

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA



“DISEÑO DE UN MÓDULO MECÁNICO DE ENSEÑANZA MULTIUSO”

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO

GRIMALDO GRANDEZ MARIN

PROMOCIÓN 1988-II

LIMA-PERU

DISEÑO DE UN MÓDULO MECÁNICO DE ENSEÑANZA MULTIUSO

INDICE

PROLOGO

CAPITULO I

1. INTRODUCCIÓN	Página
1.1 Antecedentes.....	8
1.2 Objetivo.....	9

CAPITULO II

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	
2.1 Generalidades.....	10
2.2 Alcance del Proyecto.....	12
2.3 Justificación del Proyecto.....	12

CAPITULO III

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y TÉCNICOS	
3.1 Conceptos generales.....	13
3.2 Consideraciones mecánicas.....	18
3.3 Tipo de materiales a utilizar.....	20
3.3.1 Materiales de diseño del módulo.....	27
3.4 Descripción de componentes y elementos mecánicos.....	30
3.4.1 Elementos de fijación	30

3.4.2 Elementos de transmisión de potencia.....	33
3.4.3 Máquinas herramientas.....	40
3.5 Descripción de componentes eléctricos.....	44

CAPITULO IV

4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES MECÁNICOS

4.1 Introducción.....	48
4.2 Dimensionamiento del módulo.....	51
4.2.1 Ergonomía.....	52
4.2.2 Peligros en las máquinas.....	54
4.3 Diseño de los componentes del sistema de movimiento horizontal ...	61
4.3.1 Cálculo de las dimensiones de la placa del carrito.....	63
4.3.2 Cálculo de los ejes de soporte de placa.....	70
4.3.3 Dimensión del vástago oscilante.....	80
4.3.4 Dimensión del eslabón	84
4.3.5 Cálculo de la longitud de manivela O1 P.....	85
4.3.6 Cálculo de la fuerza necesaria para mover el sistema.....	91
4.3.7 Dimensionamiento del pin eslabón-vástago.....	100
4.3.8 Dimensionamiento de las bocinas del eslabón	101
4.3.9 Dimensionamiento de las orejas del carrito.....	103
4.3.10 Cálculo por aplastamiento en la oreja del carrito.....	105
4.3.11 Cálculo del cordón de soldadura en las orejas.....	108
4.3.12 Cálculo de soldadura en el eslabón.....	110

4.3.13 Cálculo del pin de soporte del vástago	113
4.3.14 Dimensionamiento de la bocina del pin de soporte del vástago..	115
4.3.15 Cálculo del cordón de soldadura de soporte del vástago.....	116
4.4 Diseño de los componentes del sistema de transmisión.....	119.
4.4.1 Rueda y piñón de salida.....	120
4.4.2 Rueda y piñón de entrada.....	142
4.4.3 Diseño de los ejes.....	166
4.4.4 Cálculo de fajas y poleas.....	198
4.4.5 Selección de chumaceras.....	206
4.4.6 Cálculo del cordón de soldadura en los soportes de las Chumaceras.....	211
4.5 Diseño del bastidor.....	217
4.5.1 Cálculo de esfuerzos en los carriles.....	218
4.5.2 Cálculo en el soporte de los carriles.....	223
4.5.3 Ubicación de la viga crítica en la mesa principal.....	228
4.5.4 Cálculo de soldadura del soporte del carril.....	238
4.5.5 Cálculo de soldadura en la viga crítica de la mesa del bastidor.....	241

CAPITULO V

5. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS

5.1 Introducción.....	244
5.2 Dimensiones del panel eléctrico.....	244
5.3 Sistema eléctrico.....	245
5.4 Selección de componentes estándares.....	246

CAPITULO VI

6. EVALUACIÓN ECONÓMICA

6.1 Costos.....	249
-----------------	-----

CONCLUSIONES.....	255
--------------------------	------------

BIBLIOGRAFIA.....	257
--------------------------	------------

ANEXOS

PLANOS

APÉNDICE

PROLOGO

El presente proyecto es la respuesta a la necesidad de contar con un módulo para desarrollar tareas y operaciones que exige el perfil ocupacional del técnico operativo de los estudiantes del Senati Zonal Loreto por el cual se ha optado por el diseño de un módulo mecánico de enseñanza multiuso para que los estudiantes puedan adquirir destrezas y puedan responder en sus puestos de trabajo de manera eficiente.

CAPITULO I

Se explica los objetivos y alcances que tendrá este proyecto de diseño de un módulo mecánico de enseñanza multiuso.

CAPITULO II

Se hace la descripción del proyecto en cuanto a su diseño mecánico y eléctrico explicando la forma en que funcionan. También se sustenta la justificación para llevar a cabo la fabricación posterior de este diseño del módulo mecánico de enseñanza multiuso.

CAPITULO III

Se menciona aspectos teóricos y técnicos importantes que sirven de modelo para el diseño del módulo mecánico.

Se hace referencia a diferentes tipos de módulos de enseñanza que existen, así como la descripción de elementos mecánicos y eléctricos. También se menciona los tipos de materiales que existen y que empleamos para el diseño del proyecto.

CAPITULO IV

Se muestra el dimensionamiento, fórmulas, gráficos y cálculos realizados a cada elemento señalando el método así como selección de algunos componentes mecánicos

CAPITULO V

Se muestra el dimensionamiento del panel eléctrico así como la selección del motor, variador y elementos eléctricos.

CAPITULO VI

Se calcula el costo que tiene el proyecto, describiendo costo de material y fabricación de cada elemento, así como el costo de los componentes seleccionados tanto mecánicos y eléctricos.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

La enseñanza de una carrera técnica operativa de mecánica implica conocimientos tecnológicos para adquirir destrezas en el manejo de herramientas. En la enseñanza actual pocas veces el alumno tiene la posibilidad de estar ante un problema real durante su formación profesional por ello se propone un módulo mecánico de enseñanza multiuso.

El módulo de enseñanza propuesto se utiliza para la instrucción en el montaje y desmontaje de sistemas mecánicos, a fin de que el estudiante adquiera rapidez y destreza.

El estudiante, técnico y profesional debe estar sujeto al cambio continuo de ahí que necesita ser más competente, para lo cual se requiere de un método de entrenamiento real, es así que el módulo diseñado surge como alternativa para el aprendizaje directo y práctico.

Teniendo en cuenta que en los centros tecnológicos no existe este tipo de módulo será de gran utilidad contar con el correspondiente diseño propuesto materia de la presente tesis.

El diseño se concibe de acuerdo al requerimiento de tareas que establece la formación profesional del Perfil Ocupacional del SENATI-LORETO

La necesidad de hacer el diseño del módulo mecánico de enseñanza multiuso es la necesidad de realizar tareas como: cálculos de transmisiones rígidas, estudiar las tolerancias y ajustes en los elementos de máquinas, como respuesta a la necesidad en la enseñanza técnica en el SENATI.

1.1 ANTECEDENTES

En el Perú no existen, sistemas mecánicos como la tratada en la presente tesis. Los centros de estudios tecnológicos contemplan dentro de su diseño curricular temas como montaje y desmontaje de elementos de máquinas, no teniendo donde realizar estas tareas para que el alumno logre destrezas y habilidades en el manejo de herramientas, reconocer elementos de máquinas que integran un sistema mecánico (máquinas, mecanismos).

1.2 OBJETIVOS

Tener una maquina en la que el alumno aprenda a identificar elementos de máquina, pueda realizar tareas y operaciones de montaje y desmontaje. Así como cálculos de transmisión.

Diseñar un módulo mecánico de enseñanza multiuso, para que los estudiantes del SENATI-LORETO realicen las tareas que competen a su formación básica como montaje y desmontaje, reconocimientos de elementos de máquinas, cálculos de transmisiones rígidas, flexibles y cálculo de potencia, tolerancia y ajustes.

Generar tecnología propia con el diseño propuesto, para la posterior fabricación del módulo.

CAPITULO II

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

2.1 GENERALIDADES

El proyecto consiste en el diseño del módulo para la posterior fabricación en los talleres del SENATI-LORETO.

El módulo consta de los siguientes sistemas:

- a) Sistema de potencia
- b) Sistema de transmisión
- c) Sistema de eléctrico

El sistema de potencia esta dado por un motor eléctrico trifásico rotor con jaula de ardilla de 3/4 HP con 1680 rpm el cual se controla con un variador de velocidad, la transmisión al eje motriz se realiza mediante 02 poleas y 01 fajas trapezoidal de dimensión A58, este eje motriz descansa sobre 02 chumaceras tipo brida de 02 pernos los cuales pueden moverse con libertad a lo largo de su soporte esto facilita el cambio de engranaje para obtener diferentes relaciones de transmisión. (Ver figura 4.42 pág. 118).

El sistema de transmisión tiene tres ejes:

El eje de entrada o eje motriz sobre el que descansa la polea y el piñón D (intercambiable) que da movimiento al tren de engranajes.

El eje intermedio sobre el cual descansa la rueda dentada C (fija) y el piñón B que engrana con la rueda grande, este eje descansa sobre 02 chumaceras tipo brida de 04 pernos.

El eje de salida sostiene la rueda dentada grande o rueda de salida A y descansa sobre 02 chumaceras de pie que van fijados mediante pernos hexagonales al bastidor.

Al girar la rueda grande y mediante un pin regulador de carrera se origina el movimiento del vástago oscilante el cual esta acoplada mediante un eslabón pivotante a un carrito, el que está constituida por una placa de 400x200 mm, dos ejes que contiene 02 rodamientos cada una las cuales se deslizan sobre 02 carriles colocados en la parte superior de la estructura del bastidor y que genera un movimiento lineal.

El módulo mecánico cuenta con un panel de control para el encendido, apagado del motor, variador de velocidad y componentes de lectura como amperaje y voltajes y tacómetros.

El módulo mecánico puede desmontarse en su totalidad ya que la propuesta de esta tesis es el montaje y desmontaje. Así mismo se pueden hacer tareas según el Plan específico de Aprendizaje (PEA) para la formación básica del técnico operativo en el SENATI, como cálculos de potencia, relaciones de transmisión, ajustes y tolerancias.

2.2 ALCANCES DEL PROYECTO

El proyecto está dirigido a la formación práctica de estudiantes de las carreras de mecánica y afines.

2.3 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO

El no tener una máquina disponible donde realizar tareas de montaje y desmontaje, reconocimientos de elementos de máquinas, cálculos de transmisiones rígidas, flexibles y cálculo de potencia, tolerancia y ajustes, dificulta el proceso de aprendizaje, por ello se concibe el diseño del módulo mecánico.

El diseño y posterior fabricación del módulo de enseñanza, es un aporte para la enseñanza de futuros técnicos, ya que facilitan al alumno conocer elementos mecánicos, realizar tareas y operaciones reales.

CAPITULO III

FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y TÉCNICOS

3.1 CONCEPTOS GENERALES

En la industria existen diferentes tipos de maquinas, que tienen en su estructura componentes mecánicos y elementos de máquinas que cumplen diferentes funciones para el cual han sido diseñados, la información técnica y teórica sirven de apoyo para la concepción y elaboración del presente diseño.

A continuación se detallan conceptos teóricos.

Máquina

Es un sistema que sirve para ejecutar una tarea determinada y comprende una serie de fuerzas y movimientos.



Fig. 3.1 Sierra Vaivén

Mecanismo

Conjunto de elementos mecánicos que cumplen una función determinada en una máquina.



Fig. 3.2 Mecanismo de transmisión de engranajes

Elemento o pieza

Es un elemento único y parte de un mecanismo



Fig. 3.3 Engranaje helicoidal

Miembro

Elemento material de una máquina o mecanismo que puede ser sólido rígido o sólido flexible. Estos pueden tener varios nombres Por ejemplo: base, bastidor, soporte, etc.



Fig. 3.4 Bastidor

Carga

Son fuerzas conocidas que actúan sobre los miembros del mecanismo, dentro de ellos encontramos el propio peso del elemento o pieza, además existen fuerzas de inercia producto del movimiento a si como fuerzas asumidas de diseño y pueden ser puntuales o distribuidas a lo largo de una superficie

Módulo

Los módulos son equipos que ayudan a entender el funcionamiento básico de ciertos sistemas, mecánicos, eléctricos, neumáticos, hidráulicos, electro-neumáticos, electro-hidráulicos.

La figura 3.6 muestra un módulo de electro-hidráulica en el cual se realizan tareas básicas de funcionamiento circuitos hidráulicos utilizando mandos eléctricos.



Fig. 3.5 Módulo de electro-hidráulica REXROTH

La fig.3.7 muestra un módulo para tareas de electro-neumática, los elementos neumáticos trabajan a una presión de 6 bar.



Fig. 3.6 Módulo de electro-neumática REXROTH

La fig. 3.7 muestra un módulo neumático el cual está constituida por válvulas direccionales, válvulas de regulación de flujo y presión, cilindros neumáticos, manómetros y se pueden realizar circuitos básicos de neumática.



Fig. 3.7 Módulo de neumática DEGEM SYSTEM

La fig. 3.8 muestra el módulo de hidráulica, donde se realizan tareas de montaje de bloques hidráulicos que constituyen circuitos hidráulicos.



Fig. 3.8 Módulo de hidráulica

3.2 CONSIDERACIONES MECÁNICAS

Una pieza mecánica que forma parte de un mecanismo está sometida a diferentes fuerzas y movimientos por ello para el diseño de este elemento debemos tener ciertas consideraciones en cuanto a sus propiedades y características mecánicas

Resistencia mecánica

Es la capacidad de oponerse a la rotura al ser sometido a una fuerza exterior.

Rigidez

Propiedad que presenta el material de oponerse a las deformaciones. Se mide por el módulo de elasticidad en el campo elástico, el material es más rígido si su módulo de elasticidad es más alto

Estabilidad

Capacidad de oposición del elemento a grandes desplazamientos como consecuencia de pequeñas variaciones de la sollicitación exterior

Esfuerzo máximo o carga de rotura a la tracción

Es la carga máxima dividida por el área original antes de ocurrir la deformación.

Punto de Fluencia

Es el punto en donde el material experimenta un alargamiento sin aumento correspondiente de la carga. Esto se hace notable en los aceros con medio o bajo contenido de carbono.

Los aceros con alto contenido de carbono no tienen punto de fluencia característico.

Fragilidad

Es la tendencia a la fractura sin deformación apreciable

Capacidad de amortiguación

Es la aptitud de un material para absorber o amortiguar las vibraciones.

A nivel particular de esfuerzo el hierro fundido es un material más absorbente que el acero

Ductilidad

Es la propiedad que permite la deformación permanente antes de la fractura en tracción.

Maquinabilidad

Es una propiedad que se asocia con la facilidad de una materia a ser torneado, taladrado, cortado por una máquina herramienta

Maleabilidad

Es la propiedad de un material para deformarse el laminado o en el forjado por martillado. Cuanto más maleable es el material se puede obtener láminas más delgadas. El oro y el aluminio son materiales muy maleables.

Plasticidad

Es la propiedad del material para ser deformado extremadamente sin que se rompa y ya no recupera su forma original.

Tenacidad

Es la capacidad que tiene un material para soportar cargas de impacto o choque sin que este se rompa.

Dureza

Es una medida de su resistencia a la penetración localizada.

3.3 TIPOS DE MATERIALES

Los metales y las aleaciones empleados en la industria y en la construcción se dividen en dos grupos principales: Materiales ferrosos y no ferrosos.

Ferroso viene de la palabra Ferrum que los romanos empleaban para el fierro o hierro. Por lo tanto, los materiales ferrosos son aquellos que contienen hierro como su ingrediente principal.

Se considera que una aleación de hierro es acero si contiene menos de un 2% de carbono; si el porcentaje es mayor, recibe el nombre de fundición.

Hierro o Fierro

Es un elemento químico cuyo símbolo es Fe, se considera un metal maleable de propiedades magnéticas. El hierro tiene su gran aplicación en la formación de los productos siderúrgicos.

Densidad 7874 Kg/m³

Dureza Mohs 4,0

Acero

El Acero es básicamente una aleación o combinación de hierro y carbono (alrededor de 0,05% hasta menos de un 2%). Algunas veces otros elementos de aleación específicos tales como el Cr (Cromo) o Ni (Níquel) se agregan con propósitos determinados.

Aceros al carbono

Más del 90% de todos los aceros son aceros al carbono. Estos aceros contienen diversas cantidades de carbono y menos del 1,65% de manganeso, el 0,60% de silicio y el 0,60% de cobre. Entre los productos fabricados con aceros al carbono figuran máquinas, carrocerías de automóvil, la mayor parte de las estructuras de construcción de acero, cascos de buques, somieres y horquillas.

Aceros aleados

Estos aceros contienen una proporción determinada de vanadio, molibdeno y otros elementos, además de cantidades mayores de manganeso, silicio y cobre que los aceros al carbono normales.

- *Aceros estructurales*

Son aquellos aceros que se emplean para diversas partes de máquinas, tales como engranajes, ejes y palancas. Además se utilizan en las estructuras de edificios, construcción de chasis de automóviles, puentes, barcos y semejantes. El contenido de la aleación varía desde 0,25% a un 6%.

Fundición

Son aleaciones que contiene más de 2 % de carbono, cantidad de silicio |del 2 al 4 %, manganeso del 1%, bajo azufre y bajo fósforo. No pueden ser sometidas a deformación plástica, no son dúctiles ni maleables y poco soldables pero se pueden maquinar, relativamente duras y resistentes a la corrosión y al desgaste.

Propiedades:

Es muy frágil, dureza baja de unos 80 a 100 HB, resistente al choque térmico, a la corrosión, absorbe las vibraciones, bajo costo y poco soldables comparado con el acero.

Fundición gris

El hierro gris se utiliza bastante en aplicaciones como bases o pedestales para máquinas, herramientas, bastidores para maquinaria pesada, y bloques de cilindros para motores de vehículos, discos de frenos, herramientas agrícolas entre otras.

Fundición Nodular

La fundición nodular, dúctil o esferoidal tiene una resistencia a la tracción y tenacidad mayores que en la fundición gris ordinaria. La fundición nodular se diferencia de la fundición maleable en que normalmente se obtiene directamente en bruto de colada sin necesidad de tratamiento térmico posterior.

Fundición aleada

Las fundiciones aleadas son aquellas que contienen Ni, Cr, Mo, Cu, etc., en porcentajes suficientes para mejorar las propiedades mecánicas de las fundiciones ordinarias o para comunicarles alguna otra propiedad especial, como alta resistencia al desgaste, alta resistencia a la corrosión, al calor etc.

Bronce

Es una aleación de cobre y estaño en proporción del 80% del primero y 20% del segundo. El estaño trasmite al cobre la resistencia y dureza.

Si a la aleación de cobre y estaño se le agrega zinc, plomo, magnesio, aluminio, se obtiene un material maleable sin sopladuras.

Propiedades

- Densidad: 8,90 g / cm³.
- Punto de fusión: 830 a 1020 °C
- Elongación: < 65%
- Dureza Brinell: 70 a 200
- Módulo de elasticidad: 80 a 115 GPa
- Resistencia a la cizalla: 230 a 490 MPa
- Resistencia a la tracción: 300 a 900 MPa

Bronce fosforoso

Se compone de estaño hasta el 30%, desoxidado, con 0,5% o más de fósforo; es muy duro y tenaz, se usa para engranajes, bocinas y motores, etc.

Bronce grafitado

Este bronce es empleado en todo tipo de maquinas especialmente en donde la lubricación de mantenimiento es dificultosa, incierta o imposible

El contenido de aceite es SAE 30, 18% min en volumen

Contiene en su composición:

Cu = 85% Pb= 55 Sn =2,05% Zn=5 % Grafito = 2%



Fig. 3.9 Bronce grafitado

Aluminio

Es un metal suave color blanco, peso ligero y poca resistencia mecánica pero puede formar aleaciones con otros elementos para aumentar su resistencia y adquirir varias propiedades útiles.

No se altera en contacto con el aire ni se descompone en presencia de agua, debido a que su superficie queda recubierta por una fina capa de óxido que lo protege del medio. Son fáciles de ensamblar, fundir o maquinar y aceptan gran variedad de acabados. Por sus propiedades físicas, químicas y metalúrgicas, el aluminio se ha convertido en el metal no ferroso de mayor uso.

Densidad $2,6 \text{ g/cm}^3$



Fig. 3.14 Polea de aluminio

3.3.1 Materiales de diseño del módulo.

Los materiales que se utilizan en el diseño del módulo son comerciales y fáciles de encontrar en el mercado, tienen características mecánicas recomendables para la construcción de máquinas.

Bastidor.

Se considera en el diseño tubos electrosoldados fabricados con acero al carbono laminado en caliente (LAC), de sección cuadrada de 3"x3"x4mm Son fabricados conforme las dimensiones de la norma ASTM A 513-00 El acero utilizado en la fabricación de los tubos es acero SAE 1009. Ver en anexos catálogo de SIDERPERU.

Soporte de Carril y soporte para planchas de base del motor

Se considera para el soporte del carril, angular estructural de 2"x2"x1/4" bajo la Norma ASTM A36 y tolerancia dimensionales ISO 657/V cuyas propiedades mecánicas son:

Resistencia a la tracción: 4080 a 5620 Kg/cm²

Límite de fluencia mínimo: 2530 Kg/cm²

Ver en anexos catálogo de ACEROS AREQUIPA

Una característica de de este acero es su gran maquinabilidad y soldabilidad. En la tabla 3-1 se muestra que electrodos podemos utilizar Para diferentes tipos de acero.

Tabla 3-1 Recomendaciones para soldar principales aceros estructurales

Norma o Especific.	Designación el Acero	Clasificación de los electrodos según AWS										Precalentamiento recomendado °C
		E6010	E6011	E6012	E6013	E6027 (*)	E7014 (***)	E7024 (*)	E7018 (**)	E7018 (**) A1	E8016 C1	
203 Of 78	A42-27ES	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	90-150
	A52-34ES								*		*	90-150
ASTM	A36	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	90-150
SAE o AISI	1010 al 1020	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	Sobre 90
	1033 al 1045								*		*	150-260

(*) Posición a soldar; Plana, horizontal y Filete

(**) Electrodo con bajo Hidrógeno

(***) Electrodo con contenido de Carbono 0,08%

A1 Electrodo de acero con 0,5% de Molibdeno

C1 Electrodo de acero con 2,5% de Niquel y 1,2% de Manganeso.

Carril

Se considera un canal en U de 3"x 5 Lb/pie con espesor del alma de 0,258" (6,55 mm) bajo la Norma ASTM A36 / A36M de buena soldabilidad. Ver en anexos catálogo de ACEROS AREQUIPA

Planchas para soportes de chumaceras, portaejes para rodajes, base de fijación del motor.

Consideramos planchas estructurales laminadas en caliente (LAC) bajo las normas ASTM A36.

Limite de fluencia: 2536 Kg/cm²

Resistencia a la tracción: 4080 a 5610 Kg/cm²

% C máx: 0,25

Ver en anexos catálogo de ACEROS AREQUIPA

Engranajes

Consideramos el acero Bohler VCL con 0,41% de carbono resistente a la tracción, torsión y flexión. La dureza obtenible en el temple es de 52-56 HRC.

Ver en anexos catálogo de ACEROS BOHLER

Ejes y pines

Consideramos al acero SAE 1045 como material idóneo para la fabricación de ejes y pines:

Limite de fluencia: 4000-5500 Kg/cm²

Resistencia a la tracción: 6700-8200 Kg/cm²

% C: 0,43-0,50

Ver en anexos catálogo de ACEROS AREQUIPA

Bocinas y topes

Para las bocinas que sirven como cojinetes en el cual pivotan elementos y están sometidos a fricción como el brazo pivotante entre el vástago oscilante y el carrito de movimiento horizontal utilizamos bronce grafitado por ser un material antifricción autolubricados.

Ver en anexo 4-A

Para topes utilizamos el bronce común, estos topes sirven para fijar los engranajes y poleas.

Ver en anexos catálogo BRONZE AND GUNMETAL

Poleas

Para las poleas se considera el aluminio que es un material suave de fácil maquinado.

3.4 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES Y ELEMENTOS MECÁNICOS.

Existe una diversidad de elementos mecánicos que cumplen diversas funciones en una máquina o mecanismo y que describimos a continuación, ya que son fundamentales para el diseño de este módulo.

3.4.1. Elementos de Fijación

Son elementos que unen dos o más piezas, pueden ser de fijación permanente o no permanente.

Pernos y tornillos

Es una pieza de acero de forma cilíndrica larga roscada y en un extremo una cabeza de cierta característica. Los más utilizados son los pernos de cabeza hexagonal y los pernos Allen. Los pernos se utilizan para fijación de piezas.

Prisioneros

Son piezas cilíndricas roscadas de acero aleado de alta resistencia de tamaño pequeño y se utilizan para fijar piezas sobre ejes como engranajes, poleas, chumaceras.

Tuerca

Es un prisma con un agujero roscado interiormente y su función es la de acoplarse a un perno o tornillo. Las tuercas están normalizadas y son de diferentes formas.

Arandela

Es un disco plano que tiene un agujero en el centro por donde pasa el perno y soportan las fuerzas de apriete. Las arandelas de presión se utilizan en montajes de elementos mecánicos sometidos a grandes esfuerzos y grandes vibraciones

Seguros

Son conocidos como anillos de retención y evita el movimiento axial de elementos tales como rodajes, actúa como un trabador en el sentido axial, la figura 3.27 muestra los diferentes tipos que existen en el mercado.



Fig. 3.11 Seguros Seeger alemanes

Chaveta

Es un elemento de sección rectangular o cuadrada que sirve para fijar en forma solidaria dos elementos ejemplos un eje con una polea, un eje con un engranaje etc. La figura 3.31 muestra una chaveta media luna (Woodruff) para el acople de una rueda dentada con el eje.



Fig. 3.31 Montaje de chaveta media luna

Pasadores

Son elementos que sirven para alinear o fijar dos piezas uniéndolas estableciendo una conexión entre ellos.

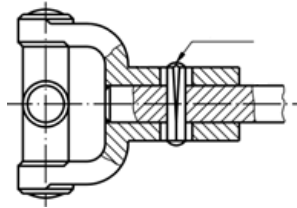


Fig. 3.38 Montaje de pasador de superficie ranurada DIN 1471

Los pasadores se utilizan mayormente en articulaciones mecánicas y para fijar piezas. Existen varios tipos como pasadores lisos, estriados y con resorte hueco cada uno para una función determinada.

Resortes

Son elementos de máquinas que pueden unir dos piezas pero con libertad de movimiento ya sea por compresión o estiramiento del resorte.

3.4.2 Elementos de transmisión de potencia

En toda máquina se hace necesario el de transmitir movimiento entre dos ejes con un parámetro determinado de velocidades que pueden ser controlados según el diseño del elementos de transmisión. Esto se logra mediante Correas, cadenas, engranajes.

Fajas y correas

Las correas planas y la trapezoidales son las que más se utilizan en la transmisión de de movimiento. La faja trapezoidal tiene sección transversal de un trapecio y de diferentes tamaños estandarizados

Faja Plana

Es un elemento que permite transmisión eficiente de potencias a altas velocidades, ofrece flexibilidad y absorción de vibraciones y pueden operar en poleas pequeñas. Se fabrican de lona de tamaños diferentes y se unen mediante grapas.

Faja
plana

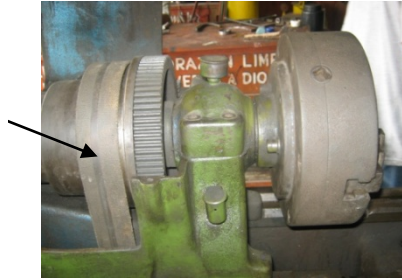


Fig. 3.14 Faja plana en la transmisión del husillo de un torno

Faja Trapezoidal

Son las que más se utilizan en la industria y permiten altas relaciones de velocidad (8 a 30 m/s), son de larga duración, silenciosas y permiten la absorción de vibraciones entre los ejes motriz e impulsado. Su fabricación se hace en medidas estándar en cuanto a su sección transversal.

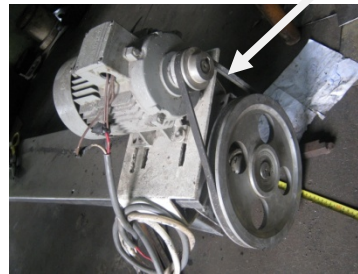
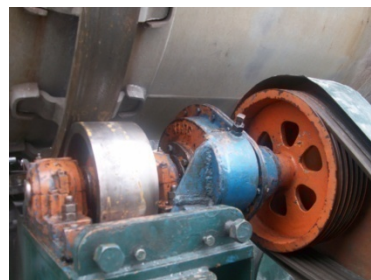


Fig. 3.15 Faja trapezoidal en la transmisión de un transportador de cereal.



Poleas

Es una pieza cilíndrica fija a un eje quien da el movimiento de rotación. Pueden ser planas o de canal tipo “V” y su fabricación puede ser de acero, hierro fundido o aluminio según el tipo de trabajo que va a realizar. La figura 3.16 muestra una polea de aluminio de un solo canal



Fig. 3.50 Polea de aluminio tipo “V”

Engranajes

Son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje hasta otro eje. La figura 3.17 muestra parte del sistema de transmisión por engranajes de un torno.



Fig. 3.17 Transmisión por engranajes

Existe diversos tipos de engranajes entre ellos tenemos:

Engranaje de dientes rectos

Tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol que los sostiene, la curva del diente tiene una geometría especial llamada curva involuta.



Fig. 3.19 Engranaje de dientes rectos

Engranaje helicoidal

Sus dientes forman un ángulo con respecto al eje del árbol, este ángulo se llama *ángulo de hélice* y su valor puede ser de 10° a 30° . Los dientes helicoidales trabajan con mas uniformidad que los dientes rectos



Fig. 3.19 Engranaje helicoidal

Engranaje cónico

Los dientes se tallan sobre la superficie de un cono y son semejantes al de los engranajes rectos pero tienen lados inclinados entre sí, son más anchos en el exterior y más estrechos hacia la parte superior del cono. Se utilizan para transmisión de dos ejes que forman 90°

Cremallera

Es un engrane en línea recta que al engranar con un engrane circular se le llama *accionamiento por piñón y cremallera*. Se utilizan bastantes en las máquinas herramientas.



Fig. 3.20 Transmisión piñón- cremallera en un taladro de columna.

Cojinetes

Los cojinetes son elementos que son sometidos a cargas radiales, cargas axiales o ambos y que permiten el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. Si el elemento rodante es una bola se les

llama rodamientos o cojinetes de bola y si el elemento rodante es un rodillo se la llama rodamiento de rodillos.

Bocinas

Es un elemento de apoyo para un eje o árbol en donde este gira, reduce o amortigua choques y vibraciones. El material utilizado es el bronce.

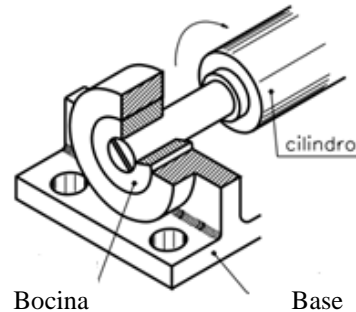


Fig. 3.21 Montaje del eje con bocina

Chumaceras

Son rodamientos montados que proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la máquina mediante pernos. La caja se fabrica de acero moldeado o acero colado.



Fig. 3.22 Chumacera montada sobre un bastidor

En la figura 3.23 se muestran tipos de chumacera

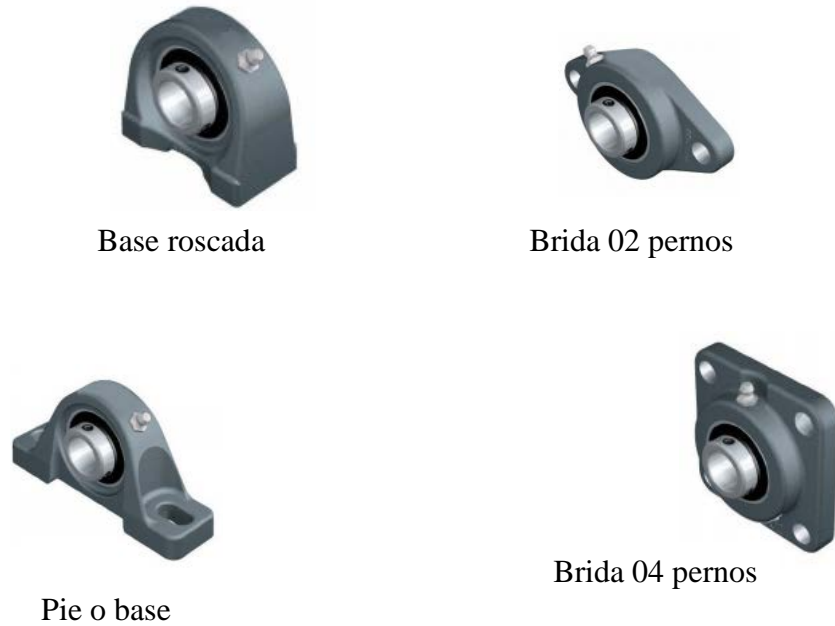


Fig. 3.81 Tipos de chumaceras

Tornillos de potencia

Son elementos largos y cilíndricos roscados que presentan varias formas de perfiles de roscas tal como se muestra en la figura 3.24



Fig. 3.24 Tornillo patrón de un torno C8DM METALYK

Ejes y arboles

Son elementos mecánicos de forma cilíndrica donde se montan las ruedas dentadas, engranajes, rodamientos, poleas etc.

Arbol

Es un elemento giratorio que transmite potencia, se denomina *árbol de transmisión* cuando recibe la potencia de una máquina motriz y la transmite a otra por medio de correas o cadenas desde varios puntos en su longitud

Eje

Un eje es un elemento estacionario sobre el cual hay montadas ruedas giratorias, poleas etc.

3.4.3 Máquinas herramientas

Son aquellas máquinas estacionarias en donde se pueden fabricar piezas mecánicas. El modelado de la pieza se realiza por arranque de viruta, estampado, corte o electroerosión

Entre las principales tenemos:

Torno

Es una máquina herramienta que permite fabricar piezas cilíndricas en metal como ejes escalonados, bocinas, poleas, ejes roscados rosca etc.



Fig. 325 Torno Romi 30A. Senati-Loreto

Cepilladora de codo

Es una máquina herramienta que trabaja las piezas por arranque de viruta y se realizan trabajos de caras planas o escalonadas, canales o ranuras, paralelismo entra caras, canal chavetero de ejes y ruedas dentadas, etc.

La figura 3.26 muestra un cepilladora de codo ubicada en el taller de mantenimiento de la Zonal-Loreto.



Fig. 3.26 Cepilladora de codo Senati-Loreto

Fresadora

Es una máquina de movimiento continuo, destinada al mecanizado de metales por medio de una herramienta llamada fresa, que permite realizar operaciones de fresado de las superficies de las más variadas formas: planas, cóncavas, convexas y combinadas. Se fabrican con esta máquina todo tipo de engranajes, ranuras, canal chavetero para ruedas dentadas, poleas y ejes. La figura 3.27 muestra la fresadora universal.



Fig. 3.27 Fresadora universal Senati-Loreto



Fig. 3.98 Taladro fresador Senati-Loreto

Rectificadora

Es una máquina que ejecuta una operación de acabado preciso por medio de una muela abrasiva. Se pueden rectificar caras planas y ejes con un acabado de hasta 5 a 15 μm de profundidad de corte si el grano de la muela es de 80 a 100 (grano fino). La figura 3.29 muestra la rectificadora para superficies planas.



Fig. 3.29 Rectificadora plana Senati-Loreto

3.5 DESCRIPCIÓN DE COMPONENTES ELÉCTRICOS

Existen diversos componentes eléctricos que seleccionaremos en el capítulo V por ello creo conveniente dar una referencia de estos elementos que sirven como base para el sistema eléctrico del módulo.

Motor eléctrico

Es una máquina que transforma la energía eléctrica en mecánica. Existen motores de corriente continua (CD) y corriente alterna (CA). En la actualidad los más usados en la industria son los de CA por sus características como ajustar su velocidad dentro de una gama sumamente amplia que puede ser controlada con precisión.

Motor asíncrono

El principio de funcionamiento del motor asíncrono se basa en la creación de una corriente inducida en un conductor cuando éste corta las líneas de fuerza de un campo magnético, de ahí el nombre de “motor de inducción tipo jaula de ardilla”

Interruptor magnetotérmico

Son automáticos y abren el circuito ante cualquier sobrecarga protegiendo al circuito. Se utiliza al principio de cada circuito (circuito de fuerza y circuito de mando)



Fig. 3.102 Interruptor magnetotérmico tripolar



Fig. 3.103 Interruptor magnetotérmico bipolar

Contactor

Es un aparato mecánico eléctrico de conexión, controlado mediante un electroimán; cuando se energiza la bobina del contactor sus contactos cambian de posición (los contactos abiertos se cierran y los contactos cerrados se abren). Los contactos recuperan su posición original cuando cesa la energía eléctrica. Ver figura 3.32



Fig. 3.32 Contactor trifásico de corriente alterna, 220 V entre fase

Relé térmico

Es aquel dispositivo eléctrico que da protección en casos de sobrecarga. Utiliza el principio bimetalico, constituidos por dos láminas soldadas entre sí que para una misma elevación de temperatura se traducirá como una deformación.

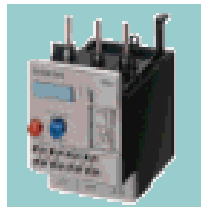


Fig. 3.33 Relé térmico

Pulsadores

Los pulsadores son interruptores que sirven para interrumpir y cerrar circuitos se accionan por botones de plásticos. Normalmente se proporciona dos juegos de contactos, de tal manera que cuando se oprima el botón, se abre un juego y cierra el otro. Con estos dispositivos se puede controlar un motor eléctrico desde varias estaciones conectados a través del mismo contactor.



Fig. 3.34 Pulsador de arranque



Fig. 3.35 Pulsador rojo de emergencia

Indicadores luminosos

Son lámparas que se utilizan como indicadores de encendido de un motor así como la ocurrencia de un cortocircuito, se instalan en el tablero de control.



Fig. 3.36 Indicador luminoso

CAPÍTULO IV

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS

INTRODUCCIÓN

- 4.1 El módulo diseñado y propuesto consta de un sistema mecánico de movimiento horizontal y un sistema mecánico de transmisión.

El sistema de movimiento horizontal, está constituido por una placa rectangular, dos ejes, cuatro rodamientos, seguros y un brazo llamado eslabón el cual acopla el carrito con el vástago oscilante, tanto el eslabón como el vástago realizan movimientos pivotantes, por lo que se considera en el acople, bocinas con pines o pasadores cilíndricos. La figura 4.1 muestra el esquema del sistema de movimiento horizontal.

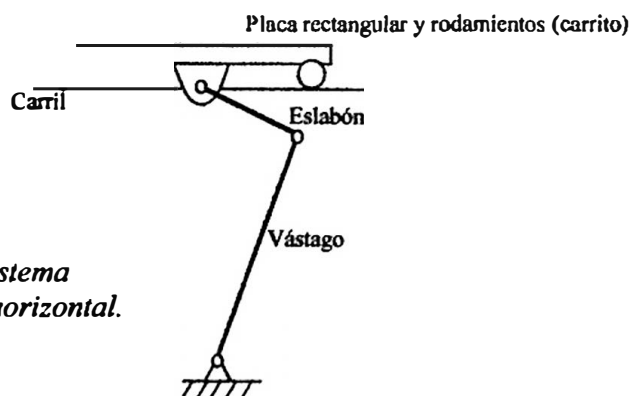


Fig. 4.1 Esquema del sistema de movimiento horizontal.

El sistema de transmisión está constituido por dos poleas, una faja, tres ejes principales, seis chumaceras, cuatro engranajes, seguros, pernos y tuercas. La figura 4.2 muestra el esquema del sistema de transmisión del módulo.

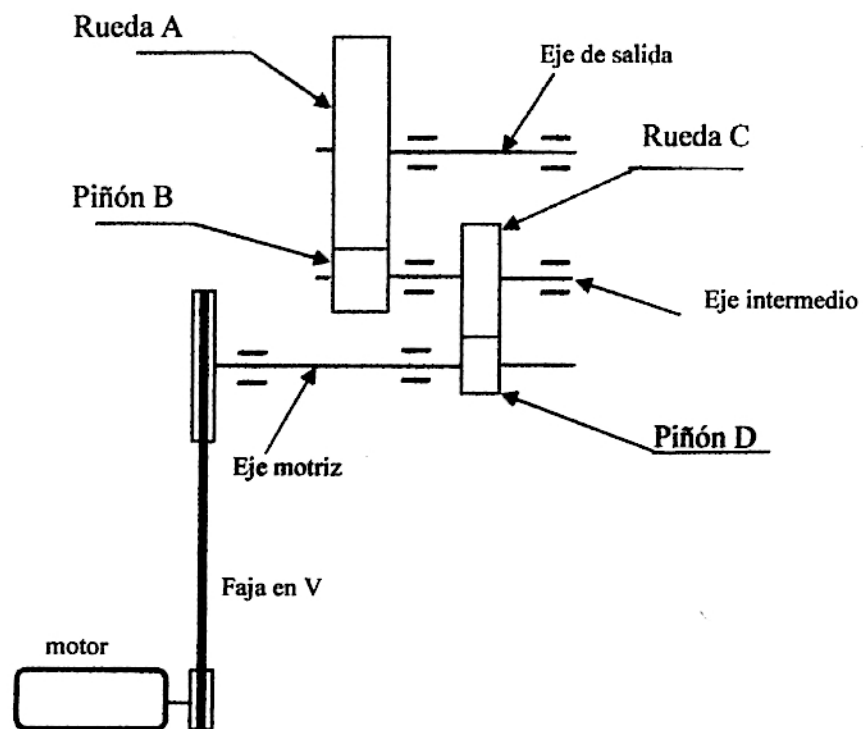


Fig. 4.2 Esquema del sistema de transmisión

La estructura está formada por tubos cuadrados soldados formando una mesa rectangular sobre el cual descansan los sistemas mecánicos anteriormente descritos.

Para establecer la altura que tiene el módulo se considera la ergonomía como punto de partida. Tentativamente se utiliza tubos cuadrados.

Algunas dimensiones son propias de la inventiva misma y por las condiciones de espacio en la geometría del bastidor. Tal es el caso del largo y ancho de la placa del carrito, determinándose el espesor de la placa mediante cálculo de esfuerzos establecidos en el libro de Roark, pág. 502.

El dimensionamiento de las bocinas, depende del diámetro del pin o pasador. El cálculo de este diámetro se realiza mediante fórmula descrita en el libro de Pezzano, pág. 95. [11]

Los engranajes que se utilizan para el diseño son de dientes rectos evitándose fuerzas axiales en los ejes y porque se trabaja con velocidades bajas. Las dimensiones de los engranajes, tal como diámetro de paso, tamaño de diente, número de dientes, se hallan aplicando fórmulas geométricas y las relaciones de transmisión requeridas.

Se emplea el método que establece la American Gear Manufacturers Association (AGMA), para calcular la potencia a transmitir por resistencia a la fatiga por flexión y por fatiga superficial o desgaste en los dientes del engranaje. Se utiliza

este método por ser conservador y de mayor uso, las tablas que se utiliza para los cálculos AGMA, han sido extraídas de los libros de SHIGLEY, MOTT, HORI, F. DÁVILA. (Ver Anexo 1).

Para el cálculo del eje motriz, eje intermedio y eje de salida se emplea el código ASME, que se basa en el esfuerzo permisible cortante, Momento de flexión máximo y esfuerzo de torsión debido a las fuerzas actuantes.

Se efectúa cálculos de soldadura en puntos críticos de la estructura, oreja de la placa del carrito, soportes de chumaceras y eslabón.

Se emplea el Software de diseño por computadora Solidworks, para la elaboración de piezas, montaje de los elementos mecánico, la elaboración de planos y del prototipo virtual.

DIMENSIONAMIENTO DEL MÓDULO.

El diseño del módulo mecánico, como producto de enseñanza que va ser usado por jóvenes en formación profesional, no puede realizarse al margen de las consideraciones ergonómicas, salud y seguridad en el trabajo.

4.2.1 Ergonomía.

Estudia la relación entre el trabajador, el lugar de trabajo y el diseño del puesto de trabajo (*Organización internacional del Trabajo, OIT*). Por lo tanto, es la relación del hombre con los objetos y productos que ha de usar.

La tabla 4-1A, se tiene información de las altura en diferentes países, la altura del hombre promedio en el Perú es 164 cm, según fuente del Boletín Instituto Nacional de salud 05 de Junio del 2006.

La altura del módulo es aproximadamente $164/2 \text{ cm} = 82 \text{ cm}$, finalmente la altura ergonómica para el módulo en el presente proyecto es 80 cm, optando según la figura 4.3, por la posición de trabajo pesado.

Tabla 4-1A *Altura promedio del hombre en diferentes Países*

PAIS	Hombres	Mujeres	Rango de edades
Argentina	172,2 cm	162,5 cm	18-19
Brasil	173,0 cm	162,0 cm	21-65
Chile	175 cm	163 cm	20+
Colombia	170,6 cm	158,6 cm	18-22
España	178,9 cm	165,0 cm	21
México	163,0 cm	151,0 cm	Adultos
Perú	164,0 cm	151,0 cm	20+
Portugal	172,8 cm		21

Fuente en internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Estatura>

La figura 4.3 muestra las posturas de trabajo del operario para diferentes tipos de oficios.

Debemos tener en cuenta estas posturas para el manejo del módulo.



Fig. 4.3 Posturas en el trabajo para diferentes oficios.

Conclusiones de diseño para el módulo, de acuerdo a la postura del operario.

Postura vertical y de frente

El encendido del módulo se hace en posición de pie y de frente ya que se considera para el diseño, un tablero eléctrico a una altura de 0,80m con una inclinación de 30° con respecto de la horizontal, el cual también tiene instrumentos de lectura, además de observarse a través de guardas

transparentes, el movimiento de los elementos que constituyen el sistema mecánico.

Cercanía de los mandos o elementos más importantes

Los controles de encendido y apagado están en el tablero eléctrico, este tablero es independiente de la estructura del módulo, pero está sujeto al módulo.

Plano de trabajo más bajo que el corazón: 75 -90 cm trabajo pesado

Tal como se menciona en la página 67 el módulo tiene una altura de 80 cm de altura.

4.2.2 *Peligros en las máquinas*

Es importante conocer los peligros existentes en las máquinas para, realizar un diseño que sea seguro.

A continuación señalamos los tipos de peligros que existen en las máquinas.

- 1) Peligros mecánicos.
- 2) Peligros Eléctricos.
- 3) Peligros producidos por el ruido.

1) Peligros mecánicosDe traslación

Estos mecanismos presentan peligro de arrastre o aplastamiento y se presentan en mecanismos con conexiones de bielas y volantes.

En la figura 4.2 se muestra estos mecanismos.

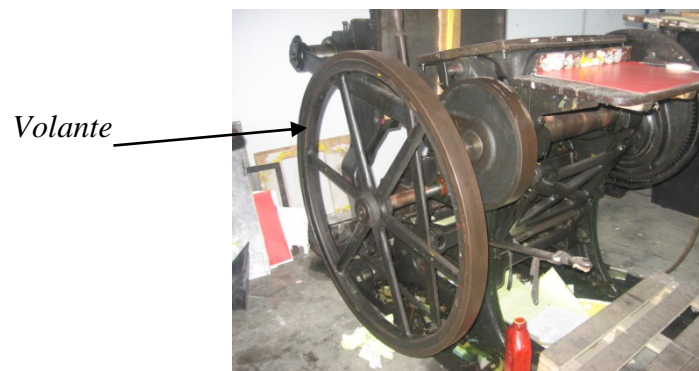


Fig. 4.4 Volante de una máquina numeradora automática



Fig. 4.5 Mecanismo de en una sierra vaivén

De rotación

Existen en todas las máquinas y las clasificamos como sigue:

a) Elementos giratorios

Se presentan cuando dos ejes o arboles paralelos giran en sentidos contrarios. Se presentan en mecanismos de transmisión de engranajes. Presentan peligro de atrapamiento.



Fig. 4.6 Mecanismo de engranajes en un torno

b) Partes giratorias y elementos flexibles.

Existe peligro de atrapamiento y aplastamiento se presentan en correas y poleas, cadenas, piñón y cremallera etc.



Fig. 4.7 Transmisión por faja en V de un gusano transportador para alimentos

c) Piezas giratorias en un eje fijo

Peligro de cizallamiento y aplastamiento, se presentan en volante, poleas, piedras de esmeril, piedras de pulidora.

d) Ejes de transmisión de potencia

Peligro de atrapamiento y cizallamiento, se presentan en brocas, tornillos mandriles, cajas de cambio, reductores.

e) Resalte y aberturas.

Son peligrosos por las aberturas que poseen, ventiladores, poleas, catalinas, engranajes.

De oscilación

Existe peligro de cizallamiento, aplastamiento y enganche, se presentan en los mecanismos basculantes y de oscilación



Fig. 4.8 Sistema oscilante en una maquina cepilladora de codo.

Peligros partes en movimiento

El peligro se debe a la parte o elemento que se mueve, se presenta en dientes de una hoja de cinta, costura de correas, hay peligro de corte y enganche.



Fig. 4.9 Sierra cinta para madera

2) Peligros eléctricos

La electricidad es muy peligrosa, tanto mas no es perceptible por nuestros sentidos. A continuación mencionamos los peligros eléctricos.

Por contacto directo

Son los provocados cuando las personas entran en contacto con las partes por las que circula la corriente eléctrica: cables, enchufes, cajas de conexión.

Por contacto indirecto

Un contacto eléctrico indirecto es un contacto de personas o animales puestos accidentalmente en tensión o un contacto con cualquier parte activa a través de un medio conductor.

Por corto circuito y sobrecarga

Se entiende por cortocircuito, a la falla que puede aparecer en un circuito o instalación eléctrica cuando se interpone entre dos conductores que se hallan bajo una tensión eléctrica, una resistencia de valor despreciable o valor nulo.

3) Peligros producidos por el ruido

La exposición continua al ruido que produce una maquina es perjudicial para el oído de la persona. Por ello el operador de la máquina debe necesariamente utilizar protección personal.

De acuerdo a las Normas establecidas en la tabla 4-1B, el módulo cumple con estos requisitos:

- El diseño del módulo, cuenta con resguardo en todas sus partes móviles.
- El módulo tiene que conectarse con el pozo de puesta a tierra en su instalación.
- El módulo en su diseño tiene placas de anclaje en sus patas.

DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE MOVIMIENTO ORIZONTAL.

Sistema de movimiento horizontal está compuesto de los siguientes elementos:

Placa de carrito.

- Pernos de la placa.

Orejas de la placa.

Ejes de carrito.

Rodamientos del carrito.

- Eslabón.

Bocinas del eslabón.

Pin de eslabón-carrito.

Pin de eslabón-vástago.

- Vástago oscilante.
- Soporte del vástago.
- Seguros exteriores para ejes.

El mecanismo de colisa o de Whitworth (también llamado de manivela-cepilladora) es el que adoptamos como base para diseñar el movimiento lineal oscilatorio. La fig. 4.10 muestra este mecanismo de colisa.

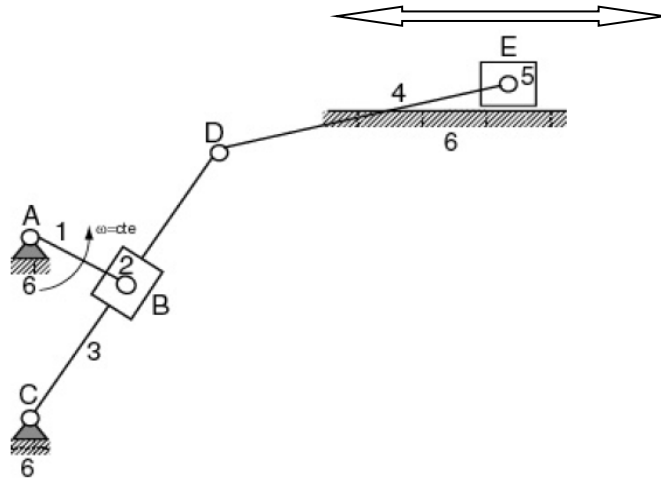


Fig. 4.10 Mecanismo de colisa en máquina cepilladora

4.3.1 Cálculo de las dimensiones de la placa del carrito.

La placa soporta los diferentes pesos de prueba que se debe poner sobre la misma en forma gradual hasta llegar al peso máximo de 100kg, se considera como medidas tentativas las mostradas en la figura 4.11.

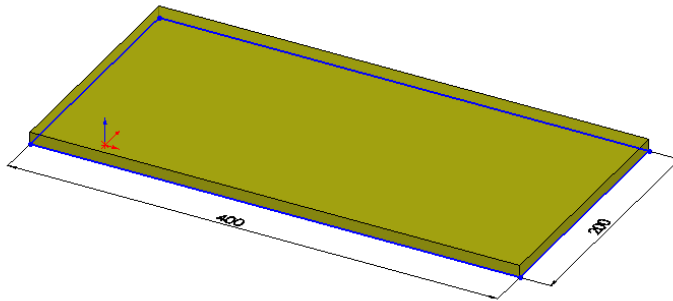


Fig. 4.11 Medidas de la placa del carrito.

Consideraciones de diseño.

La relación largo /ancho igual a 2.

- La fuerza actuante sobre la placa se distribuye en toda su área.
- Para calcular el espesor de la placa carrito, se utiliza las fórmulas de la teoría de placas rectangulares (Roark, pág. 502).

La placa se encuentra apoyada en sus extremos (ancho)

El diseño contempla una carga máxima de 100 Kg (980N) , el cual se logra adicionado pesas gradualmente y considerando que la fuerza se

distribuye en forma uniforme en toda la placa que está apoyada en su lados, utilizamos las fórmulas establecidas en tabla 4.2 (Roark pág. 502.)

Tabla 4-2 Cálculo de esfuerzos en placas rectangulares (Roark. Cap. 11 pág. 502)

Case no., loading	Formulas and tabulated specific values										
1a. Uniform over entire plate	(At center) $\sigma_{\max} = \sigma_b = \frac{\beta qb^2}{t^2}$ and $y_{\max} = \frac{-\alpha qb^4}{Et^3}$										
	(At center of long sides) $R_{\max} = \gamma qb$										
	a/b	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	∞
	β	0.2874	0.3762	0.4530	0.5172	0.5688	0.6102	0.7134	0.7410	0.7476	0.7500
α	0.0444	0.0616	0.0770	0.0906	0.1017	0.1110	0.1335	0.1400	0.1417	0.1421	
γ	0.420	0.455	0.478	0.491	0.499	0.503	0.505	0.502	0.501	0.500	

Entonces las fórmulas correspondiente al esfuerzo máximo y la deflexión máxima

$$\sigma_{\max} = \frac{\beta q b^2}{t^2} \dots\dots\dots (4-1)$$

Donde:

β = constante

q = carga distribuida

b = ancho de la placa

t = espesor de la placa

$$y_{\max} = \frac{-\alpha q b^4}{E t^3} \dots\dots\dots (4-2)$$

Donde:

α = constante

E = módulo de Young

Las dimensiones de la placa son a = 400 mm b = 200 mm

Por consiguiente el parámetro es a/b = 2

De la tabla 4-2 para esta relación obtenemos las constantes

$$\alpha = 0,1110$$

$$\beta = 0,6102$$

Carga distribuida actuante sobre la placa

La carga se distribuye en toda el área de la placa para su cálculo empleamos la fórmula 4-3.

$$q = \frac{F}{A} \quad \dots\dots\dots (4-3)$$

Donde:

F = fuerza

A = área

El área de la placa se calcula mediante

$$A = a \times b \quad \dots\dots\dots (4-4)$$

Remplazamos valores de **a** y **b**

$$A = 0,2 \text{ m} \times 0,4 \text{ m} = 0,08 \text{ m}^2$$

Reemplazando la fuerza y el área en la expresión (4-3)

$$q = 12250 \text{ N/m}^2$$

La flexión en la placa debe ser menor en comparación a su espesor asumimos un valor de $y_{\max} = 0,1 \text{ mm}$

De la tabla 4.2 obtenemos para el acero ASTM A36 el valor del módulo de elasticidad $E = 207 \times 10^9 \text{ N/m}^2$.

Tabla 4.2 Propiedad de los Materiales (Raymond J. Roark, pág. 33)

Material	Modulus of elasticity, E		Poisson's ratio, ν	Thermal expansion coefficient, α	
	Mpsi	GPa		$\mu/^\circ\text{F}$	$\mu/^\circ\text{C}$
Aluminum alloys	10.5	72	0.33	13.1	23.5
Brass (65/35)	16	110	0.32	11.6	20.9
Concrete	4	34	0.20	5.5	9.9
Copper	17	118	0.33	9.4	16.9
Glass	10	69	0.24	5.1	9.2
Iron (gray cast)	13	90	0.26	6.7	12.1
Steel (structural)	29.5	207	0.29	6.5	11.7
Steel (stainless)	28	193	0.30	9.6	17.3
Titanium (6 Al/4 V)	16.5	115	0.34	5.2	9.5

De la fórmula (4-2) despejamos el espesor de la placa t

Obtenemos:

$$t^3 = 3 \sqrt{\frac{\alpha q b^4}{E \cdot y_{\max}}} \dots\dots\dots (4-5)$$

Reemplazando en valores en (4-5)

$$t = 4,7192 \text{ mm}$$

Espesores comerciales 3/16", 1/4", 3/8", 1/2", 5/8", 3/4",

Asumimos como espesor final 1/4" (6.35 mm)

Calculamos el esfuerzo máximo

Reemplazamos valores en la expresión (4-1)

$$\sigma_{\max} = \frac{0,6102(12250 \text{ N} / \text{m}^2)(0,2\text{m})^2}{(6,35 \times 10^{-3} \text{ m})^2}$$

$$\sigma_{\max} = 7415165,23 \text{ N} / \text{m}^2$$

Calculamos el esfuerzo máximo admisible al que puede ser sometido el acero con seguridad, como el acero es un material dúctil consideramos el límite de fluencia como referencia.

$$\sigma_{\text{adm}} = 0,6S_y$$

Tabla 4-3 Propiedad del acero ASTM A36

Grado de Acero	Composición Química (% en peso)											Espesor		Requerimientos Físicos					
	C Máx.	Mn	P Máx.	S Máx.	Si Máx.	Cu	Cb	V	Ni	Cr	N2	Pulg.	mm	Límite de Fluencia Mín.		Resistencia a la Tensión		Elongación % Mín.	
														KSI	MPA	KSI	MPA	EN 8"	EN 2"
	ASTM A-36	0.25	0.80 - 1.20	0.040	0.050	0.40	---	---	---	---	---	---	0.180 - 0.500	4.6 - 12.7	36	250	58 - 80	400 - 550	20

De los valores calculados:

$$\sigma_{adm} = 150 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \geq \sigma_{max} = 7415165,23 \text{ N/m}^2$$

El peso de la placa la obtenemos con el programa de SolidWork.

$$W1 = 3.9878 \text{ Kg} (39,08 \text{ N})$$

4.3.2 Cálculo de los ejes soporte de placa

Los ejes tienen una superficie plana donde se realiza 03 agujeros roscados los cuales sirven para asegurar la base con pernos hexagonales.

La figura 4.26 muestra algunas dimensiones del eje (02 unidades iguales)

En los extremos se hace escalonado para alojamiento de 02 rodamientos de bolas y se considera anillos de retención exterior DIN 471 para evitar que el rodamiento quede fuera de lugar.

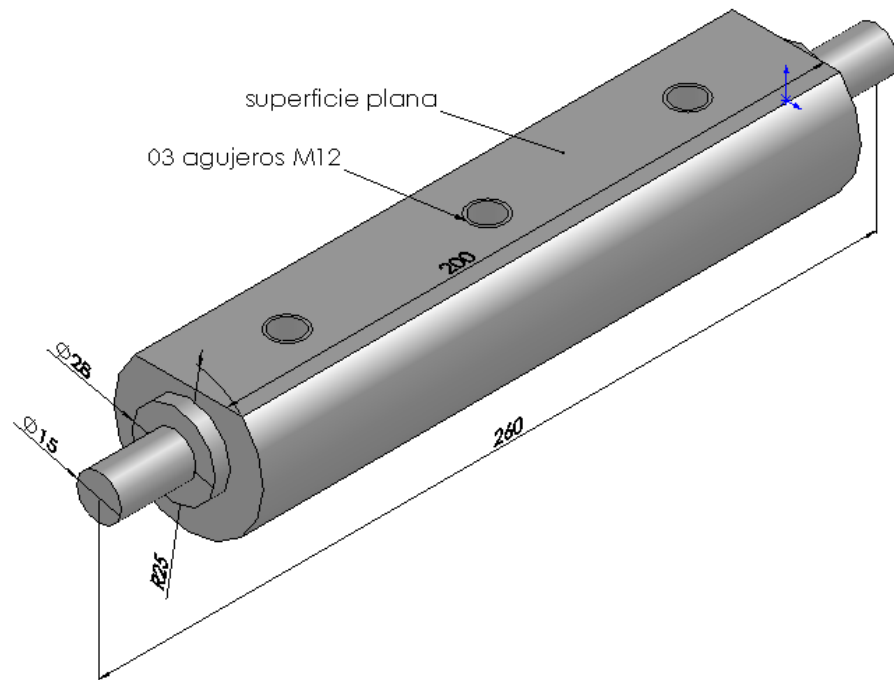


Fig. 4.12 Eje de apoyo de placa base (02 unidades)

Fuerzas actuantes sobre los ejes soporte

Los dos ejes soportan la carga de prueba (980 N) distribuida uniformemente en toda el área más la carga de la base, pernos y orejas.

Consideraciones para el diseño:

El peso de 980N la consideramos como una fuerza aplicada en un punto ya que es más desfavorable.

Para el cálculo consideraremos al eje como una viga sometido a flexión pura por estas fuerzas por lo tanto no consideraremos esfuerzos torsión.

La fuerza total tiene que ser dividida entre 2 ya que son dos ejes.

Debo considerar el peso de dos orejas que van soldadas a la placa, por ello se da una tentativa de las dimensiones de las orejas.

$$W_{\text{total sobre los ejes}} = F + W_1 + 2W_3 + 6W_4 \quad \dots\dots (4-7)$$

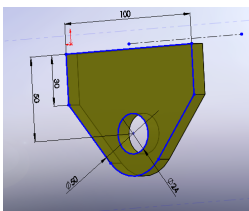
Donde:

F Fuerza debido a la carga máxima de prueba

W₁ peso de la placa

W₃ Peso de oreja (02 unidades)

W₄ Peso de perno M12 (06 unidades)



Reemplazando valores pesos. Ver página 119

$$W_{\text{total sobre los ejes}} = 980 \text{ N} + 39,08\text{N} + 2(3,8366\text{N}) + 6(0,046156\text{N})$$

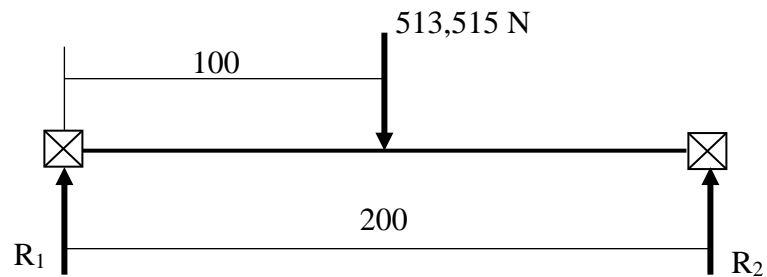
$$W_{\text{total sobre los ejes}} = 1027,03\text{N}$$

Entonces un eje soporta $1027,03\text{N}/2 = 513,515\text{N}$

Diagrama de momento flector

Consideramos la fuerza calculada de 513,515N actuando en el centro del eje.

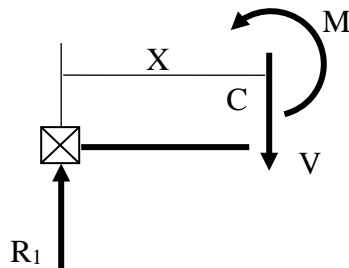
Diagrama del cuerpo libre del eje



$$\sum F_v = 0$$

$$R_1 = R_2 = 256,7575\text{N}$$

$$0 < X \leq 100$$



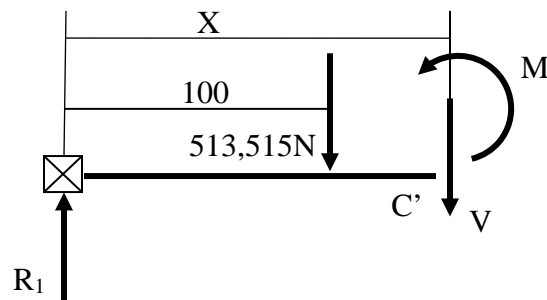
$$\sum M_c = 0$$

$$M - R_1 X = 0$$

$$M = R_1 X$$

$$100 < X \leq 200$$

$$M = 256,7575 \cdot X \quad \text{recta con pendiente positiva}$$



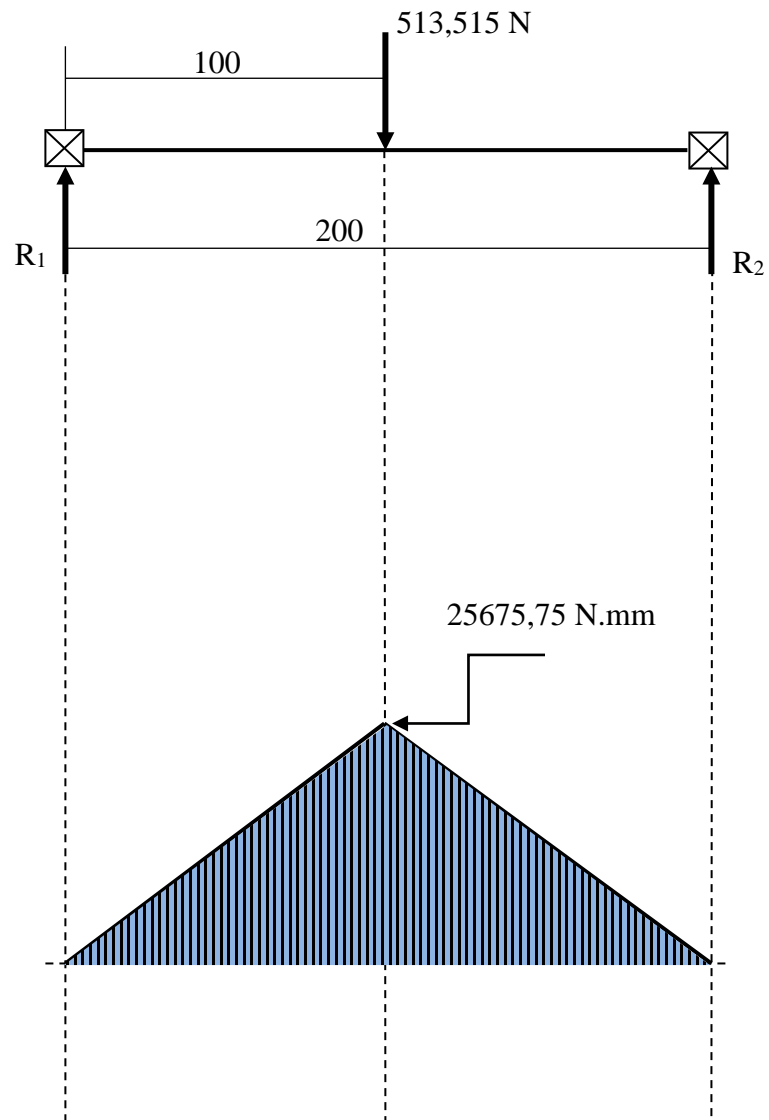
$$\sum M_{c'} = 0$$

$$M + 513,515(X - 100) = R_1 X$$

$$M + 513,515(X - 100) = 256,7575X$$

$$M = 51351,5 - 256,7575 \cdot X \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

A continuación encontramos el punto crítico en el cual el esfuerzo es máximo. Tenemos cuenta que solo estamos trabajando en el plano vertical ya que los ejes se apoyan en rodamientos. Por ello realizamos el diagrama de momentos flectores en el plano vertical.

Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores

La sección transversal del eje no es circular ya que tiene una parte plana (ver figura 4.27) sobre la cual descansa la base horizontal.

Para calcular el esfuerzo máximo que puede soportar este eje debido a las fuerzas actuantes anteriormente descritas y que se resumen en el momento flector máximo calculado de 25675,75 N.mm empleamos la fórmula de Navier.

Ley de Navier:

“En una sección sometida a flexión pura, los módulos de las tensiones que se ejercen sobre los distintas fibras son directamente proporcionales a sus distancias a la fibra neutra”

Según Navier

$$\sigma_1 = -\frac{M}{I} Y_1 \dots\dots\dots (4 - 8)$$

$$\sigma_2 = -\frac{M}{I} Y_2 \dots\dots\dots, (4 -9)$$

Donde:

σ_1 , σ_2 Esfuerzos

M Momento flector

I Momento de inercia

El $\sigma_{\text{máx}}$ se obtiene con el momento máximo flector ($M_{\text{máx}}$) y con la distancia máxima de la fibra neutra ($Y_{\text{máx}}$)

$$\sigma_{\text{máx}} = -\frac{M}{I} Y_{\text{máx}} \quad \dots\dots\dots(4 \quad -10)$$

Con ayuda del programa dibujamos la sección del eje y determinamos el momento de inercia con respecto al centro de gravedad (figura 4.28) y determinamos las distancias Y_1 y Y_2

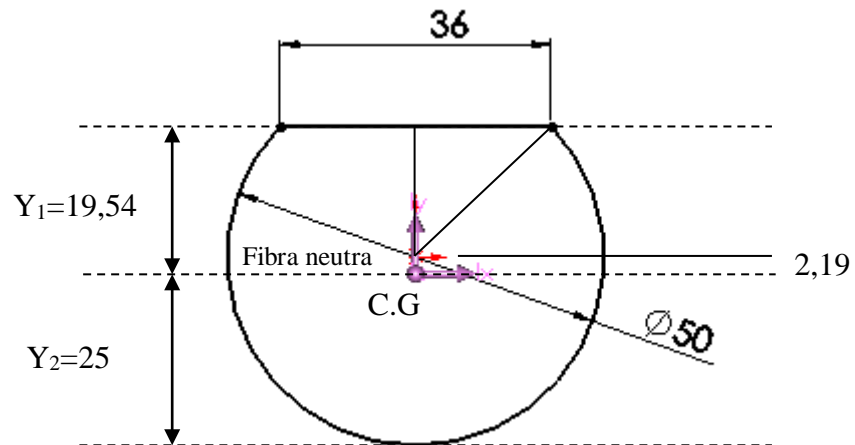


Fig. 4.27 Sección transversal del eje, ubicación del centro de gravedad.

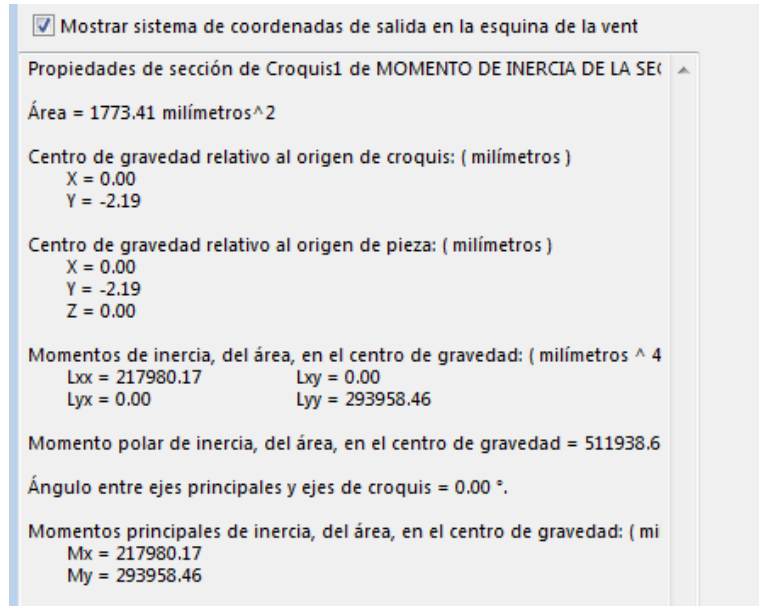


Fig. 4.28 Valores de los momentos de inercia

Reemplazando valores en las ecuaciones (4 – 8) y (4 – 9)

Calculamos los esfuerzos a la fatiga

$$\sigma_1 = \frac{25675,75\text{N.mm}}{217980,17} (19,74\text{mm})$$

$$\sigma_1 = 2325162,445 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{25675,75\text{N.mm}}{217980,17} (25\text{mm})$$

$$\sigma_2 = 2944734,606 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo máximo está determinado por:

$$\sigma_{\text{máx}} = \text{Máx}\{\sigma_1, \sigma_2\}$$

De la expresión (4-6) para el acero el esfuerzo admisible es

$$\sigma_{\text{adm}} = 150 \times 10^6 \text{ N/m}^2 > \sigma_2 = 2944734,606 \text{ N/m}^2$$

Como es mayor se comprueba que no falla

4.3.3 Dimensión del vástago oscilante

El movimiento lineal de la base oscilante horizontal por razones de diseño y espacio en la geometría de la máquina es aproximadamente 700 mm, por lo cual la carrera de cualquier punto considerado en la base debe ser de 300 mm. La figura 4.19 muestra claramente la geometría establecida

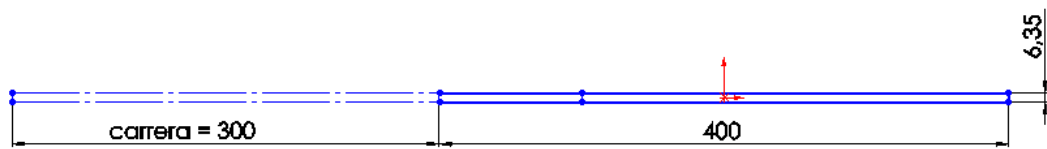


Fig. 4.19 Carrera de la base

La figura 4.20 muestra la geometría del sistema de oscilación donde OA es el vástago que pivota en "O" de 500 mm, AB es el eslabón el cual determinaremos su longitud de tal manera que cumpla con las condiciones geométricas requeridas. Para la máxima carrera el brazo barre un ángulo de 2θ el máximo desde su posición inicial OA hasta su posición final OA₁

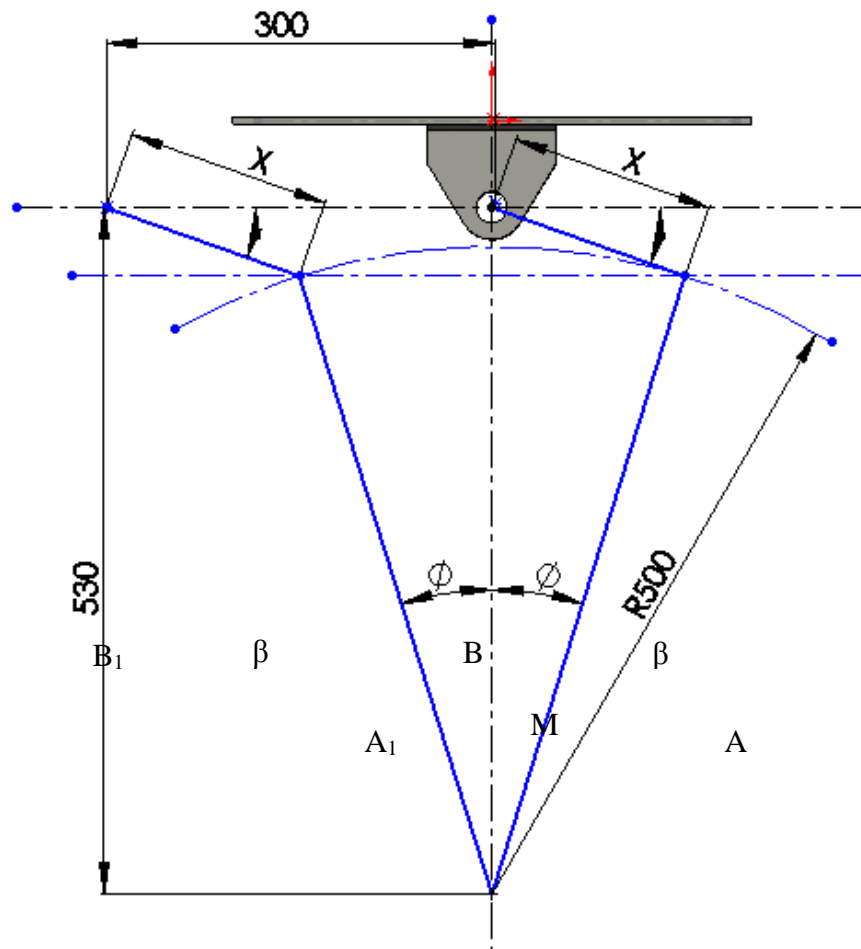


Fig. 4.20 Geometría del sistema de oscilación

Para el cálculo del eslabón AB emplearemos la geometría euclidiana y la trigonometría.

$$500 \operatorname{Sen} \phi = 150 \quad \text{Dela figura 4.20}$$

$$\phi = 17,4576^\circ$$

$$OM = 500 \operatorname{Cos}(17,457^\circ)$$

$$OM = 476,9696 \text{ mm}$$

Entonces

$$MB = 530 - OM$$

$$MB = 53,0304 \text{ mm}$$

Del triangulo ABM

$$AM = 150 \text{ mm}$$

En el triangulo ABM

$$AB = \sqrt{AM^2 + MB^2}$$

Reemplazando valores :

$$AB = \sqrt{150^2 + 53,0304^2}$$

$$AB = 159,0981 \text{ mm}$$

Mediante un croquizado en Solidworks determinamos el ángulo β y comprobamos el ángulo \emptyset .

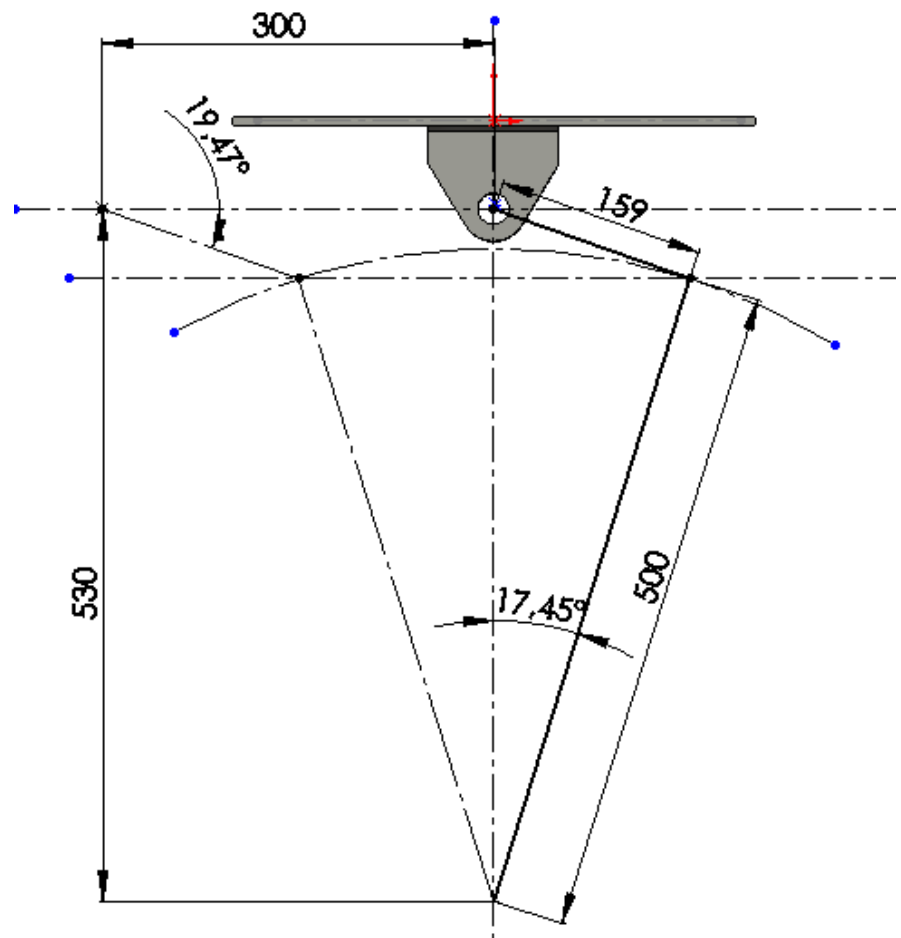


Fig. 4.21 Medidas finales del modelo para el sistema oscilante

4.3.4 Dimensión del eslabón

Consideramos la forma del eslabón (ver figura 4.22) como la unión de tres elementos 02 cuerpos cilíndricos y una platina, los cuales irán soldados.

La dimensión entre centros es de 159 mm (Fig. 4.22) la medida del largo del cilindro mayor está dada por la separación de las orejas soldadas a la base oscilante (ver sección 4.3.4) dejando un juego o separación de 0,95 mm máximo (ver plano N° 1) ya que este al trabajar pivotará.

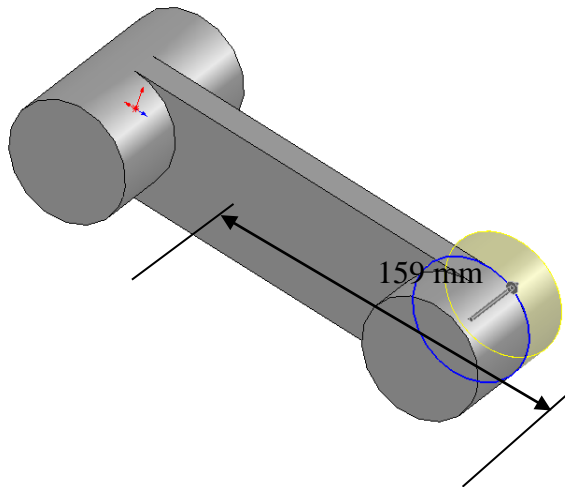


Fig. 4.22 Forma del eslabón

4.3.5 Cálculo de la longitud de manivela O_1P

Determinaremos la longitud de la manivela de acuerdo a la geometría establecida en la figura 4.32 y teniendo en cuenta un valor entero para facilitar los cálculos

El croquizado en Solidworks nos ayuda a determinar esta medida, en la figura 4.29 ubicamos la circunferencia tangente a las dos posiciones del vástago (inicial y final).

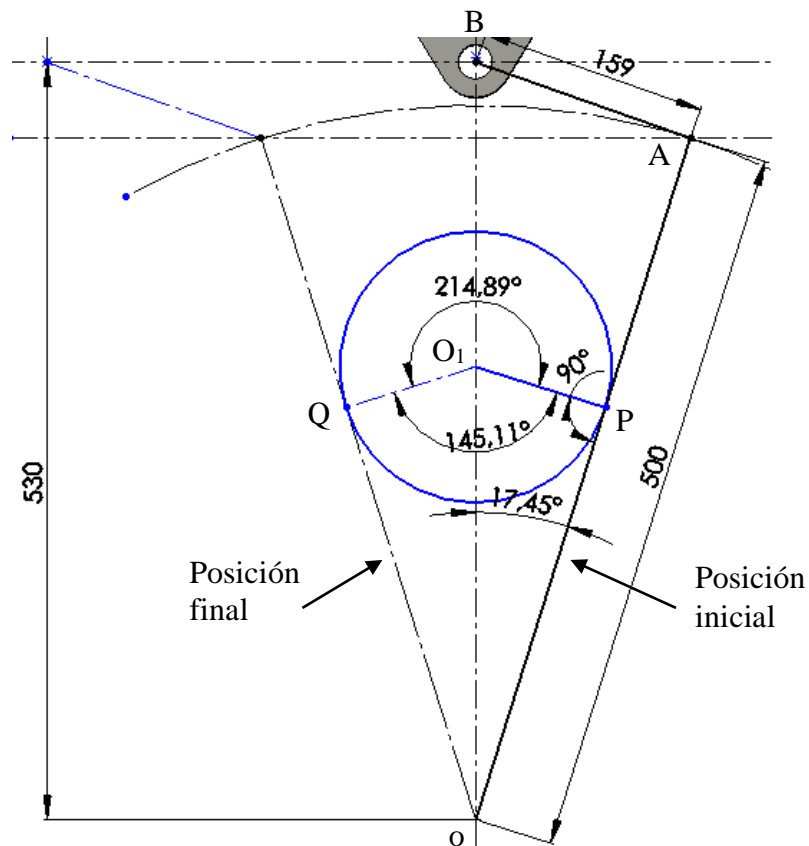


Fig. 4.23 Dimensionamiento de la manivela

El radio de la circunferencia (Fig. 4.29) que describe el movimiento circular de la manivela es la medida de la manivela el cual tiene un valor de 95 mm.

En el mecanismo oscilante se presenta dos velocidades para el vástago, para un giro constante de la manivela, al recorrer barriendo en sentido antihorario desde el punto P hasta el punto Q (Fig. 4.29) un ángulo desde 0° hasta $214,89^\circ$ realiza un movimiento de velocidad menor, al que recorre barriendo el ángulo en sentido antihorario desde Q hasta P igual a $145,11^\circ$.

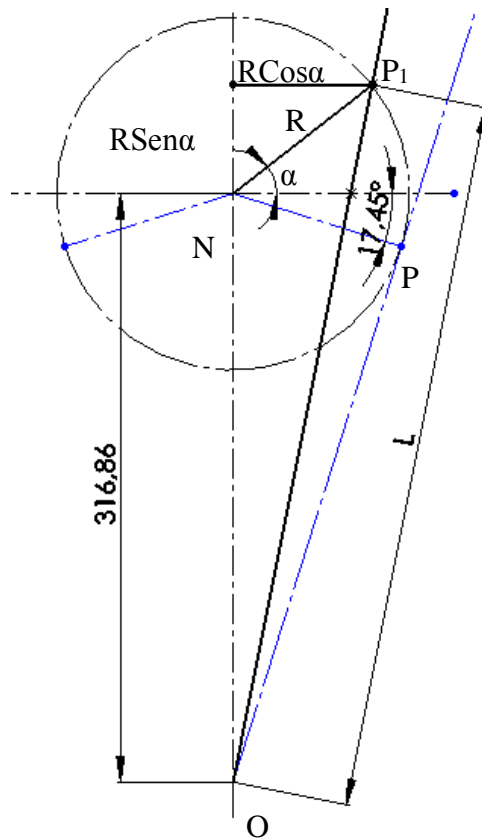


Fig. 4.24 Posición cualquiera del mecanismo

A este tipo de mecanismo se le conoce como “mecanismo de retroceso rápido” y se emplea en maquinas Limadoras.

Cálculo de la longitud L (OP_1)

De la figura 4.30 determinamos la longitud “ L ” que varia cuando el punto P se desplaza a lo largo de la circunferencia de radio 95 mm. Del triangulo OP_1N planteamos la ecuación.

$$L = \sqrt{[316,86 + R \text{Sen} \alpha]^2 + [R \text{Cos} \alpha]^2} \dots\dots\dots (4-11)$$

La tabla 4 - 4 muestra valores de ángulos rotación de O_1P_1 (Fig. 4.31) en sentido antihorario, además los valores de $L = OP_1$ (Fig. 4.30).

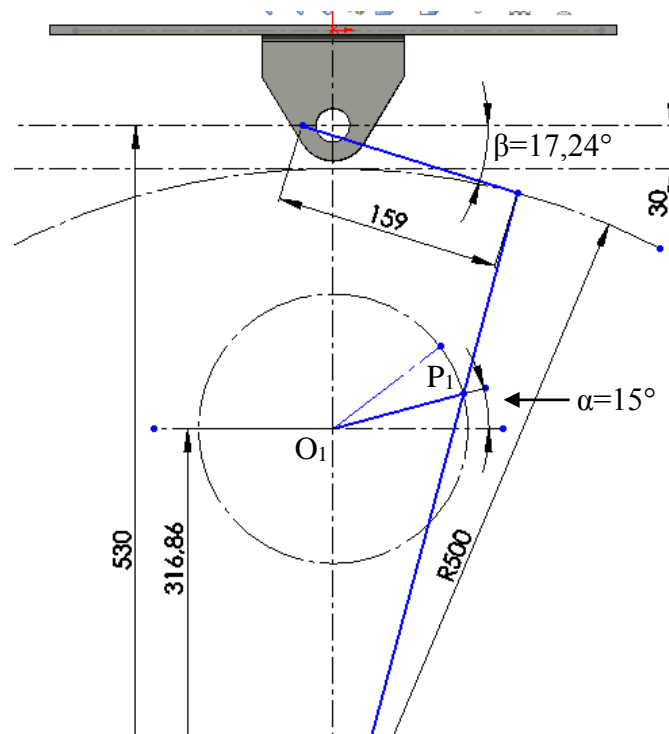


Fig. 4.25 Posición de O_1P_1 cuando $\alpha = 15^\circ$

Relación del ángulo α y β *

(*) El ángulo β se determina gráficamente del croquizado en Solidworks, en la figura 4.31 se muestra el ejemplo. Para un ángulo de $\alpha = 15^\circ$ corresponde un ángulo $\beta = 14,36^\circ$

Tabla 4-4 valores de α , β , L

Valores de α	Valores de β	Valores de L	Observación
-17,45°	19,47°	302,278	
0°	18,73°	330,795	
15°	17,24°	353,563	
30°	15,42°	373,533	
45°	13,63°	389,866	
60°	12,16°	401,949	
75°	11,21°	409,362	
90°	10,88°	411,860	L máx
105°	11,21°	409,362	
120°	12,16°	401,949	
135°	13,63°	389,866	
150°	15,42°	373,533	
165°	17,24°	353,563	
180°	18,73°	330,795	
195°	19,46°	306,339	
197,45°	19,47°	302,278	
210°	19,02°	281,644	
225°	17,26°	258,563	
240°	14,55°	239,348	
255°	11,96°	226,436	
270°	10,88°	221,860	
285°	11,96°	226,436	
300°	14,55°	239,348	
315°	17,26°	258,563	
330°	19,02°	281,644	
342,55	19,47°	302,278	
345°	19,46°	306,339	
360°	18,73°	330,795	

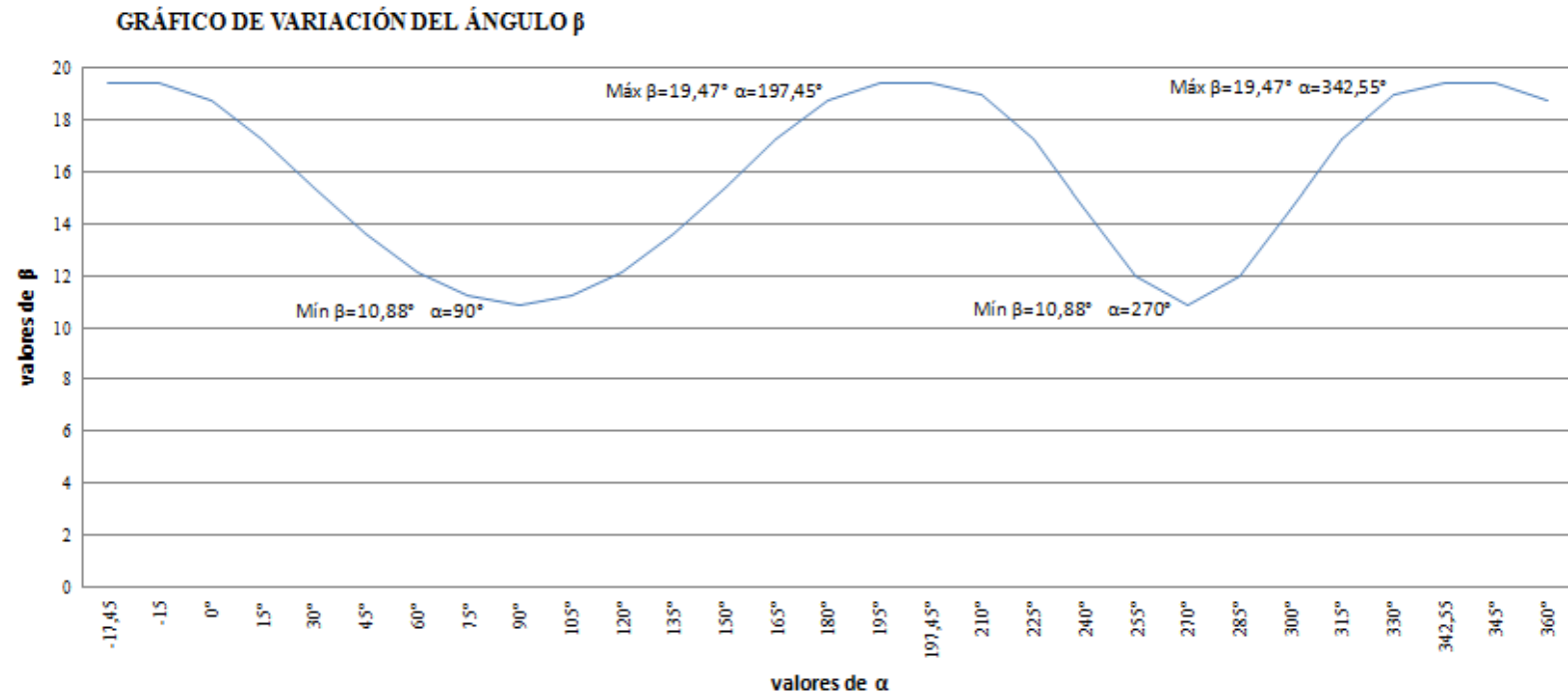


Fig.4.32 Variación del ángulo β

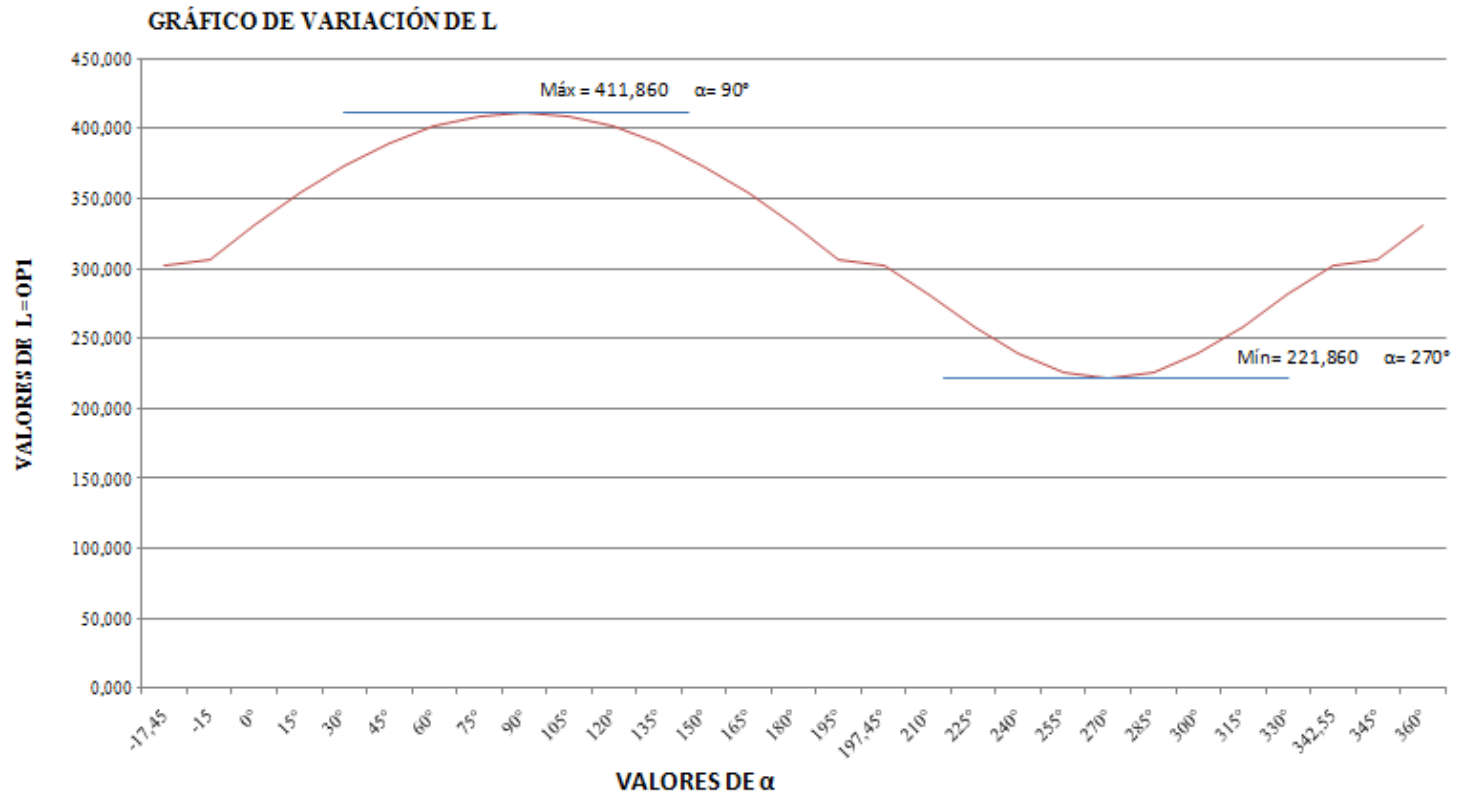


Fig.4.33 Variación de la distancia $L=OP_1$ para varias posiciones de OP_1 (medidas en mm)

4.3.6 Cálculo de la fuerza necesaria para mover el sistema

Debemos hacer algunas consideraciones para el cálculo de fuerza F que necesitamos para mover el sistema. Analizamos las fuerzas que actúan sobre el eslabón AB quien conecta con el eslabón y el carrito de movimiento horizontal.

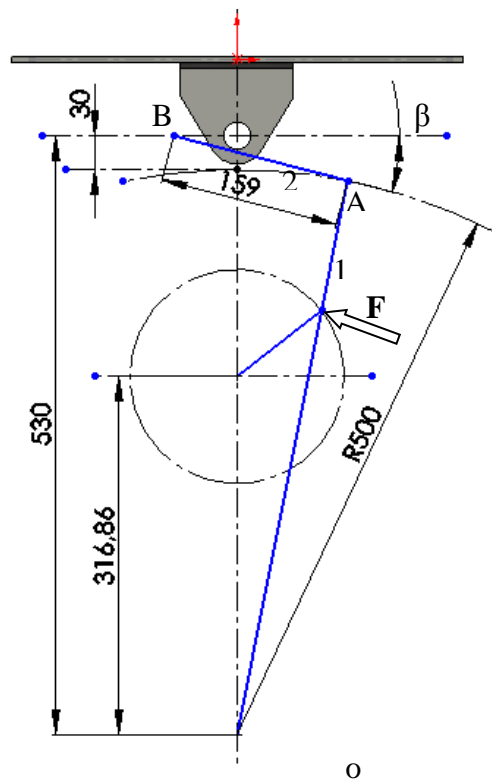


Fig. 4.28 Esquema de posición cualquiera del sistema oscilante

Calculo de fuerzas el eslabón AB

Realizamos el diagrama de fuerzas en el eslabón AB fig. 4.35, considerando la distancia total entre centros pivotantes de 159 mm (sección 4.3.6 pág. 97)

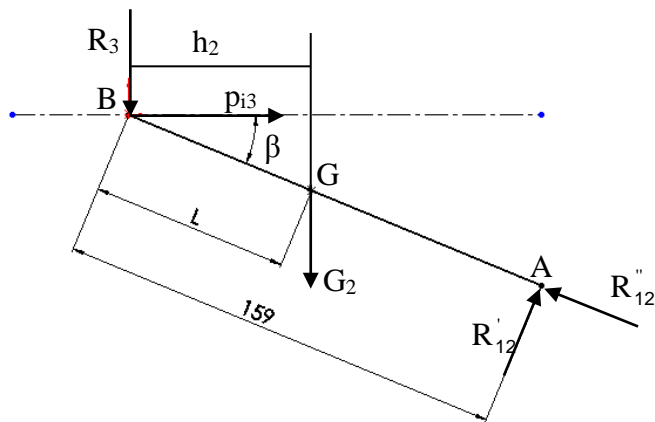


Fig. 4.35 DCL del eslabón AB

R_3 es la fuerza vertical

P_{i3} fuerza de reacción horizontal

G centro de gravedad

G_2 peso del eslabón

R'_{12} , R''_{12} reacciones en el pivote A

L distancia del pivote B al centro de gravedad

Nota: Consideramos las fuerzas de inercia igual a cero porque no hay gran masa

La distancia L y el peso G_2 se obtiene con ayuda del
Solidworks

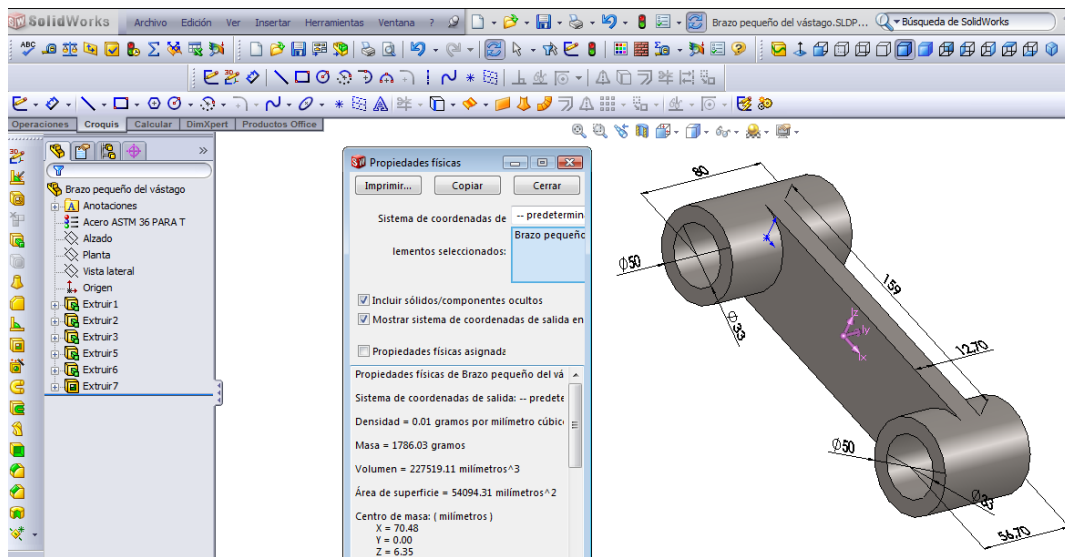


Fig. 4.36 Centro de gravedad del eslabón

De la figura 4.36

$$L = 70,48 \text{ mm}$$

$$G_2 = 1786,03 \text{ g} = 17,50 \text{ N}$$

Cálculo de R'_{12}

$$\sum M_B = 0$$

$$- R'_{12} \times AB + G_2 \times h_2 = 0 \dots\dots\dots(4-12)$$

$$R'_{12} = \frac{G_2 \times h_2}{AB} \dots\dots\dots(4-13)$$

donde $h_2 = L \cos \beta$

Reemplazamos datos en (4-12) y (4-13)

$$R'_{12} = \frac{1,78603 \text{Kg} \times 70,48 \text{mm} \cos \beta}{150 \text{mm}}$$

$$R'_{12} = 0,84 \cos \beta (\text{kg}) \dots\dots\dots(4-14)$$

Cálculo de R_3

Está constituida por los siguientes pesos:

W_1 Peso de la Placa

W_2 Peso de eje (02 unidades)

W_3 Peso de oreja (02 unidades)

W_4 Peso de perno M12 (06 unidades)

W_5 Peso de rodamiento (04 unidades)

W_6 Peso del pin

W_7 Peso de prueba máximo

Los pesos se obtienen con el software de SolidWorks

$$W_1 = 3,9878 \text{ Kg (39,08 N)}$$

$$W_3 = 0,39149 \text{ Kg (3,8366 N)}$$

$$W_2 = 2,90944 \text{ Kg (28,512512 N)}$$

Entonces tenemos:

$$R_3 = W_1 + 2W_2 + 2W_3 + 6W_4 + 4W_5 + W_6 + W_7 \dots \dots (4-15)$$

Reemplazando valores en (4-15)

$$R_3 = 39,08\text{N} + 2(28512512) + 2(3,8366\text{N}) + 6(0,046158\text{N}) \\ + 4(0,221088\text{N}) + 4,098\text{N} + 980 \text{ N}$$

$$R_3 = 1089,04 \text{ N}$$

Calculo de P_{i3}

De la Fig. 4.35 hallamos la suma de momentos en el punto A y aplicamos condición de equilibrio.

$$\sum M_A = 0$$

$$R_3 \cdot 159 \cos \beta + G_2 \cdot (159 - L) \cos \beta = P_{i3} \cdot 159 \sin \beta$$

para $\beta = 19,47^\circ$

$$P_{i3} = 3108,03 \text{ N}$$

Cálculo de R_{12}

Croquizando las fuerzas en SolidWorks hallamos gráficamente

R_{12} .

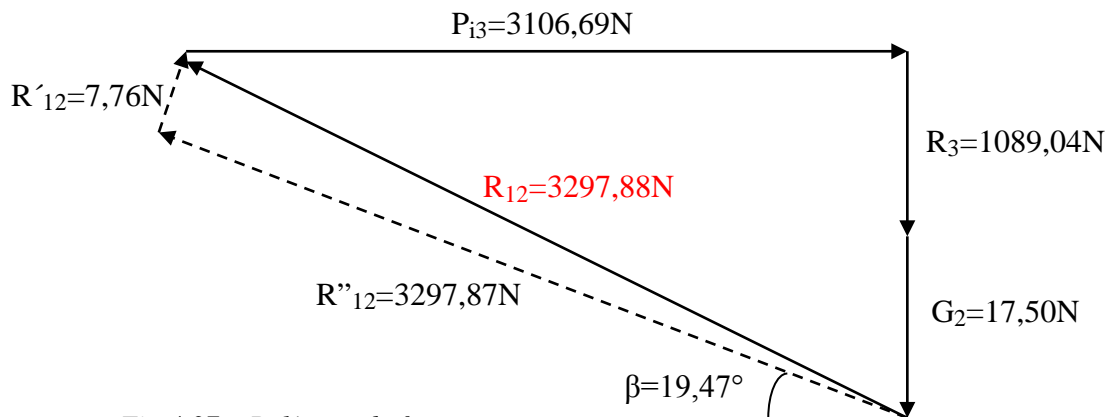


Fig.4.37 Polígono de fuerzas

Cálculo de Fuerza necesaria para mover el sistema de movimiento horizontal

Determinamos el centro de gravedad con ayuda del programa, el C.G. se encuentra 5.01 mm por encima del eje de coordenadas referencial.

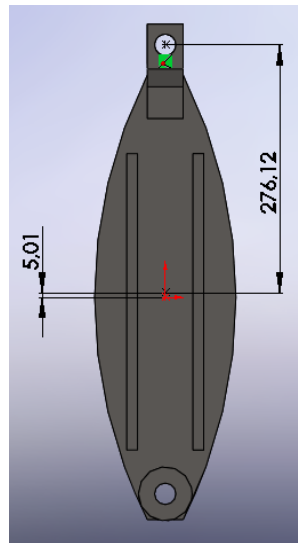


Fig.4.32 Centro de gravedad del vástago

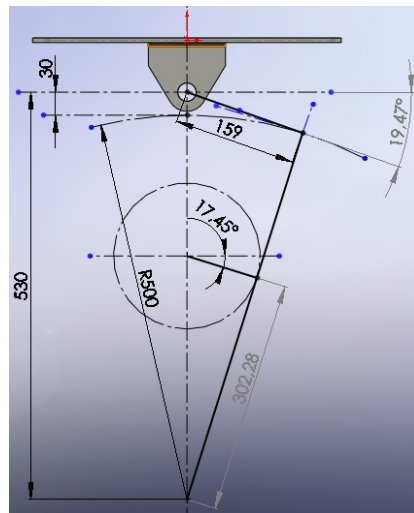


Fig.4.33 Posición del vástago al inicio

Realizamos el Diagrama de cuerpo libre del vástago

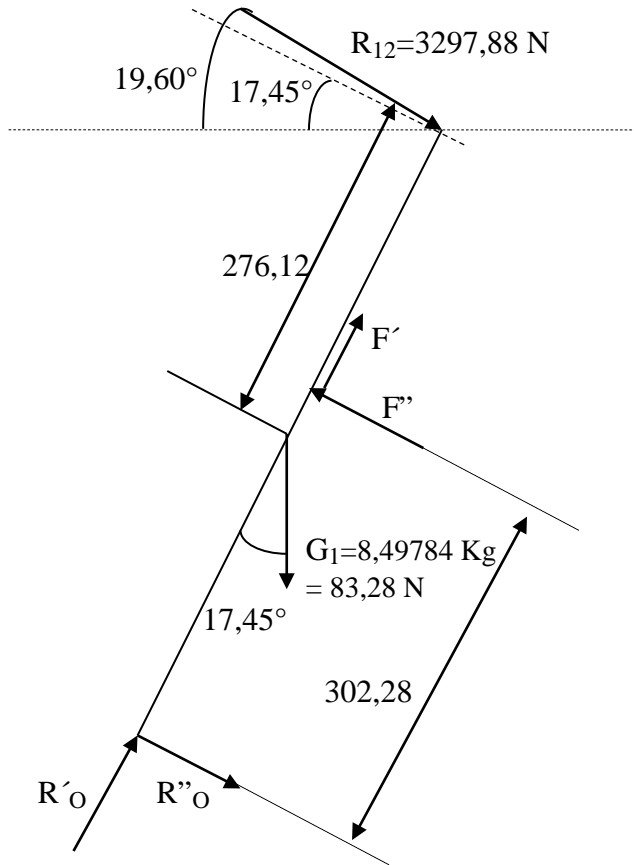


Fig.4.40 Análisis de fuerzas en el vástago

$$\sum Mo = 0$$

$$R_{12} \cos 2,15^\circ \times 500 + G_1 \sin 17,45^\circ \times 223,88 = F'' \times 302,28$$

$$3297,88 \times \cos 2,15^\circ \times 500 + 83,28 \times \sin 17,45^\circ \times 223,88 = F'' \times 302,28$$

$$F'' = 5469,66 N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F'' \cdot (500 - 302,28) - G_1 \cdot \text{Sen}17,45^\circ(276,12) - R''_o \cdot (500) = 0$$

$$5469,66(197,72) - 83,28 \cdot \text{Sen}17,45^\circ(276,12) - R''_o \cdot (500) = 0$$

$$R''_o = 2149,131\text{N}$$

Cálculo de R'ó

Construimos el polígono de fuerza para determinar su valor

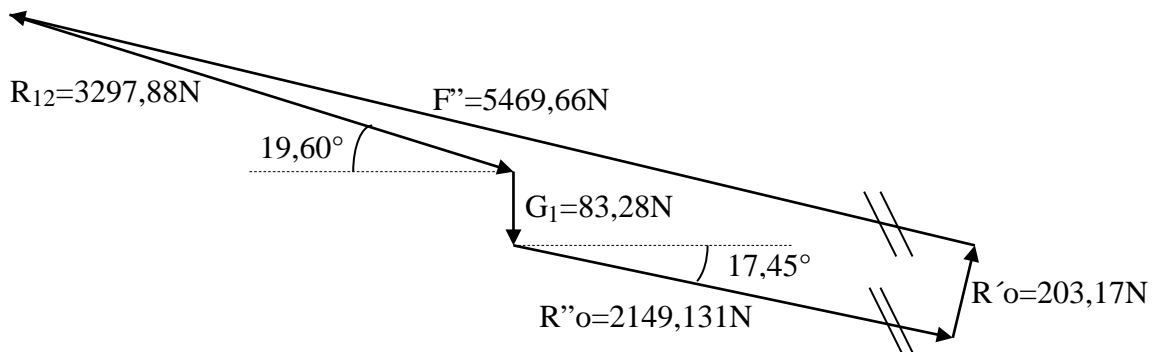


Fig.4.41 Polígono de fuerzas

La fuerza F' es igual a cero tal como lo demuestra los cálculos, por lo tanto consideramos como punto de partida para nuestros cálculos y dimensionamiento de los engranajes la fuerza $F'' = 5469,66\text{N}$

4.4.1 Rueda y Piñón de salida

La figura 4.45 muestra el esquema del sistema de transmisión por engranajes de dientes rectos. Al piñón D y la rueda C le llamamos engranajes entrada y al piñón B y rueda A le llamamos engranajes de salida.

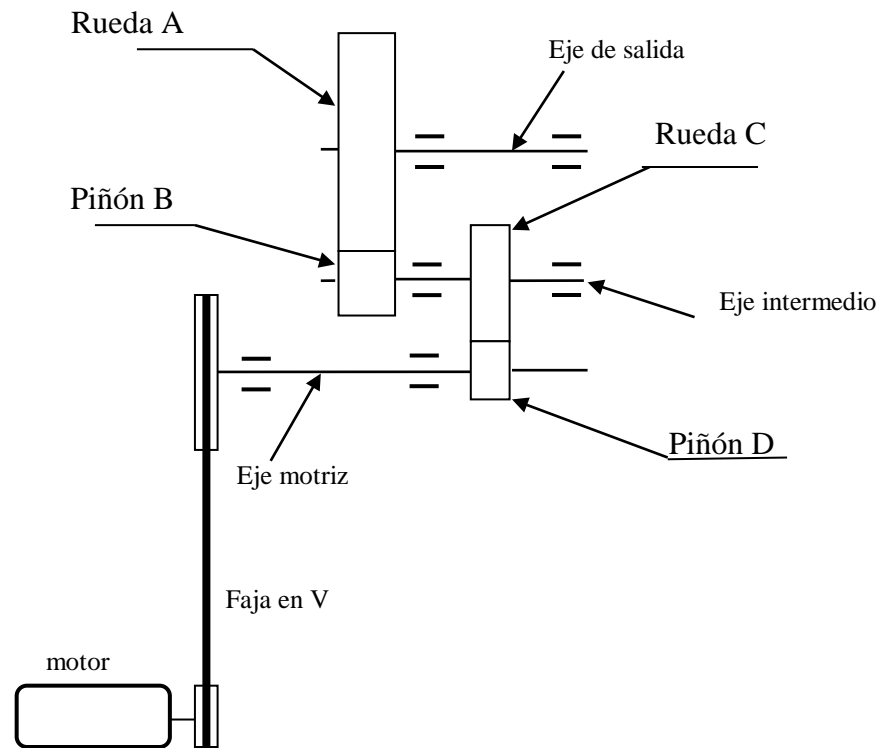


Fig. 4.42 sistema de transmisión por engranajes

Cálculo del Torque en el engranaje

De la Figura 4.34

$$T = (O_1P_1)(F) \dots \dots \dots (4-22)$$

donde:

$O_1P_1 =$ radio de aplicación de la fuerza

$F =$ Fuerza requerida

Reemplazando en (4-16)

$$T = (O_1P_1)(F)$$

$$T = 0,095m(5469,66N)$$

$$T = 519,6177 N.m$$

Cálculo de la Potencia de diseño

$$P_d = T.N_p \dots \dots \dots (4-23)$$

donde:

$P_d =$ Potencia de diseño

$T =$ Torque

$N_p =$ velocidad angular del piñon

Reemplazando en (4-17)

$$P_d = (519,6177 N.m)(30rpm)$$

$$P_d = 15588,531 N.m/min$$

$$P_d = 0,3484 HP$$

Determinación de la velocidad (rpm) de la rueda A

La velocidad de corte (V_c) en una cepilladora es directamente proporcional al número de doble carrera (trabajo de ida y vuelta en el mecanizado) por lo tanto consideramos una velocidad de corte recomendado en la tabla 4 – 5 como parámetro para el cálculo de la velocidad angular de la rueda. En la figura 4.43 el punto P da una vuelta y el carro recorre 1 doble carrera de ida y vuelta, por lo tanto determinaremos el número de doble carrera según la velocidad de trabajo en la cepilladora ya que se ha tomado como referencia para el diseño del módulo.

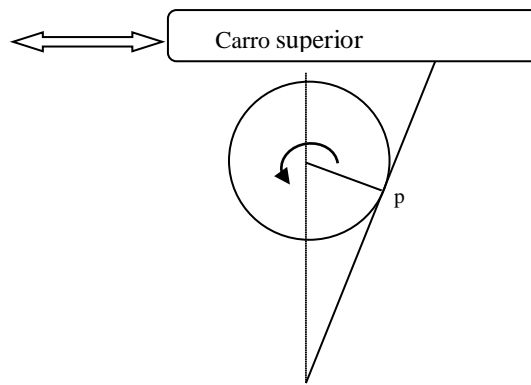


Fig. 4.43 Esquema del mecanismo en una cepilladora

Tabla 4-5 Tabla de velocidades de corte para trabajos en cepilladora en m/min (Manual de cepilladora de codo Senati)

Materiales	Acero rápido		Carburada	
	desbastado	acabado	desbastado	acabado
Acero dulce	15	20	20	30
Acero semiduro	12	16	16	25
Acero duro	9	12	12	20
Fundición gris	7	10	10	15
Bronce-Latón	20	28	30	40
Aluminio	30	40	80	120

De la tabla 4-5 tenemos velocidades de corte que nos sirve para calcular las revoluciones de la rueda considerando 02 velocidades de trabajo en condiciones normales.

$$V_c = 16 \text{ m/min} \quad \text{y} \quad 20 \text{ m/min}$$

Para el cálculo utilizamos la formula siguiente:

$$N = \frac{V_c \times 1000}{2L} \dots\dots\dots(4-24)$$

Donde:

N = número de doble carrera

V_c = Velocidad de avance o de corte

L = longitud de carrera

$2L$ = doble carrera

1000 = factor de conversión

Reemplazamos en (4 – 18)

$$N = \frac{16 \times 1000}{2(300)} = 26 \text{ dc/min}$$

$$N = \frac{20 \times 1000}{2(300)} = 33,3 \text{ dc/min}$$

De los valores calculados adoptamos la velocidad de 30 rpm el cual es la velocidad de la rueda A, por lo tanto la velocidad del piñón B es 120 rpm ya que la relación de transmisión es 4.

Utilizamos el método AGMA (American Gear Manufactures Association) para el cálculo para el cálculo de engranajes.

Determinación de la relación de transmisión

Según la geometría de la máquina y espacio determinamos las dimensiones de la rueda A y piñón B

Diámetro de paso la rueda : 400 mm

Diámetro de paso del piñón : 100 mm

Entonces

$$Mg = \frac{400}{100} = 4$$

De acuerdo con la relación de transmisión, de la tabla 4-6 con 20°FD

el número mínimo de dientes del piñón por efecto de interferencia es

$$Z_{p_{\min}} = 16 \text{ dientes}$$

Distancia entre centros (C)

Para engranajes cilíndricos de dientes rectos un parámetro importante es

la distancia entre centros y según la dimensiones dadas tenemos:

$$\text{Distancia entre centros } C = 250 \text{ mm}$$

Tabla 4-6 Número mínimo de dientes del piñón por efecto de interferencia
(Diseño de elementos de máquinas II .Ing. F. Alva Dávila)

RELACION DE TRANSMISIÓN	ANGULO DE PRESION, ENGRADOS			
	14,5° FD	20° FD	20° SD	25° FD
1,000 - 1,062	23	13	10	9
1,063 - 1,136	23	13	11	9
1,137 - 1,265	24	13	11	9
1,266 - 1,350	24	14	11	9
1,351 - 1,481	25	14	11	9
1,482 - 1,626	25	14	11	10
1,627 - 1,682	26	14	11	10
1,683 - 1,866	26	14	12	10
1,867 - 1,994	26	15	12	10
1,995 - 2,512	27	15	12	10
2,513 - 3,033	28	15	12	10
3,034 - 3,239	28	16	13	10
3,240 - 3,295	28	16	13	11
3,296 - 4,616	29	16	13	11
4,617 - 6,317	30	16	13	11
6,318 - 7,324	30	17	13	11
7,325 - 8,348	31	17	13	11
8,349 - 16,026	31	17	14	11
∞	32	18	14	12

Módulo máximo

$$M_{\max} = \frac{2C}{Z_{p_{\min}}(1 + Mg)} \dots\dots\dots(4-19)$$

Reemplazando valores

$$M_{\max} = \frac{2(250)}{16(1 + 4)}$$

$$M_{\max} = 6,25$$

Tabla 4-7 Módulos y pasos diametrales normalizados
(Diseño de elementos de máquinas II .Ing. F. Alva Dávila)

MODULO NORMALIZADO	EQUIVALENCIA EN PASO DIAMETRAL
1	25,4
1,125	22,57778
1,25	20,32
1,375	18,47273
1,5	16,93333
1,75	14,51429
2	12,7
2,25	11,28889
2,5	10,16
2,75	9,23636
3	8,46667
3,5	7,255714
4	6,35
4,5	5,64444
5	5,08
5,5	4,61818
6	4,23333
7	3,62857
8	3,175
9	2,82222
10	2,54
11	2,30909
12	2,11667
14	1,81429
16	1,5875
18	1,41111
20	1,27
22	1,15455
25	1,016

De la tabla 4 -7 podemos utilizar módulos de 6 – 5,5 – 5 – 4,5 – 4 – 3,5

Tabla 4-8 Número de dientes de acuerdo a un módulo

M	Zp + Zg	Zp	Zg	Mg
6	83	16	67	4,18
6	83	17	66	3,8
5,5	91	18	73	4,05
5	100	19	81	4,26

La fórmula (4 – 20) nos permite elaborar la tabla 4 - 8

$$Z_p + Z_g = \frac{2C}{M} \dots\dots\dots(4 - 20)$$

De la tabla 4 – 8 tenemos los siguientes valores

Módulo $M = 5,5$

Número de dientes del piñón $Z_p = 18$ dientes

Número de dientes de la rueda $Z_g = 73$ dientes

Cálculo del diámetro de paso de los engranajes

$$D_p = MZ_p \dots\dots\dots(4 - 21)$$

$$D_p = 5,5(18) = 99 \text{ mm}$$

$$D_g = MZ_g \dots\dots\dots (4 - 22)$$

$$D_g = 5,5(73) = 401,5 \text{ mm}$$

Ancho del diente

$$8M \leq F \leq 12,5M \quad \dots\dots\dots (4 - 28)$$

Reemplazando el valor del módulo

$$44 \leq F \leq 68,75$$

Asumimos como ancho del diente $F = 50 \text{ mm}$

Cálculo de la velocidad tangencial del piñón

$$V = \frac{\pi D_p N_p}{60000} \dots\dots\dots (4 - 29)$$

Donde :

D_p Diámetro de paso del piñon (mm)

N_p Velocidad angular del piñón (rpm)

$$V = \frac{\pi(99)(120)}{60000}$$

$$V = 0,62 \text{ m/s}$$

Para el cálculo de los dientes de los engranajes rectos utilizamos el método AGMA que contempla dos criterios por resistencia a la fatiga por flexión y por fatiga superficial o desgaste.

Cálculo por fatiga superficial o desgaste

Calculamos la potencia máxima que se puede transmitir con la fórmula

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{N_p \cdot F \cdot C_v \cdot I}{C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \right] \left[\frac{S_{ac} \cdot D_p \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R \cdot C_p} \right]^2 \dots\dots\dots (4 - 25)$$

Donde definimos cada parámetro o factor y consideramos el valor para según nuestro diseño.

Factor de sobrecarga C_0

De la TABLA N° 1 El diseño es impulsado por un motor eléctrico de forma uniforme pero de carga con impacto moderado por lo que consideramos $C_0 = 1,25$

Factor dinámico C_v

Para la fabricación de los engranes con fresado y en un diseño típico de máquina se recomienda calidades de número AGMA no mayores que 6 por lo tanto de TABLA N° 2 y TABLA N° 3

considerando calidad 5 y teniendo la velocidad de paso del piñón de 0,62 m/s , $C_v = 0,95$

Factor de tamaño C_s

El módulo que utilizamos para la fabricación es de 5,5 , por lo tanto podemos elegir según la TABLA N° 4 de acuerdo a recomendación de la AGMA $C_s = 1,00$

Factor de distribución de carga C_m

De la TABLA N° 5 para un ancho de 50 mm, montaje menos rígido y menos precisos con contacto a todo el ancho de diente $C_m = 1,6$

Factor de condición superficial C_f

De la TABLA N° 6 según recomendación para engranajes de buen acabado superficial $C_f = 1$

Factor geométrico I

Con la relación de transmisión 4 y con el número de dientes del piñón igual a 17 de la TABLA N° 7 obtenemos $I = 0,104$

Factor de coeficiente elástico C_p

De la TABLA N° 8 para ambas ruedas de acero tenemos $C_p = 61$

Factor de vida C_L

Para un número de contactos de 10^7 de la TABLA N° 9 tenemos

$$C_L = 1$$

Factor de relación de dureza C_H

Tomando en cuenta que los dientes del piñón tiene más dureza que los dientes de engrane, para que estos últimos se alisen y endurezcan durante su funcionamiento.

Según la TABLA N° 11 la relación de dureza siempre es menor que 1,2 por el cual se recomienda $C_H = 1,00$

Factor de temperatura C_T

Para condiciones normales de trabajo de la TABLA N° 12 tenemos que $C_T = 1,00$

Factor de seguridad C_R

Consideramos una falla en cien o sea 99% de confiabilidad de la TABLA N° 13 tenemos $C_R = 1,00$

Esfuerzo permisible de contacto S_{ac}

De la TABLA N° 10 seleccionamos las durezas recomendadas

Dureza del piñón 265 BHN

Dureza del engranaje 225 BHN

De la TABLA N° 14 tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje (caso más desfavorable) y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

$$S_{ac} = 102500 \text{ lb/pulg}^2 = 72 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores en la fórmula (4 – 25)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(120)(50)(0,95)(0,104)}{(1,25)(1)(1,6)(1)} \right] \left[\frac{(72)(99)(1)(1)}{(1)(1)(61)} \right]^2$$

$$P = 2.825 \text{ CV}$$

$$P = 2,787 \text{ HP}$$

Como:

$$P = 2,787 \text{ HP} \geq P_d = 0,3484 \text{ HP}$$

Nuestro diseño es correcto

Cálculo por resistencia a la fatiga por flexión

Calculamos la potencia máxima que se puede transmitir con la fórmula

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{D_p \cdot N_p \cdot S_{at} \cdot M \cdot F \cdot J_p \cdot K_L \cdot K_v}{K_S \cdot K_m \cdot K_T \cdot K_R \cdot K_0 \cdot K_B} \right] \dots\dots\dots (4-26)$$

Al igual que el criterio anterior definimos los factores y sus valores para nuestro diseño

Esfuerzo permisible del material S_{at}

De la TABLA N° 10 seleccionamos las durezas recomendadas

Dureza del piñón 265 BHN

Dureza del engranaje 225 BHN

De la TABLA N° 16 tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

Para el piñón

$$S_{atp} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atp} = 77,3(225) + 12800$$

$$S_{atp} = 30192,5 \text{ lb/pulg}^2 = 21,23 \text{ Kg/mm}^2$$

Para el engranaje

$$S_{atg} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atg} = 77,3(265) + 12800$$

$$S_{atg} = 33248,5 \text{ lb/pulg}^2 = 23,4 \text{ Kg/mm}^2$$

Factor geométrico J_p

De la TABLA N° 17 de acuerdo al número de dientes $Z_p = 18$

$Z_g = 73$ obtenemos:

$$\text{Para el piñón} \quad J_p = 0,31$$

$$\text{Para el engranaje} \quad J_g = 0,41$$

Factor de vida flexionante K_L

De la TABLA N° 18 y para un número de ciclos de 10^7 obtenemos

$$K_L = 1,00$$

Factor dinámico K_v

Para la fabricación de los engranes con fresado y en un diseño típico de máquina se recomienda calidades de número AGMA no mayores que 6 por lo tanto de TABLA N° 3 considerando calidad 5 y teniendo la velocidad de paso del piñón de 0,62 m/s

$$C_v = K_v = 0,95$$

Factor de tamaño K_S

Consideramos que en nuestro diseño no hay efecto perjudicial de tamaño y para aceros con tratamiento térmico adecuado lo que se recomienda utilizar $K_S = 1,00$

Factor de distribución de carga K_m

De la TABLA N° 5 para un ancho de 50 mm, montaje menos rígido y menos precisos con contacto a todo el ancho de diente tenemos:

$$C_m = K_m = 1,6$$

Factor de temperatura K_T

Para condiciones normales de trabajo de la TABLA N° 12 tenemos para temperaturas menores que 120°C se tiene que $C_T = K_T = 1,00$

Factor de seguridad K_R

Consideramos 1 falla en cien o sea 99% de confiabilidad de la TABLA N° 13 tenemos $C_R = K_L = 1,00$

Factor de sobrecarga K_0

El diseño es impulsado por un motor eléctrico de forma uniforme pero de carga ligera por lo que consideramos $C_0 = K_0 = 1,25$

Factor de espesor de arco K_B

La altura del diente es de 12,375 mm y considerando 30 mm de espesor de la orilla tenemos la relación

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{30}{12,375} = 2,42 > 1,2 \quad \text{la orilla es bastante}$$

fuerte para soportar el diente, entonces de la TABLA N° 19 tenemos $K_B = 1,0$

Potencia que puede transmitir el piñón

Reemplazando valores en la fórmula (4 – 26)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(99)(120)(21,23)(5,5)(50)(0,31)(1)(0,95)}{(1)(1,6)(1)(1)(1,25)(1)} \right]$$

$$P = 0,7426 \text{ CV}$$

$$P = 0,7325 \text{ HP}$$

$$\text{Como } P = 0,7325 \text{ HP} \geq P_d = 0,3484 \text{ HP}$$

Nuestro diseño es correcto

Potencia que puede transmitir el engranaje

$$P_g = P_p \left[\frac{Sat_g}{Sat_p} \right] \left[\frac{J_g}{J_p} \right] \dots\dots\dots (4 - 27)$$

Donde :

P_p Potencia que puede transmitir el piñón

Sat_g y Sat_p esfuerzos permisibles del engranaje y piñón

J_g y J_p Factores geométricos

Reemplazando valores en la fórmula (4 - 27)

$$P_g = 0,7325 \left[\frac{23,4}{21,23} \right] \left[\frac{0,41}{0,31} \right]$$

$$P_g = 1,067 \text{ HP}$$

Entonces

$$P_g = 1,067 \text{HP} > P_d = 0,3484 \text{ HP}$$

¡Cumple!

Dimensiones finales de la rueda A y piñón BDatos obtenidos

$$D_p = 99 \text{ mm}$$

$$D_g = 401,5 \text{ mm}$$

$$M = 5,5$$

$$\phi = 20^\circ \text{FD}$$

$$Z_p = 18$$

$$Z_g = 73$$

Rueda A

$$H = 2,25 M \quad \dots\dots\dots (4 - 28)$$

$$H = 2,25(5,5) = 12,375 \text{ mm}$$

$$D_e = M(Z_g + 2) \quad \dots\dots\dots (4 - 29)$$

$$D_e = 5,5 (73 + 2) = 412,5 \text{ mm}$$

$$D_i = D_e - 2H \quad \dots\dots\dots (4 - 30)$$

$$D_i = 412,5 - 2(12,375) = 387,75 \text{ mm}$$

Piñón B

Reemplazando en (4 – 28)

$$H = 2,25(5,5) = 12,375 \text{ mm}$$

$$De = M(Zp + 2) \dots\dots\dots (4 - 31)$$

$$De = 5,5 (18 + 2) = 110 \text{ mm}$$

Reemplazando en (4 – 30)

$$Di = 110 - 2(12,375) = 85,25 \text{ mm}$$

Tabla 4 – 9 Dimensiones finales de rueda A y piñón B

DIMENSIONES	RUEDA A	PIÑÓN B
Diámetro de paso D_g, D_p	401,5 mm	99 mm
Módulo M	5,5	5,5
Angulo de presión ϕ	20° FD	20° FD
Número de dientes Z_g, Z_p	73	18
Altura del diente H	12,375 mm	12,375 mm
Diámetro exterior D_e	412,5 mm	110 mm
Diámetro interior D_i	387,75 mm	85,25 mm

La figura 4.44 y 4.45 muestra el diseño en SolidWorks de la rueda y piñón según las medidas calculadas

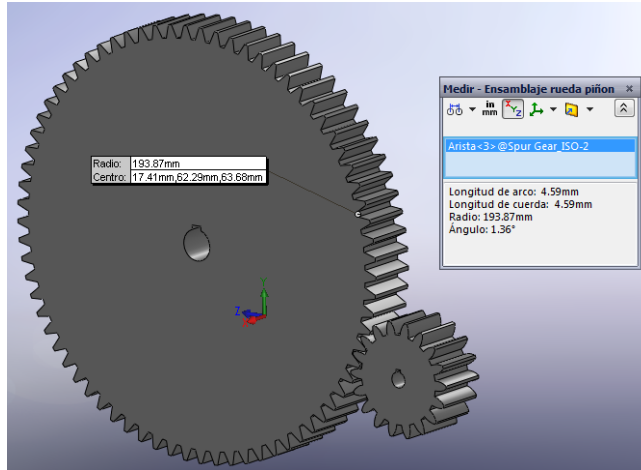


Fig. 4.44 Dimensiones de la rueda A (volante principal)

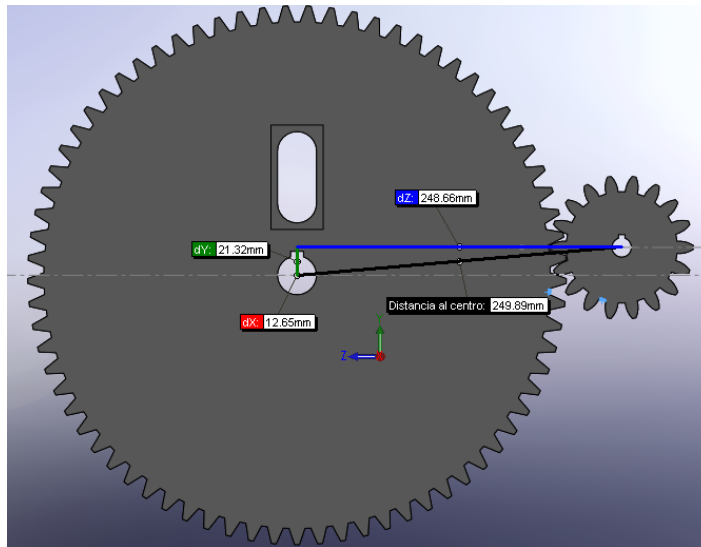


Fig. 4.45 Distancia entre centros de la rueda y piñón

Distancia entre centros

$$C = \frac{D_p + D_g}{2} \dots\dots\dots(4 - 32)$$

$$C = \frac{99 + 401,5}{2} = 250,25 \text{ mm}$$

En la figura 4.45 la distancia entre centros es 249,89 mm ,
tenemos un error de 0,36 mm el cual se corrige al momento del
montaje.

4.4.2 Rueda y piñón de entrada

En la figura 4.42 (pág. 120) se muestra la posición del piñón D y la rueda C que constituyen los engranajes de entrada

Calculo de la potencia de diseño

La potencia de diseño calculada en la rueda de salida A (pag.126) es:

$$P_d = 0,3484 \text{ HP.}$$

Considerando:

Eficiencia de cada rodamiento 99%

Eficiencia de cada reducción 97%

Del esquema (fig. 4.42) calculamos la potencia necesaria de diseño en los engranajes de entradas esto es en el eje motriz.

$$P_d = \frac{0,3484}{(0,99)^6 (0,97)^2}$$

$$P_d = 0,4 \text{ HP}$$

Velocidad de rotación de la rueda C

La rueda C está en el mismo eje que el piñón B cuya velocidad de rotación es de 120 rpm (ver página 128) por lo tanto tiene la misma velocidad.

$$N_p = N_C = 120 \text{ rpm}$$

El piñón D representa a varios piñones de diferentes número de dientes que es uno de los objetivos del diseño, los cuales se pueden cambiar para obtener diferentes relaciones de transmisión, por lo tanto diferentes velocidades de rotación en el sistema de transmisión.

Determinación de la relación de transmisión

Para el diseño y por geometría de espacio asumimos los diámetros de los engranajes

$$D_{gC} = 150 \text{ mm}$$

$$D_{pD} = 50 \text{ mm}$$

Relación de transmisión

$$Mg_{CD} = \frac{150}{50} = 3$$

Distancia entre centros (C)

De los diámetros asumidos calculamos la distancia entre centros, el cual se corregirá después.

$$C = \frac{150 + 50}{2} = 100 \text{ mm}$$

Módulo máximo

Reemplazando valores en la fórmula (4 – 19)

$$M_{\max} = \frac{2(100)}{15(1 + 3)}$$

$$M_{\max} = 3,33$$

De la tabla 4 - 7 podemos utilizar módulos de 3 – 2,75 – 2,5 – 2,25 – 2

Con la fórmula (4 – 20) elaboramos la tabla 4-10

Tabla 4-10 Número de dientes de acuerdo a un módulo

M	Z_p + Z_g	Z_p	Z_g	M_g
3	66	15	51	3,4
3	66	16	50	3,125
2,5	80	17	63	3,7

De la tabla anterior

Módulo $M = 3$

Número de dientes del piñón $Z_p = 16$ dientes

Número de dientes de la rueda $Z_g = 50$ dientes

Cálculo de los diámetros de paso

$$D_{PD} = M(Z_{PD}) = 3(16) = 48 \text{ mm}$$

$$D_{gC} = M(Z_{gC}) = 3(50) = 150 \text{ mm}$$

Ancho del diente

$$8M \leq F \leq 12,5M$$

Reemplazando el valor del módulo

$$24 \leq F \leq 37,5$$

Asumimos como ancho del diente $F = 30$ mm

Cálculo de la velocidad de rotación del piñón

De la tabla 4-10 la relación de transmisión es 3,125

$$Mg_{CD} = \frac{N_E}{120} = 3,125$$

$$N_{PD} = 375 \text{ rpm}$$

Velocidad del Piñón E

$$V = \frac{\pi D_{PD} N_{PD}}{60000}$$

$$V = \frac{\pi(48)(375)}{60000}$$

$$V = 0,9424 \text{ m/s}$$

Cálculo por fatiga superficial o desgaste

Hallamos los valores de cada factor

Factor de sobrecarga C_0

De TABLA N° 1 $C_0 = 1,25$

Factor dinámico C_v

De TABLA N° 3 considerando calidad 5 y teniendo la velocidad de paso del piñón de 0,9424 m/s $C_v = 0,92$

Factor de tamaño C_s

De la TABLA N° 4 de acuerdo a recomendación de la AGMA y con $M = 5,5$ $C_s = 1,00$

Factor de distribución de carga C_m

De la TABLA N° 5 para un ancho menor que 50 mm, montaje menos rígido y menos precisos con contacto a todo el ancho de diente $C_m = 1,6$

Factor de condición superficial C_f

De la TABLA N° 6 según recomendación para engranajes de buen acabado superficial $C_f = 1$

Factor geométrico I

Con la relación de transmisión 3 y con el número de dientes del piñón igual a 16 de la TABLA N° 7 obtenemos $I = 0,096$

Factor de coeficiente elástico C_p

De la TABLA N° 8 para ambas ruedas de acero tenemos $C_p = 61$

Factor de vida C_L

Para un número de contactos de 10^7 de la TABLA N° 9 tenemos $C_L = 1$

Factor de relación de dureza C_H

De la TABLA N° 10 la relación de dureza siempre es menor que 1,2 por el cual se recomienda $C_H = 1,00$

Factor de temperatura C_T

Para condiciones normales de trabajo de la TABLA N° 12 tenemos que $C_T = 1,00$

Factor de seguridad C_R

Consideramos 1 falla en cien o sea 99% de confiabilidad de la TABLA N° 13 tenemos $C_R=1,00$

Esfuerzo permisible de contacto S_{ac}

De la TABLA N° 10 seleccionamos las durezas recomendadas

Dureza del piñón 265 BHN

Dureza del engranaje 225 BHN

De la TABLA N° 14 tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

$$S_{ac} = 102500 \text{ lb/pulg}^2 = 72 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores la fórmula (4 – 25)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{N_p \cdot F \cdot C_v \cdot I}{C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \right] \left[\frac{S_{ac} \cdot D_p \cdot C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R \cdot C_p} \right]^2$$

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(360)(30)(0,92)(0,096)}{(1,25)(1)(1,6)(1)} \right] \left[\frac{(72)(48)(1)(1)}{(1)(1)(61)} \right]^2$$

$$P = 1,0685 \text{ CV}$$

$$P = 1,054 \text{ HP}$$

Como $P = 1,054 \geq P_d = 0,4$

Nuestro diseño es correcto

Cálculo por resistencia a la fatiga por flexión

Hallamos los valores de los factores

Esfuerzo permisible del material S_{at}

De la TABLA N° 10 seleccionamos las durezas recomendadas

Dureza del piñón 265 BHN

Dureza del engranaje 225 BHN

De la TABLA N° 16 tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

Para el piñón

$$S_{atp} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atp} = 77,3(225) + 12800$$

$$S_{atp} = 30192,5 \text{ lb/pulg}^2 = 21,23 \text{ Kg/mm}^2$$

Para el engranaje

$$S_{atg} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atg} = 77,3(265) + 12800$$

$$S_{atg} = 33248,5 \text{ lb/pulg}^2 = 23,4 \text{ Kg/mm}^2$$

Factor geométrico J_p

De la TABLA N° 17 de acuerdo al número de dientes $Z_{pE} = 16$

$Z_{gC} = 50$ obtenemos:

$$\text{Para el piñón } D \quad J_p = 0,27$$

$$\text{Para el engranaje } C \quad J_g = 0,39$$

Factor de vida flexionante K_L

De la TABLA N° 18 y para un número de ciclos de 10^7 obtenemos

$$K_L = 1,00$$

Factor dinámico K_v

Para la fabricación de los engranes con fresado y en un diseño típico de máquina se recomienda calidades de número AGMA no mayores que 6 por lo tanto de TABLA N° 3 considerando calidad 5 y teniendo la velocidad de paso del piñón de 0,9424 m/s

$$C_v = K_v = 0,92$$

Factor de tamaño K_S

Consideramos que en nuestro diseño no hay efecto perjudicial de tamaño y para aceros con tratamiento térmico adecuado lo que se recomienda utilizar $K_S = 1,00$

Factor de distribución de carga K_m

De la TABLA N° 5 para un ancho de 30 mm, montaje menos rígido y menos precisos con contacto a todo el ancho de diente

$$C_m = K_m = 1,6$$

Factor de temperatura K_T

Para condiciones normales de trabajo de la TABLA N° 12 tenemos para temperaturas menores que 120°C se tiene que

$$C_T = K_T = 1,00$$

Factor de seguridad K_R

Consideramos 1 falla en cien o sea 99% de confiabilidad de la TABLA N° 13 tenemos $C_R = K_R = 1,00$

Factor de sobrecarga K_0

El diseño es impulsado por un motor eléctrico de forma uniforme pero de carga ligera por lo que consideramos $C_0 = K_0 = 1,25$

Factor de espesor de arco K_B

De la TABLA N° 19 tenemos $K_B = 1,0$

Potencia que puede transmitir el piñón

Reemplazando valores (4 – 26)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{D_p \cdot N_p \cdot S_{at} \cdot M \cdot F \cdot J_p \cdot K_L \cdot K_v}{K_S \cdot K_m \cdot K_T \cdot K_R \cdot K_0 \cdot K_B} \right]$$

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(48)(360)(21,23)(3)(30)(0,27)(1)(0,92)}{(1)(1,6)(1)(1)(1,25)(1)} \right]$$

$$P = 2,862 \text{ CV}$$

$$P = 2,823 \text{ HP}$$

Como $P = 2,823 \text{ HP} > P_d = 0,4 \text{ HP}$

Nuestro diseño es correcto

Potencia que puede transmitir el engranaje

$$P_g = 2,823 \left[\frac{23,4}{21,23} \right] \left[\frac{0,39}{0,27} \right]$$

$$P_g = 4,494 \text{ HP}$$

Como

$P = 4,494 \text{ HP} > P_d = 0,4 \text{ HP}$

Nuestro diseño es correcto

Dimensiones finales de la rueda C y piñón DDatos obtenidos

$$D_p = 48 \text{ mm}$$

$$D_g = 150 \text{ mm}$$

$$M = 3$$

$$\phi = 20^\circ \text{FD}$$

$$Z_p = 16$$

$$Z_g = 50$$

Rueda C

De la fórmula (4-28)

$$H = 2,25(3) = 6,75 \text{ mm}$$

De la fórmula (4-29)

$$D_e = 3 (50 + 2) = 156 \text{ mm}$$

De la fórmula (4-30)

$$D_i = 156 - 2(6,75) = 142,5 \text{ mm}$$

Piñón D

$$H = 2,25(3) = 6,75 \text{ mm}$$

$$D_e = 3(16 + 2) = 54 \text{ mm}$$

$$D_i = 54 - 2(6,75) = 40,5 \text{ mm}$$

Tabla 4 – 11 Dimensiones finales de rueda C y piñón D

DIMENSIONES	RUEDA C	PIÑÓN D
Diámetro de paso D_g , D_p	150 mm	48 mm
Módulo M	3	3
Angulo de presión ϕ	20° FD	20° FD
Número de dientes Z_g , Z_p	50	16
Altura del diente H	6,75 mm	6,75 mm
Diámetro exterior D_e	156 mm	54 mm
Diámetro interior D_i	142,5 mm	40,5 mm

Las figura 4.46 y 4.47 muestran el diseño de los engranajes en SolidWorks

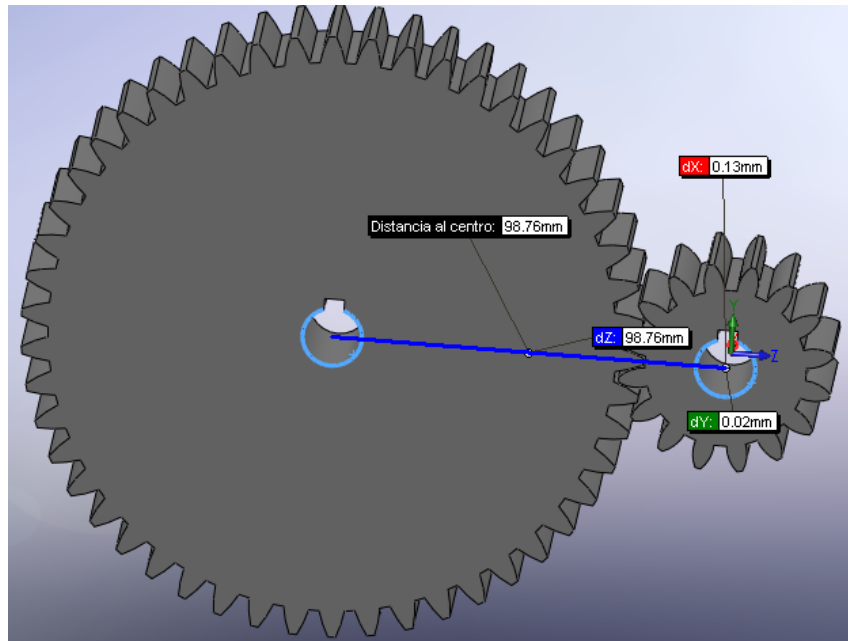


Fig. 4.46 Distancia entre centros de la rueda C y piñón D

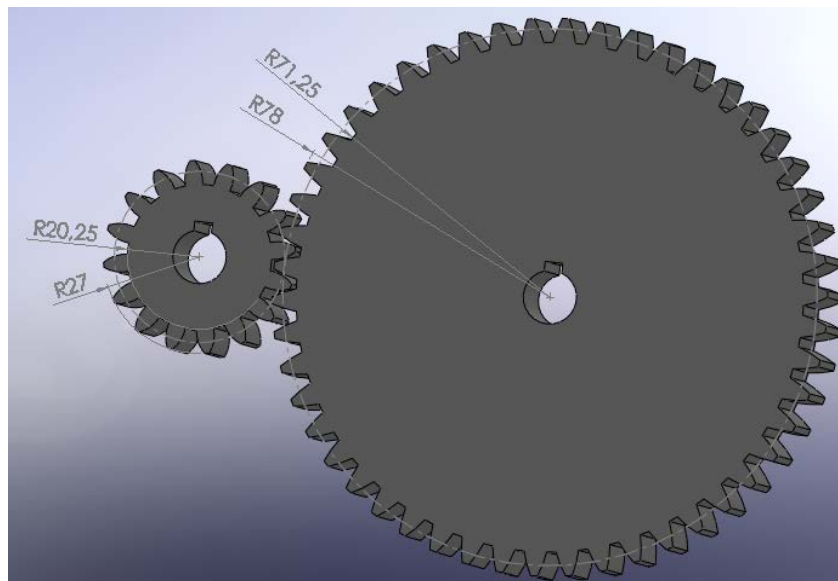


Fig. 4.47 Geometría de la rueda C y el piñón D

Distancia entre centros

$$C = \frac{150 + 48}{2} = 99 \text{ mm}$$

En la figura 4.46 la distancia entre centros es 98,76, tenemos un error de 0,24 mm aceptable para el montaje.

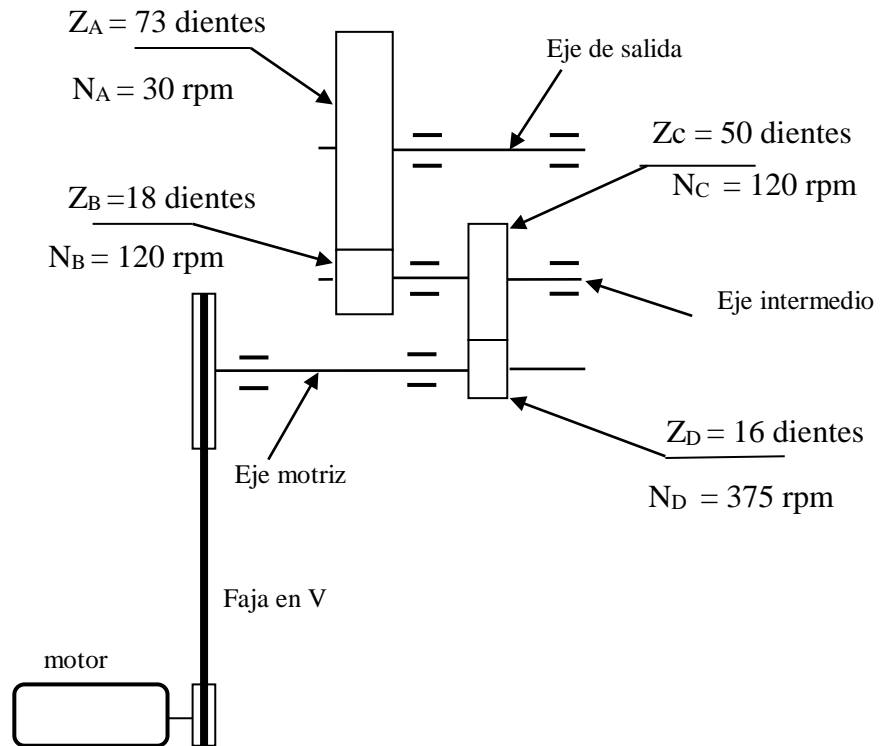


Fig. 4.51 Número de dientes y velocidades en el sistema de transmisión

La figura 4.51 muestra el sistema de transmisión, el piñón D es intercambiable el cual es un objetivo del diseño para tener diferentes velocidades en los engranajes por lo tanto se hace un cálculo para un piñón de diámetro 120 mm

Calculo del piñón D' con un diámetro de 120 mm (asumido)

$P_d = 0,4$ HP Potencia de diseño

$D_{gC} = 150$ mm

$D_{pD'} = 120$ mm (asumido)

Relación de transmisión

$$Mg_{CD'} = \frac{150}{120} = 1,25$$

Distancia entre centros estimado

$$C = \frac{150 + 120}{2} = 135 \text{ mm}$$

Considerando el módulo $M=3$ y $Z_{gC} = 50$ dientes

$$Z_{pD'} + Z_{gC} = \frac{2C}{M}$$

$$Z_{pD'} + 50 = \frac{2(135)}{3}$$

$$Z_{pD'} = 40 \text{ dientes}$$

$$Z_{gC} = 50 \text{ dientes}$$

Diámetros de paso

$$D_{pD'} = M(Z_{pD'}) = 3(40) = 120 \text{ mm}$$

$$D_{gC} = M(Z_{gC}) = 3(50) = 150 \text{ mm}$$

Ancho del diente

$$8M \leq F \leq 12,5M$$

$$24 \leq F \leq 37,5$$

Considerando siempre $F = 30 \text{ mm}$

Cálculo de las rpm del piñón

$$Mg_{CD'} = \frac{N_{D'}}{N_C} = \frac{N_{D'}}{120} = 1,25$$

$$N_D = 150 \text{ rpm}$$

Velocidad del Piñón D'

$$V = \frac{\pi D_{PD'} N_{D'}}{60000}$$

$$V = \frac{\pi(120)(150)}{60000}$$

$$V = 0,942 \text{ m/s}$$

Cálculo por fatiga superficial o desgaste

Al igual que en los casos anteriores hallamos los factores:

$$C_0 = 1,25$$

$$C_v = 0,92$$

$$C_s = 1,00$$

$$C_m = 1,6$$

$$C_f = 1$$

$$I = 0,09$$

$$C_p = 61$$

$$C_L = 1$$

$$C_H = 1,00$$

$$C_T = 1,00$$

$$C_R = 1,00$$

- Dureza del piñón 265 BHN
- Dureza del engranaje 225 BHN

Tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

$$S_{ac} = 102500 \text{ lb/pulg}^2 = 72 \text{ Kg/mm}^2$$

Reemplazando valores en la fórmula (4 – 25)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(150)(30)(0,92)(0,09)}{(1,25)(1)(1,6)(1)} \right] \left[\frac{(72)(120)(1)(1)}{(1)(1)(61)} \right]^2$$

$$P = 2,6 \text{ CV}$$

$$P = 2,056 \text{ HP}$$

Como

$$P = 2,056 \text{ HP} \geq P_d = 0,4 \text{ HP}$$

Nuestro diseño es correcto

Cálculo por resistencia a la fatiga por flexión

Tomando como referencia la dureza de 225 BHN del engranaje y considerando que el grado 1 como norma básica del acero tenemos:

Para el piñón D'

$$S_{atp} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atp} = 77,3(225) + 12800$$

$$S_{atp} = 30192,5 \text{ lb/pulg}^2 = 21,23 \text{ Kg/mm}^2$$

Para el engranaje C

$$S_{atg} = 77,3(\text{BHN}) + 12800$$

$$S_{atg} = 77,3(265) + 12800$$

$$S_{atg} = 33248,5 \text{ lb/pulg}^2 = 23,4 \text{ Kg/mm}^2$$

de acuerdo al número de dientes $Z_{pE} = 40$ $Z_{gC} = 50$

obtenemos:

$$\underline{\text{Piñón } D'} \quad J_p = 0,41$$

$$\underline{\text{Engranaje } C} \quad J_g = 0,42$$

$$K_L = 1,00$$

$$C_v = K_v = 0,92$$

$$K_S = 1,00$$

$$C_m = K_m = 1,6$$

$$C_T = K_T = 1,00$$

$$C_R = K_R = 1,00$$

$$C_0 = K_0 = 1,25$$

$$K_B = 1,0$$

Potencia que puede transmitir el piñón D'

Reemplazando valores en la fórmula (4 – 26)

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[\frac{(120)(150)(21,23)(3)(30)(0,41)(1)(0,92)}{(1)(1,6)(1)(1)(1,25)(1)} \right]$$

$$P = 4,72 \text{ CV}$$

$$P = 4,65 \text{ HP}$$

Como

$$P = 4,65 \text{ HP} > P_d = 0,4 \text{ HP}$$

¡Cumple!

Potencia que puede transmitir el engranaje C

$$P_g = P_g \left[\frac{Sat_g}{Sat_p} \right] \left[\frac{J_g}{j_p} \right]$$

$$P_g = 4,65 \left[\frac{23,4}{21,23} \right] \left[\frac{0,42}{0,41} \right]$$

$$P_g = 5,25 \text{ HP}$$

Como

$$P_g = 5,26 \text{ HP} > P_d = 0,4 \text{ HP}$$

¡Cumple!

4.4.3 Diseño de los ejes

Para el cálculo de los ejes o árboles utilizamos el código ASME que se basa en el esfuerzo cortante, determinando la resistencia admisible de dos maneras:

- a) Multiplicando por 0,30 el valor del límite de fluencia en tracción del material del árbol S_y , expresado en kgf/mm^2 .

$$S_{sd} = 0,3 S_y \quad \dots\dots\dots (4 - 33)$$

- b) Multiplicando por 0,18 el valor de la resistencia a la ruptura en tracción del material del árbol S_u , expresado en kgf/mm^2

$$S_{sd} = 0,18 S_u \quad \dots\dots\dots (4 - 34)$$

Se adopta para S_{sd} el menor valor.

Para los arboles utilizamos el acero laminado en caliente SAE 1045

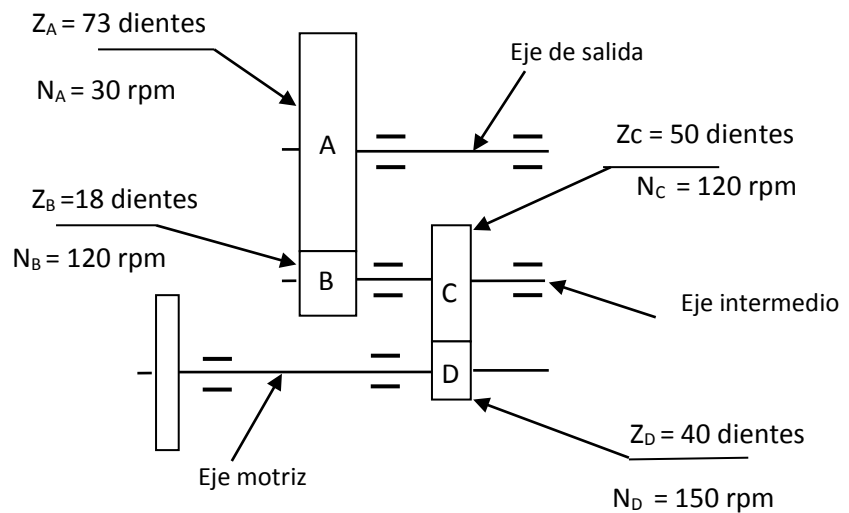


Fig. 4.49 Esquema de los ejes del sistema de transmisión

Eje de salida

La potencia en la rueda A es 0,3484 HP pero consideramos la eficiencia de los rodamientos (0,99)

Potencia en A

$$P_A = \frac{0,3484}{0,99^2} = 0,355 \text{ HP}$$

$$P_A = 0,36 \text{ CV}$$

Determinamos el torque

$$T_A = \frac{716200 P_A}{N_A} \dots\dots\dots (4-35)$$

Donde :

P_A Potencia en el eje de salida

N_A Velocidad de la rueda A

Reemplazando valores en (4 - 35)

$$T_A = \frac{716200(0,36)}{30}$$

$$T_A = 8594,4 \text{ Kgf - mm}$$

Cálculo de carga tangencial en el diente de la rueda A

$$W_{tA} = \frac{2.T_A}{D_{gA}} \dots\dots\dots (4 - 36)$$

Donde:

T_A Torque la rueda de salida (Kgf - mm)

D_{gA} Diámetro de paso de la rueda A (mm)

Reemplazando datos en (4 - 36)

$$W_{tA} = \frac{2(8594,4)}{401,5}$$

$$W_{tA} = 42,81 \text{ Kgf}$$

Peso de la rueda A (W_A)

Con ayuda del programa SolidWorks determinamos el volumen de la rueda tal como se muestra en la figura 4.50

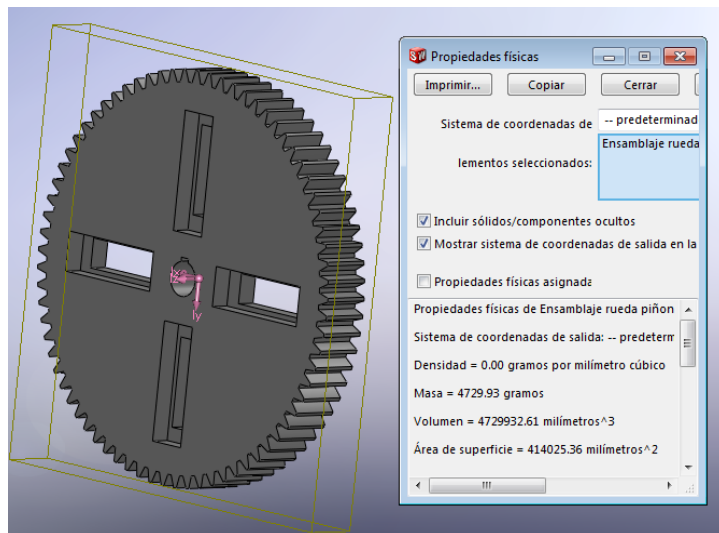


Fig. 4.50 diseño de la rueda A, se muestra el valor del volumen

De la figura 4.50 el volumen es:

$$V = 4729932,61 \text{ mm}^3$$

Peso específico del acero = $7850 \times 10^{-9} \text{ Kg/mm}^3$

$$W_A = \gamma \cdot V \dots\dots\dots (4 - 37)$$

Donde:

γ Peso específico (Kg/mm^3)

V Volumen (mm^3)

Reemplazando en (4-35)

$$W_A = 37,13 \text{ Kgf}$$

Considerando el caso más desfavorable en la que la carga tangencial W_{tA} , tiene la misma dirección que el peso de la rueda W_A

$$W_{tA} + W_A = 42,81 \text{ Kgf} + 37,13 \text{ Kgf} = 79,94 \text{ Kgf}$$

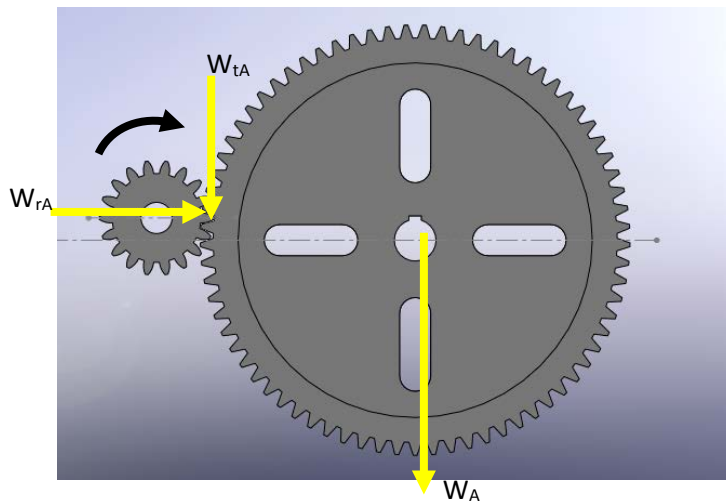
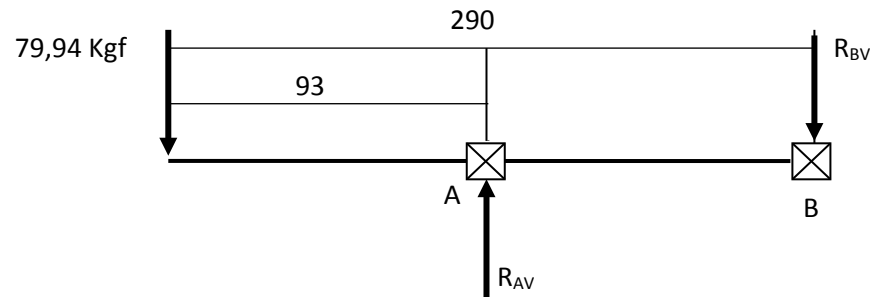


Fig. 4.51 Fuerzas actuantes en la volante (Rueda A)

Momento flector en el plano vertical

$$\sum F_v = 0$$

$$R_{AV} - R_{BV} - 79,94 \text{ Kgf} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

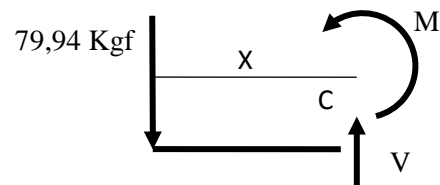
$$79,94(290) = R_{AV}(290 - 93)$$

$$R_{AV} = 117,67 \text{ Kgf}$$

$$R_{BV} = 37,73 \text{ Kgf}$$

Analizando en intervalos

$$0 < X \leq 93$$

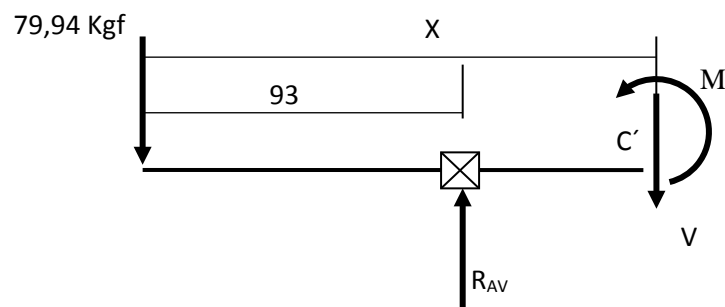


$$\sum Mc = 0$$

$$M + 79,94X = 0$$

$$M = -79,94X \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$93 < X \leq 290$$



$$\sum Mc' = 0$$

$$M + 79,94X - R_{AV}(X - 93) = 0$$

$$M + 79,94X - 117,67(X - 93) = 0$$

$$M = 37,73X - 10943,31 \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

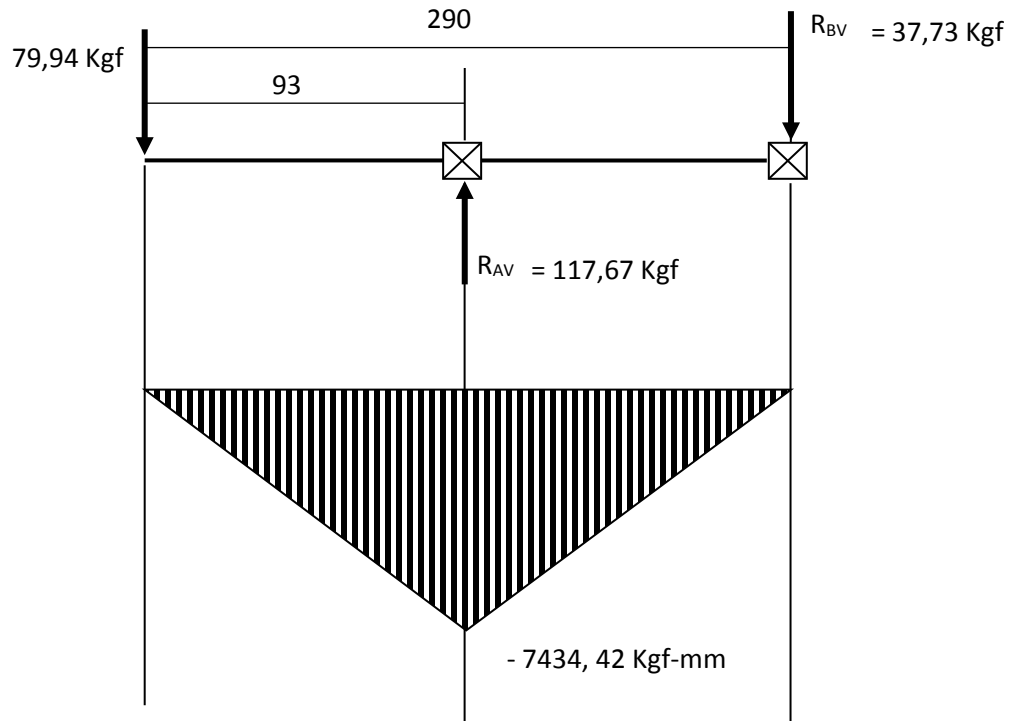
Diagrama de momento flector en el plano vertical

Fig. 4.56 Fuerzas cortantes y Momento flector máximo en el eje de salida, plano vertical

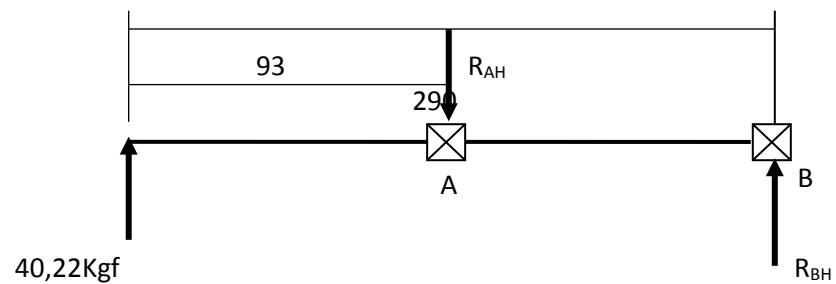
Momento flector en el plano horizontal

Calculamos la carga radial sobre el diente

$$W_{rA} = W_{tA} \cos 20^\circ \quad \dots\dots\dots (4 - 38)$$

$$W_{rA} = 42,81(\cos 20^\circ)$$

$$W_{rA} = 40,22 \text{ Kgf}$$



$$\sum F_v = 0$$

$$-R_{AH} + R_{BH} + 40,22 \text{ Kgf} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

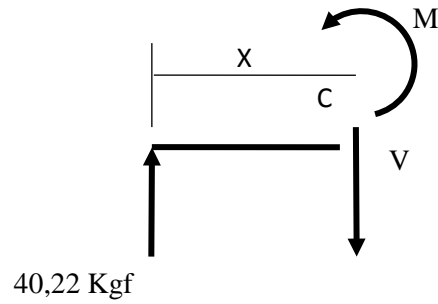
$$40,22(290) = R_{AH}(290 - 93)$$

$$R_{AH} = 59,2 \text{ Kgf}$$

$$R_{BH} = 18,98 \text{ Kgf}$$

Analizando por intervalos

$$0 < X \leq 93$$

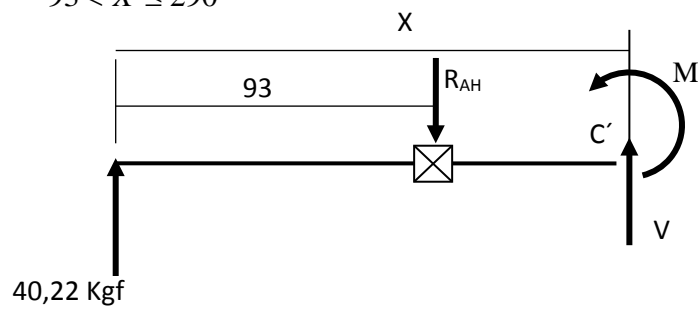


$$\sum M_C = 0$$

$$M - 40,22X = 0$$

$$M = 40,22X \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

$$93 < X \leq 290$$



$$\sum M_{C'} = 0$$

$$M - 40,22X + R_{AH}(X - 93) = 0$$

$$M - 40,22X + 59,2(X - 93) = 0$$

$$M = 5505,6 - 18,98X \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

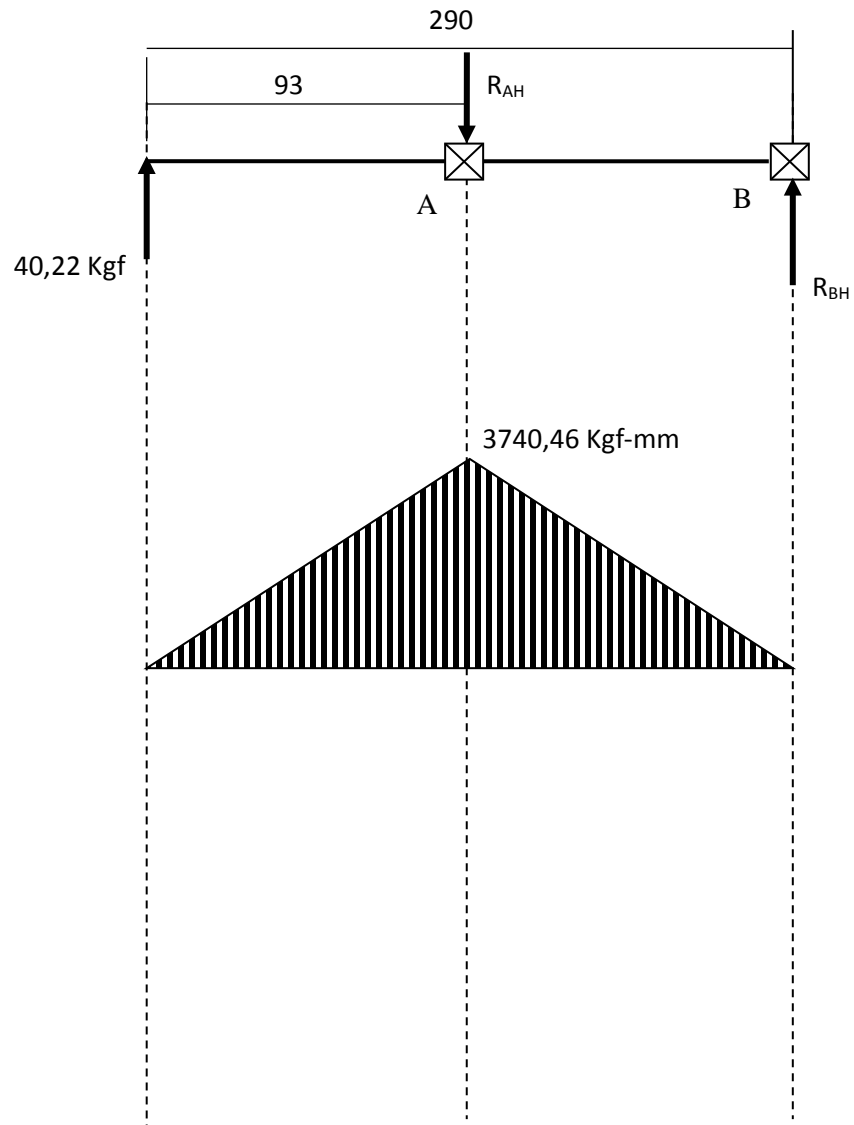
Diagrama de momentos flectores en el plano horizontal

Fig. 4.58 Fuerzas cortantes y Momento flector máximo en el eje de salida, plano horizontal

En el punto A

$$M_A = \sqrt{7434,42^2 + 3740,46^2}$$

$$M_A = 8322,4 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

Por el método ASME

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \dots\dots\dots(4 - 39)$$

Donde:

S_{sd} Esfuerzo permisible a corte (Kg/mm²)

K_m Factor de carga de momento flector

K_t Factor de carga de torsión

M Momento flector (Kgf-mm)

T Momento torsor (Kgf-mm)

La tabla 4-12 muestra los valores de los coeficientes combinados de choque y fatiga K_m y K_t

Tabla 4-12 factores de carga para fórmula ASME

TIPO DE CARGA	K_m	K_t
Ejes fijos		
- Carga aplicada gradualmente	1,0	1,0
- Carga aplicada repentinamente	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Ejes giratorios		
- Carga constante o aplicada gradualmente	1,5	1,0
- Carga aplicada repentinamente, con choque ligero	1,5 a 2,0	1,0 a 1,5
- Carga aplicada repentinamente, con choque fuerte	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0

De la tabla 4-12 consideramos valores para estos factores con carga aplicada repentinamente y choque fuerte:

$$K_m = 2,5$$

$$K_t = 2,5$$

Cálculo del esfuerzo de diseño S_{sd}

Del catálogo de Aceros Arequipa (ver anexo) para el acero SAE 1045

$$S_y = 4000 \text{ Kgf/cm}^2 = 40 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_u = 6700 \text{ Kgf/cm}^2 = 67 \text{ Kgf/mm}^2$$

Reemplazando en la expresión (4 – 33)

$$S_{sd} = 0,3(40) \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{sd} = 12 \text{ Kgf/mm}^2$$

Reemplazando en la expresión (4 – 34)

$$S_{sd} = 0,18(67) \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{sd} = 12,6 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto elegimos el menor valor para $S_{sd} = 12 \text{ Kgf/mm}^2$

Como el eje existe canal chavetero, multiplicamos por 0,75 (HORI .

Diseño de elementos de máquina. Pág. 217.

$$S_{sd} = 0,75 (12) = 9 \text{ Kgf/mm}^2$$

Reemplazamos valores en la fórmula (4 – 37) de ASME para ejes macizos

$$d^3 = \frac{16}{3,14(9)} \sqrt{(2,5 \times 8322,4)^2 + (2,5 \times 8594,4)^2}$$

$$d = 25,6 \text{ mm}$$

Consideramos un diámetro de 35 mm en la zona crítica, ya que el eje requiere de escalonamientos.

Eje intermedio

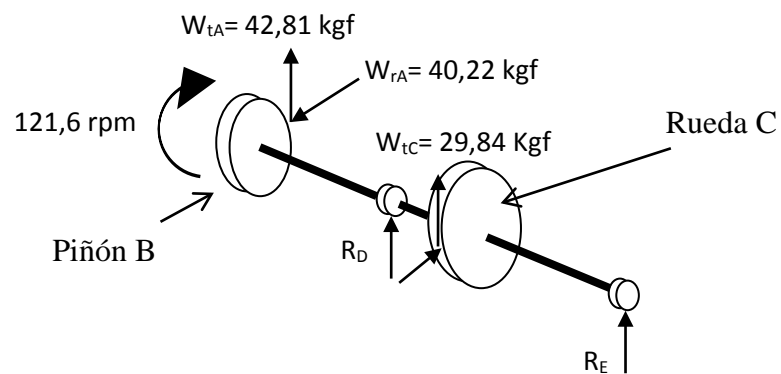


Fig. 4.59 Esquema de fuerza actuante en el eje intermedio

La potencia en la rueda A es 0,3484 HP pero consideramos la eficiencia de los rodamientos (0,99) y la eficiencia de transmisión entre los engranajes 0,97

Potencia en el engranaje C

$$P_C = \frac{0,3484}{0,97 \times 0,99^4} = 0,374 \text{ HP}$$

$$P_C = 0,38 \text{ CV}$$

Torque en el engranaje C

$$T_C = \frac{716200 P_A}{N_C} \dots\dots\dots(4 - 40)$$

$$T_C = \frac{716200(0,38)}{121,6}$$

$$T_C = 2238,13 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

Cálculo de carga tangencial en el diente del engranaje C

$$W_{TC} = \frac{2 \cdot T_C}{D_{gC}} \dots\dots\dots (4 - 41)$$

$$W_{TC} = \frac{2(2238,13)}{150}$$

$$W_{TC} = 29,84 \text{ Kgf}$$

Cálculo de Momento flector en el plano vertical

La figura 4.60 muestra las fuerzas verticales actuantes en el eje intermedio

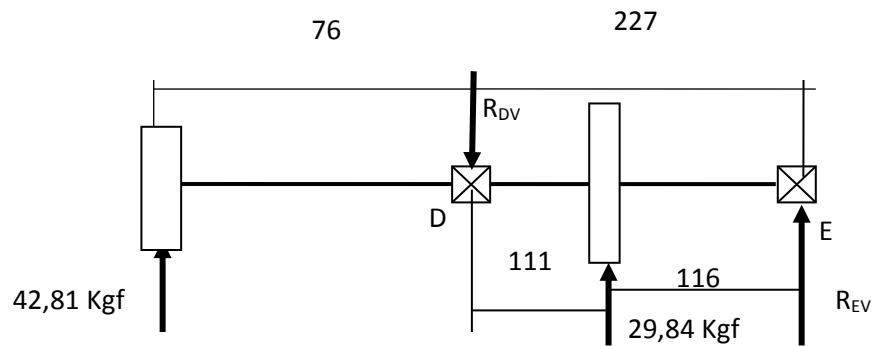


Fig 4.60 Fuerzas actuantes verticales en el eje intermedio.

Por condición de equilibrio

$$\sum F_v = 0$$

$$R_{DV} - R_{EV} - 42,81 \text{ Kgf} - 29,84 = 0$$

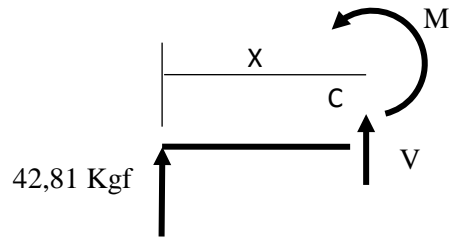
$$R_{DV} - R_{EV} = 72,65 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_E = 0$$

$$-42,81(303) + R_{DV}(227) - 29,84(116) = 0$$

$$R_{DV} = 72,4 \text{ Kgf} \quad R_{EV} = -0,25 \text{ Kgf}$$

$$0 < X \leq 76$$

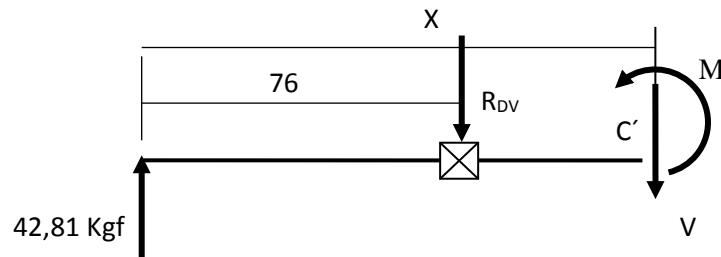


$$\sum M_c = 0$$

$$M - 42,81X = 0$$

$$M = 42,81X \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

$$76 < X \leq 187$$



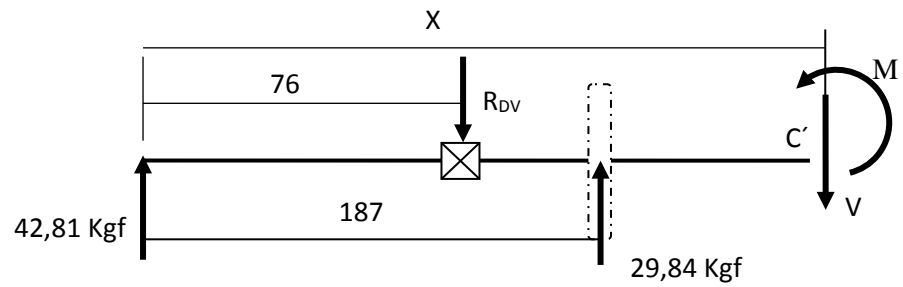
$$\sum M_{c'} = 0$$

$$M - 42,81X + R_{DV}(X - 76) = 0$$

$$M - 42,81X + 72,4(X - 76) = 0$$

$$M = -29,59X + 5502,4 \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$187 < X \leq 303$$



$$\sum M_{C'} = 0$$

$$M - 42,81X + R_{DV}(X - 76) - 29,84(X - 187) = 0$$

$$M - 42,81X + 72,4(X - 76) - 29,84(X - 187) = 0$$

$$M = 0,25 X - 77,68 \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

Diagrama de momento flector en el plano vertical

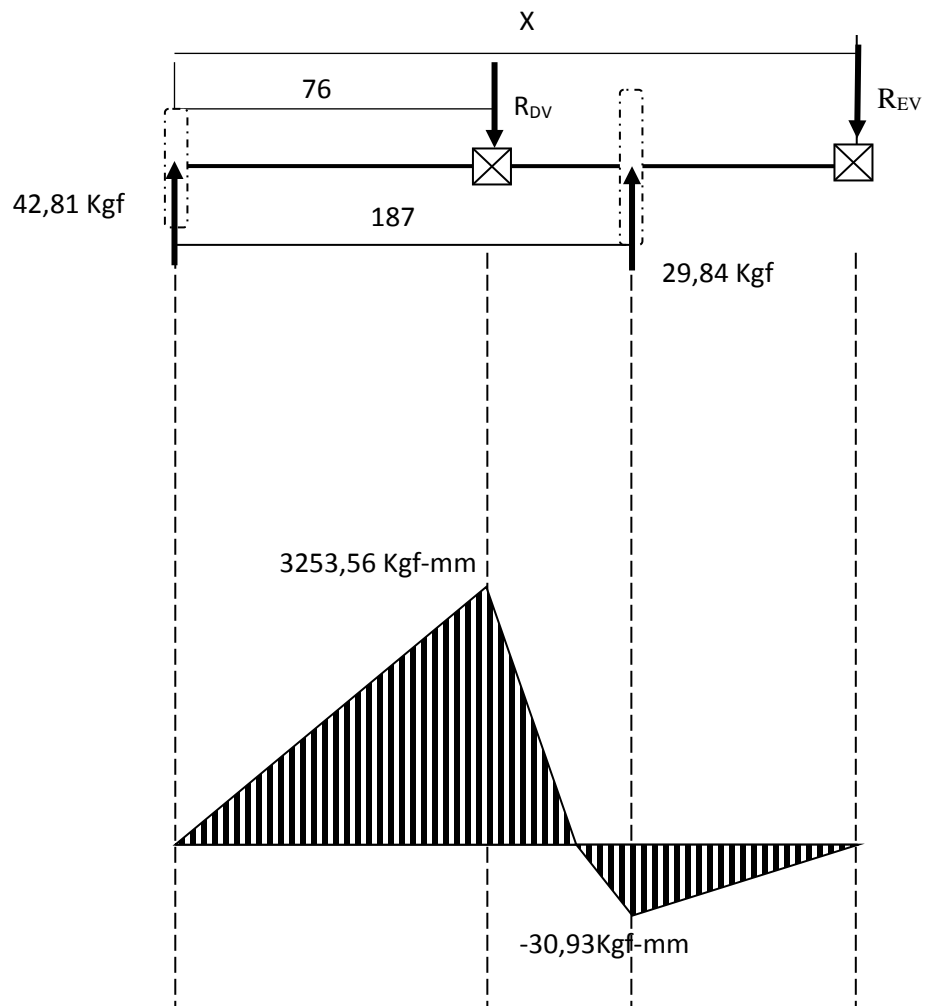


Fig. 4.61 Fuerzas cortantes y Momento flector máximo en el eje intermedio, plano vertical

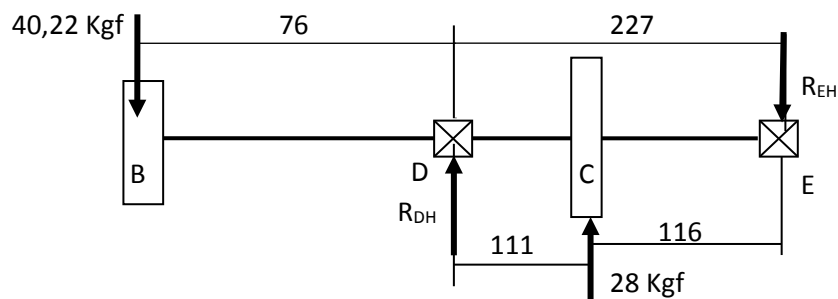
Cálculo del momento flector en el plano horizontal

Calculamos la carga radial sobre el diente

$$W_{r,c} = W_{t,c} \cos 20^\circ$$

$$W_{r,c} = 29,84 (\cos 20^\circ)$$

$$W_{r,c} = 28 \text{ Kgf}$$



$$\sum F_h = 0$$

$$R_{DH} + 28 \text{ Kgf} - 40,22 \text{ Kgf} - R_{EH} = 0$$

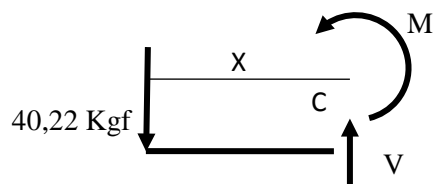
$$\sum M_{DH} = 0 = 12,22 \text{ Kgf}$$

$$40,22(303) - R_{DH}(227) - 28(116) = 0$$

$$R_{DH} = 39,38 \text{ Kgf}$$

$$R_{EH} = 27,16 \text{ Kgf}$$

$$0 < X \leq 76$$

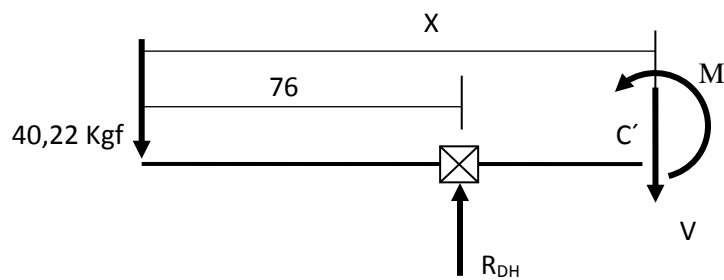


$$\sum Mc = 0$$

$$M + 40,22X = 0$$

$$M = -40,22X \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$76 < X \leq 187$$



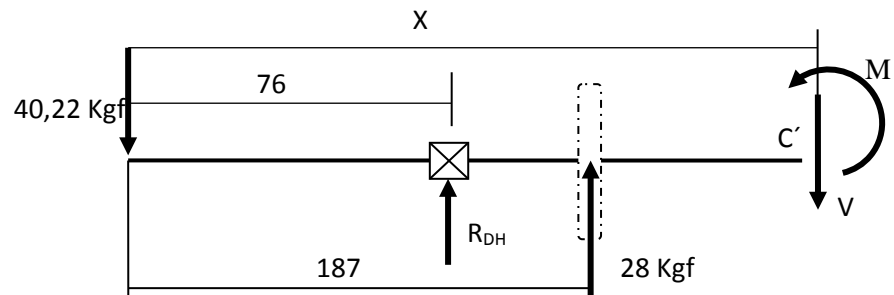
$$\sum Mc' = 0$$

$$M + 40,22X - R_{DH}(X - 76) = 0$$

$$M + 40,22X - 39,38(X - 76) = 0$$

$$M = -0,84X - 2992,88 \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$187 < X \leq 303$$



$$\sum M_{c'} = 0$$

$$M + 40,22X - R_{DH}(X - 76) - 28(X - 187) = 0$$

$$M + 40,22X - 39,38(X - 76) - 28(X - 187) = 0$$

$$M = 27,16X - 8228,88 \text{ recta con pendiente positiva}$$

Diagrama de momentos flectores en el plano horizontal

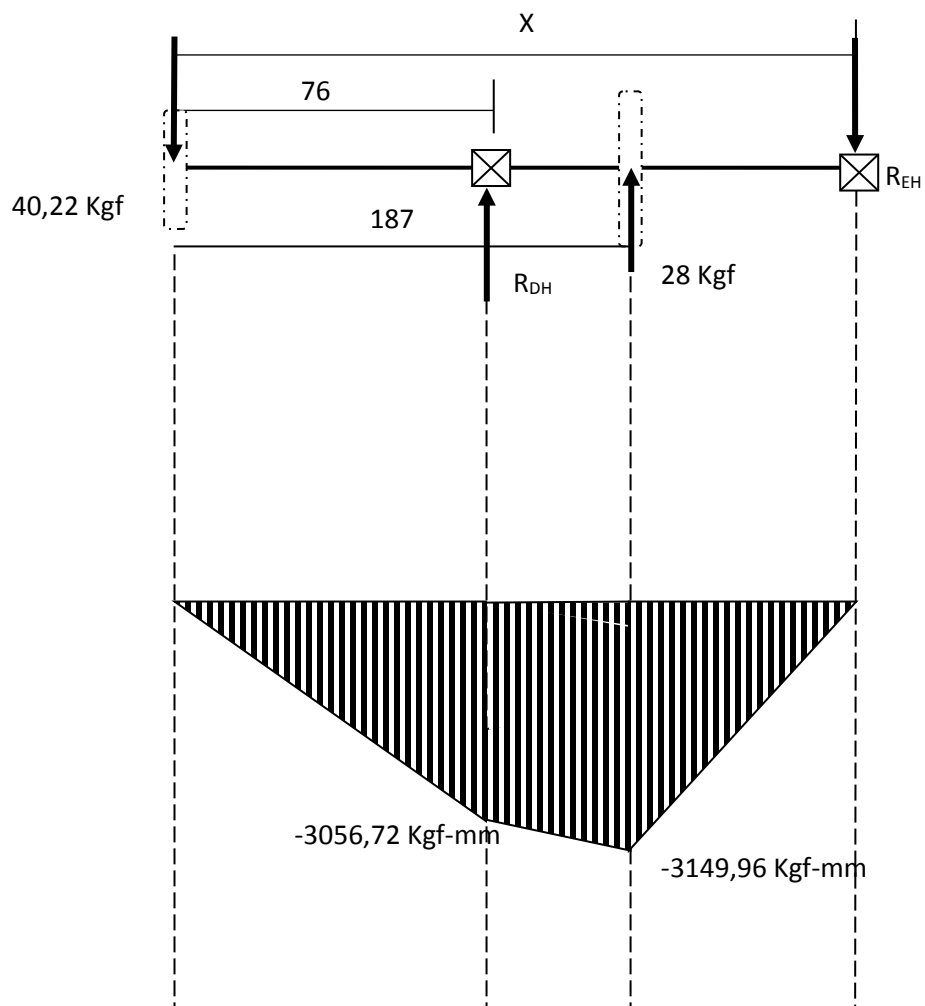


Fig. 4.63 Momento flector máximo en el eje intermedio, plano horizontal

Tenemos 2 puntos críticos, en el rodamiento (punto D) y en la posición del engranaje C. Hallamos el momento flector en cada uno de estos puntos.

En el punto D

$$M_D = \sqrt{3253,56^2 + 3056,72^2}$$

$$M_D = 4464,21 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

En el punto la posición del engrane C

$$M_C = \sqrt{3149,96^2 + 30,93^2}$$

$$M_C = 3150,11 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

De la tabla 4-12 consideramos el valor de los factores

$$K_m = 2,5 \quad K_t = 2,5$$

Reemplazando valores en la fórmula (4-37)

En el punto D

$$d^3 = \frac{16}{3,14(12)} \sqrt{(2,5 \times 4464,21)^2 + (2,5 \times 2238,13)^2}$$

$$d = 17,43 \text{ mm}$$

En el punto C

$$d^3 = \frac{16}{3,14(9)} \sqrt{(2,5 \times 3150,11)^2 + (2,5 \times 2238,13)^2}$$

$$d = 17,6 \text{ mm}$$

Consideramos un diámetro de 35 mm en la zona crítica, ya que el eje requiere de escalonamientos para el correcto montaje

Eje de entrada

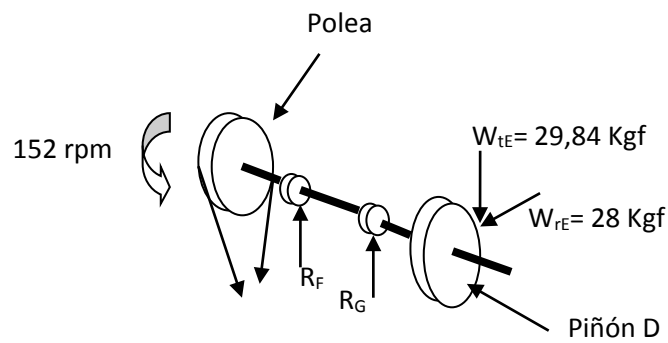


Fig. 4.64 Esquema de fuerza actuante en el eje motriz

Potencia en el eje

$$P_D = \frac{0,3484}{(0,97)^2 \times 0,99^6} = 0,4 \text{ HP}$$

$$P_D = 0,41 \text{ CV}$$

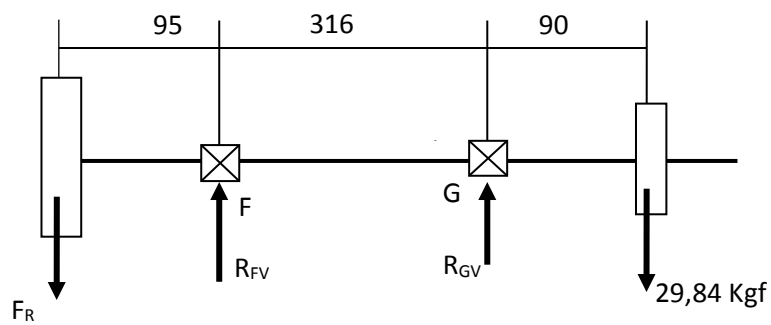
$$D_{gD} = 120 \text{ mm}$$

Cálculo de carga tangencial en el diente del en el engranaje D

$$W_{tD} = \frac{2 \cdot T_D}{D_{gE}} \dots\dots\dots(4 - 43)$$

$$29,84 = \frac{2T_D}{120}$$

$$T_D = 1729 \text{ Kgf}$$

Cálculo del Momento flector en el plano vertical

Calculo de la fuerza tangencial en la polea conducida

$$F_t = \frac{2T}{D}$$

$$F_t = \frac{2(1729)}{200}$$

$$F_t = 17,29 \text{ Kgf}$$

Fuerza resultante de las tensiones

$$F_R = 2,5 F_t$$

$$F_R = 2,5(17,29)$$

$$F_R = 43,23 \text{ Kgf}$$

La resultante total de la dos tensiones en la polea es vertical por lo tanto estamos en el caso más desfavorable ya que coincide con la dirección de la fuerza tangente en el piñón E. Luego el diagrama de fuerzas verticales en el eje:

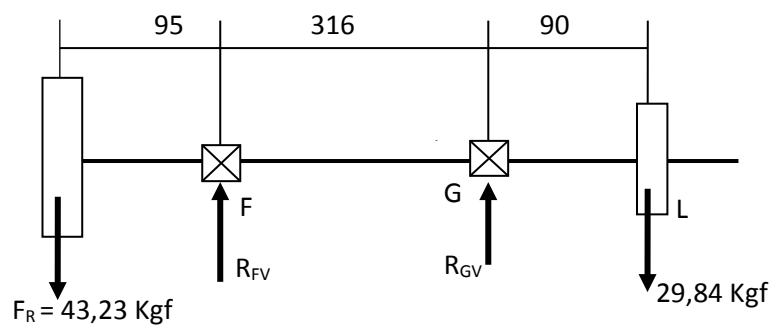


Fig 4.66

$$\sum Fh = 0$$

$$R_{FV} + R_{GV} - 43,23\text{Kgf} - 29,84\text{Kgf} = 0$$

$$R_{FV} + R_{GV} = 73,07\text{Kgf}$$

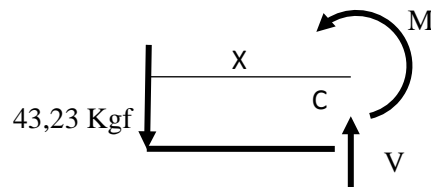
$$\sum M_G = 0$$

$$43,23(411) - R_{FV}(316) - 29,84(90) = 0$$

$$R_{FV} = 47,73\text{Kgf}$$

$$R_{GV} = 25,34\text{Kgf}$$

$$0 < X \leq 95$$

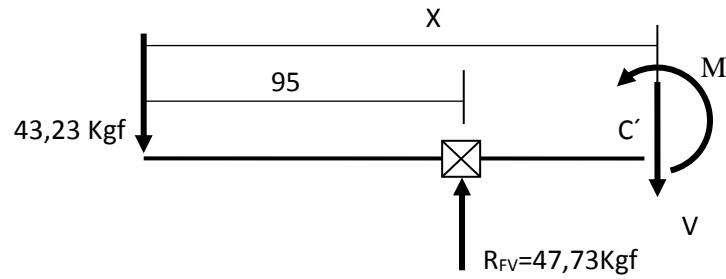


$$\sum M_C = 0$$

$$M + 43,23X = 0$$

$$M = -43,23X \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$95 < X \leq 411$$



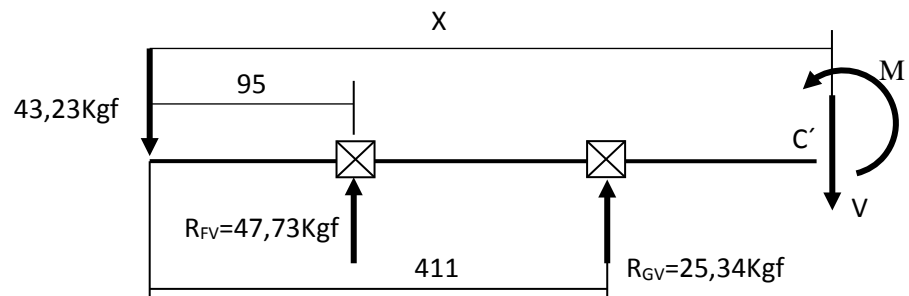
$$\sum Mc' = 0$$

$$M + 43,23X - R_{FV}(X - 95) = 0$$

$$M + 43,23X - 47,73(X - 95) = 0$$

$$M = 4,5X - 4534,35 \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

$$411 < X \leq 501$$



$$\sum Mc' = 0$$

$$M + 43,23X - 47,73(X - 95) - 25,34(X - 411) =$$

$$M = 29,84X - 14949,09 \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

Diagrama de momentos flectores en el plano vertical

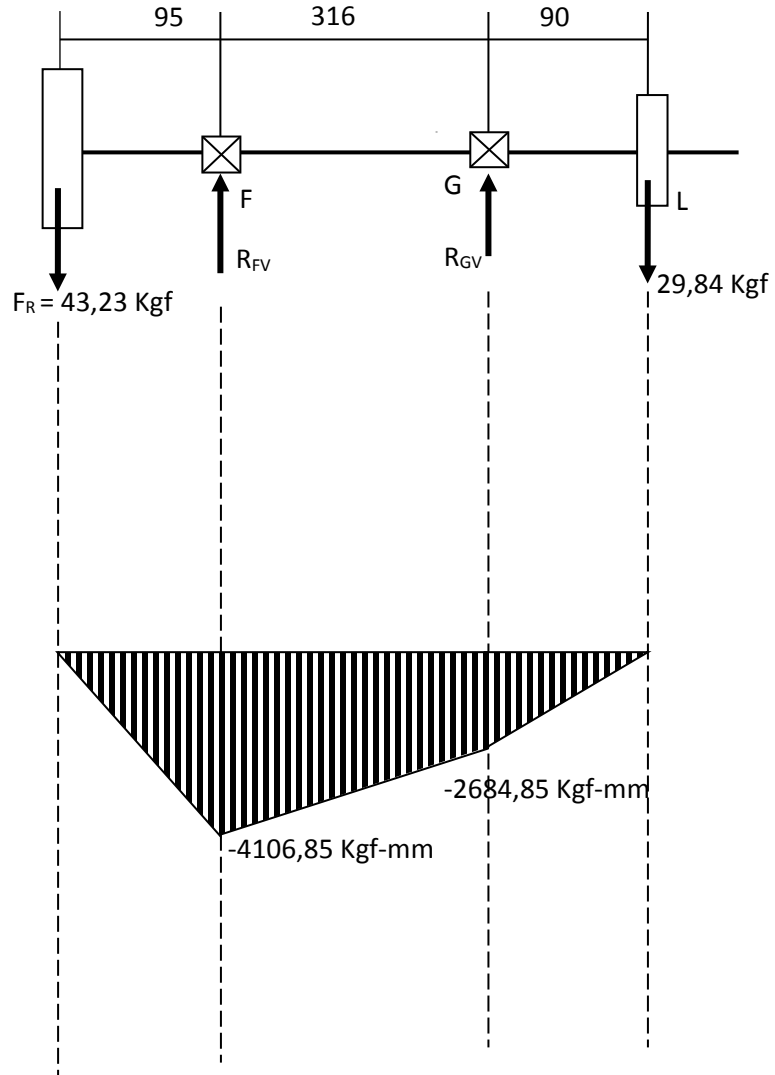


Fig. 4.67 Fuerza cortante y Momento flector máximo en el eje de entrada, plano vertical

Cálculo de los Momentos flectores en el plano horizontal

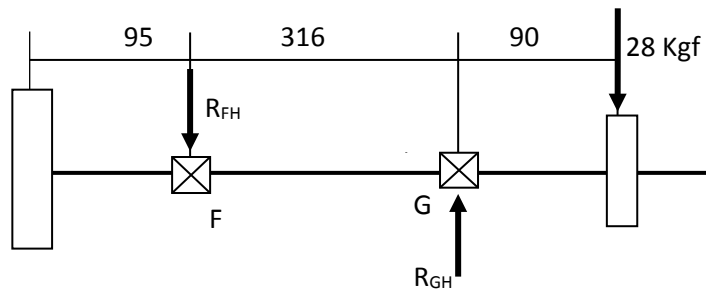


Fig. 4.68

$$\sum Fh = 0$$

$$-R_{FH} + R_{GH} - 28Kgf = 0$$

$$R_{GH} - R_{FH} = 28Kgf$$

$$\sum M_G = 0$$

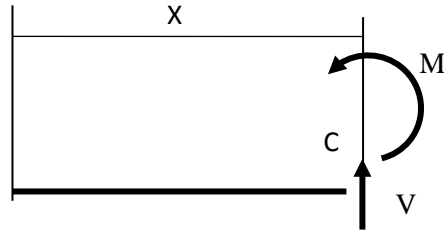
$$R_{FH}(316) - 28(90) = 0$$

$$R_{FH} = 7,97 \text{ Kgf}$$

$$R_{GH} = 35,97 \text{ Kgf}$$

Analizando por intervalos

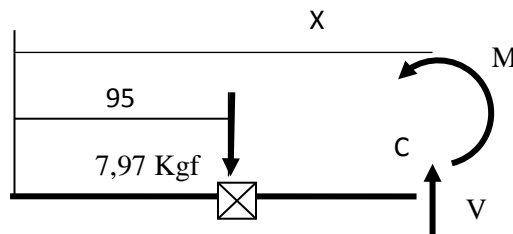
$$0 < X \leq 95$$



$$\sum Mc = 0$$

$$M = 0$$

$$95 < X \leq 411$$

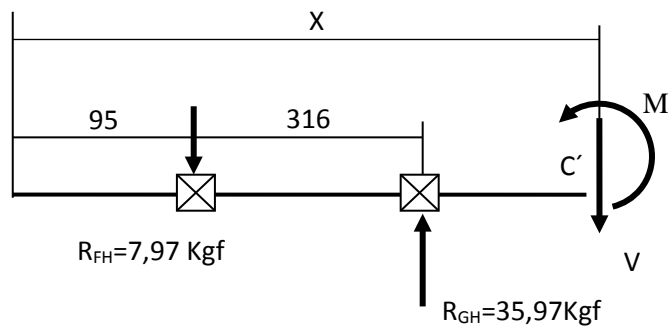


$$\sum Mc = 0$$

$$M + 7,97(X - 95) = 0$$

$$M = -7,97X + 757,15 \quad \text{recta con pendiente negativa}$$

$$411 < X \leq 501$$



$$\sum Mc' = 0$$

$$M + 7,97(X - 95) - 35,97(X - 411) = 0$$

$$M = 28X - 14026,52 \quad \text{recta con pendiente positiva}$$

Diagrama de momentos flectores en el plano horizontal

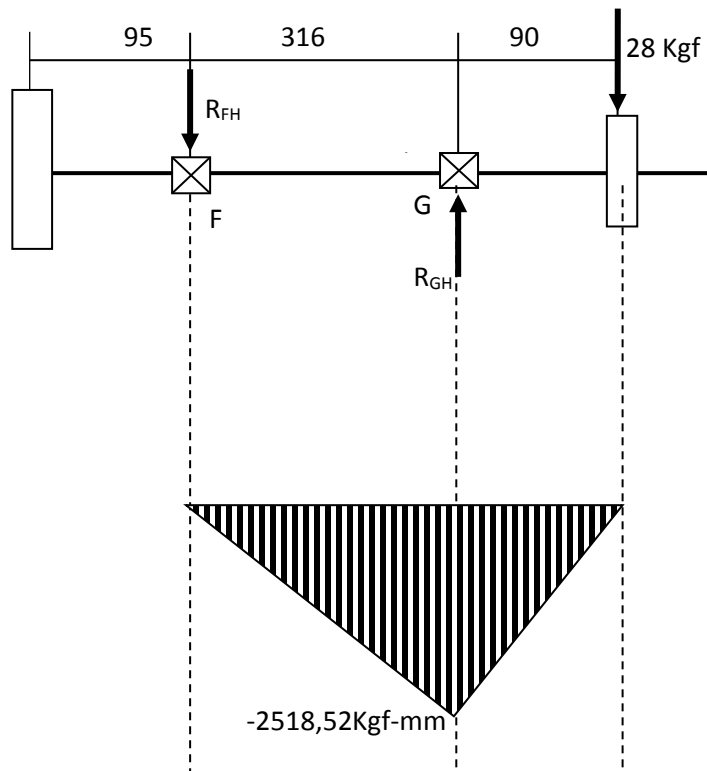


Fig. 4.69 Momento flector máximo en el eje de entrada, plano horizontal

Momento flector máximo el punto G

$$M_G = \sqrt{2684,85^2 + 2518,52^2}$$

$$M_G = 3681,21 \text{Kgf} \cdot \text{mm}$$

Momento flector máximo el punto F

$$M_F = 4106,85 \text{Kgf} \cdot \text{mm}$$

De la tabla 4-12 consideramos el valor de los factores

$$K_m = 2,5 \quad K_t = 2,5$$

Reemplazando valores en la fórmula (4-37)

En el punto G

$$d^3 = \frac{16}{3,14(9)} \sqrt{(2,5 \times 3681,21)^2 + (2,5 \times 1729)^2}$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

En el punto F

$$d^3 = \frac{16}{3,14(9)} \sqrt{(2,5 \times 4106,85)^2 + (2,5 \times 1729)^2}$$

$$d = 18,5 \text{ mm}$$

Consideramos un diámetro de 35 mm en la zona crítica, ya que el eje requiere de escalonamientos para el correcto montaje

4.4.4 Cálculo de fajas y Poleas

Para los valores de los factores que se emplean en el cálculo, utilizamos las tablas del Anexo 2.

$$P_{motor} = \frac{\text{Potencia eje de entrada}}{(0,97)^2} \times N \dots\dots\dots (4 - 46)$$

Considerando la eficiencia en la transmisión de fajas de 0,97 y un factor N de 1,5 tenemos:

$$P_{motor} = 0,64 \text{ HP}$$

Seleccionamos un motor cuya potencia es de 0,75 HP

Potencia de diseño ($Pot_{diseño}$)

$$Pot_{diseño} = F.S(P_{NOMINAL\ DEL\ MOTOR}) \dots\dots\dots (4 - 47)$$

donde

$F.S = Factor$ de servicio

De la TABLA N° 21 consideramos nuestro diseño en base a una

máquina herramienta por lo tanto $F.S = 1.2$ Clase 1

Reemplazando en la fórmula (4 - 45)

$$Pot_{diseño} = 1,2(0,75)$$

$$Pot_{diseño} = 0,9HP$$

Velocidad en el eje motriz

En el eje motriz tenemos dos velocidades calculadas ver figura 4.48 y figura 4.49. Para la selección de la faja consideramos la velocidad de 375 rpm.

Velocidad en el eje del motor

Consideramos una relación de transmisión en las poleas de 2,5 (este valor luego será recalculado una vez elegidos los diámetros de las poleas) entonces la velocidad del eje del motor es de: 937.5 rpm

De la GRÁFICO N° 22 Con la potencia de 0,9 HP y la velocidad en la polea menor de 937,5 rpm:

Seleccionamos una faja tipo A

De la TABLA N° 23 en fajas de sección A elegimos diámetros estándares de poleas

Diametro de paso, polea mayor = 7,6" = 193,04mm

Diametro de paso, polea menor = 3,6" = 91.44 mm, está dentro de lo recomendado ver TABLA N° 26.

Recálculo de la relación de transmisión

$$Rt = \frac{D_{\text{POLEA MAYOR}}}{D_{\text{POLEA MENOR}}} \dots\dots\dots (4 - 48)$$

$$Rt = \frac{7,6''}{3,6''} = 2,1$$

Recálculo de la velocidad requerida en el motor

Velocidad en el eje del motor = $375(2,1) = 787,5\text{rpm}$

Verificamos con esta velocidad y la potencia nominal de 0,75 HP en la TABLA N° 27 que el diámetro mínimo de la polea del motor es correcta.

Cálculo de la longitud de la faja

La distancia entre centros mínimo la calculamos con

$$C \geq \frac{D + 3d}{2} \dots\dots\dots (4 - 49)$$

$$C \geq \frac{7,6 + 3 \times 3,6}{2}$$

$$C \geq 9,2''$$

Por la geometría del diseño asumimos una distancias de $C = 500 \text{ mm}$

$$L = 2C + 1,65(D + d) \dots\dots\dots (4 - 50)$$

$$L = 2 \times 500 + 1,65(193,04 + 91,44)$$

$$L = 1469,4\text{mm} = 58''$$

De la TABLA N° 24 seleccionamos faja A58 cuya longitud de paso es 59,3" y factor por longitud de faja $K_L = 0,97$

Recalculamos la distancia entre centros

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \dots\dots\dots (4 - 51)$$

Remplazando valores

$$59,3" = 2C + \frac{\pi}{2}(7,6" + 3,6") + \frac{(7,6" - 3,6")^2}{4C}$$

$$C = 20,7572" = 527,23mm$$

Potencia de la faja

Factor por ángulo de contacto

De la TABLA N° 25

$$\frac{D - d}{C} = 0,19$$

Interpolando

$$k_\theta = 0,972$$

Factor de corrección por longitud de faja

De TABLA N° 24 obtenemos

$$k_L = 0,97$$

Potencia que puede transmitir la faja

Con polea del motor 3,6" y la velocidad 787,5 rpm de la TABLA N°

28.

$$600 \quad 0,90$$

$$787,5 \quad P_{faja}$$

$$800 \quad 1,13$$

interpolando

$$P_{faja} = 1,115HP$$

Potencia adicional por relación de transmisión

De la TABLA N° 29

Con $R_t = 2,1$

$$P_{adiconal} = \frac{0,01618 \times RPM}{100} \dots\dots\dots (4-52)$$

$$P_{adiconal} = \frac{0,01618 \times 700}{100}$$

$$P_{adiconal} = 0,11326 HP$$

Potencia real de la faja

Aplicamos la fórmula

$$P_{real\ de\ la\ faja} = (P_{faja} + P_{adiconal}) \times K_{\theta} \times K_L \dots\dots\dots (4-53)$$

$$P_{real\ de\ la\ faja} = (1,115 + 0,11326) \times 0,972 \times 0,97$$

$$P_{real\ de\ la\ faja} = 1,158 HP$$

Numero de fajas

$$N^{\circ} Fajas = \frac{P_{diseño}}{P_{real\ de\ la\ faja}} \dots\dots\dots (4-54)$$

$$N^{\circ} Fajas = \frac{0,9}{1,158}$$

$$N^{\circ} Fajas = 0,7$$

Utilizamos 01 faja A58

Dimensiones de la polea

En la página 200, las dimensiones de la polea son:

Diámetro de la polea conducida= 7.6"

Diámetro de la polea motriz = 3.6"

De la TABLA N° 30 como el diámetro de polea mayor es de 7,6"

(193,04) y es mayor que 170 mm corresponde un ángulo de 38°.

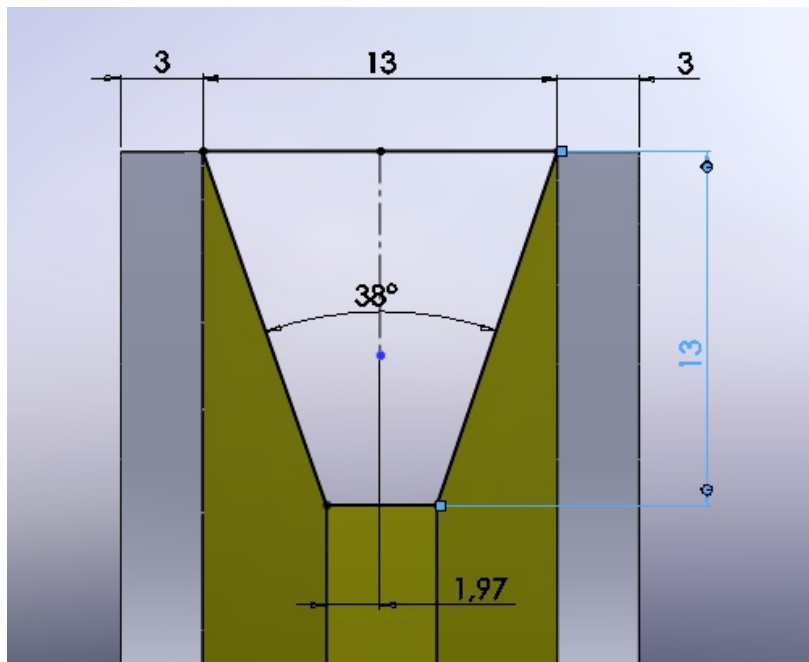


Fig. 4.70

CAPITULO V

CÀLCULO Y SELECCIÒN DE COMPONENTES ELÈCTRICOS

5.1 INTRODUCCIÒN

El diseño del módulo contempla un sistema eléctrico constituido por un motor eléctrico trifásico de inducción tipo jaula de ardilla, un tablero eléctrico en el cual se encuentran componentes eléctricos del sistema como el guarda motor, contactor, pulsadores, amperímetro, voltímetro etc. La selección de los componentes se hace del Manual y Catalogo del Electricista de SCHNEIDER ELECTRIC PERU

Es importante en el diseño contar con varias velocidades del motor por el cual consideramos colocar un variador de velocidad.

5.2 DIMENSIONES DEL PANEL ELÉCTRICO

El panel eléctrico tiene un bastidor independiente de la máquina el cual puede estar acoplado al módulo o puede retirarse de él, la figura 4.61 muestra las dimensiones y los componentes en el tablero.

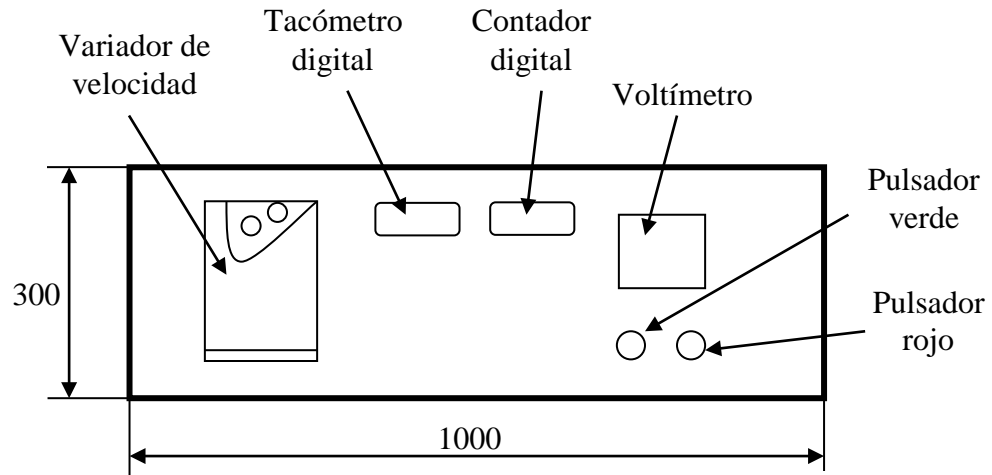


Fig. 5.1 Panel eléctrico

5.3 SISTEMA ELÉCTRICO

La figura 4.62 muestra el esquema eléctrico que tiene el módulo, la selección de los componentes se realizan en el siguiente acápite.

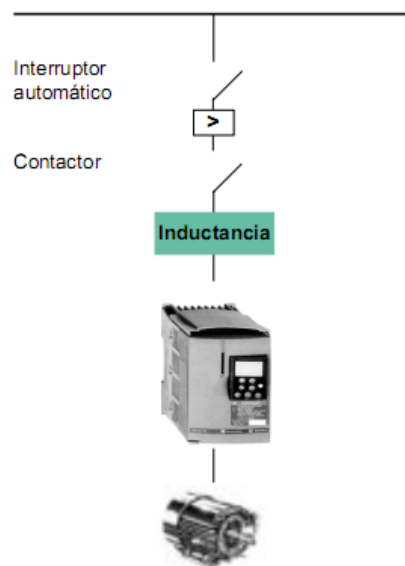


Fig. 5.2 Sistema eléctrico del módulo

5.4 SELECCIÓN DE COMPONENTES ESTANDAR

Selección del motor

De acuerdo a los cálculos establecidos en el capítulo IV (página 205)

Seleccionamos del catálogo DELCROSA-EBERLE

Motor trifásico, asíncrono de inducción, rotor con jaula de ardilla.

Carcasa 71b IEC

Dimensiones de acuerdo a IEC 72

Potencia 0,75 HP

Tensión 220/380V

Frecuencia 60Hz

Velocidad 1680 rpm

Protección mecánica IP 55

Número de polos 4

Aislación Clase F

Servicio S1

Marca DELCROSA - EBERLE

Selección del guarda motor

$$I_n = 1,60 \quad I_a = 8,00$$

$$I_D \geq I_n$$

De la TABLA N° 31. Schneider Electric Perú. Seleccionamos para una potencia de 0,75 HP y 380V con $I_e = 1,6$ el guarda motor GV2-ME06 Con un ajuste de 1A-1,6A

Selección del contactor

De la TABLA N° 31. Schneider Electric Perú. Seleccionamos para una potencia de 0,75 HP y 380V contactor LC1-D09

Selección del variador

De la TABLA N° 32. Schneider Electric Perú. Seleccionamos para una potencia de 1HP, 380 V

Variador ATV-28HU18N4

Selección del tipo de conductor

De la TABLA N° 33 Schneider Electric Perú. Seleccionamos para una potencia de 0,75 HP , 380V

$I_N = 1,6$ Conductor calibre 14 AWG-MCM tipo NLT 3x1,5

Selección de pulsadores

De LA TABLA N° 34

Pulsador color verde XB4-BA31

Pulsador color rojo XB4-BA42

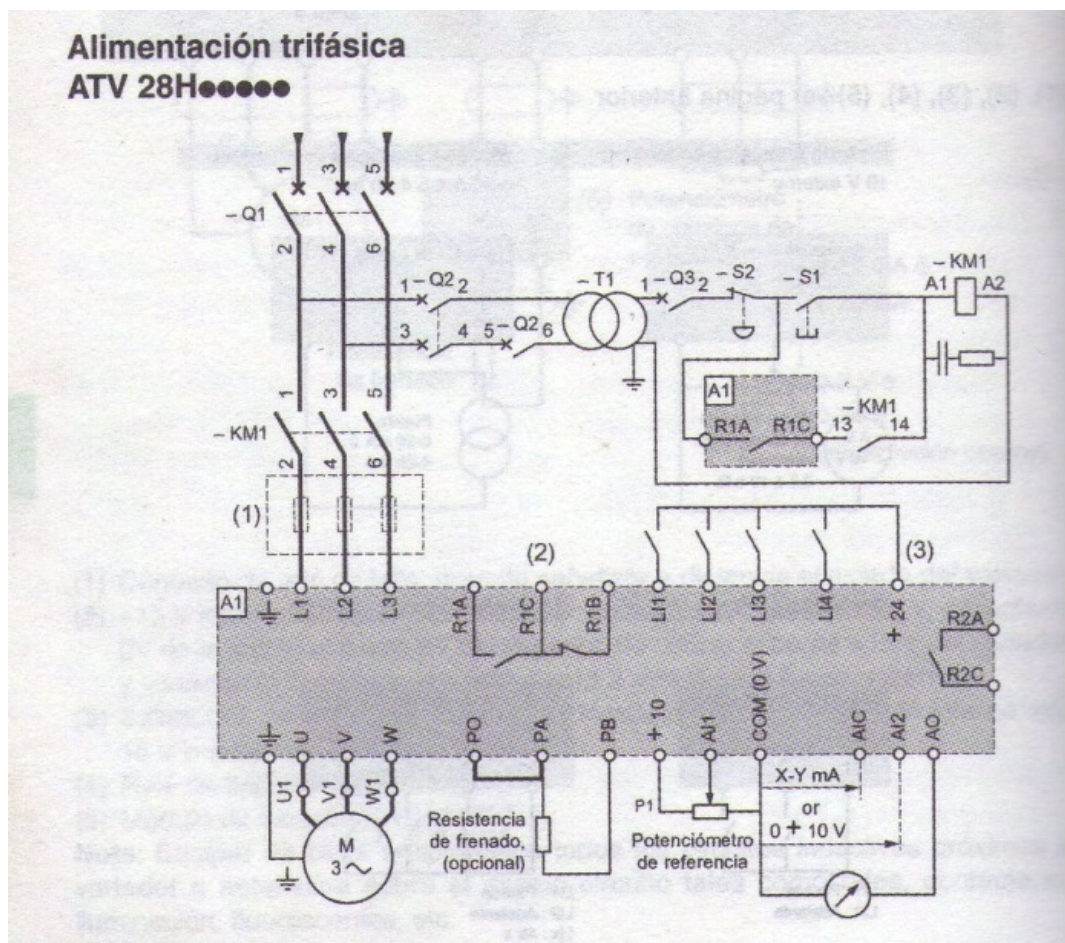
Circuito eléctrico

Fig. 4.3 Sistema eléctrico del módulo

CAPITULO VI

EVALUACIÓN ECONOMICA

La evaluación económica es el costo total del módulo, algunos elementos o componentes tienen precios establecidos en tiendas comerciales, otros componentes tienen que el agregado de las mano de obra y son ejecutados en talleres.

En promedio la mano de obra es del 50% a 60% del costo de material, los precios que se muestran han sido consultados en diferentes talleres de la ciudad de Iquitos.

6.1 COSTOS

Para el costo seccionamos el módulo en 5 sistemas, cada sistema tiene una cantidad de elementos que vienen de fábrica y elementos que se tienen que fabricar incrementándose la mano de obra

Bastidor

Consideramos el costo de la cantidad de material en el caso del tubo cuadrado y angulares, en el caso de la plancha y cartela se considera el costo según sus medidas tomando como referencia el costo de una plancha entera de 1,20 m x2,40m

Placa porta-rodajes

Se considera para los eje el costo de fabricación incluido la mano de obra y la plancha porta-rodajes se considera el costo según sus medidas tomando como referencia el costo de una plancha entera de 1,20 m x2,40m

Sistema de movimiento horizontal

En el caso del vástago, pines, ejes y bocinas se considera el costo de fabricación (material y mano de obra)

Sistema de transmisión

En el caso de los ejes, soporte de chumaceras, engranajes, piñones, poleas y bocinas topes se considera el costo de fabricación (material y mano de obra)

Los componentes tales como anillos de retención, tuercas, arandelas, pernos son cotizados directamente en tiendas comerciales

Sistema eléctrico

Los componentes eléctricos son cotizados directamente en tiendas comerciales.

A continuación se muestra el costo total de cada sistema

Costos referenciales

Plancha de 1/2" acero ASTM A36 1,2mx2,4m	S/. 840
Plancha de 1/4" acero ASTM A36 1,2mx2,4m	S/. 450
Eje de acero SAE 1045 por metro	S/. 220
Plancha de acero 1mx0,5mx50mm	S/. 800

SISTEMA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL NORMA	Unidad	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
BASTIDOR	SOPORTE DE CARRIL ANGULAR 2"x2"x1/4	ASTM A36	6m	1	91	91
	TUBOS DE 3"X3"X4mm/ 6m	ASTM A36	6m	3.5	174	609
	PLANCHA PORTAMOTOR 670X300X1/4"	ASTM A36	Unid.	1	30	30
	CARTELA	ASTM A36	Unid.	4	10	40

770

PLACA PORTA-RODAJES	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL M12X110	DIN 7990	Unid.	10	9.5	95
	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6013	DIN 625	Unid.	1	120	120
	EJE DE RODAMIENTO 6013	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	RODAMIENTO RÍGIDO DE BOLAS 6307	DIN 625	Unid.	1	50	50
	EJE DE RODAMIENTO 6307	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	RODAMIENTO CONICO 30310	DIN 720	Unid.	1	113	113
	EJE DE RODAMIENTO 30310	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	RODAMIENTO OSCILANTE DE RODILLOS 20308K	DIN 635	Unid.	1		0
	PLANCHA PORTA RODAJES 974,6X506X12,7	ASTM A36	Unid.	1	134	134
	EJE DE RODAMIENTO 20308K	SAE 1045	Unid.	1	30	30

632

SISTEMA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL NORMA	Unidad	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
SISTEMA DE MOVIMIENTO HORIZONTAL	CARRIL CANAL EN U 3"X 5Lb/pie	ASTM A36	6m	1	170	170
	PLATINA 3/16X1/2X1000	ASTM A36	6m	1	30	30
	BASE HORIZONTAL 400x200	ASTM A36	Unid.	1	30	30
	PERNOS HEXAGONALES M12X25		Unid.	6	2.5	15
	PIN ESLABÓN - CARRITO	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	ANILLO DE RETENCIÓN f 20x1,2	DIN 471	Unid.	4	1.5	6
	RODAMIENTO DE BOLAS 6304	DIN 625	Unid.	4	18	72
	PIN ESLABÓN - VÁSTAGO	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	ANILLO DE RETENCIÓN f 24x1,2	DIN 471	Unid.	1	2	2
	BOCINA MAYOR DEL ESLABÓN	BRONCE	Unid.	1	30	30
	BOCINA MENOR DEL ESLABÓN	BRONCE	Unid.	1	30	30
	VÁSTAGO	ASTM A36	Unid.	1	80	80
	BOCINA DE PIVOTE DE VÁSTAGO	BRONCE	Unid.	1	30	30
	PIN DE SOPORTE DE VÁSTAGO	SAE 1045	Unid.	1	30	30
	EJE DE CARRITO	SAE 1046	Unid.	2	50	100
SOPORTE INFERIOR DE VÁSTAGO 253x90	ASTM A36	Unid.	1	50	50	

735

SISTEMA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL NORMA	Unidad	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
	CHUMACERA TIPO BRIDA DE 2 PERNOS		Unid.	2	40	80
	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL M12X50		Unid.	4	5.2	20.8
	TOPE DE PIÑON	BRONCE	Unid.	1	30	30
	PIÑON 18 DIENTES m 5,5	ASTM A36	Unid.	1	200	200
	EJE INTERMEDIO	SAE 1045	Unid.	1	100	100
	PLACA DE ANCLAJE	ASTM A36	Unid.	6	10	60
	RUEDA DE SALIDA	AVCL 140	Unid.	1	900	900
	PIN REGULADOR DE CARRERA	SAE 1045	Unid.	1	50	50

SISTEMA DE TRANSMISION

TUERCA M24X1,5	DIN 1804	Unid.	2	5	10
TUERCA M24X1,5	DIN 912	Unid.	8	1.2	9.6
TOPE DE RUEDA DE SALIDA	BRONCE	Unid.	1	40	40
RUEDA C	VCL 140	Unid.	1	300	300
EJE DE SALIDA	SAE 1045	Unid.	1	100	100
CHUMACERA TIPO BRIDA DE 4 PERNOS		Unid.	2	50	100
CHUMACERA DE PIE		Unid.	2	50	100
PERNO CABEZA HEXAGONAL M12X110		Unid.	4	9.5	38
PERNOS HEXAGONALES M12X110		Unid.	6	9.5	57
PLACA SOPORTE PARA CHUMACERA TIPO BRIDA 4PERNOS	ASTM A36	Unid.	2	50	100
PERNOS ALLEN M12X45		Unid.	8	2.7	21.6
EJE DE ENTRADA	SAE 1045	Unid.	1	100	100
ANILLO DE SUJECIÓN f 30x1,5		Unid.	1	3.6	3.6
PIÑON D 40 DIENTES m 3	VCL 140	Unid.	1	200	200
TUERCA HEXAGONAL M12		Unid.	6	0.8	4.8
ARANDELA PLANA f 13x2		Unid.	6	0.5	3
RODAMIENTO DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR 7307B		Unid.	1	110	110
EJE DE RODAMIENTO 7307B	SAE 1045	Unid.	1	30	30
RODAMIENTO AXIAL DE BOLAS 51206		Unid.	1	63	63
EJE DE RODAMIENTO 51206	SAE 1045	Unid.	1	30	30
ANILLO DE SUJECIÓN f 35x1,5		Unid.	1	3.6	3.6
ARANDELA PLANA f 25x4		Unid.	1	1.5	1.5
ANILLO DE SUJECIÓN f 35x1,5		Unid.	1	3.6	3.6
POLEA MAYOR	ALUMNIO	Unid.	1	80	80
POLEA DEL MOTOR	ALUMNIO	Unid.	1	40	40
FAJA TRAPEZOIDAL A58"		Unid.	1	22	22
PLACA SOPORTE PARA CHUMACERA TIPO BRIDA 2PERNOS	ASTM A36	Unid.	1	50	50

3062.1

SISTEMA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL NORMA	Unidad	Cantidad	Costo Unitario (S/.)	Costo total (S/.)
	MOTOR DE 0,75 HP-380V TRIFASICO 4 POLOS 1680 RPM		Unid.	1	369	369

SISTEMA ELECTRICO	GUARDAMOTOR GV2-ME06		Unid.	1	68	68
	CONTACTOR TRIFÁSICO LC1-D09		Unid.	1	85	85
	VARIADOR DE VELOCIDAD PARA 1HP-380V ATV-28HU18N4		Unid.	1	1200	1200
	CONDUCTOR 14 AWG TIPO NLT 3X1,5		m	10	4	40
	PULSADOR VERDE DE MARCHA XB4-BA31		Unid.	1	15	15
	PULSADOR ROJO DE PARADA XB4-BA42		Unid.	1	15	15

1792

COSTO TOTAL DEL MODULO

S/. 6991

CONCLUSIONES

Al término del diseño del módulo podemos llegar a las siguientes conclusiones:

1. El diseño de esta máquina se concibe por una necesidad de cubrir un vacío en la ejecución de tareas para la formación técnica de alumnos de la carrera de mecánica de mantenimiento del Senati – Zonal Loreto.
2. El diseño del módulo está concebido para la educación técnica de alumnos de mecánica y carreras afines. Es decir pueden hacer trabajos reales de mantenimiento mecánico, cálculos de velocidades, conocer elementos mecánicos y la función que cumplen, trabajar con tolerancias y ajustes.
3. El diseño permite aplicar tecnología propia porque la ejecución de fabricación en una etapa posterior se hace con talleres propios del Senati y la participación activa de los propios alumnos según el semestre que cursan.
4. El diseño permite que este módulo pueda ser desmontado totalmente que es uno de los objetivos para las tareas de montaje y desmontaje. Así mismo

permite ver los elementos de máquina y el movimiento de los sistemas de transmisión.

5. El diseño del módulo contempla varias velocidades en los sistemas de transmisión ya que el motor es controlado por un variador de velocidad, esto permite hacer cálculos de velocidades en los engranajes, poleas, etc.
6. Dentro de la ejecución de tareas el módulo puede ser utilizado hasta por tres estudiantes.
7. El diseño permite realizar ampliaciones en su diseño.
8. Con este diseño apporto significativamente a la educación técnica de jóvenes que se forman en estas carreras, y lograr habilidades y destrezas para cumplir satisfactoriamente los requerimientos de su puesto de trabajo.
9. El diseño del módulo contempla la seguridad en el manejo ya que esta está provista de guardas.
10. El diseño contempla la economía para su posterior fabricación, ya que sus componentes se fabrican en máquinas herramientas y procesos de soldado.

BIBLIOGRAFIA

1. BEER Y JOHNSTON, Mecánica Vectorial para Ingenieros, Editorial McGraw Hill.
2. FEODOSIEV, Resistencia de Materiales, Editorial MIR.
3. SHIGLEY, Diseño de Ingeniería Mecánica, Editorial McGraw Hill. Octava Edición
4. V.M. FAIRES, Diseño de Elementos de Máquinas. Montaner y Simón, S.A Barcelona.
5. SCHAUM. Diseño de máquinas
6. J.J. HORI ASANO, Diseño de Elementos de Máquinas, UNI. Quinta edición.
7. ING. F. ALVA DÁVILA. Diseño de elementos de máquinas II.

8. ROBERT L. MOTT. Diseño de elementos de máquinas.
9. LUIS ORTIZ BERROCAL. Resistencia de Materiales.
10. SENAI. Nociones básicas de elementos de máquinas
11. G.S. PISARENKO. Manual de Resistencia de materiales.
12. F. R. SHANLEY. Mecánica de materiales.
13. S. TIMOSHENKO. Resistencia de materiales II
14. S. TIMOSHENKO. Resistencia de materiales II
15. NIEMANN, Tratado Práctico de Elementos de Máquinas, Editorial Labor.
16. JESEN-HELSEN, Dibujo y diseño en ingeniería, Editorial MC Graw Hill. Sexta edición
17. SALVADOR CARDONA. Teoría de máquinas.
18. MANUAL DE APRENDIZAJE SENATI. Cepilladora de codo, fresadora, torno.
19. MANUAL DE APRENDIZAJE SENATI. Ajuste, montaje, verificación y control de máquinas Parte I, Parte II
20. **REVISTAS E INFORMACIONES TÉCNICAS.**

- GERDAU AZA. Compendio de Normas para productos de Acero. Primera edición 2002.
- Manual técnico de productos Hilti 2008-2009
- UNIVERSIDAD DE HOLGUIN. Teoría de los mecanismos
- MASIAS GUILLEN ESTRUCTURAS. El acero

21. CATÁLOGOS.

- DELCROSA-EBERLE. Motores eléctricos
- BOHLER. Aceros
- ACEROS AREQUIPA. Aceros
- EMERSON INDUSTRIAL AUTOMATION.
Chumaceras Browning
- OPAC. Elementos Normalizados. Pernos y Tornillos
- SIDERPERU. Tubos, planchas y barras
- SCHNEIDER ELECTRIC PERU. Manual y Catálogo del Electricista