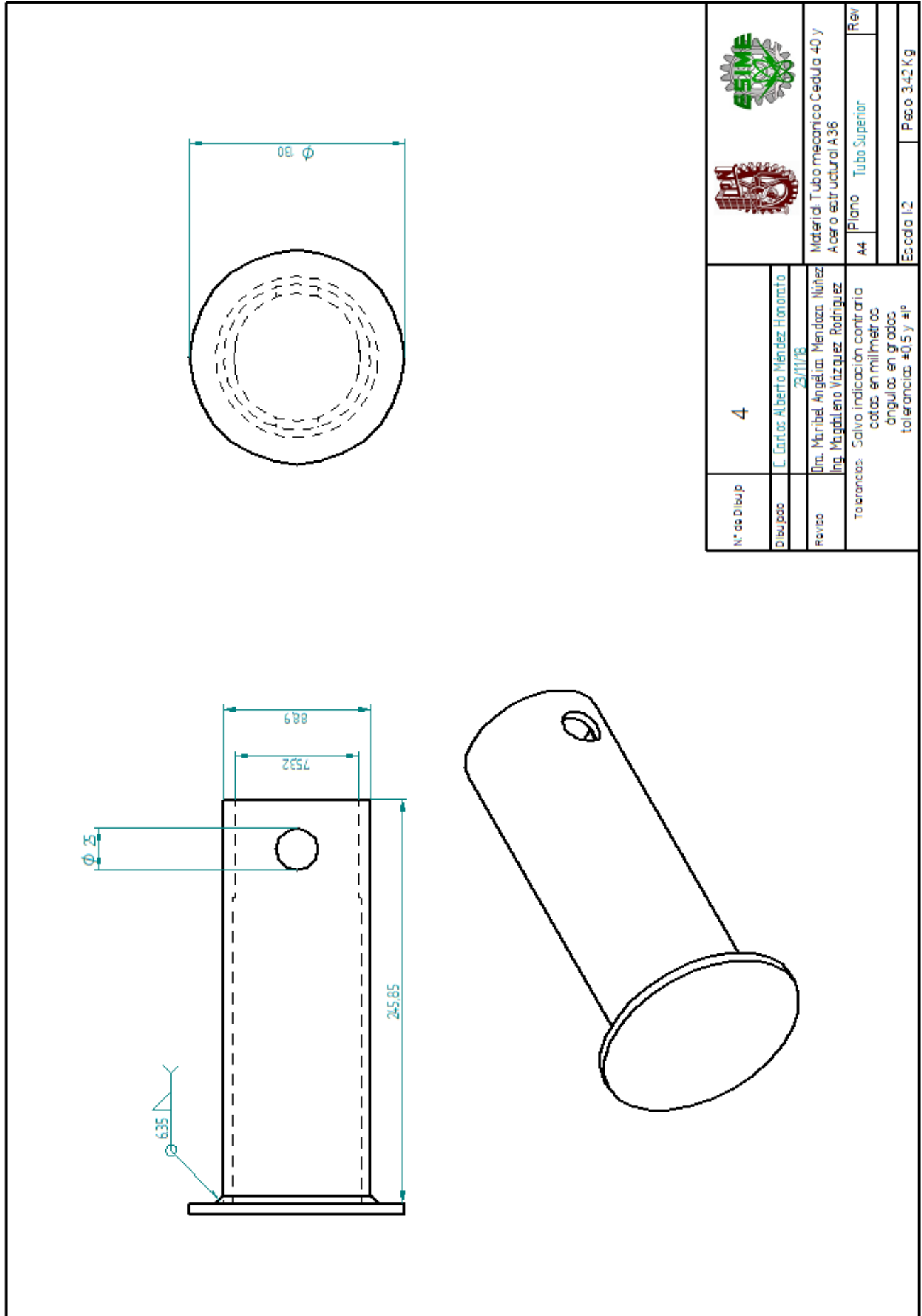


Nº de dibujo	-		 	
Dibujado	C. Cantos Alberto Méndez Honorato		Material: Acero estructural A36	
Fecha	22/11/16		A4	
Revisó	Dra. Maribel Anguila Méndez Núñez		Plano Base	
Tolerancias: Salvo indicación contraria			Rev	
cotas en milímetros			Escala 1:1	
ángulos en grados			Peso 1286 Kg	
tolerancias: ±0.5 y ±1º				

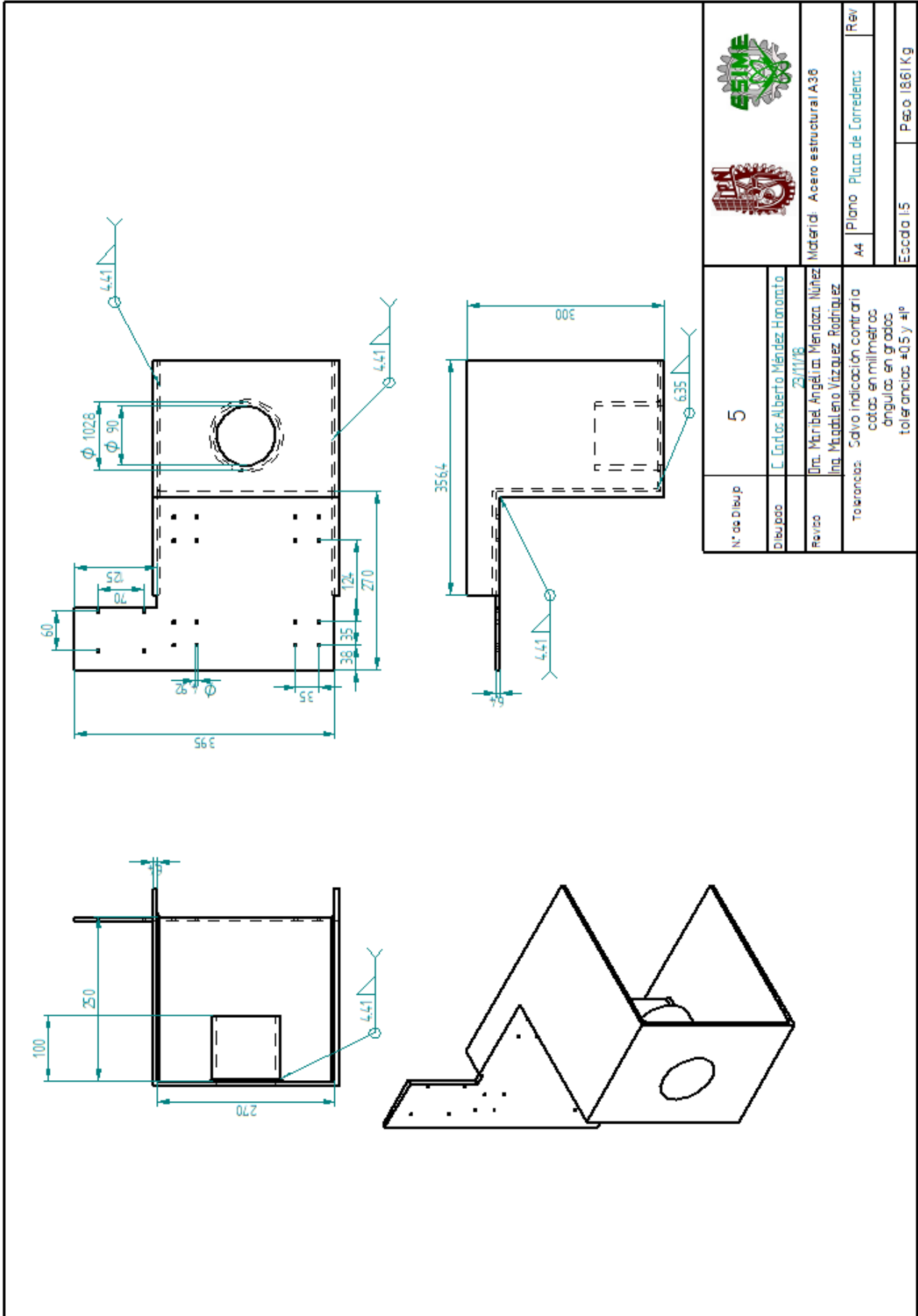


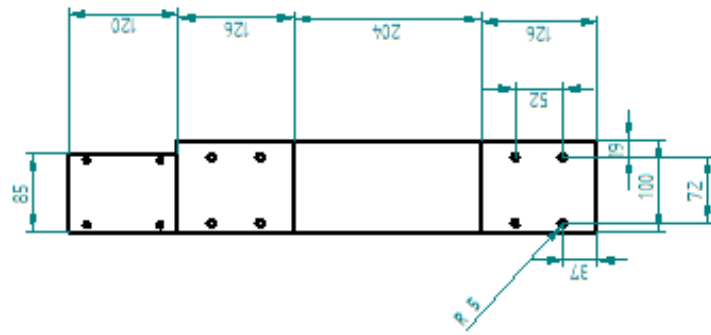




N° de dibujos	3	 	
Dibujado	C. Carlos Alberto Méndez Honorato		
Revisó	23/11/16 Dra. Maribel Angélica Mendoza Núñez Ing. Magdaleno Vázquez Rodríguez	Material: Acero al carbón AISI 1045	
Tolerancias:	Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y $\pm 1^\circ$	A4	Plano Eje del d.c.to de corte Rev
			Escala 1:2
			Peso 4.26 Kg



N.º de Dibujo	4	 
Dibujado	C. Carlos Alberto Méndez Honorato 23/11/18	
Revisado	Dra. Maribel Angélica Méndez Núñez Ing. Magdalena Vázquez Rodríguez	Material: Tubo mecánico Cerdúa 40 y Acero estructural A 36 Plano Tubo Superior Rev. A4
Tolerancias: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ± 0.5 y ± 1		Escala 1:2 Peso 3.42 Kg





N° de Dibujo	6		 
Dibujado	E. Carraz Alberto Méndez Honorato 23/11/18		
Revisó	Dra. Maribel Angélica Mandoza Núñez Ing. Magabibiano Vázquez Rodríguez		Material: Acero estructural A36
Tolerancias: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias ±0.5 y ±f	A4	Plano	
	Escola 15		Peso 385 Kg

Conclusiones

En conclusión, se ha presentado el trabajo que se planea cumpla con el objetivo de cortar placas de manera longitudinal y transversalmente, que cumpla la demanda y la necesidad que requiere no solo esta planta para la cual se le realizó el diseño, sino también para las plantas marmoleras mexicanas que requieren de un corte preciso y sin un alto impacto de inversión.

El objetivo principal de dar acceso a una herramienta que de una buena calidad de trabajo.

En la parte de investigación, una de las tareas más arduas para comenzar el proyecto fue la acción de corte que en si no existe un principio que se encuentre de dominio público, por lo que se realizó una adaptación del principio de fresado. Al ser una parte fundamental pues nos conducía al siguiente elemento mecánico. Sin embargo, no fue la única tarea pues para el dimensionamiento del eje del disco de corte se tuvieron que considerar varios elementos en conjunto, como fueron las dimensiones del motor y las dimensiones de los soportes para un adecuado ensamble.

Una de las herramientas que hicieron posible el desarrollo de este trabajo fue el programa ANSYS Academic, la cual permitía visualizar las deformaciones y esfuerzos para realizar consideraciones pertinentes y evaluar las piezas para la valoración de su desempeño bajo las cargas de trabajo. Aunque el uso de programas de elementos finitos es muy útil se debe tener precaución y tener consideración de características de nuestros elementos a analizar, pues cambia el comportamiento como lo hace la soldadura.

Se espera que la esquematización del presente trabajo sirva como referencias para el desarrollo de futuros proyectos para que puedan ser llevado a cabo.

Al realizar el presente trabajo se pudo entender la importancia del realizar diseños óptimos para el ahorro de costos, pues es una parte fundamental para el desarrollo del proyecto.

Se concluye que el presente trabajo que, al contrario de ser un trabajo final, es un trabajo que da introducción a la aplicación de todos los conocimientos adquiridos en el aula y representa la cúspide de la formación académica brindada.

Referencias

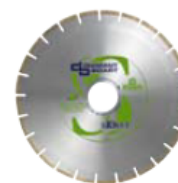
- Breton S.p.a. (2018). Obtenido de <https://www.breton.it/en/stone/multiblade-gang-saw>
- Coordinación General de Minería. (2014). *Perfil de Mercado del Mármol*. Ciudad de México: Secretaria de Economía.
- DIAMANT BOART. (2008). *Utiles diamantados para la industria de la piedra*. Obtenido de www.diamant-boart.com
- Dym, C. L. (2002). *EL proceso de diseño en Ingeniería*. Limusa Wiley.
- Dym, C. L. (2012). *El proceso de diseño en Ingeniería*. Limusa Wiley.
- EED Potencia Electromecánica S.A. de C.V. (2018). *EED Motorreductores Corna y sinfin características y dimensione*.
- F.S.E. srl. (2018). *Maquinas de Marmol srl*. Obtenido de <http://www.fsesrl.com/default.aspx?l=ES>
- Ferdinand P. Beer, E. R. (2010). *Macánica de Materiales*. México D.F.: Mc Graw Hill.
- FORTACERO. (2016). Obtenido de http://www.fortacero.com/cat_tubocd40
- GMM stone machinery. (2017). Obtenido de <http://www.gmm.it/uk/pro%20LITOX%20CN2.asp?Tip=Sawing%20bridge%20machines&Prod=LI TOX%20CN2>
- Honorato Romero, M. M. (1988). *Industrializar la extracción y la transformación de marmol*. Puebla.
- Martin SPROCKET & GEAR INC. (2017). Obtenido de <http://www.martinsprocket.com/mobile/Locations/Mexico.aspx>
- Mikel Abasolo Bilbao, S. N. (2015). *Diseño de Maquinas*. Bilbao: Euskal Herriko Unibertsitatea.
- MIPSAs experto procesando metales. (14 de 11 de 2018). Obtenido de <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Productos/Tubo-estructural>
- Nisbett, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, DF.: Mc Graw Hill.
- Schmitz, T. L. (2009). *Machining Dynamics Frequency Response To Improved Productivity*. Springer.
- SIEMENS. (2017). Catálogo de Motores 2013.
- SKF. (Mayo de 2006). Catálogo General SKF. Suecia.
- SKF. (2018). Profile rail guides LLT.
- STONE EQUIPMENT INTERNATIONAL. (2018). Obtenido de <http://www.stoneequipmentinternational.com/product/12/802/Emmedue-Discovery-5-Axis>

Cuadro de revoluciones

Velocidad de rotación determinada por la velocidad periférica y el diámetro del disco.

	VELOCIDADES PERIFÉRICAS							
	25 m/s	30 m/s	35 m/s	40 m/s	45 m/s	50 m/s	55 m/s	60 m/s
Ø	VELOCIDAD DE ROTACIÓN DEL EJE RPM							
200 mm	2390	2870	3340	3820	4300	4780	5250	5730
250 mm	1910	2290	2670	3060	3440	3820	4200	4580
300 mm	1590	1910	2230	2550	2870	3180	3500	3820
350 mm	1360	1640	1910	2180	2460	2730	3000	3270
400 mm	1190	1430	1670	1910	2150	2390	2630	2870
450 mm	1060	1270	1490	1700	1910	2120	2330	2550
500 mm	960	1150	1340	1530	1720	1910	2100	2290
600 mm	800	960	1110	1270	1430	1590	1750	1910
700 mm	680	820	960	1090	1230	1360	1500	1640
800 mm	600	720	840	960	1070	1190	1310	1430
900 mm	530	640	740	850	960	1060	1170	1270
1000 mm	480	570	670	760	860	960	1050	1150
1100 mm	430	520	610	690	780	870	960	1040
1200 mm	400	480	560	640	720	800	880	960
1300 mm	370	440	510	590	660	740	810	880
1400 mm	340	410	480	550	610	680	750	820
1500 mm	320	380	450	510	570	640	700	760
1600 mm	300	360	420	480	540	600	660	720
1750 mm	270	330	380	440	490	550	600	660
2000 mm	240	290	330	380	430	480	530	570
2500 mm	190	230	270	310	340	380	420	460
2700 mm	180	210	250	280	320	350	390	420
3000 mm	160	190	220	260	290	320	350	380
3500 mm	140	170	190	220	250	280	300	330

Discos de mármol para máquinas de puente - corte con agua



Scut.

COMENTARIOS	ESPECIFICACIONES							
	Ø	CHAPA	LG	ÉP	ALTURA DIAMANTADA	CALIBRE	MONTAJE	CÓDIGO
LOS DISCOS 5 CUT FORMAN PARTE DE NUESTRA GAMA PROFESIONAL. ESPECIALMENTE CONCEBIDOS PARA EL CORTE ECONÓMICO DEL MÁRMOL MIXTO.	300	NORMALE	40	2,8	7	60	SOLDADURA	543084635
	300	INSONORO	40	2,8	7	60	SOLDADURA	543084639
	350	NORMALE	40	3	7	60	SOLDADURA	543081865
	350	INSONORO	40	3	7	60	SOLDADURA	543084640
	400	NORMALE	40	3,2	7	60	SOLDADURA	543081866
	400	INSONORO	40	3,2	7	60	SOLDADURA	543084641
	450	NORMALE	40	3,4	7	60	SOLDADURA	543084637
	450	INSONORO	40	3,4	7	60	SOLDADURA	543084636
	500	NORMALE	40	3,8	7	60	SOLDADURA	543084638
	500	INSONORO	40	3,8	7	60	SOLDADURA	543084643

Anexo 2 de Bandas y Poleas.

TABLA 1 — FACTORES DE SERVICIO							
EL FACTOR DE SERVICIO CORRECTO ES DETERMINADO POR: 1. El grado y frecuencia de las cargas pico. 2. El número de horas de operación al año, divididas en un promedio de horas al día de servicio continuo. 3. La categoría adecuada de servicio, (intermitente, normal o continuo). Seleccione aquella que más se aproxime a las condiciones de su aplicación.		SERVICIO INTERMITENTE — DE 1.0 A 1.5 a. Trabajo Ligero — No más de 6 horas al día. b. No debe exceder la carga promedio. SERVICIO NORMAL — DE 1.1 A 1.6 a. Servicio diario de 6 a 16 horas al día. b. Donde las cargas de arranque o pico no excedan el 200% de la carga total. SERVICIO CONTINUO — DE 1.2 A 1.8 a. Donde la carga de arranque o pico sea mayor en un 200% a la carga total o donde las cargas de arranque o pico y las sobrecargas ocurran frecuentemente. b. Servicio continuo 16 a 24 horas.					
FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS							
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN		TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación. SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO: Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2		MOTORES ELÉCTRICOS AC Torque Normal y Jaula de Ardilla y Síncrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación Motores de Combustión Interna			MOTORES ELÉCTRICOS AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsión-Inducción AC Monofásico AC Devanado en Serie AC Anillo de Deslizamiento DC Devanado Compuesto		
		SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil		1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos		1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
Equipo con Ahogador		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

PARA UNA BUENA SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN, UTILICE EL FACTOR DE SERVICIO CONTINUO.

TABLA 2 — Tabla de Selección para Bandas de Alta Capacidad

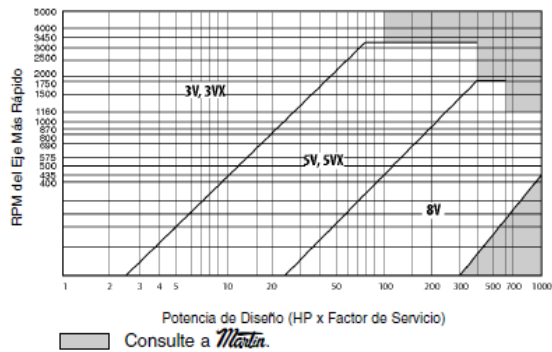


TABLA 3 — Bandas Convencionales

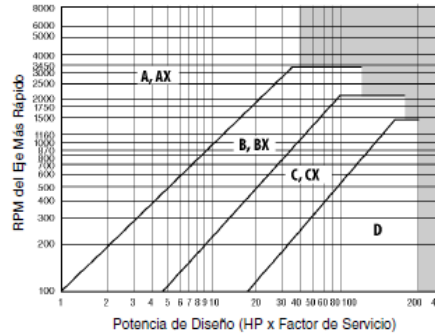


TABLA 4 — Diámetro Mínimo Recomendado para la Polea del Motor Eléctrico.

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1180	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTA: Los datos indicados sobre la línea han sido sugeridos en la norma MG 1-3.16 y MG 1-3.16A de NEMA (Nacional Electric Manufacturers Association). Los datos indicados debajo de la línea es Información recopilada por la EEM (Electric Motors Manufacturers). En ambos casos los valores son conservadores ya que algunos motores y rodamientos pueden permitir el uso de poleas de menor diámetro. Consulte al fabricante del motor.

PRECAUCIÓN

NO UTILICE POLEAS EN EXISTENCIA EN EQUIPOS COMO DESCORTEZADORAS, ASTILLADORAS, QUEBRADORAS O EQUIPOS SUJETOS A CARGAS DE IMPACTO SEVERO. CONSULTE A *Martin* PARA ESTAS APLICACIONES.

3V Selección de Transmisión en Existencia



Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda								Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz		1750 RPM Motriz		1160 RPM Motriz		870 RPM Motriz								
	Motriz D.E.	Impuls. D.E.	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Designación de Largo de Banda 3VX						
											250	300	355	400	450	500	560
1.46	4.12	6.00	2394	8.73	1197	4.87	793	3.99	595	2.61	—	7.0	9.8	12.0	14.5	17.0	20.0
1.46	4.75	6.90	2401	10.50	1201	5.90	796	4.10	597	3.16	—	—	8.5	10.8	13.3	15.8	18.8
1.47	2.50	3.65	2382	3.80	1191	2.14	789	1.50	592	1.17	7.6	10.2	12.9	15.2	17.7	20.2	23.2
1.48	2.80	4.12	2365	4.75	1182	2.66	784	1.86	588	1.44	7.0	9.5	12.3	14.6	17.1	19.6	22.6
1.50	3.35	5.00	2333	6.46	1167	3.60	773	2.50	580	1.94	5.9	8.4	11.2	13.4	15.9	18.4	21.4
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.81	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97
1.51	3.00	4.50	2320	5.39	1160	3.01	769	2.10	577	1.63	6.6	9.1	11.8	14.1	16.6	19.1	22.1
1.51	5.30	8.00	2311	11.99	1156	6.79	766	4.72	575	3.64	—	—	9.5	12.0	14.5	17.5	17.5
1.52	3.15	4.75	2309	5.86	1154	3.26	765	2.27	574	1.76	6.2	8.8	11.5	13.8	16.3	18.8	21.8
1.53	2.20	3.35	2280	2.84	1140	1.63	756	1.15	567	0.90	8.1	10.6	13.4	15.6	18.1	20.6	23.6
1.54	3.65	5.60	2270	7.38	1135	4.11	752	2.85	564	2.21	—	7.7	10.4	12.7	15.2	17.7	20.7
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.81	0.85	0.88	0.90	0.93	0.95	0.97
1.54	4.50	6.90	2274	9.83	1137	5.51	754	3.82	565	2.95	—	—	8.7	11.0	13.5	16.0	19.0
1.54	6.90	10.60	2273	15.81	1136	9.27	753	6.47	565	5.00	—	—	—	—	—	11.1	14.1
1.57	2.35	3.65	2236	3.34	1118	1.89	741	1.33	556	1.04	7.8	10.3	13.0	15.3	17.8	20.3	23.3
1.57	2.65	4.12	2236	4.30	1118	2.41	741	1.69	556	1.31	7.1	9.7	12.4	14.7	17.2	19.7	22.7
1.58	4.12	6.50	2209	8.76	1104	4.89	732	3.40	549	2.62	—	—	9.3	11.6	14.1	16.6	19.6
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.81	0.85	0.88	0.91	0.93	0.95	0.97
1.59	3.00	4.50	2197	5.41	1098	3.01	728	2.10	546	1.63	6.4	8.9	11.6	13.9	16.4	18.9	21.9
1.59	3.35	5.30	2200	6.48	1100	3.61	729	2.51	547	1.94	—	8.1	10.9	13.2	15.7	18.2	21.2
1.60	3.15	5.00	2192	5.87	1096	3.27	726	2.28	545	1.77	6.0	8.5	11.3	13.6	16.1	18.6	21.6
1.61	5.00	8.00	2179	11.22	1090	6.32	722	4.39	542	3.39	—	—	9.7	12.2	14.7	17.7	17.7
1.62	2.80	4.50	2163	4.79	1081	2.68	717	1.87	538	1.45	6.7	9.2	12.0	14.2	16.7	19.2	22.3
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.80	0.84	0.88	0.90	0.93	0.95	0.97
1.64	6.50	10.60	2140	14.95	1070	8.67	709	6.04	532	4.67	—	—	—	—	—	11.4	14.4
1.65	3.65	6.00	2118	7.40	1059	4.12	702	2.86	526	2.21	—	7.3	10.1	12.4	14.9	17.4	20.4
1.66	2.50	4.12	2107	3.84	1053	2.16	698	1.52	524	1.18	7.3	9.8	12.5	14.8	17.3	19.8	22.8
1.67	2.20	3.65	2090	2.87	1045	1.64	693	1.16	520	0.91	7.9	10.4	13.1	15.4	17.9	20.4	23.4
1.68	3.00	5.00	2086	5.42	1043	3.02	691	2.11	518	1.63	6.1	8.7	11.4	13.7	16.2	18.7	21.7

En las siguientes tablas encontrará las dimensiones de las poleas *Martin* para buje QD. El tipo de la polea se indica con una letra seguida por un número que a su vez muestra el tipo de construcción de la polea de acuerdo con los dibujos que están en la página siguiente.

Dimensiones en pulgadas, peso en libras

1 Ranura* F = 1/16											2 Ranuras F = 1/32										
No. de Parte	Diámetro		Tipo	Buje	Barreno Máximo del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	Peso sin Buje	No. de Parte	Tipo	Buje	Barreno Máximo del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	Peso sin Buje		
	DE	Paso 3V																			
1 3V 220 JA	2.20	2.15	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	.7	2 3V 220 JA	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	.9		
1 3V 235 JA	2.35	2.30	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	.8	2 3V 235 JA	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.0		
1 3V 250 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	.8	2 3V 250 JA	E-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.2		
1 3V 265 JA	2.65	2.60	C-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	0	.9	2 3V 265 JA	D-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.3		
1 3V 280 JA	2.80	2.75	C-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	0	.9	2 3V 280 JA	D-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.4		
1 3V 300 JA	3.00	2.95	C-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	0	1.0	2 3V 300 JA	D-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.6		
1 3V 315 JA	3.15	3.10	C-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	0	1.0	2 3V 315 JA	D-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	1.8		
1 3V 335 JA	3.35	3.30	C-1	JA	1/16	3/16	3/16	1 1/8	0	1.1	2 3V 335 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	2.0		
1 3V 365 SH	3.65	3.60	D-1	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	1.3	2 3V 365 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	2.4		
1 3V 412 SH	4.12	4.07	D-1	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	1.7	2 3V 412 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	2.7		
1 3V 450 SH	4.50	4.45	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	2.1	2 3V 450 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	2.9		
1 3V 475 SH	4.75	4.70	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	2.5	2 3V 475 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	3.1		
1 3V 500 SH	5.00	4.95	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	2.8	2 3V 500 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	3.6		
1 3V 530 SH	5.30	5.25	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	3.2	2 3V 530 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	4.5		
1 3V 560 SH	5.60	5.55	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	3.2	2 3V 560 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	5.0		
1 3V 600 SH	6.00	5.95	D-2	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	3.5	2 3V 600 SH	D-1	SH	1 1/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	5.5		
1 3V 650 SH	6.50	6.45	D-3	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	3.9	2 3V 650 SDS	D-3	SDS	2	3/16	3/16	1 1/8	3/16	5.8		
1 3V 690 SH	6.90	6.85	D-3	SH	1 1/16	3/16	0	1 1/8	3/16	4.5	2 3V 690 SDS	D-3	SDS	2	3/16	3/16	1 1/8	3/16	6.6		
1 3V 800 SDS	8.00	7.95	C-3	SDS	2	3/16	0	1 1/8	0	5.5	2 3V 800 SDS	D-3	SDS	2	3/16	3/16	1 1/8	3/16	7.0		
1 3V 1060 SDS	10.60	10.55	C-3	SDS	2	3/16	0	1 1/8	0	8.0	2 3V 1060 SK	C-3	SK	2 3/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	10.0		
1 3V 1400 SK	14.00	13.95	C-3	SK	2 3/16	3/16	0	1 1/8	0	13.5	2 3V 1400 SK	C-3	SK	2 3/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	16.0		
1 3V 1900 SK	19.00	18.95	C-3	SK	2 3/16	3/16	0	1 1/8	0	17.0	2 3V 1900 SK	C-3	SK	2 3/16	3/16	3/16	1 1/8	3/16	25.0		
	25.00	24.95									2 3V 2500 SF	C-3	SF	2 3/16	3/16	3/16	2 1/8	3/16	28.0		

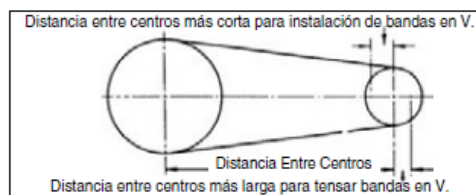
* F = 3/16" para la polea 1 3V 800 SDS y para la 1 3V 1060 SDS, F = 1/8" para la polea 1 3V 1400 SK y para la 1 3V 1900 SK
 * Las dimensiones E y M son nominales, pueden variar dependiendo de las tolerancias en los ejes. Las poleas tipo E están barrenadas para montaje reverso.

Instalación - Tensado de Transmisiones en V

Tabla 12 — Fuerza de Deflexión de la Banda

Sección de Banda-V	Diámetro de la Polea Pequeña	RPM	Fuerza de Deflexión de la Banda			
			A, B, C, D		AX, BX, CX	
			Normal	1½ x Normal	Normal	1½ x Normal
A	3.0-3.6	1000-2500	3.7	5.5	4.1	6.1
		2501-4000	2.8	4.2	3.4	5.0
	3.8-4.8	1000-2500	4.5	6.8	5.0	7.4
2501-4000		3.8	5.7	4.3	6.4	
5.0-7.0	1000-2500	5.4	8.0	5.7	9.4	
	2501-4000	4.7	7.0	5.1	7.6	
B	3.4-4.2	860-2500			4.9	7.2
		2501-4000			4.2	6.2
	4.4-5.6	860-2500	5.3	7.9	7.1	10.5
2501-4000		4.5	6.7	7.1	9.1	
5.8-8.6	860-2500	6.3	9.4	8.5	12.6	
	2501-4000	6.0	8.9	7.3	10.9	
C	7.0-9.0	500-1740	11.5	17.0	14.7	21.8
		1741-3000	9.4	13.8	11.9	17.5
9.5-16.0	500-1740	14.1	21.0	15.9	23.5	
	1741-3000	12.5	18.5	14.6	21.6	
D	12.0-16.0	200-850	24.9	37.0		
		851-1500	21.2	31.3		
	18.0-20.0	200-850	30.4	45.2		
		851-1500	25.6	38.0		

Sección de Banda-V	Diámetro de la Polea Pequeña	RPM	Fuerza de Deflexión de la Banda			
			3V, 5V, 8V		3VX, 5VX	
			Normal	1½ x Normal	Normal	1½ x Normal
3V	2.2-2.4	1000-2500			3.3	4.9
		2501-4000			2.9	4.3
	2.65-3.65	1000-2500	3.6	5.1	4.2	6.2
2501-4000		3.0	4.4	3.8	5.6	
4.12-6.90	1000-2500	4.9	7.3	5.3	7.9	
	2501-4000	4.4	6.6	4.9	7.3	
5V	4.4-6.7	500-1749			10.2	15.2
		1750-3000			8.8	13.2
		3001-4000			5.6	8.5
7.1-10.9	500-1740	1741-3000	12.7	18.9	14.8	22.1
		1741-3000	11.2	16.7	13.7	20.1
	11.8-16.0	500-1740	15.5	23.4	17.1	25.5
	1741-3000	14.6	21.8	16.8	25.0	
8V	12.5-17.0	200-850	33.0	49.3		
		851-1500	26.8	39.9		
	18.0-22.4	200-850	39.6	59.2		
851-1500		35.3	52.7			


Tabla 17-15

Factores de servicio sugeridos K_s para transmisiones de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Tabla 17-16

Algunos parámetros de bandas en V*

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Tabla 17-17

Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V

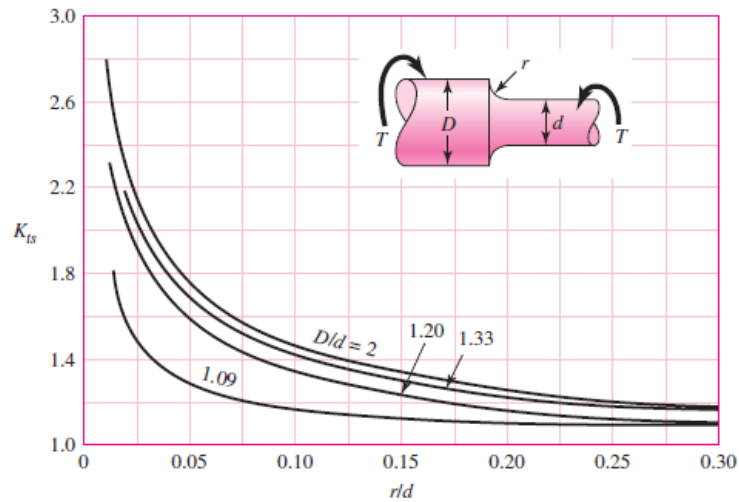
Fuente: M. E. Spotts, *Design of Machine Elements*, 6a. ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, 1985.

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Anexo 3 del Diseño de Eje conectado al motor principal

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

**Figura A-15-9**

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.

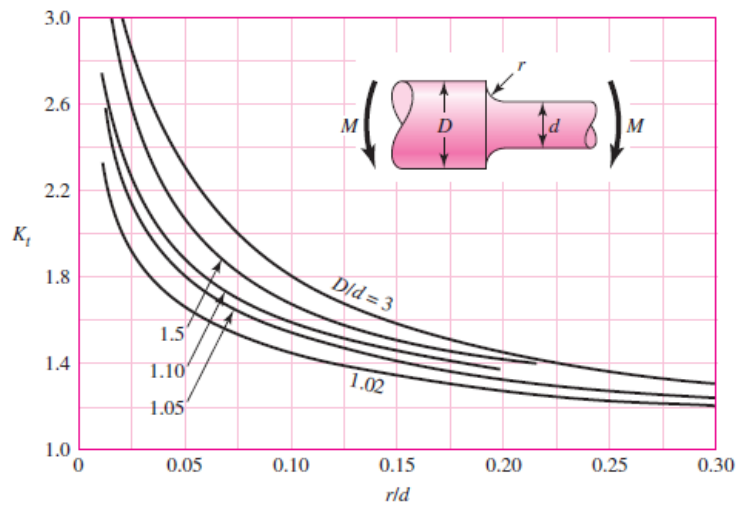
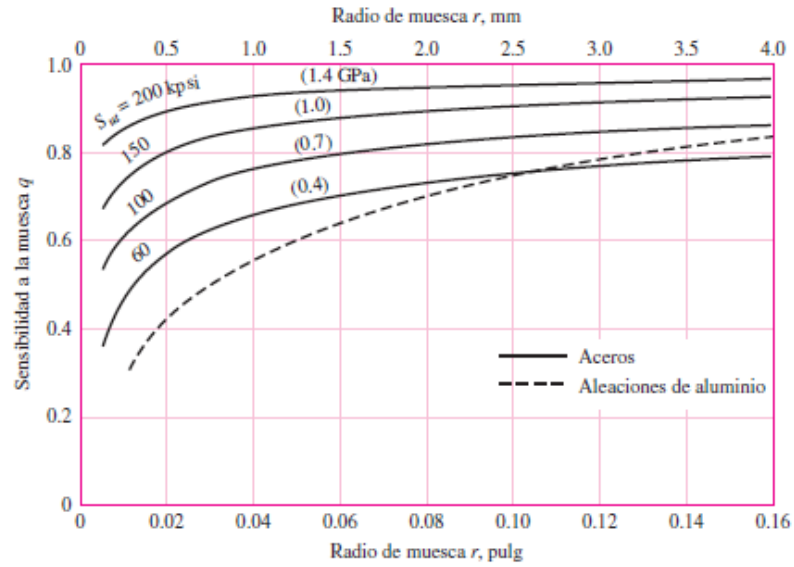
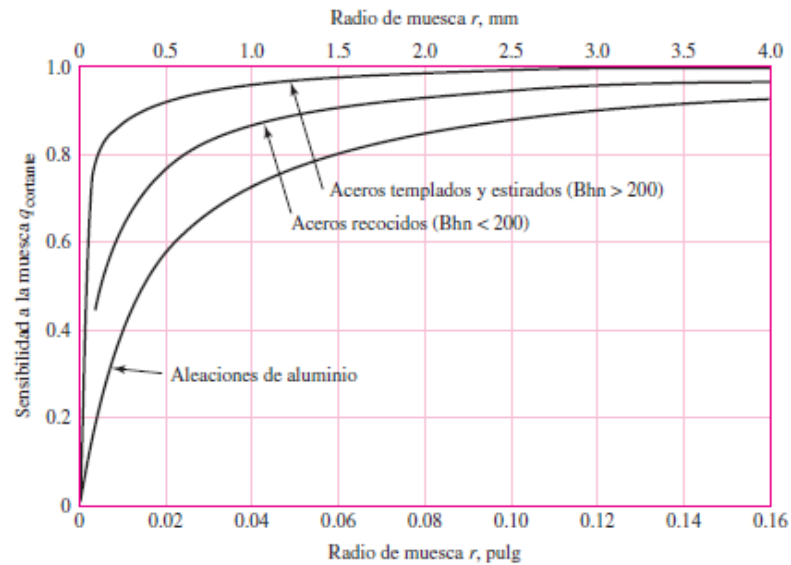


Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), *Metal Fatigue*, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

**Figura 6-21**

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de $q_{\text{constante}}$ correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



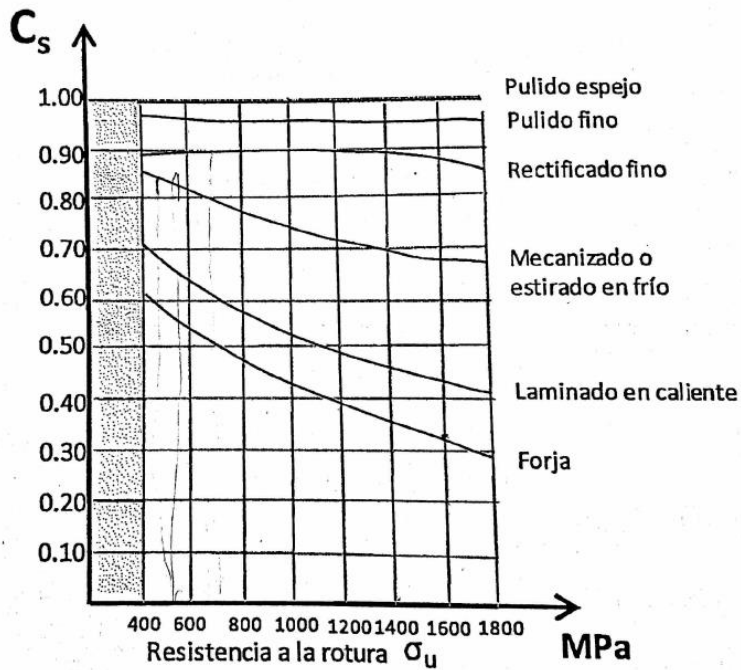


Figura 14. Valores de c_s .

Z	0.0	0.1	0.2	0.4	1.0	2.0	2.5	3.0	3.5	3.7
R	0.5	0.5398	0.5793	0.6554	0.8413	0.9773	0.9938	0.9987	0.9998	0.9999

Tabla 2. Valores de Z para calcular c_s .

SUPERFICIE	PULIDA	MECANIZADA	LAMINADA	FORJADA
Y	0.04-0.22	0.25	0.25-0.5	1.0-2.0

a)

SUPERFICIE	EJES DE ACERO	PULIDO/MECANIZADO	MAGNESIO	ALUMINIO	FUNDICION DE HIERRO
Y	0.2-0.8	0.06-0.5	0.5	0.2-0.3	0.2-1.93

b)

Tabla 3. Valores de Y para calcular c_m : a) para operaciones de granallado b) para operaciones de laminado superficial.

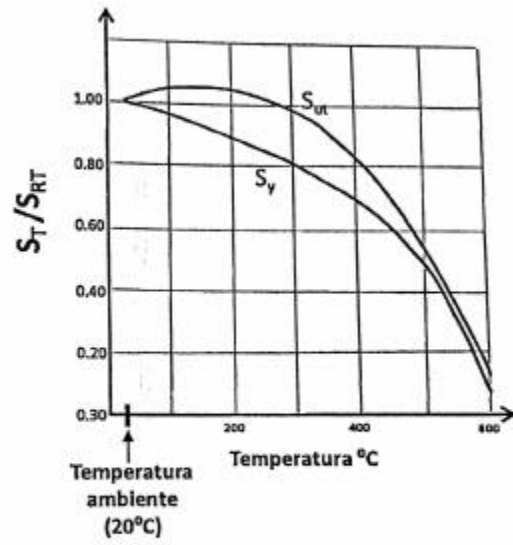


Figura 15. Variación de σ_{yp} y σ_u con la temperatura.

Anexos 4 de la Selección de Rodamientos

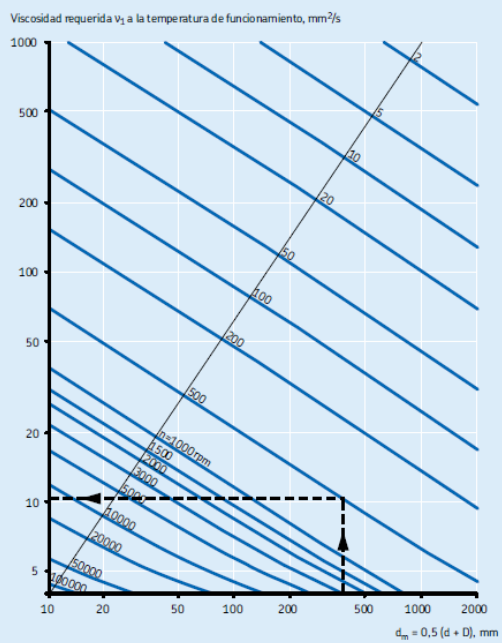


SNL 205

Productos adecuados

Rodamiento (designación básica)	1205
Tuerca de fijación	KM 5
Arandela de fijación	MB 5
Anillo de fijación	2 x FRB 5/52

Diagrama 5

Estimación de la viscosidad cinética mínima ν_1 a la temperatura de funcionamiento

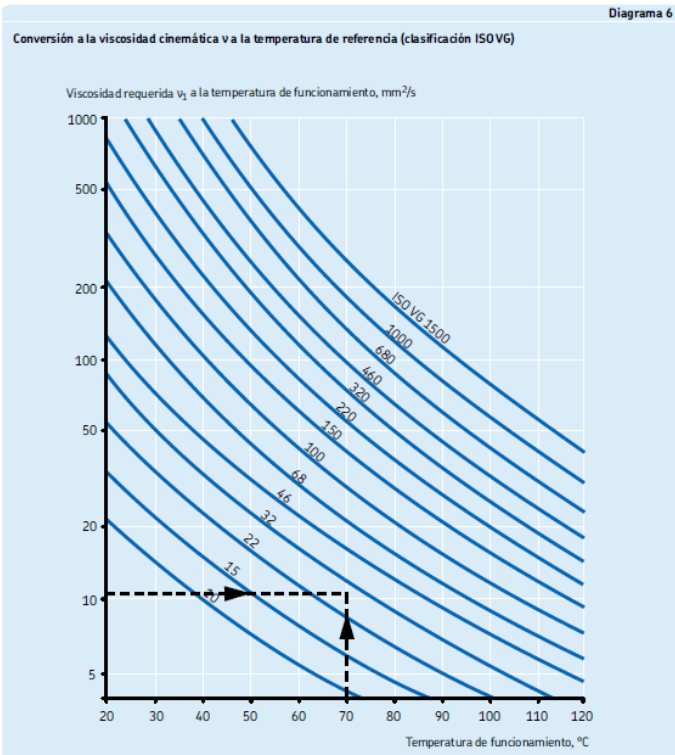


Tabla 4

Condición	Valores orientativos para el factor η_c para distintos niveles de contaminación	
	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro $d_m < 100 \text{ mm}$	Factor η_c ¹⁾ para rodamientos con diámetro $d_m \geq 100 \text{ mm}$
Muy limpio Tamaño de partículas del orden del espesor de la película lubricante Condiciones de laboratorio	1	1
Limpio Aceite filtrado a través de un filtro extremadamente fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados y obturados de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Normal Aceite filtrado a través de un filtro fino Condiciones típicas de los rodamientos engrasados de por vida y con placas de protección	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera Lubricante ligeramente contaminado	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica Condiciones típicas de los rodamientos sin obturaciones integradas, filtros de paso grueso, partículas de desgaste y entrada de partículas desde el entorno	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa Entorno del rodamiento muy contaminado y disposición no obturada adecuadamente	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa Bajo condiciones de contaminación extrema los valores de η_c pueden estar fuera de la escala resultando en un reducción más severa de la vida que la predicha por la ecuación L_{lim}	0	0

¹⁾ La escala para η_c se refiere sólo a contaminantes sólidos típicos. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no está incluida. En caso de contaminación muy severa ($\eta_c = 0$), el fallo será causado por el desgaste, la vida útil del rodamiento puede ser más corta que la vida nominal.

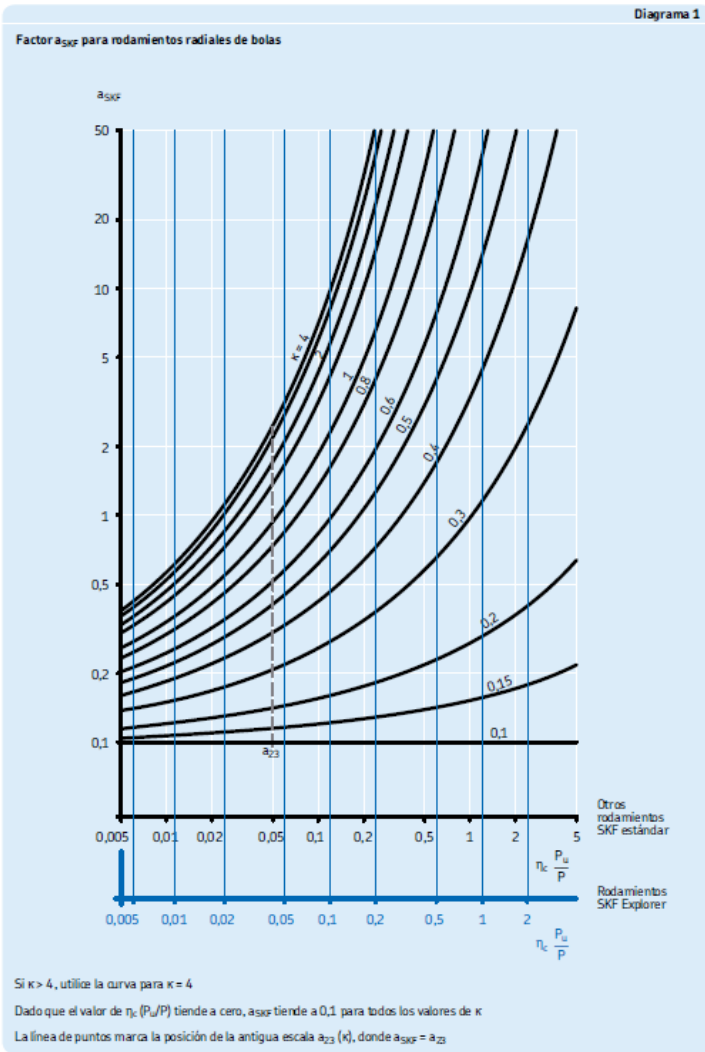


Tabla 1

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Anexos 5 de la Placa soporte del motor principal

Peso Aproximado en Kilos de Placa de Acero A-36 (AAMSA)								
Medidas		1"	15/16"	7/8"	13/16"	3/4	11/16"	5/8"
		25.4	23.8	22.2	20.6	19.1	17.5	15.9
pies	metros	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
3' x 6'	(.914 x 1.83)	333	312	291	271	250	229	208
3' x 8'	(.914 x 2.44)	444	416	389	361	333	305	278
3' x 10'	(.914 x 3.05)	555	521	486	451	416	382	347
4' x 8'	(1.22 x 2.44)	592	555	518	481	444	407	370
4' x 10'	(1.22 x 3.05)	740	694	648	601	555	509	463
4' x 12'	(1.22 x 3.66)	888	833	777	722	666	611	555
5' x 10'	(1.52 x 3.05)	925	868	810	752	694	636	578
5' x 15'	(1.52 x 4.57)	1388	1301	1215	1128	1011	954	868
5' x 20'	(1.52 x 6.10)	1851	1735	1619	1504	1388	1272	1157
6' x 12'	(1.83 x 3.66)	1333	1249	1166	1083	999	916	833
6' x 18'	(1.83 x 5.49)	1999	1874	1749	1624	1499	1374	1249
6' x 20'	(1.83 x 6.10)	2221	2082	1943	1804	1666	1527	1388
Kilos por m ²		199.21	186.75	174.31	161.85	149.41	136.96	124.51

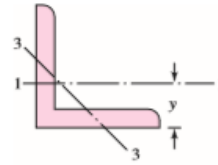
Peso Aproximado en Kilos de Placa de Acero A-36 (AAMSA)								
Medidas		9/16"	1/2"	7/16"	3/8"	5/16"	1/4"	3/16"
		14.3	12.7	11.1	9.5	7.9	6.4	4.8
pies	metros	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
3' x 6'	(.914 x 1.83)	187	167	146	125	104	83	62
3' x 8'	(.914 x 2.44)	250	222	194	167	139	111	83
3' x 10'	(.914 x 3.05)	312	278	243	208	173	139	104
4' x 8'	(1.22 x 2.44)	333	296	259	222	185	148	111
4' x 10'	(1.22 x 3.05)	416	370	324	278	231	185	139
4' x 12'	(1.22 x 3.66)	500	444	389	333	278	222	167
5' x 10'	(1.52 x 3.05)	521	463	405	347	289	231	174
5' x 15'	(1.52 x 4.57)	781	694	607	521	434	347	260
5' x 20'	(1.52 x 6.10)	1041	925	810	694	578	463	347
6' x 12'	(1.83 x 3.66)	750	666	583	500	416	333	250
6' x 18'	(1.83 x 5.49)	1124	999	874	750	625	500	375
6' x 20'	(1.83 x 6.10)	1249	1110	972	833	694	555	416
Kilos por m ²		112.06	99.61	87.15	74.70	62.25	49.80	37.35
Kilos por pie ²		10.410	9.253	8.097	6.940	5.793	4.627	3.47

Anexos 6 de la selección de Ángulos del soporte

Tabla A-6

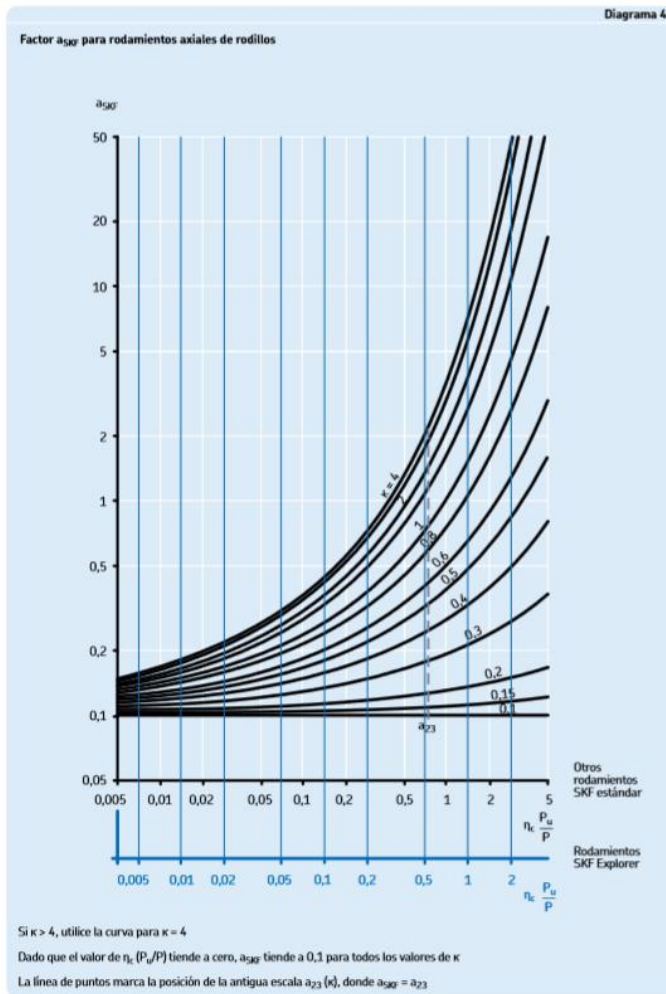
Propiedades de ángulos de acero estructural*†

w = peso por pie, lbf/ft
 m = masa por metro, kg/m
 A = área, pulg² (cm²)
 I = segundo momento de área, pulg⁴ (cm⁴)
 k = radio de giro, pulg (cm)
 y = distancia centroidal, pulg (cm)
 Z = módulo de sección, pulg³ (cm³)



Tamaño, pulg	w	A	I_{1-1}	k_{1-1}	Z_{1-1}	y	k_{3-3}
$1 \times 1 \times \frac{1}{8}$	0.80	0.234	0.021	0.298	0.029	0.290	0.191
$\times \frac{1}{4}$	1.49	0.437	0.036	0.287	0.054	0.336	0.193
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$	1.23	0.36	0.074	0.45	0.068	0.41	0.29
$\times \frac{1}{4}$	2.34	0.69	0.135	0.44	0.130	0.46	0.29
$2 \times 2 \times \frac{1}{8}$	1.65	0.484	0.190	0.626	0.131	0.546	0.398
$\times \frac{1}{4}$	3.19	0.938	0.348	0.609	0.247	0.592	0.391
$\times \frac{3}{8}$	4.7	1.36	0.479	0.594	0.351	0.636	0.389
$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	4.1	1.19	0.703	0.769	0.394	0.717	0.491
$\times \frac{3}{8}$	5.9	1.73	0.984	0.753	0.566	0.762	0.487
$3 \times 3 \times \frac{1}{4}$	4.9	1.44	1.24	0.930	0.577	0.842	0.592
$\times \frac{3}{8}$	7.2	2.11	1.76	0.913	0.833	0.888	0.587
$\times \frac{1}{2}$	9.4	2.75	2.22	0.898	1.07	0.932	0.584
$3\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	5.8	1.69	2.01	1.09	0.794	0.968	0.694
$\times \frac{3}{8}$	8.5	2.48	2.87	1.07	1.15	1.01	0.687
$\times \frac{1}{2}$	11.1	3.25	3.64	1.06	1.49	1.06	0.683
$4 \times 4 \times \frac{1}{4}$	6.6	1.94	3.04	1.25	1.05	1.09	0.795
$\times \frac{3}{8}$	9.8	2.86	4.36	1.23	1.52	1.14	0.788
$\times \frac{1}{2}$	12.8	3.75	5.56	1.22	1.97	1.18	0.782
$\times \frac{5}{8}$	15.7	4.61	6.66	1.20	2.40	1.23	0.779
$6 \times 6 \times \frac{3}{8}$	14.9	4.36	15.4	1.88	3.53	1.64	1.19
$\times \frac{1}{2}$	19.6	5.75	19.9	1.86	4.61	1.68	1.18
$\times \frac{5}{8}$	24.2	7.11	24.2	1.84	5.66	1.73	1.18
$\times \frac{3}{4}$	28.7	8.44	28.2	1.83	6.66	1.78	1.17

Anexo 7 de Placa Superior.



Anexo 8 de la Selección de Tuercas.

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras A_T (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¼	2 ¼
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

La longitud roscada de los tornillos UNS está dada por $L_r = 2d + 0.25$ in, si la longitud total, L_{Tb} , es menor o igual a 6 in, y por $L_r = 2d + 0.50$ in, si L_{Tb} es mayor de 6 in.

Tabla 8.3 Especificaciones SAE para pernos UNS de acero.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_v (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Parámetros para el cálculo de la constante elástica de las partes a unir. Modificada de [6].

Material	E (GPa)	ν	a	b
Acero	207	0.29	0.7872	0.6287
Aluminio	72	0.33	0.7967	0.6382
Cobre	121	0.33	0.7957	0.6355
Hierro fundido gris	~100	0.21	0.7787	0.6162

Anexo 9 del Diseño del Brazo.

Tubo mecánico CED 40

Diámetro Nominal pulg – mm	Diámetro Exterior pulg – mm	Diámetro Interior pulg – mm	Espesor Calibre – mm	Peso Kg/m	Largo m
1 – 25.40	1.315 – 33.40	1.049 – 26.64	C10 – 3.43	2.50	6.00
1 1/4 – 31.75	1.660 – 42.16	1.380 – 35.05	C10 – 3.43	3.39	6.00
1 1/2 – 38.10	1.900 – 48.26	1.610 – 40.89	C09 – 3.81	4.05	6.00
2 – 50.80	2.375 – 60.33	2.067 – 52.50	C09 – 3.81	5.44	6.00
2 1/2 – 63.50	2.875 – 73.03	2.469 – 62.71	3/16" – 4.76	8.63	6.10
3 – 76.20	3.500 – 88.90	3.068 – 77.93	C04 – 5.71	11.29	6.10
4 – 101.60	4.500 – 114.30	4.026 – 102.26	C04 – 5.71	16.07	6.10
6 – 152.40	6.625 – 168.28	6.065 – 154.05	0.280 – 7.11	28.24	6.10

Anexo 10 del Diseño de sinfín para rotación de Brazo.

Tabla 15-2

Factores de sobrecarga

 K_o (K_A)Fuente: ANSI/AGMA
2003-B97.

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

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

Anexo 11: Corredora del Brazo

Table 6

Factor c_1 for reliability

Reliability %	L_{ns}	c_1
90	L_{10s}	1
95	L_{5s}	0,62
96	L_{4s}	0,53
97	L_{3s}	0,44
98	L_{2s}	0,33
99	L_{1s}	0,21

Diagram 2

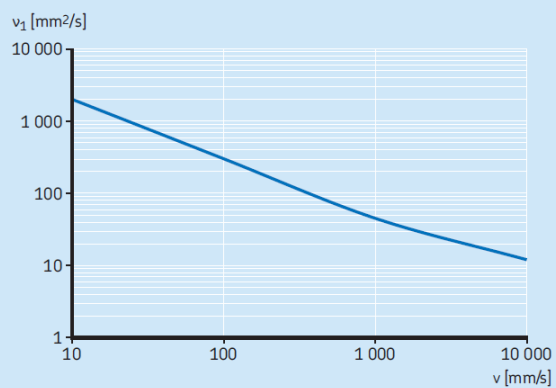
Determining the requisite minimum viscosity ν_1 

Diagram 3

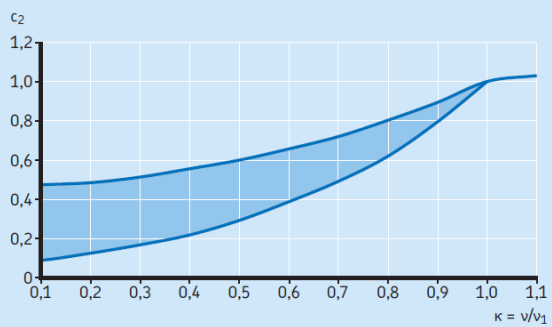
Determining factor c_2 for operating conditions

Table 9

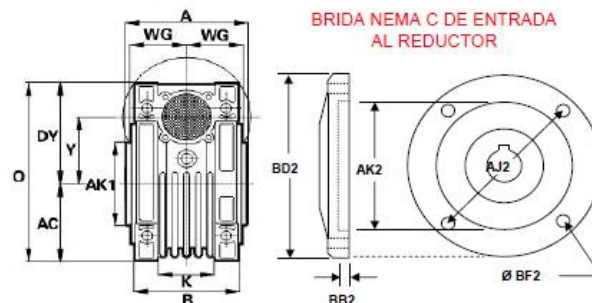
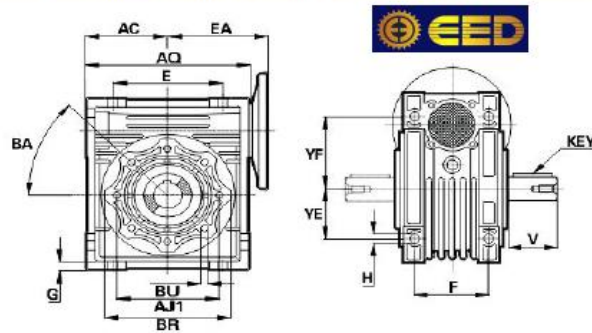
Factor f_s depending on the ratio l_3/L_2

l_3/L_2	f_s
1,0	1,0
0,9	0,91
0,8	0,82
0,7	0,73
0,6	0,63
0,5	0,54
0,4	0,44
0,3	0,34
0,2	0,23

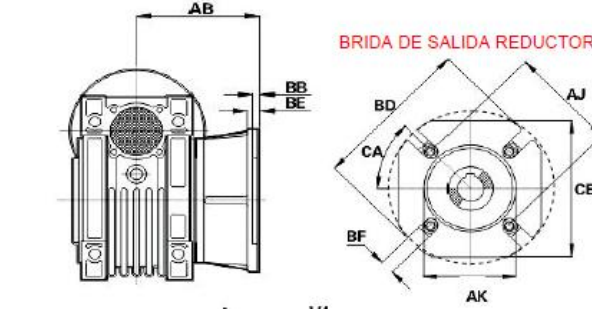
Anexo 12: Selección de motorreductor

Dim mm	TAMAÑO D	
	40	50
A	78	92
AB	F 97 FC 67	F 120 FC 90
AC	50	60
AJ	Φ 75	Φ 85
AJ1	75	85
AK	Φ 60	Φ 70
AK1	60 h8	70 h8
AQ	100	120
B	71	85
B2	164	199
BA	45°	45°
BB	4	5
BD	Φ 110	Φ 125
BE	7	9
BF	9	11
BR	87	100
BU	M6x10 (n.4)	M8x10 (n.4)
CA	45°	45°
CE	95	110
DY	71.5	84
E	70	80
EA		90
EA1	60	74
F	60	70
G	6.5	7
H	7	8.5
I	100	100
IA	31.5	38.5
IL	10	10
IR	18	18
IW	14	14
K	43	49
O	121.5	144
R	20.5	28
RB	12.5	16
S	6	8
SB	4	5
U	18 h6	25 h6
UB	11 j6	14 j6
V	40	50
VA	43	53.5
VB	26	30
VN	23	30
Y	40	50
YE	35	40
YF	55	64
WG	36.5	43.5

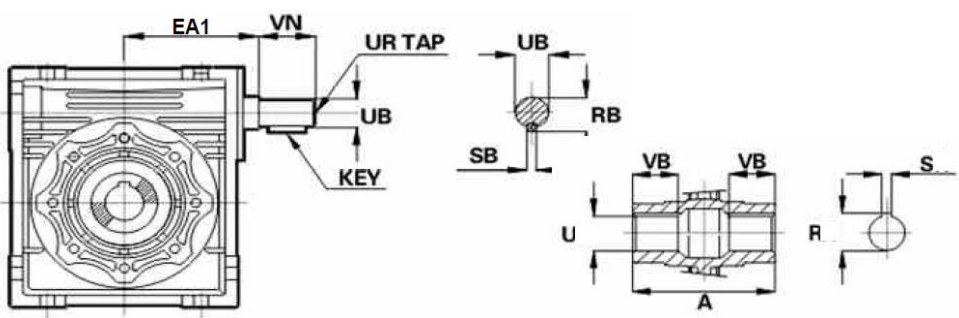
DIMENSIONES GENERALES REDUCTORES SIMPLE REDUCCION



BRIDA NEMA C DE ENTRADA AL REDUCTOR



BRIDA DE SALIDA REDUCTOR



Anexo 13: Selección de Viga principal



VIGA I.P.R.							
Dimensiones pulgadas	Peso		Dimensiones (mm)				
	lb/pie	kg/m	h	b	hi	tw	tf
4" X 4"	13.00	18.30	105.00	103	88.00	7.10	6.80
5" X 5"	16.00	23.80	127.00	127	109.00	8.10	8.10
	19.00	26.10	131.00	128	109.00	8.90	10.80
6" X 4"	9.00	13.40	150.00	100	138.00	4.30	5.50
	12.00	17.90	153.00	102	138.00	5.80	7.10
6" X 6"	18.00	23.80	180.00	102	138.00	8.90	10.30
	19.00	22.30	182.00	152	138.00	5.80	6.80
8" X 6"	20.00	29.80	157.00	153	138.00	8.90	9.30
	25.00	37.20	182.00	154	138.00	8.10	11.60
8" X 4"	10.00	14.90	200.00	100	190.00	4.30	5.20
	13.00	19.30	203.00	102	190.00	5.80	6.50
8" X 5 1/4"	15.00	22.30	205.00	102	190.00	5.20	6.00
	14.00	20.80	203.00	133	190.00	5.00	6.40
8" X 5 1/2"	18.00	26.80	207.00	133	190.00	5.80	6.40
	21.00	31.30	210.00	134	190.00	5.40	10.20
8" X 6 1/2"	24.00	35.70	201.00	165	181.00	6.20	10.20
	28.00	41.70	205.00	166	181.00	7.20	11.80
8" X 8"	31.00	46.10	203.00	203	181.00	7.20	11.00
	35.00	52.10	208.00	204	181.00	7.90	12.80
8" X 8"	40.00	58.50	210.00	205	182.00	8.10	14.20
	48.00	71.40	215.00	206	181.00	10.20	17.40
8" X 8"	58.00	86.30	222.00	209	181.00	11.00	20.80
	67.00	99.70	225.00	210	182.00	14.50	23.70
10" X 4"	12.00	17.90	251.00	101	240.00	4.80	5.30
	15.00	22.30	254.00	102	240.00	5.80	6.90
10" X 4"	17.00	25.30	257.00	102	240.00	6.10	8.40
	19.00	28.30	260.00	102	240.00	6.40	10.00
10" X 5 3/4"	16.00	23.80	253.00	145	240.00	5.00	6.40
	22.00	32.70	258.00	146	240.00	6.10	8.10
10" X 5 3/4"	28.00	38.70	262.00	147	240.00	6.90	11.20
	30.00	44.60	265.00	148	240.00	7.60	13.00
10" X 8"	33.00	49.10	247.00	202	225.00	7.40	11.00
	39.00	58.00	252.00	203	225.00	8.00	13.50
10" X 8"	45.00	67.00	257.00	204	225.00	8.90	15.70
	49.00	72.90	253.00	254	225.00	8.90	14.20
10" X 10"	54.00	80.40	258.00	255	225.00	9.40	15.80
	60.00	89.30	260.00	256	225.00	10.70	17.30
10" X 10"	68.00	101.20	264.00	257	225.00	11.90	19.60
	77.00	114.60	269.00	258	225.00	13.50	22.10
10" X 10"	88.00	131.00	275.00	261	225.00	15.40	25.10
	100.00	148.80	282.00	263	225.00	17.30	28.40
10" X 10"	112.00	166.70	289.00	265	225.00	19.20	31.80
	14.00	20.80	303.00	101	296.00	5.10	5.70
12" X 4"	16.00	23.80	303.00	101	296.00	5.10	5.70
	19.00	28.30	309.00	102	291.00	6.00	6.90
12" X 4"	22.00	32.70	313.00	102	291.00	6.90	10.60
	21.00	31.30	306.00	164	281.00	5.00	7.40
12" X 6 1/2"	26.00	38.70	310.00	165	291.00	5.80	9.70
	30.00	44.60	313.00	166	291.00	6.90	11.20
12" X 6 1/2"	35.00	52.10	317.00	167	291.00	7.60	13.20
	40.00	59.50	323.00	203	277.00	7.60	15.10
12" X 8"	45.00	67.00	306.00	204	277.00	8.50	14.60
	50.00	74.40	310.00	205	277.00	9.40	16.30
12" X 10"	53.00	78.90	306.00	254	277.00	8.60	14.60
	58.00	86.30	310.00	254	277.00	9.10	16.30
12" X 10"	65.00	96.76	308.00	305	277.00	9.90	15.40
	72.00	107.10	311.00	306	277.00	10.90	17.00
12" X 12"	79.00	117.60	314.00	307	277.00	11.90	18.70
	87.00	129.50	318.00	308	277.00	13.10	20.60
12" X 12"	96.00	142.90	323.00	309	277.00	14.00	22.90
	105.00	157.70	327.00	310	277.00	15.50	25.10
12" X 12"	120.00	178.60	333.00	313	277.00	18.00	28.10
	136.00	202.37	341.00	315	277.00	20.10	31.80
12" X 12 1/2"	152.00	226.20	348.00	317	277.00	22.10	35.60
	170.00	253.00	356.00	319	277.00	24.40	39.60
12" X 12 1/2"	190.00	282.90	363.00	322	277.00	26.90	44.10
	210.00	312.80	374.00	325	277.00	30.00	48.30
12" X 12 1/2"	230.00	342.30	382.00	328	277.00	32.60	52.60
	252.00	375.00	391.00	330	277.00	35.43	57.20
12" X 12 1/2"	279.00	415.20	403.00	334	277.00	38.88	62.70
	305.00	453.90	415.00	336	277.00	41.28	68.70
12" X 12 1/2"	338.00	500.00	427.00	340	277.00	45.09	75.10
	22.00	32.70	348.00	127	338.00	5.60	6.90
14" X 5"	29.00	38.70	353.00	128	332.00	6.90	10.70
	30.00	44.60	352.00	171	332.00	6.90	8.80
14" X 6 3/4"	34.00	50.60	355.00	171	332.00	7.20	11.60
	38.00	56.60	358.00	172	332.00	7.90	13.10
14" X 8"	43.00	64.00	347.00	203	320.00	7.70	13.50
	48.00	71.40	350.00	204	320.00	8.60	15.10
14" X 8"	53.00	78.90	354.00	205	320.00	9.40	16.80
	61.00	90.90	363.00	254	320.00	9.90	18.40
14" X 10"	68.00	101.20	357.00	255	320.00	10.90	18.30
	74.00	110.10	360.00	256	320.00	11.40	19.90
82.00	122.00	363.00	257	320.00	13.00	21.70	

