

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA Y
AFILADORA DE CUCHILLAS DE MÁQUINAS PARA MADERA
CON UN SISTEMA DE AVANCE AUTOMÁTICO**

AUTORES:

**ARIAS GUALAVISÍ EDWIN IVÁN
OROZCO ROMERO LUIS FRANKLIN**

DIRECTOR:

ING. PATRICIO QUITIAQUEZ

QUITO, MARZO DE 2011

Certifico que el presente trabajo de investigación,
ha sido realizado en forma íntegra, por los señores
Arias Edwin y Orozco Luis. Los conceptos y análisis
del proyecto son de exclusiva responsabilidad de los
autores.

Ing. Patricio Quitiaquez

Director de Tesis

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a Dios por ser quién en el transcurso de estos años me ha dado la sabiduría y la fuerza de voluntad para alcanzar muchas metas en especial ésta que ha requerido de mucha dedicación y esfuerzo, también a mis padres, quienes en muchas ocasiones han sido un apoyo para lograr los objetivos propuestos y para ver que su hijo tenga los estudios que ellos alguna vez soñaron.

También agradezco a todas aquellas personas que aportaron en la elaboración del proyecto

Arias Edwin

A Dios, por guiar nuestros pasos y darnos la sabiduría y la paciencia necesaria para vencer todas las dificultades que la vida nos presenta.

A mi familia que siempre estuvieron ayudándome y apoyándome en todo momento de mi vida.

A mi compañero y amigo de Tesis Edwin

Al Ing. Patricio Quitiaquez por su acertada dirección en la elaboración y amistad en la realización de este proyecto de titulación.

A todas aquellas personas que de alguna manera contribuyeron en la realización de este proyecto. Gracias por lo que hemos logrado y a todos los docentes de la facultad de Ingeniería Mecánica por los conocimientos impartidos.

Orozco Luis

AGRADECIMIENTO

A mis queridos padres quienes han sido de apoyo en esos momentos de alegrías como de tristezas, a los maestros quienes han transmitido sus conocimientos tanto dentro como fuera de las aulas, a mis compañeros y a mí noble institución la cual supo brindarme la confianza necesaria para que sepa apreciar los verdaderos valores del estudio universitario en la preparación de profesionales aptos para cumplir con las exigencias desarrolladas en el día a día.

Arias Edwin

A mis padres, Gonzalo y Josefina, por el apoyo que siempre me han brindado y con el cual, he logrado terminar mi carrera Profesional, la cual constituye la herencia más valiosa que pudiera recibir. A ellos mi admiración, respeto y la promesa de seguir siempre adelante. Además, porque durante estos años su lucha y esfuerzo ha sido mayor, e inculcarme las virtudes más grandes que el ser humano debe adoptar “constancia, honradez y humildad”.

A mis hermanas Ximena y Rubí, porque a pesar de las dificultades que Dios nos pone en el camino, los tres seguimos luchando hasta alcanzar una mejor suerte.

A todos los integrantes del grupo de música Ensamble y amigos de la Carrera de Ingeniería Mecánica por la compañía y amistad, tan necesaria en los difíciles años de estudio.

Orozco Luis

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA Y AFILADORA DE CUCHILLAS DE MÁQUINAS PARA MADERA CON UN SISTEMA DE AVANCE AUTOMÁTICO

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En la actualidad el Aserradero Arias carece de una máquina afiladora-rectificadora de cuchillas, que cumpla con las condiciones de funcionamiento requeridas por equipos existentes en la empresa, lo cual dificultan el proceso de afilado-rectificado, por esta razón es necesario realizar el estudio de este proyecto para la fabricación de una máquina adaptable a nuestro medio cumpliendo con las exigencias necesarias en su nivel de productividad.

JUSTIFICACION:

Actualmente en la industria maderera se viene incrementando la fabricación de modelos de máquinas para trabajar en diferentes tipos de maderas, para la elaboración de muebles, puertas y demás trabajos. Sin embargo, el trabajo se dificulta por el bajo rendimiento de las cuchillas en las máquinas existentes por lo cual no se satisface la calidad del producto, por lo que es necesario diseñar una máquina afiladora con un sistema de avance automático que cumpla con las funciones requeridas, con el fin de obtener un producto a bajo costo y de mejor calidad.

En la actualidad el afilado de cuchillas de las máquinas que trabajan la madera, como planeadoras, cepilladoras, etc; es realizado mediante un sistema manual, esto no satisface las condiciones de acabado requeridas para el correcto funcionamiento de las mismas, además de ser un proceso bastante tedioso y cansado, aspectos que son causa de fatiga en el operario de la máquina.

Otro inconveniente es la existencia de pérdidas en el proceso de afilado-rectificado debido a que el avance que se da al útil de corte no es uniforme, lo que es causa de imperfecciones en el proceso de afilado, lo cual trae como resultado piezas con acabados defectuosos, y la consecuente pérdida en la producción.

OBJETIVO GENERAL:

Diseñar y construir una afiladora-rectificadora de cuchillas de máquinas para madera, en el tiempo estimado, conforme a los requerimientos solicitados.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Obtener un acabado uniforme con el fin de reducir al mínimo cuchillas mal filadas.
- Determinar las características y mecanismos de la máquina afiladora de cuchillas.
- Protección y seguridad de los operarios en los procesos productivos.
- Obtener un sistema de avance automático para evitar contratiempos.

ALCANCE:

El tema propuesto tiene como alcance el diseño y construcción de una máquina afiladora-rectificadora automática, con capacidad para afilar tres cuchillas a la vez, de longitudes de 200 a 500 mm y con diferentes tipos de ángulos (35° y 45°)

INDICADORES

- Al construir la máquina afiladora-rectificadora se incrementa el interés de los clientes por expandir la capacidad de sus instalaciones mediante el equipamiento de un sistema de avance automático.
- El mecanismo de funcionamiento es correcto y se garantiza la funcionalidad de la máquina afiladora instalados en la misma.

INDICE GENERAL

CAPÍTULO I

1. Generalidades.....	9
1.1 El proceso para el afilado de cuchillas de máquinas para madera.....	9
1.1.1 Procesos automáticos	10
1.1.2 Procesos automáticos y procesos controlados	10
1.2 Clasificación.....	11
1.2.1 Afiladora automática AM	11
1.2.2 Esmeriladoras.	12
1.2.3 Afiladoras lapeadoras	13
1.2.4 Afiladora universal UX 420	13
1.3 Componentes del sistema de avance de la afiladora	14
1.4 Ventajas y desventajas de los materiales (aceros especiales).....	14
1.4.1 Ventajas del acero como material estructural	14
1.4.2 Desventajas del acero	16
1.5 Distribución de cargas.....	16
1.5.1 Cargas muertas	17
1.5.2 Cargas vivas	17
1.5.3 Combinaciones de cargas.....	17
1.5.4 Incertidumbres	18
1.5.5 Ley de Hooke	18
1.6 Selección de alternativas.....	19
1.6.1 Estudio de mercado	19
1.6.2 Localización del proyecto	20
1.6.3 Análisis de parámetros.....	20
1.6.4 Análisis de resultados.....	21
1.7 Descripción de las partes y características principales de la máquina afiladora.....	22
1.7.1 Estructura	22
1.7.2 Bombas.....	22
1.7.2.1 Las bombas alternativas.....	22
1.7.2.2 Bombas centrífugas.....	23
1.7.3 Motores.....	23
1.7.4 Sensor final de carrera	24

CAPÍTULO II

2. Generalidades.....	25
2.1 Potencia del motor	25
2.1.1 Conceptos básicos para determinar la potencia del motor	25
2.1.2 Resistencia a la rodadura	26
2.1.3 Cuerpos rígidos (ideales).....	27
2.1.4 Coeficientes	27
2.2 Potencia del motor.	28
2.2.1 Motor de avance.....	30
2.3 Cálculo de ejes.....	30
2.3.1 Torsión de barras de sección circular.....	31
2.3.1.1 Cálculo del eje por fatiga	33
2.3.2 Velocidad tangencial.....	35
2.3.3 Potencia a transmitir.....	35
2.3.4 Momento de torsión	35
2.3.5 Fuerza tangencial.....	35
2.3.6 Potencia a transmitir en función de la deformación.	36
2.3.7 Cálculo del diámetro.....	36
2.3.8 Cálculo en función de la tensión.....	36
2.3.9 Cálculo del ángulo de torsión.....	37
2.4 Diseño de la bancada o estructura de la máquina	37
2.4.1 Estructura.....	37
2.4.2 Análisis de columnas.....	38
2.4.3 Longitudes efectivas	39
2.4.4 Selección del perfil.....	39
2.4.5 Diseño de vigas	41
2.4.6 Soporte lateral total	42
2.5 Cálculo de placas	43
2.5.1 Diseño de placa base del cabezal.....	43
2.5.2 Área neta efectiva.....	45
2.5.3 Cálculo de reacciones.....	46
2.5.4 Cálculo del momento máximo.....	47
2.5.5 Cálculo del espesor de la placa.....	47

2.6 Diseño de las guías principales de la bancada.....	48
2.6.1 Cálculo de reacciones.....	49
2.6.2 Cálculo del espesor de la placa.....	50
2.6.3 Cálculo de la placa base de las guías.....	51
2.6.4 Espesor de la placa.....	53
2.7 Cálculo de las placas laterales	53
2.7.1Cálculo de reacciones.....	54
2.7.2 Momento máximo	55
2.7.3 Módulo de sección.....	55
2.7.4 Inercia.....	55
2.7.5 Centroide.....	55
2.8 Cálculo de la placa vertical del motor.....	56
2.8.1 Espesor de la placa.....	57
2.8.2Cálculo del momento.....	57
2.9 Mecanismo de avance del tornillo.....	58
2.9.1 Diámetro del tornillo de potencia.....	59
2.9.2 Torque del collarín	60
2.9.2 Torque para elevar carga	60
2.9.3 Par de torsión necesario para bajar la carga	60
2.9.4 Eficiencia durante el levantamiento de la carga.....	61
2.9.5 Esfuerzo cortante	61
2.9.6 Esfuerzo axial nominal	61
2.10 Cálculo del porta cuchillas.....	62
2.10.1 Cálculo de reacciones.....	62
2.10.2 Cálculo del centroide y momentos de inercia	63
2.10.3 Cálculo de áreas	63
2.10.4 Cálculo de inercias.	64
2.10.5 Cálculo de la deflexión máxima	66
2.11 Cálculo de la cadena	66
2.11.1 Fundamento de cadena.....	66
2.11.3 Fórmulas para el cálculo de la cadena.	68
2.11.4 Velocidad máxima y número de dientes de las ruedas.....	68
2.11.5 Diámetro de paso de una catalina	69

2.11.6 Ventajas y desventajas de cadenas para la transmisión de energía.....	72
2.11.7 Aplicaciones de cadenas de transmisión de energía	72
2.12 Uniones por tornillos	74
2.12.1 Categorías de uniones atornilladas.....	74
2.12.2 Expresiones para el cálculo de resistencias.....	76
2.12.3 Resistencia a cortante	76
2.12.4 Resistencia al aplastamiento de la chapa.....	77
2.12.5 Resistencia al deslizamiento.....	77
2.12.6 Resistencia a la tracción	78
2.12.7 Resistencia a punzonamiento.....	78
2.12.8 Disposiciones constructivas.....	79
2.12.9 Resistencia al corte	81
2.12.10 Resistencia al aplastamiento.	82
2.13 Bomba	84
2.13.1 Motor eléctrico de la bomba.	85
2.14 Cálculo de soldadura.....	85
2.14.1 Proceso mig	86
2.15 Rodamientos.....	87
2.15.1 Selección del rodamiento.....	88
2.16 Sistema de control automático.....	88

CAPÍTULO III

3. Generalidades.....	90
3.1 Cálculo de costos	90
3.1.1 Costos de materiales e insumos	91
3.1.2 Costos de insumos eléctricos	93
3.1.3 Costos de insumos indirectos.....	94
3.1.4 Costos de mecanizado.....	95
3.1.5 Costos imprevistos.....	97
3.6 Costo total del proyecto.....	97
Nota: Valor de diseño 30% del valor total equivalente a 666.57 USD.....	97
3.7 Costo final de construcción	97

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	98
BIBLIOGRAFIA:.....	100
ANEXOS	
ANEXO 1 -Planos	
ANEXO 2 - Diagramas	
ANEXO 3 - Manual de mantenimiento e instrucciones	
ANEXO 4 - Tablas	
ANEXO 5 - Selección de materiales proformas y facturas	

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.1. -Rectificadora automática	10
Fig.2.-Afiladora serie AM.....	12
Fig.3.- Afiladora modelo I12	13
Fig.4. -Motor y sujeción de cuchillas	14
Fig.5.- Ley Hooke.....	18
Fig.6.- Deformación en la generatriz de apoyo	26
Fig.7. -Rodadura de un cilindro indeformable	26
Fig.8. -Rodadura de un cilindro deformable	27
Fig.9.- Motor reductor	30
Fig.10. -Fuerzas que actúan en el eje.....	31
Fig.11.- Torsión	31
Fig.12.- Bancada.....	37
Fig.13. -Estructura.	38
Fig.14.- Perfiles	38
Fig.15.- Longitudes efectivas	39
Fig.16.- Perfil U empotrado.	39
Fig.17.- Carga distribuida	41
Fig.18. -Corte de carga distribuida	42
Fig.19.-Placa base.....	44
Fig.20.- Placa base.....	45
Fig. 21.- Placa base (concentración de esfuerzos).....	45
Fig.22.- Carga distribuida con apoyos en los extremos.....	46
Fig.23.- Inercia en la placa base	47
Fig.24.- Guías principales	48
Fig.25.- Carga puntual	49
Fig.26.- Momento en el extremo	49
Fig.27.- Centro de gravedad.....	50
Fig.28.- Placa plana rectangular	51
Fig.29.- Esfuerzos y deflexión en cargas distribuidas	51
Fig.30.- Dimensiones de la placa	52
Fig.31.- Placas laterales	53

Fig.32.- Carga puntual en las placas laterales	54
Fig. 33.- Placa del motor.....	56
Fig.34.- Momento en la placa del motor.....	57
Fig.35.- Tornillos de potencia y tuerca.....	58
Fig.36.- Tornillo de potencia.....	59
Fig.37.- Porta cuchillas	62
Fig.38.- Cargas en el porta cuchillas	62
Fig.39.- Cargas y momento en el porta cuchillas	63
Fig.40.- Áreas del porta cuchillas.....	63
Fig.41.- Centro de gravedad de un rectángulo	64
Fig.42.- Centro de gravedad de un triángulo.....	65
Fig.43.- Cadena de rodillos	67
Fig.44.- Transmisión de movimiento por cadena y piñón	68
Fig.45.- Nomenclatura y formas de unión con tornillos	74
Fig.46.- Nomenclatura de cada disposición de tornillos.....	80
Fig.47.- Distribución de tornillos	81
Fig.48.- Bomba.....	84
Fig.49.- Soldadura a tracción	85
Fig. 50.- Diversas formas de soldadura	86
Fig.51.- Representación de la altura y espesor de cordón de soldadura.	86
Fig.52.- Partes de un rodamiento de bolas.....	87
Fig.53.- Contactores	89
Figura 54.- Fin carrera	89

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.- Encuestas de estudio de mercado	19
Tabla 2.- Alternativas	21
Tabla 3.- Valores en función de η	52
Tabla 4.- Transmisiones de cadena por rodillos.....	70
Tabla 5.- Valores de paso de la cadena.....	71
Tabla 6.- Tabla de comparación	73
Tabla 7.- Resumen de las expresiones para obtener las resistencias de cálculo	76
Tabla 8.- Disposiciones constructivas	79

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO

1. Generalidades

El presente capítulo contiene una recopilación de conceptos necesarios, tipos de afiladoras existentes en el mercado, características, partes principales de la máquina, propiedades de los aceros, para el diseño, así como el análisis de alternativas, que dieron como resultado el diseño y construcción de la máquina afiladora.

También se ha realizado un estudio básico para el diseño de cualquier tipo de elemento estructural o mecánico, para lo cual es necesario identificar los esfuerzos, tipos de cargas y comportamientos a los que está sometido y de acuerdo a estos diseñar y seleccionar los elementos mecánicos y estructurales que lo conforman.

Se ha conceptualizado sobre los mecanismos eléctricos del sistema de control automático, que permiten el desplazamiento del mecanismo de avance.

1.1 El proceso para el afilado de cuchillas de máquinas para madera

Afiladora-rectificadora

Esta es una máquina- herramientas de movimiento alternativo, donde el útil (muela) se mueve sobre una pieza fija (cuchillas), rectificando y afilando la superficie plana de la misma.

La máquina afiladora- rectificadora está provista de un sistema automático, en la cual, las cuchillas permanecen fijas y el cabezal donde se encuentra la piedra de esmeril se mueve. Esta máquina tiene un recorrido de afilado de hasta 600mm de longitud, también se pueden afilar tres o cuatro cuchillas a la vez y a diferentes ángulos (35°y 45°) dependiendo de la necesidad.



Fig.1. -Rectificadora automática

1.1.1 Procesos automáticos

En la actualidad existe una variedad de procesos automáticos y automatizados que son utilizados en muchos campos como son: en la industria metalúrgica, metalmecánica, automotriz, maderera, textil, etc.

En la mayoría de los procesos requieren ser fabricados según especificaciones muy exigentes por lo que es necesario mecanismos de producción y de control que utilicen dispositivos automáticos.

1.1.2 Procesos automáticos y procesos controlados

- Procesos controlados: necesitan de gran carga de la memoria de trabajo. Aritmética mental, ajedrez, etc.
- Procesos automáticos: requieren poca atención y poca carga de la memoria de trabajo. Conducir (resultado del entrenamiento)
- Los procesos automáticos son como programas compilados
- Son disparados por patrones de información activa

- Muchas habilidades cognitivas, perceptivas y motoras requieren una mezcla de procesamiento automático y controlado. Los procesos controlados mantienen los objetivos y permiten adaptarse a nuevas situaciones que previamente no pudieron automatizarse. Los componentes de bajo nivel son procesos automáticos. Se han propuesto varias etapas en el aprendizaje de habilidades:

Etapa interpretativa. Descubrimiento de los aspectos relevantes de la tarea. Almacenamiento de conocimiento declarativo que debe ser interpretado por procedimientos generales. Posible desbordamiento de la memoria de trabajo por los procesos interpretativos ¹

Etapa compilada. Partes de la habilidad son compiladas en procedimientos específicos a la habilidad (producciones). Las necesidades de memoria de trabajo son menores ya que no se interpreta conocimiento declarativo

Etapa automática. Se ha observado que la mejora en la realización de la tarea continua después de haber adquirido los procedimientos específicos. El mecanismo de automatización tiende a ser de refuerzo.

1.2 Clasificación

Otros tipos de afiladoras

En la actualidad existen una variedad de tipos de máquinas afiladoras tanto manuales como automáticas a continuación se describen algunas de ellas.

1.2.1 Afiladora automática AM

La serie AM ha sido ideada esencialmente para el afilado de las cuchillas de cepillo y es la máquina afiladora más simple producida por MVM.

Características principales:

- Tanque del hierro fundido.
- Bajada de la muela manual.
- Inclinación de la cabeza.
- Guías de acero templado reemplazables.

¹ www.Máquinas.afiladoras.automáticas.com

- Plato magnético rotativo de 0° a 90°.
- Bomba del líquido refrigerador.
- Traslación carro para cadena de transmisión.
- Escaleras suministradas de serie para el afilado simultaneo de 4 cuchillas.



www.Maquinas.afiladoras.com

Fig.2.-Afiladora serie AM.

Máquina afiladora de cuchillas

Afiladora de cuchillas de 15mm de espesor para cepilladoras de madera, molinos de plástico, e imprenta, automática, motor 2hp alta monofásico, sistema, automático trifásico baja, peso aprox. 600 Kg., base magnética para cuchillas de 18 pulgadas, incluye base fijadora

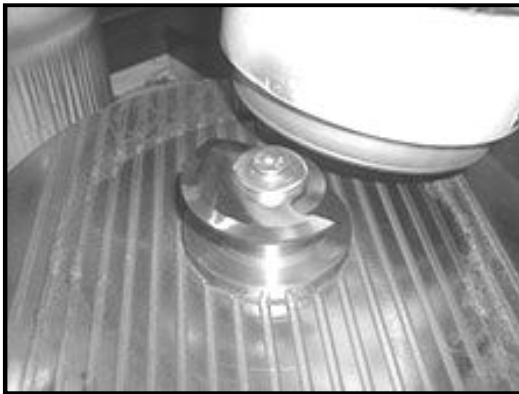
1.2.2 Esmeriladoras.

Máquinas manuales que funcionan con motor de 1hp monofásico, incluye guías móviles, longitud de recorrido de las cuchillas (450)mm.

1.2.3 Afiladoras lapeadoras

Entre ellas cuentan con la afiladora lapeadora modelo i12 Gulp!, especial para cuchillas de metal duro e indicada para los sectores de la madera y el metal. Se utiliza para el afilado y lapeado de cuchillas perfiladas, cortadas y reversibles. Está disponible en dos medidas: 200 y 600 mm.

Por su parte, cuenta también con afiladoras rectificadoras i15 CiP, ideales para cuchillas rectas en acero rápido y metal duro. Para sectores como el de madera, del papel, el plástico o la goma, afilan las placas para cepilladoras, trituradoras y molinos. Las medidas disponibles son de 1.050 y 1.500 mm.



www.máquinasafiladoras.com

Fig.3.- Afiladora modelo I12

1.2.4 Afiladora universal UX 420

Descripción

La afiladora universal UX 420 (con longitud útil de la mesa 420mm) es capaz de afilar escariadores, machos, creadores, puntas perfiladas, pulir navajas perfiladas, crear el canal rompe viruta en herramientas de aleación dura para tornos, fresas de acero y metal duro de cualquier tipo y forma y, con la adición de los accesorios, es posible extender las prestaciones y usarla para trabajos de rectificación de discos circulares y cuchillas derechas de pequeñas dimensiones. Máquina creada completamente de hierro fundido se presenta extremadamente estable y precisa. La cabeza de la afiladora puede realizar rotaciones completas de 360° sobre su eje vertical y la muela es capaz de inclinarse de +/- 30°.

1.3 Componentes del sistema de avance de la afiladora

Partes principales

- Cabezal y
- Sistema de sujeción de cuchillas.
- Dispositivos automáticos (fin carreras)
- Motor de avance
- Piñón y cadena



www.máquinasafiladoras.com

Fig.4. -Motor y sujeción de cuchillas

1.4 Ventajas y desventajas de los materiales (aceros especiales)

1.4.1 Ventajas del acero como material estructural

Alta resistencia: la alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en la construcción de puentes, edificios altos y estructuras cimentadas en suelos blandos.

Homogeneidad: las propiedades del acero no se alteran con el tiempo, ni varían con la localización en los elementos estructurales.

Elasticidad: el acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables.

Precisión dimensional: los perfiles laminados están fabricados bajo estándares que permiten establecer de manera muy precisa las propiedades geométricas de la sección.

Ductilidad: el acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes.

Tenacidad: el acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica).

Facilidad de unión con otros miembros: el acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de remaches, tornillos o soldadura con otros perfiles.

Rapidez de montaje: la velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.

Disponibilidad de secciones y tamaños: el acero se encuentra disponible en perfiles para optimizar su uso en gran cantidad de tamaños y formas.

Costo de recuperación: las estructuras de acero de desecho, tienen un costo de recuperación en el peor de los casos como chatarra de acero.

Reciclable: el acero es un material 100 % reciclable además de ser degradable por lo que no contamina.

Permite ampliaciones fácilmente: el acero permite modificaciones y/o ampliaciones en proyectos de manera relativamente sencilla.

Se pueden prefabricar estructuras: el acero permite realizar la mayor parte posible de una estructura en taller y la mínima en obra consiguiendo mayor exactitud.

En base a estas ventajas que tiene el acero se ha tomado como referencia la construcción de la afiladora rectificadora de cuchillas

1.4.2 Desventajas del acero

Corrosión: el acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes alquidáticos (primarios anticorrosivos) exceptuando a los aceros especiales como el inoxidable.

Calor, fuego: en el caso de incendios, el calor se propaga rápidamente por las estructuras haciendo disminuir su resistencia hasta alcanzar temperaturas donde el acero se comporta plásticamente, debiendo protegerse con recubrimientos aislantes del calor y del fuego (retardantes) como mortero, concreto, asbesto, etc.

Pandeo elástico: debido a su alta resistencia/peso, el empleo de perfiles esbeltos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico, por lo que en ocasiones no son económicas las columnas de acero.

Fatiga: la resistencia del acero (así como del resto de los materiales), puede disminuir cuando se somete a un gran número de inversiones de carga o a cambios frecuentes de magnitud de esfuerzos a tensión (cargas pulsantes y alternativas).

El análisis completo de una estructura suele requerir de un conocimiento de los tamaños de todos sus miembros, que están determinados por decisiones de diseño. Estas deben basarse en el conocimiento de las fuerzas en la estructura que resultan de un análisis que se debe hacer con estimaciones.²

1.5 Distribución de cargas.

En general, las cargas pueden dividirse en dos grupos. Aquellas que consisten en el peso del sistema estructural por si mismo se denominan cargas muertas. Las cargas que son fuerzas de la naturaleza y no son permanentes o están asociadas con el pretendido uso del área, son cargas vivas.

² JEFFREY P. LAIBLE, Análisis estructural, Compañía Editorial Continental, Pag 16, 1982

1.5.1 Cargas muertas

Se denominan cargas muertas aquellas que permanecen fijas en un mismo lugar; las que se les puede considerar como el peso propio de la estructura y otras cargas que se encuentran permanentemente unidas a la misma.

Para el diseño de la estructura será necesario estimar los pesos o cargas muertas de todas sus partes, los que no se conocen hasta hacer un análisis estructural y seleccionar los miembros de la estructura. Los pesos determinados con el diseño deberán ser comparados con los pesos estimados.

1.5.2 Cargas vivas

La determinación de una carga viva apropiada para un sistema estructural es complicada debido a dos factores primordiales:

- 1) La incertidumbre de la magnitud de la carga en sí misma y
- 2) El lugar sobre el que actúa la carga en cualquier instante dado. A menudo las fuerzas de la naturaleza son la fuente de las cargas vivas. Cuantificar esto de una forma determinista es difícil, y de aquí que estas cargas hayan sido históricamente modificadas mediante la aplicación de factores de seguridad por lo general mayores que los utilizados para las cargas muertas.

1.5.3 Combinaciones de cargas

“Cualquiera o todas las cargas mencionadas anteriormente pueden actuar sobre una estructura en un momento dado. Sin embargo, se requiere algún juicio para evitar cargas pesadas excepcionales muy poco probables de suceder. Algunos códigos permiten ya sea una reducción en las cargas o un aumento en el esfuerzo permisible cuando se consideran combinaciones de carga. En el caso de cargas muertas más cargas debidas al viento más cargas debidas al sismo, los esfuerzos permitidos son el 133 % de los esfuerzos normalmente permitidos por el código”³

³ JEFFREY P. LAIBLE., Análisis estructural., Compañía Editorial Continental, pag 17, 1982.

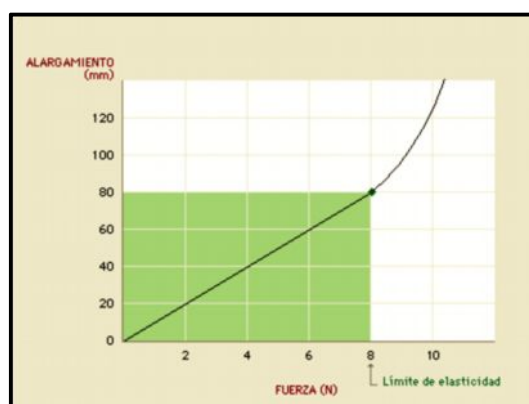
Los proyectos estructurales más importantes implicarán de manera inevitable una evaluación racional de las posibles combinaciones de cargas, a la línea del riesgo que significa una falla.

1.5.4 Incertidumbres

En casi todos los casos los análisis y diseños estructurales se efectúan sobre una base **determinista**. Esto significa asumir que se conocen las cargas y las propiedades de los materiales, con un grado de certidumbre que permite el desarrollo de una relación causa-efecto sin considerar en forma directa su variabilidad. Los factores de seguridad son los medios clásicos a través de los que se maneja indirectamente la incertidumbre y que permiten el análisis determinista.

1.5.5 Ley de Hooke

Esta gráfica muestra el aumento de longitud (alargamiento) de un alambre elástico a medida que aumenta la fuerza ejercida sobre el mismo. En la parte lineal de la gráfica, la longitud aumenta 10 mm por cada newton (N) adicional de fuerza aplicada. El cambio de longitud (deformación) es proporcional a la fuerza (tensión), una relación conocida como ley de Hooke. Como ejemplo para la explicación y aplicación de esta ley podemos analizar con un alambre empieza a estirarse desproporcionadamente para una fuerza aplicada superior a 8 N, que es el límite de elasticidad del alambre. Cuando se supera este límite, el alambre reduce su longitud al dejar de aplicar la fuerza, pero ya no recupera su longitud original.



Encarta. Ley de Hooke

Fig.5.- Ley de Hooke

Elasticidad (física), propiedad de un material que le hace recuperar su tamaño y forma original después de ser comprimido o estirado por una fuerza externa. Cuando una fuerza externa actúa sobre un material causa un esfuerzo o tensión en el interior del material que provoca la deformación del mismo. En muchos materiales, entre ellos los metales y los minerales, la deformación es directamente proporcional al esfuerzo. El máximo esfuerzo que un material puede soportar antes de quedar permanentemente deformado se denomina límite de elasticidad.

1.6 Selección de alternativas

1.6.1 Estudio de mercado

El presente estudio de mercado se realizó dentro del mercado consumidor con el efecto de verificar si la máquina afiladora de cuchillas a construir es requerida o no por las distintas empresas que trabajan con máquinas para madera.

El mercado local no es de gran amplitud, puesto que este tipo de tecnología se encuentra aún en desarrollo, es limitado casi nulo el número de empresas que utilizan estas máquinas en sus instalaciones, pero a la vez estas mismas empresas requieren de este servicio en cantidades representativas

Nº	EMPRESA	INTERES	NO APLICA	FUTURO
1	Tecnisierra	X		
2	Afilasierra	X		
3	Ferromade			X
4	Metal World	X		
5	Tecnimáquinas			X
6	Ferrostal		X	

Tabla 1.- Encuestas de estudio de mercado

De acuerdo a la tabla 1 la máquina tiene aceptación en las empresas encuestadas, ya sea, actualmente o en el futuro. Esto implica una razón justificable para continuar con el proyecto con el diseño de la unidad.

El crecimiento de este mercado avanza rápidamente y utiliza estas máquinas para seguir incrementando su productividad a nivel nacional.

Pero al margen de la aceptación, el proyecto si se puede realizar por la presencia de un auspiciante, quien avala y financia el diseño de la afiladora de cuchillas.

1.6.2 Localización del proyecto

El sitio donde se realizó las encuestas del estudio de mercado es en la ciudad de Cayambe

El proyecto en sí, estará ubicado en la misma ciudad, en el Aserradero Arias.

1.6.3 Análisis de parámetros

Para el estudio de alternativas se debe tomar en cuenta la gran flexibilidad y tecnología disponible de las empresas que nos permiten tener varias opciones para elegir la que mejor se adapte a nuestras necesidades a continuación se presenta varios tipos de máquinas que han sido presentadas en el apartado 1.2

A cada uno de las mismas se les califica con un factor de ponderación de 10 a 100, de acuerdo a la importancia de cada una.

Las alternativas son:

- Costo
- Duración
- Facilidad de operación
- Tiempo
- Utilidad de máquina
- Mantenimiento

De igual manera cada alternativa es asignada con un valor de 0.7 a 1, dependiendo de la importancia y la conveniencia.

El resultado de la multiplicación entre el factor de ponderación de cada parámetro y el valor de cada alternativa, se suma para el análisis de resultados.

En el siguiente cuadro se analizan las calificaciones correspondientes.

PROYECTO	COSTO 1		DURACIÓN 0,9		OPERACIÓN 0,7		TIEMPO 0,8		UTILIDAD MAQUINA 1		ESPACIO FISICO 0,4		MANTENIMIENTO 0,7		TOTAL	
	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	SUMA MULT.	PROM.
COMPRA	-	-	90	81	90	56.3	80	64	90	90	90	36	80	54.6	390	55,7
CONSTRUCCIÓN	80	80	90	81	100	70	90	72	100	100	100	40	100	70	513	73,3
ALQUILER	90	90	70	63	80	56	70	56	70	70	90	36	100	70	441	63
IMPORTACIÓN	70	70	100	90	90	63	100	80	90	90	90	36	90	63	492	70,3

Tabla 2.- Alternativas

1.6.4 Análisis de resultados.

Para analizar los resultados se debe tomar en cuenta la suma total de la multiplicación de cada alternativa y la cifra más alta es la más adecuada para la elección.

De acuerdo al resultado de la suma del cuadro la alternativa más óptima es la de construir por tener la cantidad más alta, por lo tanto, se opta por la construcción de la máquina.

En vista de que, el desarrollo de esta tesis es un proyecto de ingeniería mecánica, con un limitante de tiempo, se procederá a la elaboración del diseño de la máquina afiladora, y también a la construcción. La empresa auspiciante se encargará de los gastos de construcción de acuerdo a las facilidades que le otorguen sus proveedores.

1.7 Descripción de las partes y características principales de la máquina afiladora

Características principales:

1.7.1 Estructura

- **Cuerpo** (estructura armada) .- Esta formada por una estructura armada con perfiles UPN, la que será el soporte de los mecanismos que conforman la máquina.
- Bajada de la muela manual.- Está provista de tuerca y tornillo para subir y bajar el cabezal de la máquina.
- Guías de acero templado reemplazables.- Las guías son de acero templado mecanizadas, donde se va a deslizar el cabezal porta muela.
- Inclinación del Porta cuchillas.- Para el afilado a diferentes ángulos.
- Traslación del carro automático.-Utiliza dispositivos fin carrera para cambiar el sentido de giro del cabezal.
- Bomba del líquido refrigerador.
- Motor de la muela 0.75 KW (1.0 HP)
- Escaleras suministradas de serie para el afilado simultaneo de 4 cuchillas

1.7.2 Bombas

Bomba (máquina), dispositivo empleado para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases. A continuación se describen cuatro grandes tipos de bombas para líquidos. En todas ellas se toman medidas para evitar la cavitación, que reduciría el flujo y dañaría la estructura de la bomba. Las bombas empleadas para gases y vapores suelen llamarse compresores.

1.7.2.1 Las bombas alternativas

Están formadas por un pistón que oscila en un cilindro dotado de válvulas para regular el flujo de líquido hacia el cilindro y desde él. Estas bombas pueden ser de acción simple o de acción doble. En una bomba de acción simple el bombeo sólo se produce en un lado

del pistón, como en una bomba impelente común, en la que el pistón se mueve arriba y abajo manualmente. En una bomba de doble acción, el bombeo se produce en ambos lados del pistón, como por ejemplo en las bombas eléctricas o de vapor para alimentación de calderas, empleadas para enviar agua a alta presión a una caldera de vapor de agua.⁴

1.7.2.2 Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas, también denominadas rotativas, tienen un rotor de paletas giratorio sumergido en el líquido. El líquido entra en la bomba cerca del eje del rotor, y las paletas lo arrastran hacia sus extremos a alta presión. El rotor también proporciona al líquido una velocidad relativamente alta que puede transformarse en presión en una parte estacionaria de la bomba, conocida como difusor.

1.7.3 Motores

Motores y generadores eléctricos, grupo de aparatos que se utilizan para convertir la energía mecánica en eléctrica, o a la inversa, con medios electromagnéticos. A una máquina que convierte la energía mecánica en eléctrica se le denomina generador, alternador o dinamo, y a una máquina que convierte la energía eléctrica en mecánica se le denomina motor.

El campo magnético de un imán permanente sólo tiene fuerza suficiente como para hacer funcionar un dínamo pequeño o motor. Por ello, los electroimanes se emplean en máquinas grandes. Tanto los motores como los generadores tienen dos unidades básicas: el inductor, que crea el campo magnético y que suele ser un electroimán, y la armadura o inducido, que es la estructura que sostiene los conductores que cortan el campo magnético y transporta la corriente inducida en un generador, o la corriente de excitación en el caso del motor.

⁴ MICROSOFT ENCARTA., Teoría Bombas., Biblioteca Estudiantil, pag 1, 2009

1.7.4 Sensor final de carrera

Dentro de los componentes eléctricos, se encuentra el **final de carrera** o sensor de contacto también conocido como (interruptor de límite), limit switch, son dispositivos eléctricos, neumáticos o mecánicos situados al final del recorrido de un elemento móvil

Generalmente estos sensores están compuestos por dos partes: un cuerpo donde se encuentran los contactos y una cabeza que detecta el movimiento. Su uso es muy diverso, empleándose, en general, en todas las máquinas que tengan un movimiento rectilíneo de ida y vuelta o sigan una trayectoria fija, es decir, aquellas que realicen una *carrera* o recorrido fijo, como por ejemplo ascensores, montacargas, robots, etc.⁵

⁵ w.w.w., automatismos de control., tipos de sensores.com 2009

CAPITULO II

DISEÑO

2. Generalidades

El presente capítulo abarca una serie de temas que van enfocados en el cálculo de las distintas partes que conforman la máquina como son: la estructura, placas, guías, mecanismos de avance, de sujeción, base porta cuchillas, tornillos de potencia, soldadura, así como también el cálculo de la bomba y otros mecanismos que conforman la máquina afiladora.

También contiene principios fundamentales de estudio de materiales como son: esfuerzos, tensiones, deformaciones, deflexión, torsión y otros factores que son elementales para el diseño y construcción de la máquina afiladora.

2.1 Potencia del motor

2.1.1 Conceptos básicos para determinar la potencia del motor

Es necesario analizar la potencia con amplitud para eliminar averías por calentamiento exagerado, pero también hay que tener en cuenta que el precio del motor resulta mayor cuanto mayor sea la potencia y que las dificultades de regulación también aumentan al aumentar la potencia. Por todo esto la determinación de la potencia deberá ser lo más exacta posible.

Para la **elección del motor** que vamos a utilizar se deberá también tenerse en cuenta el número de revoluciones, habrá que elegir velocidades normales de serie, las velocidades anormales encarecen la instalación y dificultan posteriormente las sustituciones. Como regla general la potencia de un motor es tanto más grande cuanto mayor sea el número de revoluciones.

Por tener dos cuerpos indeformables se aplica la siguiente teoría.

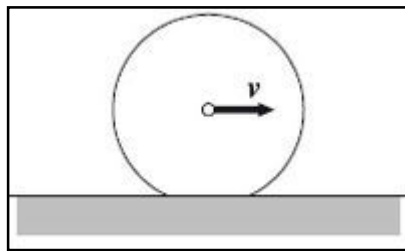
2.1.2 Resistencia a la rodadura

La **resistencia a la rodadura** se presenta cuando un cuerpo rueda sobre una superficie, deformándose uno de ellos o ambos. Como veremos, no tiene sentido alguno hablar de resistencia a la rodadura en el caso de un sólido rígido (indeformable) que rueda sobre una superficie rígida (indeformable).

El concepto de **coeficiente de rodadura** es similar al de **coeficiente de rozamiento**, con la diferencia de que este último hace alusión a dos superficies que deslizan o resbalan una sobre otra, mientras que el coeficiente de rodadura si no existe tal resbalamiento entre la rueda y la superficie sobre la que rueda, disminuyendo por regla general la resistencia al movimiento.⁶

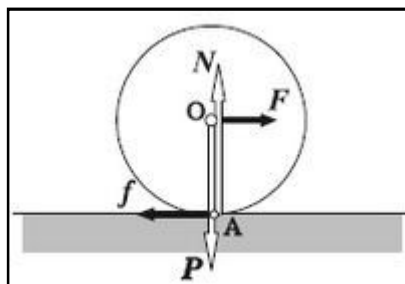
La rueda, en función del material con el que esté construida y su propio peso, además del de la carga que soporta, sufre una deformación que al rotar provoca repetidos ciclos de deformación y recuperación, estos ciclos propician la disipación de energía por calor. Además, esta deformación supone que no apoye una línea únicamente sobre el piso, sino una superficie.

Desarrollo del concepto



www.resistencia a la rodadura.com

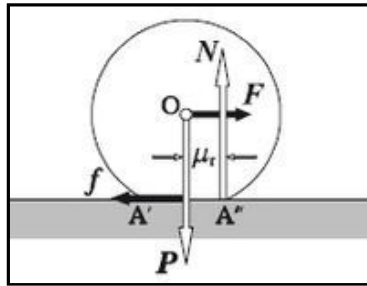
Fig.6.- Deformación en la generatriz de apoyo



www.resistencia a la rodadura.com

Fig.7.-Rodadura de un cilindro indeformable sobre un pavimento indeformable

⁶ w.w.w., diseño, resistencia a la rodadura..com 2009



www.resistencia a la rodadura.com

Fig.8.-Rodadura de un cilindro deformable sobre un pavimento indeformable

2.1.3 Cuerpos rígidos (ideales)

Consideremos, para comenzar, el caso ideal de un cuerpo indeformable (un cilindro o una rueda, por ejemplo) que puede rodar sobre una superficie plana también indeformable (Figura 7). Si la superficie es horizontal, las fuerzas que actúan sobre el cilindro son:

P = Peso

N = reacción normal del plano.

Si se aplica una fuerza F sobre el eje del cilindro, paralelamente al plano y perpendicularmente al eje, aparecerá una fuerza de rozamiento, f , en A, en dirección opuesta a la fuerza aplicada F . El momento de la fuerza de rozamiento respecto del eje del cilindro,

$$M = f \cdot R$$

Hace girar el cilindro alrededor de su eje. Así, en el caso de cuerpos indeformables soportados por superficies indeformables, por pequeña que sea la fuerza F se producirá la rodadura (siempre que exista suficiente rozamiento estático para evitar el deslizamiento).

En estas condiciones no tienen sentido hablar de resistencia a la rodadura.

2.1.4 Coeficientes

La magnitud μ_r , que tiene dimensiones de una longitud, es el llamado (**coeficiente de resistencia a la rodadura**). De las expresiones anteriores se deduce que el par de arranque es proporcional a la reacción normal N y que la fuerza de tracción necesaria

para el arranque es inversamente proporcional al radio del cilindro; esa es la ventaja de las ruedas grandes sobre las pequeñas. El valor del coeficiente μ_r depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto (fundamentalmente de su rigidez).

La magnitud a dimensional

$$C_{rr} = \frac{\mu_r}{R},$$

Es el llamado **coeficiente de rodadura**.

En general, el coeficiente de rodadura tiene un valor muy inferior al de los coeficientes de rozamiento por deslizamiento (estático y cinético); así pues, es mucho más conveniente, al efecto de disminuir las pérdidas energéticas, sustituir en los mecanismos y máquinas los deslizamientos por las rodaduras; esa es la ventaja que aportó el invento de la rueda, la ventaja del carro sobre el trineo.

El valor del coeficiente de rodadura es característico de cada sistema, dependiendo de:

- La rigidez o dureza de la rueda y superficie,
- El radio de la rueda (a mayor radio menor resistencia),
- El peso o carga al que se somete cada rueda (en esto se diferencia del coeficiente de rozamiento),
- En el caso de ruedas neumáticas o hidráulicas, de su presión (a mayor presión menor resistencia),
- Temperatura, el acabado de las superficies en contacto, velocidad relativa, etc.

CÁLCULO DE LA POTENCIA

2.2 Potencia del motor.

Potencia necesaria en el afilado- rectificado

Al igual que en otras operaciones de mecanizado por arranque de viruta, la pieza y la muela están sometidas a un esfuerzo total de corte, cuya componente principal F_c (resistencia al corte) origina en los árboles de la muela y de la pieza momentos de torsión, de cuya magnitud depende la potencia consumida por el rectificado.

En el caso de la máquina afiladora se aplicará las siguientes fórmulas.

Por lo tanto la potencia necesaria para mover la muela es igual a:

Fórmula de la potencia del motor.⁷

$$P_o = \frac{F_c v}{75 \eta N}$$

Donde:

P_o = Potencia necesaria en CV

F_c = Fuerza de corte en Kgf

V = Velocidad de la muela en m/s

η = Rendimiento del motor (0.8 – 0.90).

Datos para el cálculo.

Diámetro de la muela = d = 125 mm.

N = 2800 rev/min

Fuerza de corte

F_c = K_s x a x s

Donde:

K_s, Factor de fuerza = 195 Kg / mm² (tablas)

a, profundidad de corte = 0.05 mm

s, avance. = 0.4 mm/rev (Tablas de rectificado)

$$F_c = 175 \frac{Kg}{mm^2} \times 0.05 \text{ mm} \times 0.4 \text{ mm}$$

F_c = 3.5 Kgf.

Velocidad periférica.

$$V_p = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60000}$$

$$V_p = \frac{125 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 2800 \text{ rev/min}}{60000}$$

⁷ FREDERICK S. MERRITT, Manual del Ingeniero Civil, McGraw Hill Interamericana Editores, 4 Edición,

$$V_p = 18.33 \text{ m/s}$$

Potencia del motor.

$$P_o = \frac{F_c x v}{75 x N}$$

$$P_o = \frac{3.5 \text{ Kg} \times 18.33 \text{ m/s}}{75 \times 0.85}$$

$$1 \text{ Hp} = 1.0138 \text{ Cv}$$

$$P_o = 1.006 \text{ Kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1.006 \text{ CV} = 0.992 \text{ Hp}$$

Potencia a utilizarse será

$$P_o = .1 \text{ HP}$$

2.2.1 Motor de avance.

La potencia del motor será tomada de acuerdo al manual de operaciones del fabricante, de una máquina existente, para ello se calculará la velocidad de avance del cabezal.

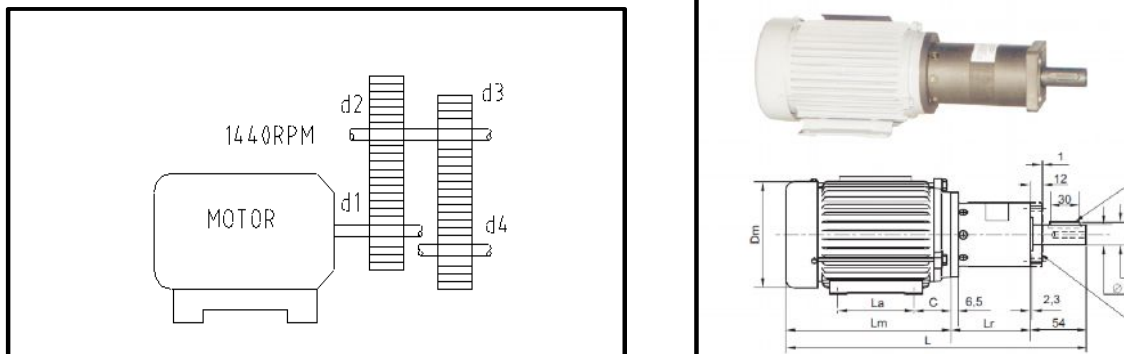


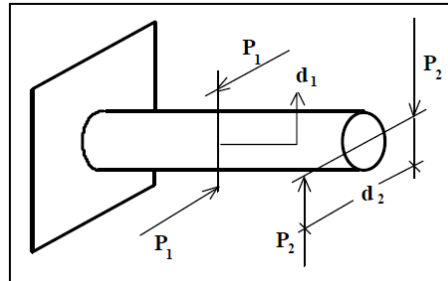
Fig.9.- Motor reductor

2.3 Cálculo de ejes

El eje es utilizado para definir una pieza estacionaria sobre la que se va montar ruedas giratorias.

En general se dice que cuando un miembro estructural se carga con momentos que producen rotación alrededor de su eje longitudinal se produce torsión.

En la figura.10, se puede mostrar que cada pareja de fuerzas genera un par de fuerzas o momento de valor igual al producto de las fuerzas por la distancia entre sus líneas de acción. El primer par tendrá de valor $M_1 = P_1 \cdot d_1$ y el segundo par tendrá el valor de $M_2 = P_2 \cdot d_2$



www.árboles y ejes.com

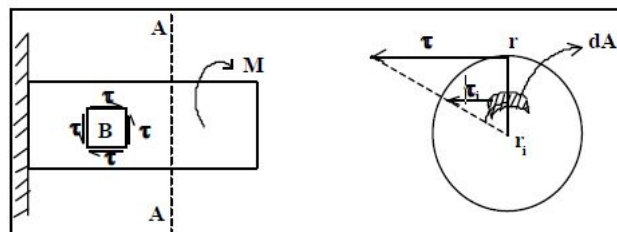
Fig.10.-Fuerzas que actúan en el eje

El par o momento es un vector perpendicular al plano determinado por la fuerza y la distancia al punto considerado.

2.3.1 Torsión de barras de sección circular

Sea una barra recta de sección circular de radio R empotrada en uno de sus extremos sometida en el extremo libre a una torsión generada por un par M. Una barra trabajando de esta forma se dice que está sometida a torsión pura.

Si se analiza una sección transversal se observa que ha girado un ángulo, que los radios siguen rectos y que permanece plana y circular. Se puede considerar que la longitud de la barra y su radio, si el ángulo girado es pequeño, no varían.



www.árboles y ejes.com

Fig.11.- Torsión

La resultante de las acciones tangenciales de la parte izquierda sobre el sólido considerado a lo largo de la sección debe ser nula ya que el sistema de fuerzas aplicado es un par.

Siendo I_0 el denominado momento polar de inercia.

Igualando los momentos de las fuerzas que actúan sobre la sección de la barra con el momento aplicado se tendrá que:

$$\frac{\tau I_0}{r} = M$$

De donde despejando se tiene:

Fórmula de la torsión

$$\tau = \frac{M \cdot r}{I_0} \quad (1)$$

La ecuación (1) se denomina la fórmula de la torsión y establece que el esfuerzo cortante máximo es directamente proporcional al par aplicado y al radio de la sección circular de la barra e inversamente proporcional al momento polar de inercia.

Como en una barra maciza de sección circular el **momento polar de inercia** vale

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2)$$

$r = d/2$, sustituyendo en la fórmula de torsión se tiene que:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot M}{\pi d^3} \quad (3)$$

Fórmula para el cálculo de la fuerza centrífuga F_c

$$F_c = m \cdot \frac{v^2}{R}$$

Donde:

F_c , Fuerza centrífuga

$m = 1.2$ Kg masa de la muela abrasiva.

$v = 18.33 \frac{m}{s}$, velocidad periférica, calculada en el apartado 2.2

R = 62.5mm, Radio de la muela abrasiva

$$F_c = 1.2 \text{ Kg} \cdot \frac{(18.33\text{m/s})^2}{0.0625\text{m}}$$

$$F_c = 6450.98 \text{ N} = 657.81\text{Kg}_f$$

Datos para el cálculo del momento

D, Diámetro de la muela abrasiva

$$D = 125\text{mm}$$

d , distancia del centro del eje al borde de la muela

$$M = F \times d$$

$$M = 657.81\text{Kg} \times 0.0625\text{m}$$

$$M = 41.11 \text{ Kg.m}$$

Aplicando la fórmula del momento polar de inercia tenemos

$$I_o = \frac{\pi \times 1.7\text{cm}^4}{32} \quad (2)$$

$$I_o = 0.82 \text{ cm}^4$$

Aplicando la fórmula de la torsión ecuación (3) tenemos:

$$\tau_{\max} = \frac{16 \times 41.11 \text{ Kg.m}}{\pi \times (0.0625\text{m})^3}$$

$$\tau_{\max} = 857585.71 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 8.41 \text{ MPa}$$

2.3.1.1 Cálculo del eje por fatiga

Para el cálculo de fatiga tenemos los siguientes factores de diseño

Para un acero SAE 1018

$$S_y = 51 \text{ kg/mm}^2; \quad S_{ut} = 71\text{kg/mm}^2 = 696.27\text{Mpa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga

S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra

Ahora

$$S_e := 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e := 348.135 \text{ Mpa}$$

$k_a \rightarrow$ Como el material es laminado en caliente se tiene que

$$k_a = 0.7$$

$$k_b = 1.189 \times d^{-0.097}$$

$$K_b = 0.842$$

$k_c = 0.897$ Para una confiabilidad del 90%

$$K_d = 1$$

$$k_e = k_{ef} * k_{et}$$

$$k_{ef} = \frac{1}{k_f}$$

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

$$k_t = 2; \quad q = 0.8$$

$$k_f = 1.8$$

$$k_{ef} = 0.555$$

$$k_{et} = \frac{1}{k_g}$$

$$k_g = 1 + q(k_{ts} - 1)$$

$$k_{ts} = 2.7; q = 0.85$$

$$k_g = 2.445$$

$$k_{et} = 0.4089$$

$$k_e = 0.2287$$

$$S_e = 0.7 * 0.842 * 0.897 * 1 * 0.2287 * 348.13$$

$$S_e = 42.09 \text{ Mpa}$$

Para la deformación de la torsión tenemos el ángulo de la torsión cuya fórmula es:

$$\alpha = \frac{M_1}{GIT} \cdot \frac{180}{\pi}, \text{ grados sexagesimales por unidad de longitud } M$$

$$\alpha = \frac{M_1}{81000 \times \frac{\pi d^4}{32}} \times \frac{180}{\pi} \times 100 = 0.07205 \times \frac{M_1}{d^4} \Rightarrow$$

$$\alpha = \frac{5160}{d^4} \times \frac{N}{n} \quad (4)$$

Siendo:

M_1 , El momento de torsión. Kg. Cm.

G, El módulo de elasticidad tangencial.

I_1 , El momento de inercia polar cm^4

Transmisión de fuerza por rotación.

2.3.2 Velocidad tangencial.

$$V = \frac{2\pi.Rn}{60 \times 100} \cdot \frac{m}{seg} \cdot (n, \text{revoluciones por minuto}) \quad (5)$$

2.3.3 Potencia a transmitir.

$$N = \frac{Fv}{75} = \frac{2\pi.Rn.F}{60 \times 75 \times 100} = \frac{.Rn.F}{71620}, \text{ CV} \quad (6)$$

2.3.4 Momento de torsión

$$M_1 = F \cdot R = 71620 \times \frac{N}{n} \text{ Kg. Cm.} \quad (7)$$

2.3.5 Fuerza tangencial

$$F = \frac{M_1}{R} = \frac{71620}{R} \cdot \frac{N}{n} \text{ Kg.} \quad (8)$$

$$F = \frac{71620}{6.25 \text{ cm}} \times \frac{1.006 \text{ cv}}{2800 \text{ rpm}}$$

$$F = 4.12 \text{ Kg}$$

Datos para el cálculo del eje.

$$V = 2800 \text{ rpm.}$$

$$P_o = 1.006 \text{ CV.}$$

2.3.6 Potencia a transmitir en función de la deformación.

$$\text{Potencia a transmitir } N = \frac{d^4 n}{20640}, \text{ CV}$$

2.3.7 Cálculo del diámetro.

$$d^4 = \frac{N \times 20640}{n}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{N \times 20640}{n}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{1.006 \text{ CV} \times 20640}{2800 \text{ rpm}}}$$

$$d = 1.671 \text{ cm} \cong 1.7 \text{ cm}$$

2.3.8 Cálculo en función de la tensión.

$$\tau_{\max} = \frac{16M}{\pi d^3} = 5.093 \times \frac{M}{d^3} = \frac{364760}{d^3} \times \frac{N}{n}$$

$$\tau_{\max} = \frac{364760}{1.6^3 \text{ cm}^3} \times \frac{0.86 \text{ Cv}}{2800 \text{ rpm}} = 28.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

2.3.9 Cálculo del ángulo de torsión.

$$\alpha = \frac{5160}{1.6^4} \times \frac{0.86}{2800} = 0.298$$

$$\alpha = 0.298$$

2.4 Diseño de la bancada o estructura de la máquina

La bancada debe soportar todo el peso del cabezal y del motor, en la figura 12 se muestra el esquema de los perfiles para hacer el análisis

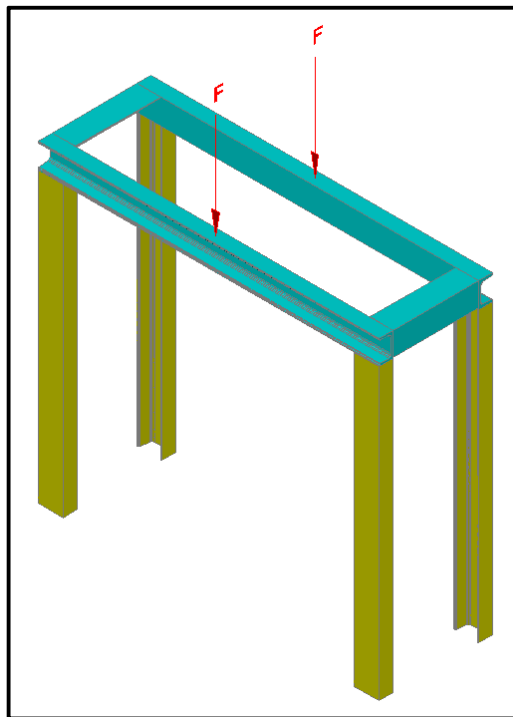


Fig.12.- Bancada.

2.4.1 Estructura.

Como ya se indicó, el bastidor debe constar de cuatro montantes. En la figura. 13 se muestran algunas de las disposiciones que se pueden adoptar para los montantes, siempre empleando perfiles de acero estructural A-36 (AISI 10-18), y para las dimensiones dadas de la mesa.

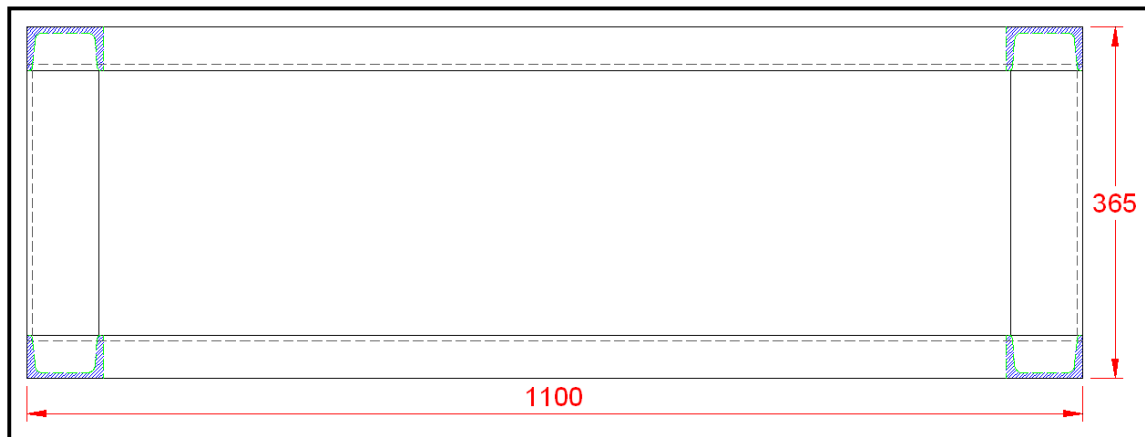


Fig.13.-Estructura.

2.4.2 Análisis de columnas

Perfiles usados para columnas

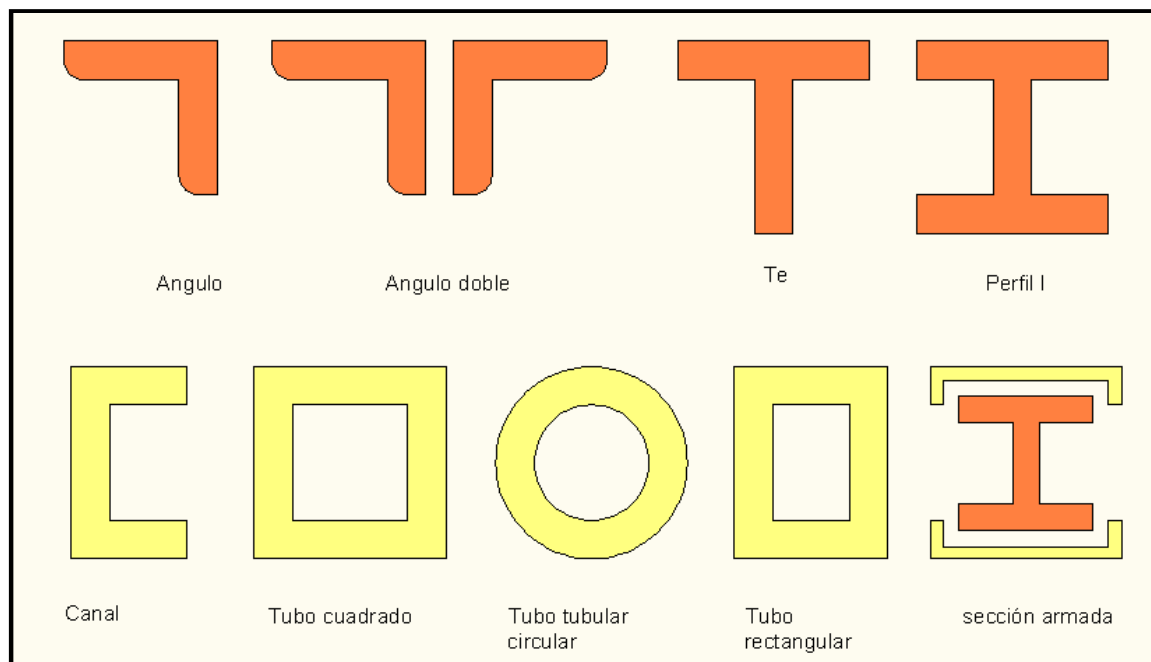


Fig.14.- Perfiles

Para la selección de las columnas de la máquina se utilizará perfiles C, que soportarán la carga a la que van a ser sometidas, para ello se analizará la carga crítica que puede soportar.⁸

⁸ NICOLÁS LARBURU ARRIZABALAGA., Maquinas Prontuario., Compañía Editorial Paraninfo. s.a, pag 141, 1991

2.4.3 Longitudes efectivas

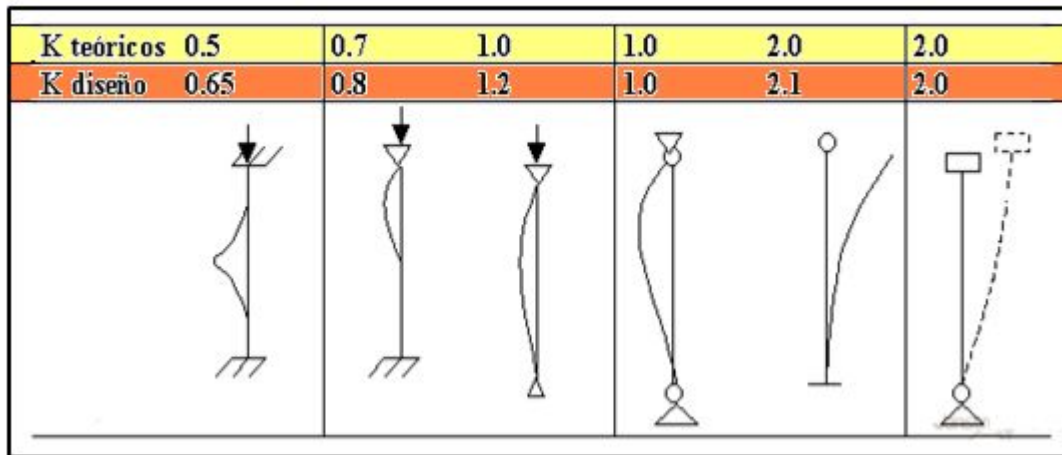
K teóricos	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
K diseño	0.65	0.8	1.2	1.0	2.1	2.0
						

Fig.15.- Longitudes efectivas

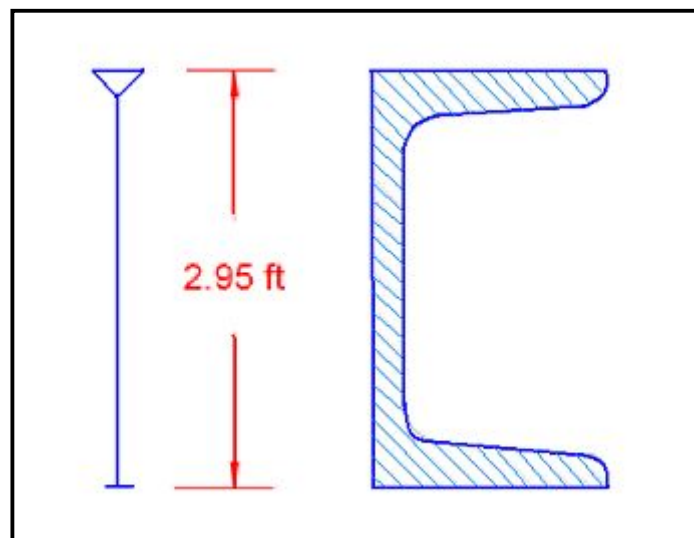


Fig.16.- Perfil U empotrado.

2.4.4 Selección del perfil.

Se asume un perfil C3 x6 porque la estructura requiere un perfil C más bajo y este es el que soporta una carga crítica más cercana a la requerida

Datos del perfil

C₃ X 6

$$A_g = 1.76 \text{ plg}^2.)$$

$$d = 3 \text{ plg}$$

$$t_w = 0.356 \text{ plg}$$

$$b_f = 1.596.$$

$$t_f = 0.273$$

$$x = 0.455$$

$$K = 2.1$$

$$I_x = 2.07 \text{ pg}^4$$

$$I_y = 0.305 \text{ pg}^4$$

Radio mínimo

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{0.305}{1.76}}$$

$$r_{\min} = 0.416 \text{ pg.}$$

$$\frac{KL}{r} = \frac{2.1 \times (2.95 \times 12)}{0.416}$$

$$\frac{KL}{r} = 178.70$$

Acero A 36Ksi

$$\frac{KL}{r} \quad F_a$$

$$178 \quad 4.71$$

$$179 \quad 4.66$$

$$178.70 \quad x = 4.675 \text{ Ksi}$$

$$P_{cr} = F_a \times A_g$$

$$P_{cr} = 4.675 \times 1.76$$

$$P_{cr} = 8.22 \text{ Klb}$$

2.4.5 Diseño de vigas

Cargas que se va a considerar para el diseño

Carga de mantenimiento + carga de impacto + carga de diseño = 550 Kg

Se realizará el cálculo con una carga distribuida en toda la longitud de la viga.

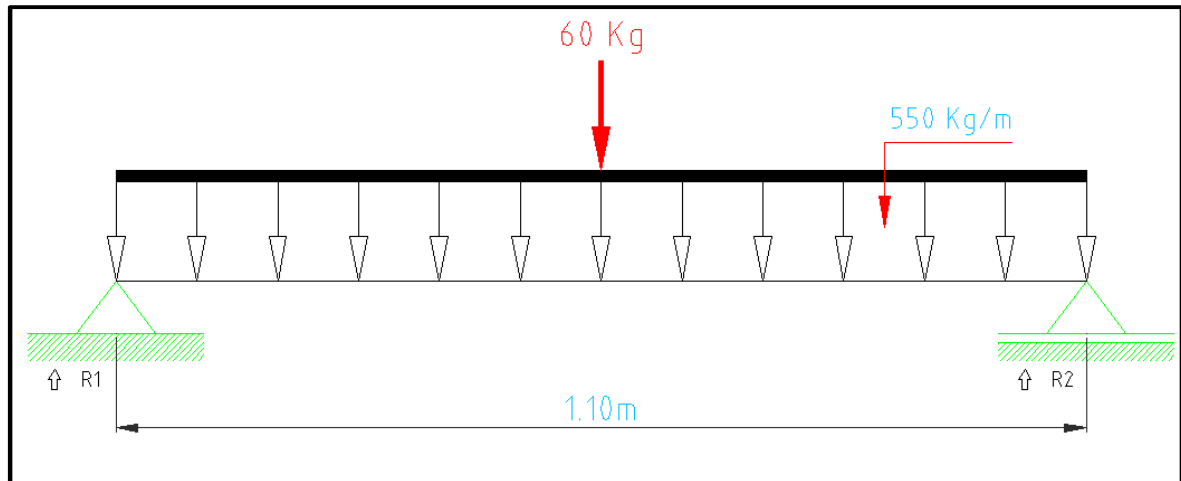


Fig.17.- Carga distribuida

Cálculo de reacciones

$$\Sigma F_v = 0$$

$$R_1 + R_2 - 60\text{Kg} - 550\text{Kg}(1.1)\text{m}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_2 (1.10\text{m}) - 60\text{Kg} (0.55\text{m}) - 550 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}(1.10\text{m})x(0.55\text{m})$$

$$R_2 = \frac{60 \text{ Kg} (0.55\text{m}) + 550 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 1.10\text{m} \times 0.55\text{m}}{1.10\text{m}}$$

$$R_2 = 332.5 \text{ Kg}$$

$$R_1 = (60\text{Kg} + 550 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} (1.10\text{m})) - 332.5 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 332.5 \text{ Kg}$$

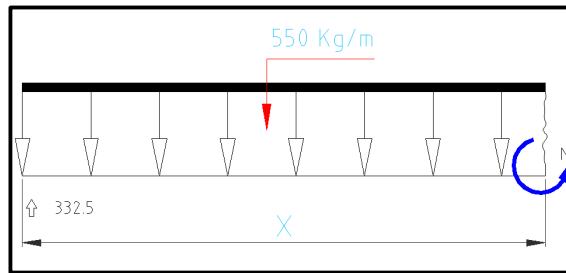


Fig.18. -Corte de carga distribuida

$$\Sigma M = 0$$

$$M - 332.5 x + 550 \frac{x^2}{2}$$

$$M = - 275 x^2 + 332.5 x$$

$$\text{Si } x = 0 \Rightarrow M = 0$$

$$\text{Si } x = 0.55 \Rightarrow M = 99.68 \text{ Kg.m}$$

$$M_{\max} = 99.68 \text{ Kg.m}$$

2.4.6 Soporte lateral total

$$F_b = 0.66s_y$$

$$f_b < FB.$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S_x}$$

$$f_b = \frac{M_{\max} \cdot C}{I} = \frac{M_{\max}}{\frac{I}{C}} = \frac{I x}{C}$$

$$S_x = \text{módulo de sección (tabulado)}$$

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S_x} = FB$$

$$S_x = \frac{M_{\max}}{F_b}$$

$$M_{\max} = \frac{Wl^2}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{1.2 \text{ Klb}}{8 \text{ pie}} \times 3.61^2 \text{ pie}^2$$

$$M_{max} = 1.95 \frac{Klb}{pie} X \frac{1Pie}{12plg} \Rightarrow 23.46 Klb.plg$$

$$F_b = 0.66(36) = 23.8 ksi$$

$$S_x = \frac{23.46 Klb \times plg \times plg^2}{23.8 klb}$$

$$S_x = 0.98 plg^3$$

Selección en el manual vigas que se aproximen a este valor

a) C₃ x 4.1 S_x = 1.10plg³

b) C₃ x 5 S_x = 1.24plg³

Se elige la viga C₃ x 4.1.

2.5 Cálculo de placas

Para el diseño de la máquina afiladora es necesaria frecuentemente la determinación de tensiones y deformaciones en placas planas sometidas a diversas condiciones de cargas.

2.5.1 Diseño de placa base del cabezal

La placa porta cabezal debe soportar todo el peso del cabezal incluyendo el peso del motor, su forma es como se muestra en la figura. 19

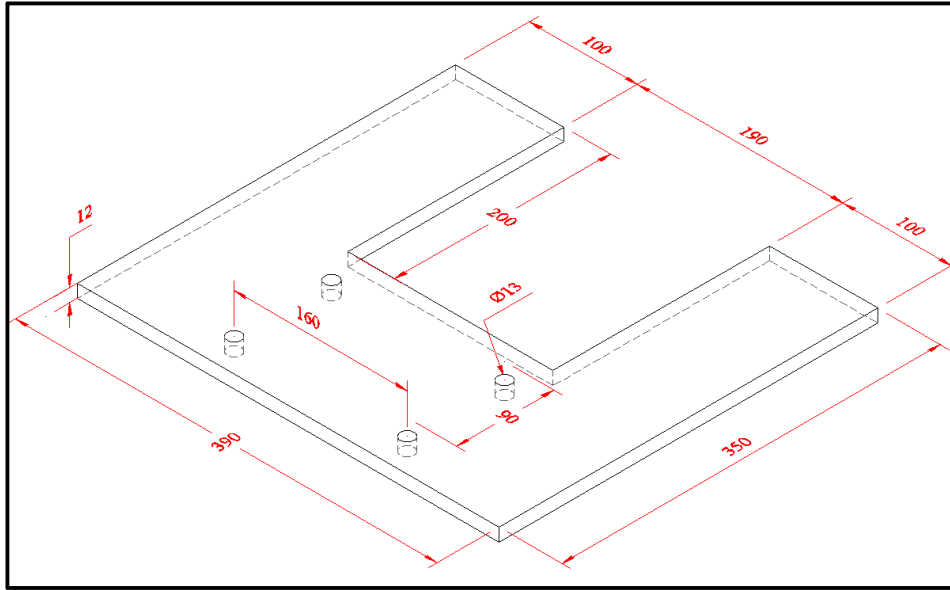


Fig.19.-Placa base.

Densidad del acero

Peso de la placa base.

$$\delta = 7800 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

$$V = S_{\text{base}} \times \text{Al tura}$$

$$V = [(0.35 \times 0.35)\text{m} - (0.22 \times 0.23)]\text{m} \times 0.020\text{m}$$

$$V = 0.001438 \text{ m}^3$$

$$m = \delta \times V$$

$$m = 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 0.001438\text{m}^3$$

$$m = 11.216 \text{ Kg.}$$

$$W = 11.216 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$W = 109.92 \text{ N}$$

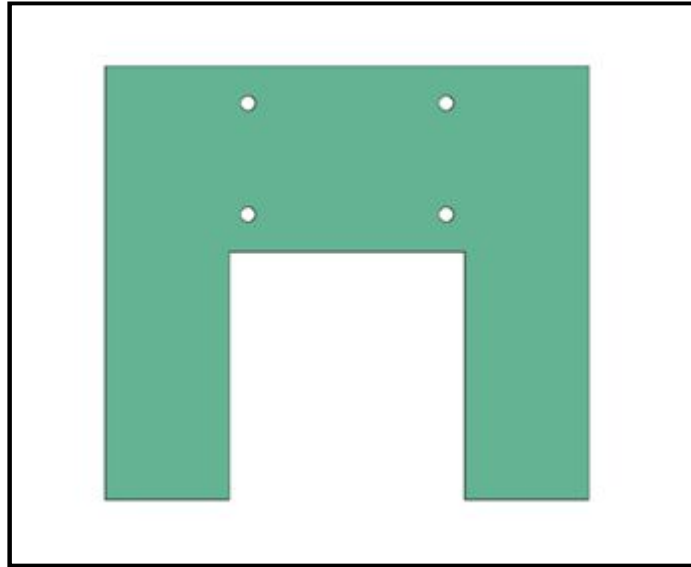


Fig.20.- Placa base

Para realizar el análisis respectivo, se va a determinar el área en donde se va a concentrar el esfuerzo que será representado en el esquema de la figura 21

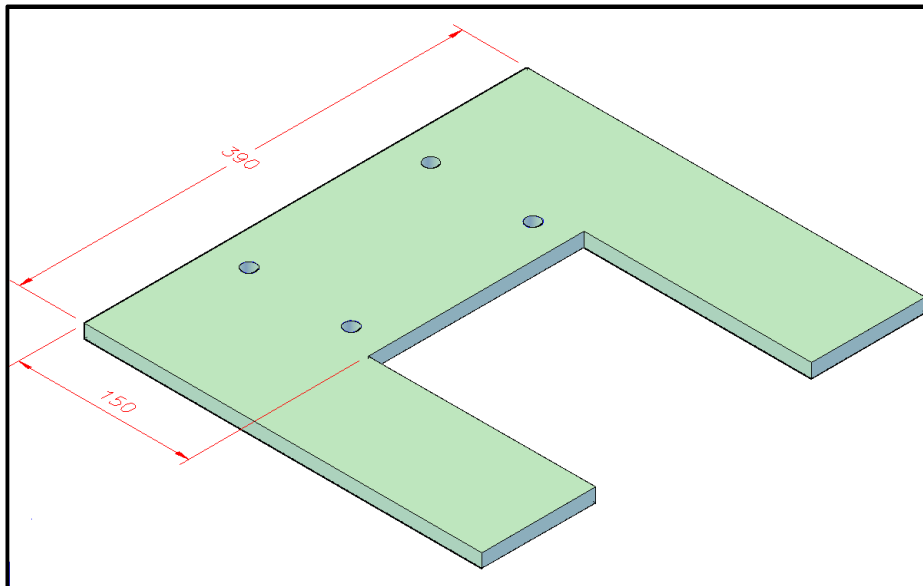


Fig. 21.- Placa base (concentración de esfuerzos)

2.5.2 Área neta efectiva

$$A_n = (220\text{mm} \times 120\text{mm}) - 2(10\text{mm} + 3.175\text{mm})$$

$$A_n = 26373.65 \text{ mm}^2 = 0.0264\text{m}^2$$

$$A_n = 40.92 \text{ plg}^2$$

Para el diseño de la placa se establece un área donde se va a concentrar el esfuerzo

$$\sigma = 0.60 \times 36 \text{Ksi}$$

$$\sigma = 21.6 \text{Ksi}$$

$$\sigma = 148926.75 \text{Kpa}$$

Datos

Peso = 11.216 + Peso de las guías + peso del cabezal = 60 Kg

$$F = 2500 \text{Kg} = 24.5 \text{KN}$$

Área de aplicación de la fuerza = 0.22m

Carga distribuida $24.5 \text{KN} / 0.35 = 70 \text{KN} / \text{m}$

2.5.3 Cálculo de reacciones

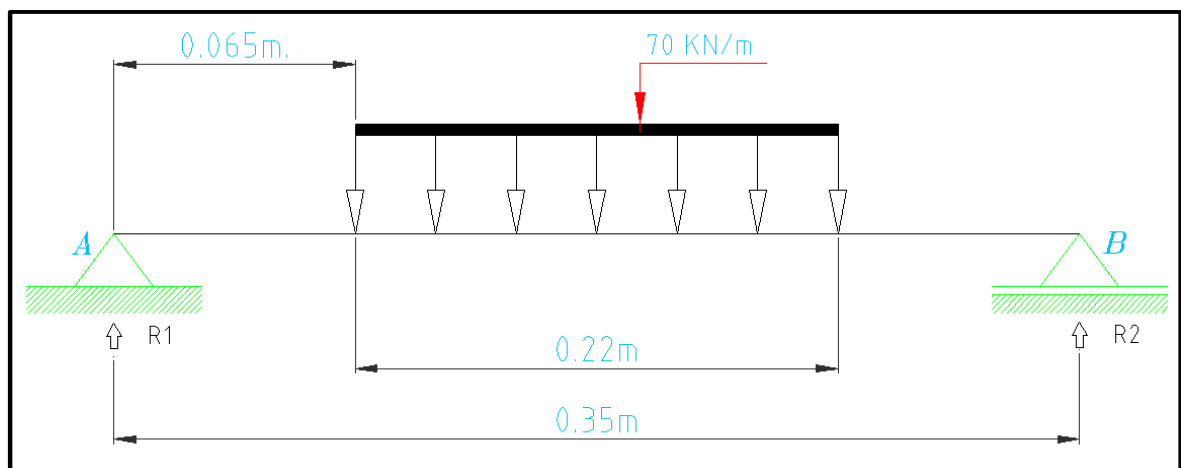


Fig.22.- Carga distribuida con apoyos en los extremos

$$\Sigma M_A = 0$$

$$70 \text{KN} / \text{m} \times 0.220 \text{m} \times 0.175 \text{m} - R_2 \times 0.350 \text{m}$$

$$R_2 = \frac{70 \frac{\text{KN}}{\text{m}} \times 0.220 \text{m} \times 0.175 \text{m}}{0.350 \text{m}}$$

$$R_2 = 7.7 \text{KN}$$

2.5.4 Cálculo del momento máximo

$$M_{\max} = R2 \left(a + \frac{R2}{2W} \right)$$

$$M_{\max} = 7.7 \text{KN} \left(0.065 \text{m} + \frac{7.7 \text{KN}}{2 \times 70 \text{KN/m}} \right)$$

$$M_{\max} = 7.7 \text{KN} (0.12 \text{m})$$

$$M_{\max} = 0.924 \text{KN.m}$$

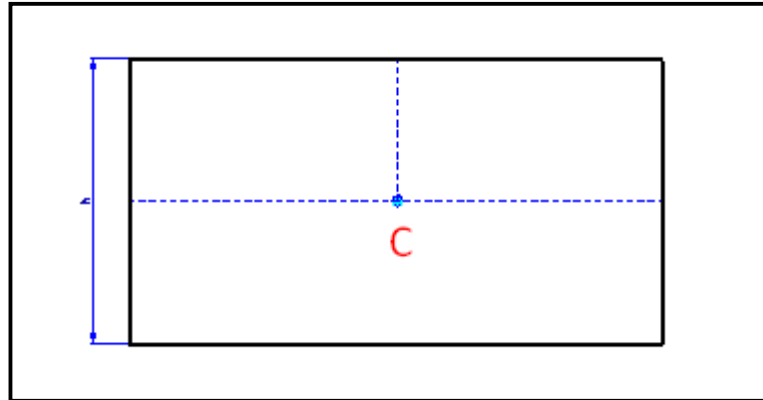


Fig.23.- Inercia en la placa base

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

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

$$\sigma = \frac{Mc}{\frac{b(2c)^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{12M}{bx8xc^2}$$

2.5.5 Cálculo del espesor de la placa.

$$c = \sqrt{\frac{12M}{\sigma x b x 8}}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 \times 0.924}{148926.75 \times 0.35 \times 8}}$$

$$c = 0.00515 \text{m}$$

$$c = 5.15 \text{mm.}$$

Aplicando un Fs de 1.5 tenemos

$$c = 5.15 \times 2 = 7.73$$

Sumando otros factores que influyen como son: La carga de impacto, la vibración, y otros factores se utilizará una placa de espesor de 9 mm.

$c = 9$ mm espesor de la placa utilizado.

2.6 Diseño de las guías principales de la bancada

Las guías principales son los elementos en donde se va a realizar el montaje de las placas base y de las placas porta motor. Por lo tanto su diseño debe garantizar su buen funcionamiento.

En la figura 24 se puede observar la forma que tienen las guías para su realizar su respectivo diseño

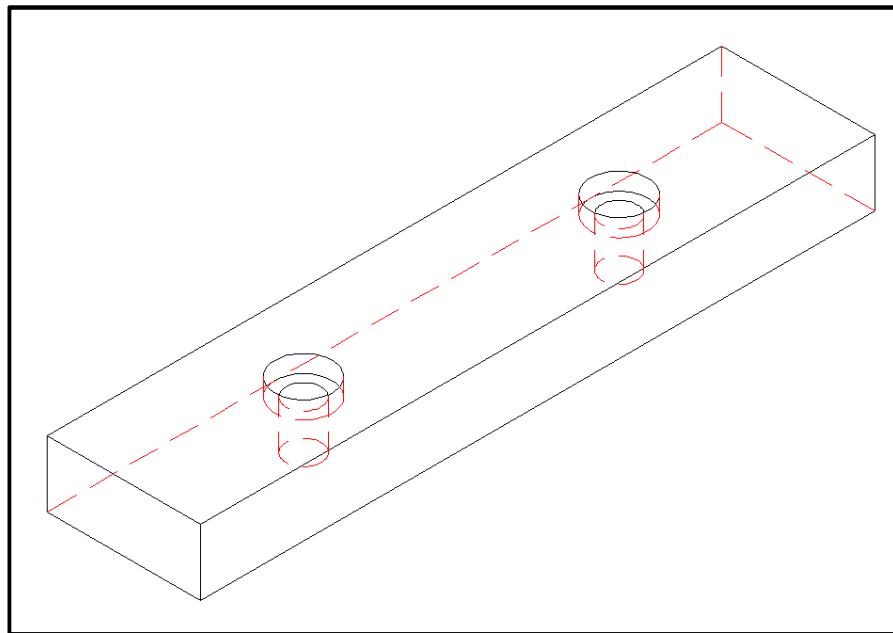


Fig.24.- Guías principales

Las fuerzas que actúan son las siguientes

Fuerzas que actúan en las guías

Peso del cabezal

$W = 60$ Kg.

Carga de impacto

Carga de mantenimiento

Total = 650 Kg

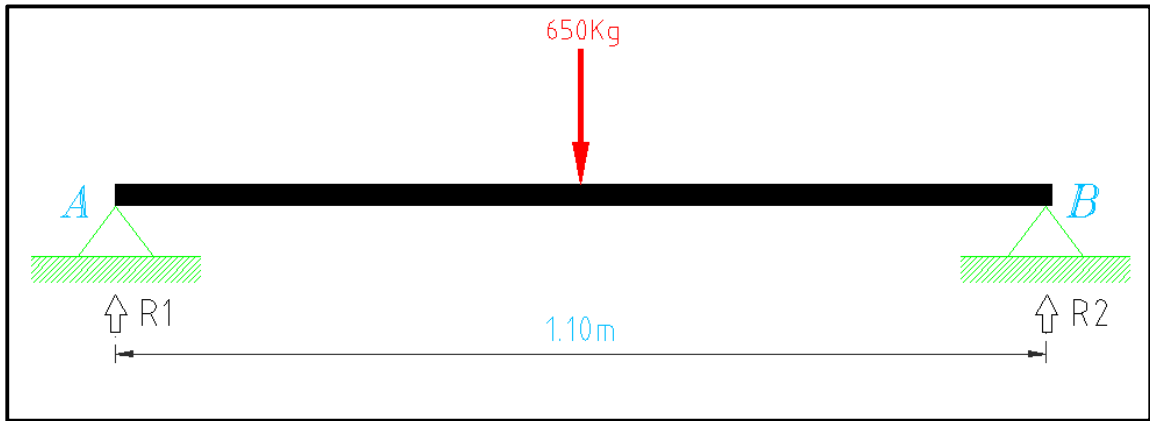


Fig.25.- Carga puntual

2.6.1 Cálculo de reacciones

$$\Sigma F_v = 0$$

$$R_1 + R_2 - 650\text{Kg}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_2 (1.10\text{m}) - 650\text{Kg} (0.55\text{m})$$

$$R_2 = \frac{650 \text{ Kg} (0.55\text{m})}{1.10\text{m}}$$

$$R_2 = 325 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 650\text{Kg} - 325 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 325 \text{ Kg}$$



Fig.26.- Momento en el extremo

$$\Sigma M = 0$$

$$M - 325 x$$

$$M = 325 x$$

$$\text{Si } x = 0 \Rightarrow M = 0$$

$$\text{Si } x = 0.55 \Rightarrow M = 99.68 \text{ Kg.m}$$

$$M_{\max} = 178.75 \text{ Kg.m}$$

$$M_{\max} = 1.75 \text{ KNm}$$

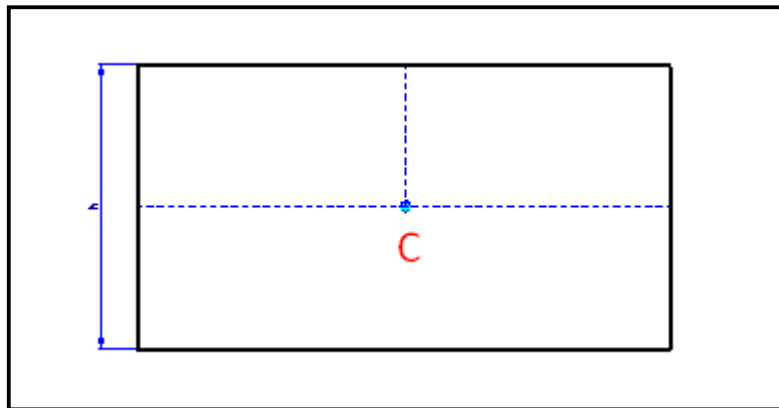


Fig.27.- Centro de gravedad

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad I = \frac{bh^3}{12} \quad 9$$

$$\sigma = \frac{Mc}{\frac{b(2c)^3}{12}}$$

$$\sigma = \frac{12M}{bx8xc^2}$$

2.6.2 Cálculo del espesor de la placa.

$$c = \sqrt{\frac{12M}{\sigma x b x 8}}$$

Se supone ancho = b = 40mm

⁹ SINGER, Resistencia de Materiales, Compañía Editorial Continental. Pag 43, 1985

$$c = \sqrt{\frac{12 \times 1.75}{148926.75 \times 0.04 \times 8}}$$

$$c = 0.021 \text{ m}$$

$$c = 20.99 \text{ mm} \approx 21 \text{ mm}$$

Aplicando un F_s de 1.5 tenemos

$$c = 21 \times 1.5 = 32 \text{ mm}$$

2.6.3 Cálculo de la placa base de las guías

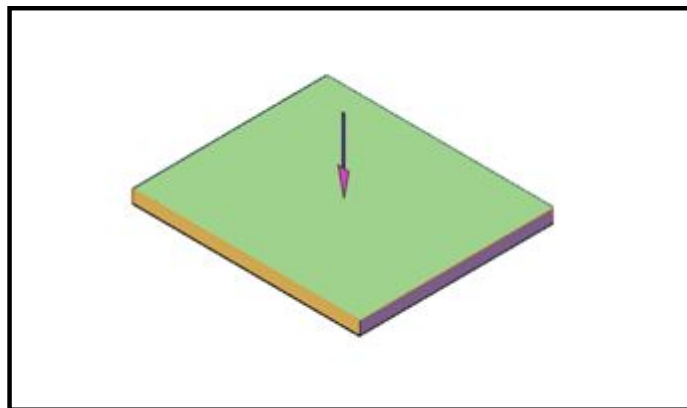


Fig.28.- Placa plana rectangular

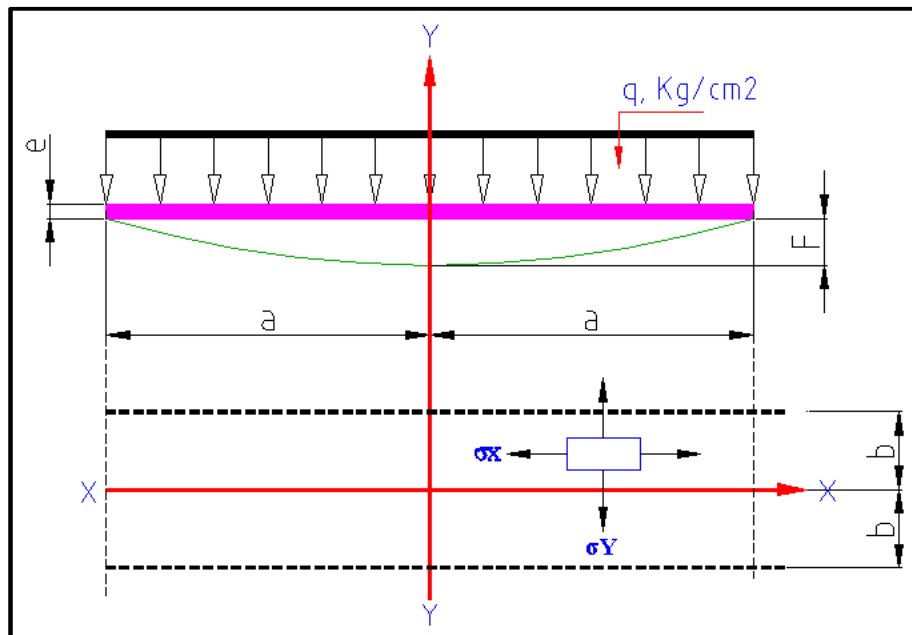


Fig.29.- Esfuerzos y deflexión en cargas distribuidas

Fuerza actuante

q , Kg/ cm² , uniformemente repartida sobre toda la placa.

Fórmulas para el cálculo.

Tensiones.

$$\sigma_x = \varphi_x \cdot \frac{qb^2}{e^2}$$

Flecha.

$$f = \psi \cdot \frac{qb^4}{e^3 E}$$

Relación entre dimensiones principales

$$\eta = \frac{a}{b}$$

Placa apoyada

Tensiones máximas en el centro de la placa

Valores en función de η

η	Φ_x	φ_y	ψ	k
1	1.15	1.15	0.71	0.26
1.5	1.20	1.95	1.35	0.34
2	1.11	2.44	1.77	0.37
3	0.97	2.85	2.14	0.37
4	0.92	2.96	2.24	0.38
∞	0.90	3.00	2.28	0.38

Tabla 3.- Valores en función de η

Se utilizara un acero A37

$$A37 = > 2600 \frac{Kg}{cm^2} \quad 10$$

Se utilizará un factor de seguridad $F_s = 1.5$

Dimensiones de la placa en (mm)

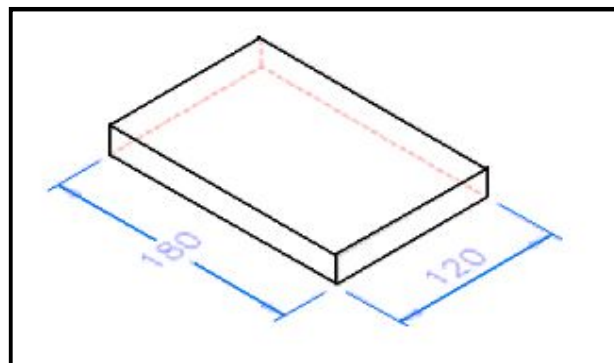


Fig.30.- Dimensiones de la placa

¹⁰ NICOLAS LARBURU ARRIZABALAGA. Máquinas Prontuario. Paraninfo. Tercera edición, Pag 183 1991

Datos.

$$F = 1000 \text{ Kg}$$

$$A = 216 \text{ cm}^2$$

Donde

F = fuerza

A = área

P = presión

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1000 \text{ Kg}}{216 \text{ cm}^2} = 4.63 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Relación de lados

$$\eta = \frac{0.18}{0.12} = 1.5$$

$$\varphi = 1.95 \quad \psi = 1.35 \quad K = 0.34$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{2600}{1.5} = 1735 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

2.6.4 Espesor de la placa

$$e = \sqrt{\frac{\varphi q b^2}{\sigma y}} = \sqrt{\frac{1.95 \times 4.63 \times 6^2}{1735}}$$

$$e = 0.43 \text{ cm} \cong e = 4.3 \text{ mm}$$

Aplicando un factor de seguridad $F_s = 1.5$ tenemos:

$$e = 6.45$$

2.7 Cálculo de las placas laterales

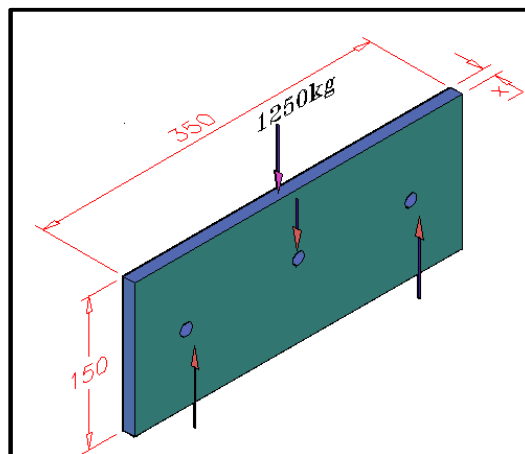


Fig.31.- Placas laterales

Diseño de placa móvil con tres apoyos

Datos

$$F = P = 1250 \text{ Kg} = 2750 \text{ Klb.}$$

$$P = 2.75 \text{ Klb}$$

2.7.1 Cálculo de reacciones

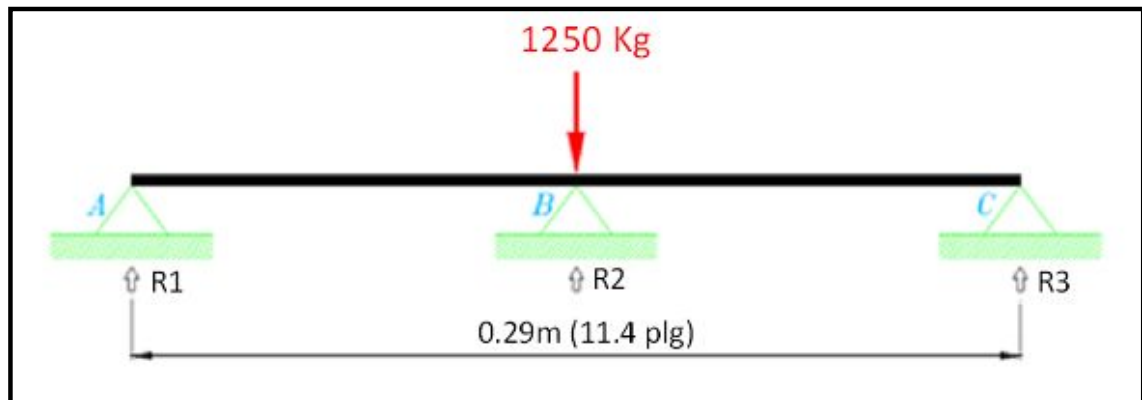


Fig.32.- Carga puntual en las placas laterales

Desarrollo de acuerdo a fórmulas de la AISC

Cálculo de reacciones

$$R_1 = V_1 = \frac{13P}{32} \quad 11$$

$$R_1 = \frac{13 \times 2.75 \text{ Klb}}{32}$$

$$R_1 = 1.12 \text{ Klb}$$

Reacción 1 y fuerza cortante 1

$$R_2 = V_2 + V_3 = \frac{11P}{16} \quad 12$$

Reacción 2

$$R_2 = \frac{11 \times 2.75}{16}$$

$$R_2 = 1.89 \text{ Klb}$$

$$R_3 = V_3 = -\frac{3P}{32} \quad 13$$

Reacción 3 y fuerza cortante 3

¹¹ MANUAL AISC. Steel construction, Beam Diagrams and formulas, pag 2-306, 1997

¹² MANUAL AISC. Steel construction, Beam Diagrams and formulas, pag 2-306, 1997

¹³ MANUAL AISC. Steel construction, Beam Diagrams and formulas, pag 2-306, 1997

$$R_3 = \frac{-3 \times 2.75}{32}$$

$$R_3 = -0.26 \text{ Klb}$$

$$V_2 = \frac{19P}{32}$$

$$V_2 = \frac{19 \times 2.75}{32}$$

$$V_2 = 1.63 \text{ klb}$$

2.7.2 Momento máximo

$$M_{\max} = \frac{13PL}{64}$$

$$M_{\max} = \frac{13 \times 2.75 \times 11.41 \text{ plg}}{64}$$

$$M_{\max} = 6.37 \text{ KLb. Plg}$$

2.7.3 Módulo de sección

$$S = \frac{M_{\max}}{[\sigma_{\max}]}$$

$$S = \frac{6.37 \text{ Klb.plg}}{24 \text{ Ksi}}$$

$$S = 0.26 \text{ plg}^3$$

$$S = \frac{I}{c}$$

2.7.4 Inercia

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

2.7.5 Centroide

$$c = \frac{h}{2}$$

Reemplazando la fórmula de inercia y centroide en el módulo de sección

$$S = \frac{b \times h^3}{\frac{12h}{2}}$$

$$S = \frac{13.78plg \times h^3}{6h}$$

$$S = 2.29plg \times h^2 \Rightarrow h^2 = \frac{S}{2.29plg}$$

Espesor de la placa

$$h^2 = \frac{0.26plg^3}{2.29plg}$$

$$h = 0.34plg \approx 8.56\text{mm}$$

2.8 Cálculo de la placa vertical del motor

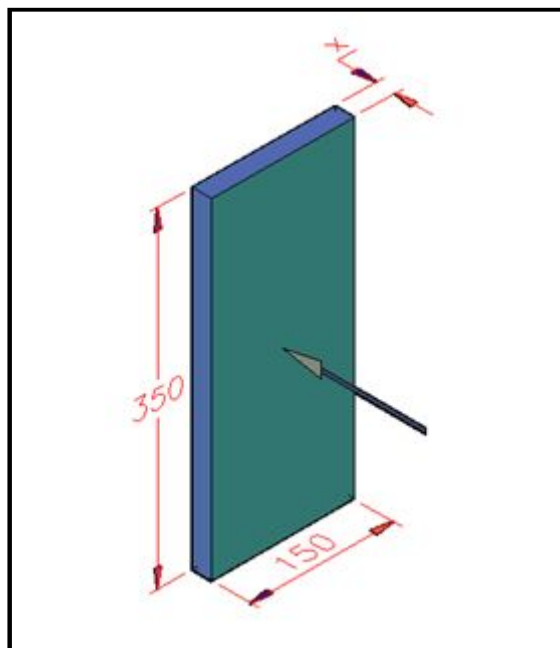


Fig. 33.- Placa del motor

Datos.

$$F = 1000 \text{ Kg}$$

$$A = 525 \text{ cm}^2$$

Donde

F = fuerza

A = área

P = presión

$$P = \frac{F}{A} = \frac{1000 \text{ Kg}}{525 \text{ cm}^2} = 1.9 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\eta = \frac{0.35}{0.15} = 2.33$$

$$\varphi = 2.55 \quad \psi = 1.35 \quad K = 0.34$$

$$\sigma_{adm} = \frac{2600}{1.5} = 1735 \frac{Kg}{cm^2}$$

2.8.1 Espesor de la placa

$$e = \sqrt{\frac{\varphi q b^2}{\sigma y}} = \sqrt{\frac{2.55 \times 1.9 \times 7.5^2}{1735}}$$

$$e = 0.4 \text{ cm} \cong e = 4 \text{ mm}$$

Aplicando $F_s = 1.5$

$$e = 6 \text{ mm}$$

2.8.2 Cálculo del momento

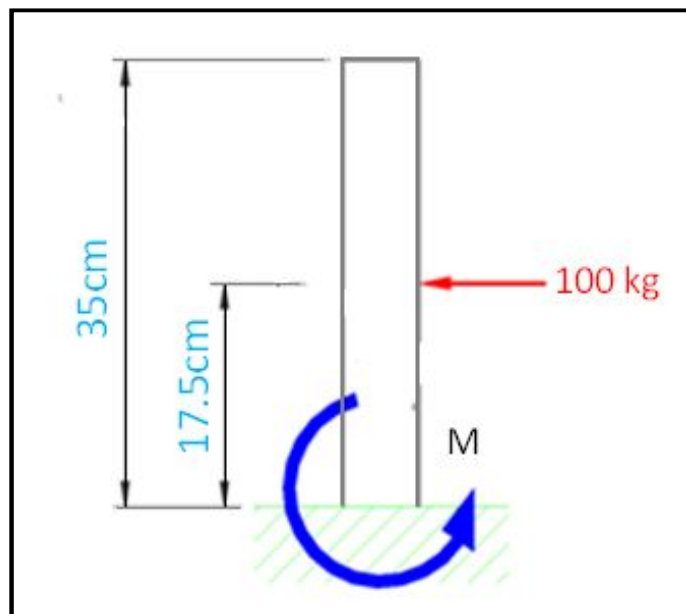


Fig.34.- Momento en la placa del motor

$$M = F \times d$$

$$M = 100 \text{ Kg} \times 17.5 \text{ cm}$$

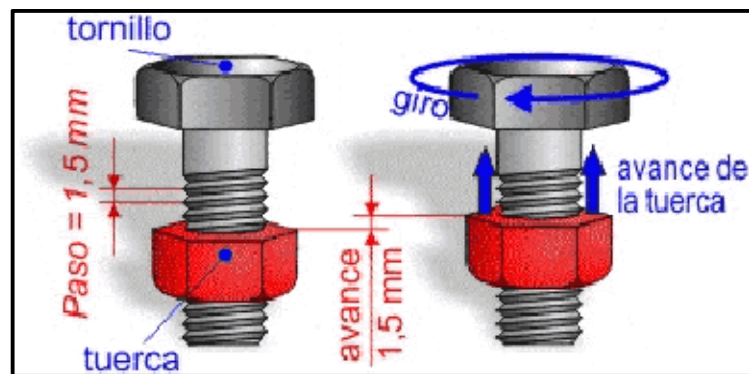
$$M = 1750 \text{ Kg. m}$$

2.9 Mecanismo de avance del tornillo

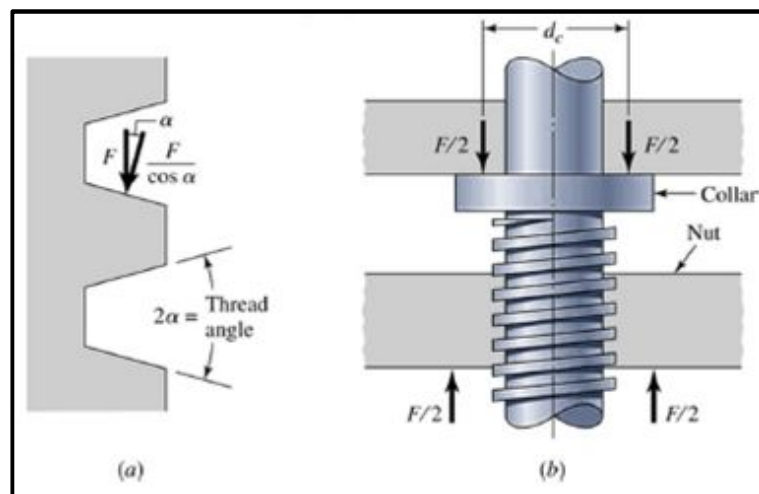
El sistema **tornillo-tuerca** presenta una ventaja muy grande respecto a otros sistemas de conversión de movimiento giratorio en longitudinal: por cada vuelta del tornillo la tuerca solamente avanza la distancia que tiene de separación entre filetes (paso de rosca) por lo que la fuerza de apriete (longitudinal) es muy grande.

Por otro lado, presenta el inconveniente de que el sistema no es reversible (no podemos aplicarle un movimiento longitudinal y obtener un giratorio).

El sistema **tornillo-tuerca** como mecanismo de desplazamiento se emplea en multitud de máquinas pudiendo ofrecer servicio tanto en sistemas que requieran de gran precisión de movimiento (balanzas, tornillos micrométricos, transductores de posición, posicionadores...) como en sistemas de baja precisión.



www.tornillos de potencia.com



www.tornillos de potencia.com

Fig.35.- Tornillos de potencia y tuerca

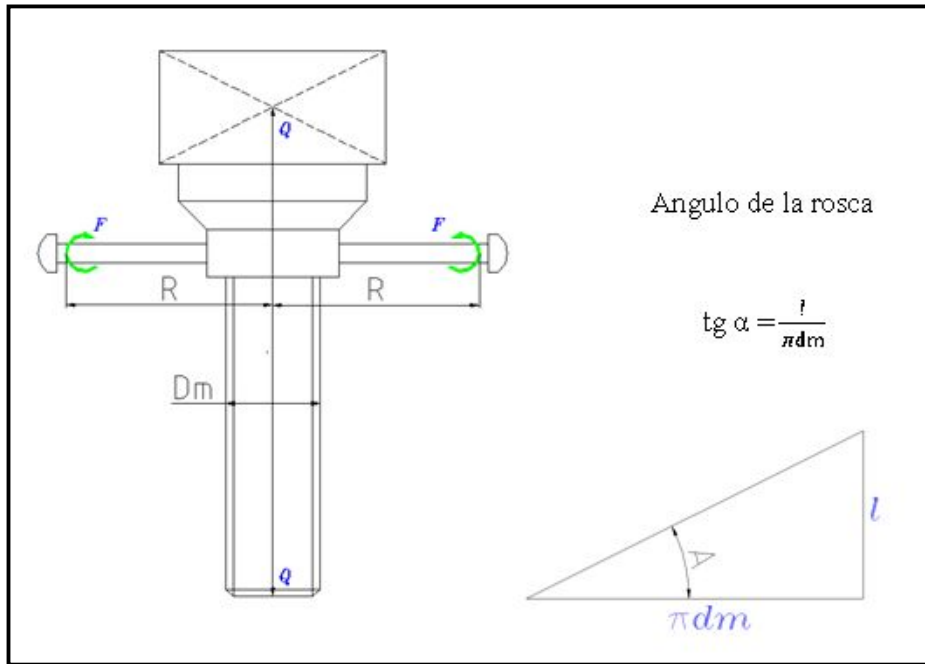


Fig.36.- Tornillo de potencia

2.9.1 Diámetro del tornillo de potencia

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi \times \sigma}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 2000 \text{Kg}}{\pi \times 2600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}}$$

$$d = 0.98 \text{cm} \cong 10 \text{mm}$$

Fuerza P para elevar la carga

$$P = \frac{F \left[\left(\frac{l}{\pi d m} \right) + f \right]}{1 - \left(\frac{f l}{\pi d m} \right)}$$

$$P = \frac{F \left[f - \left(\frac{l}{\pi d m} \right) \right]}{1 + \left(\frac{f l}{\pi d m} \right)}$$

2.9.2 Torque del collarín¹⁴

$$\frac{F f c d c}{2}$$

2.9.2 Torque para elevar carga

$$T = \frac{F d m}{2} \left(\frac{l + \pi f d m}{\pi d m - f l} \right) + \frac{F f c d c}{2}$$

2.9.3 Par de torsión necesario para bajar la carga

$$T = \frac{F d m}{2} \left(\frac{\pi f d m - l}{\pi d m + f l} \right) - \frac{F f c d c}{2}$$

Datos para el cálculo

F = Fuerza = 200 Kg. \cong 1.96 KN

f = coeficiente de fricción

d = diámetro del tornillo

d_c = diámetro del collarín

f = 0.08

d = 20 mm

d_c = 26mm

$$d_m = d - \frac{p}{2} = 20 - \frac{2}{2} = 19 \text{ mm}$$

$$d_r = d - p = 20 - 2 = 18 \text{ mm}$$

$$l = n p = 1(2) = 2 \text{ mm}$$

$$P = \frac{1.96 \text{ KN} \left[\left(\frac{2 \text{ mm}}{\pi \times 19 \text{ mm}} \right) + 0.08 \right]}{1 - \left(\frac{0.08 \times 2 \text{ mm}}{\pi \times 19 \text{ mm}} \right)}$$

$$P = 0.22 \text{ KN} \approx 22.43 \text{ Kgf}$$

$$P = \frac{1.96 \text{ KN} \left[0.08 - \left(\frac{2}{\pi \times 19 \text{ mm}} \right) \right]}{1 + \left(\frac{0.08 \times 2 \text{ mm}}{\pi \times 19 \text{ mm}} \right)}$$

$$0.09 \text{ KN} \approx 9.17 \text{ Kgf}$$

¹⁴ NICOLÁS LARBURU ARRIZABALAGA., Maquinas Prontuario., Compañía Editorial Paraninfo. s.a, pag 136, 1991

$$T = \frac{1.96 \times 19}{2} \left(\frac{2 + \pi \times 0.08 \times 19}{\pi \times 19 - 0.08 \times 2} \right) + \frac{1.96 \times 0.08 \times 26}{2}$$

$$T = 2.12 + 2.04 = 4.16 \text{ N m}$$

$$T = \frac{1.96 \times 19}{2} \left(\frac{\pi \times 0.08 \times 19 - 2}{\pi \times 19 + 0.08 \times 2} \right) - \frac{1.96 \times 0.08 \times 26}{2}$$

$$T = -0.86 - 2.04 = -2.9 \text{ Nm}$$

2.9.4 Eficiencia durante el levantamiento de la carga.

$$e = \frac{Fl}{2 \pi T}$$

$$e = \frac{1.96 \text{ KN} \times 2 \text{ mm}}{2 \pi \times 4.16 \text{ KN.m}}$$

$$e = 0.15$$

2.9.5 Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{16 T}{\pi d r^3}$$

$$\tau = \frac{16 \times 4.16 \text{ KN.m} \times 10^3}{\pi \times 18^3 \text{ mm}^3} = 3.63 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\tau = 3.63 \text{ MPa.}$$

2.9.6 Esfuerzo axial nominal

$$\sigma = -\frac{4 F}{\pi d r^2}$$

$$\sigma = -\frac{4 \times 1.96 \text{ KN} \times 10^3}{\pi \times 18^2 \text{ mm}^2} = -7.7 \text{ MPa}$$

2.10 Cálculo del porta cuchillas

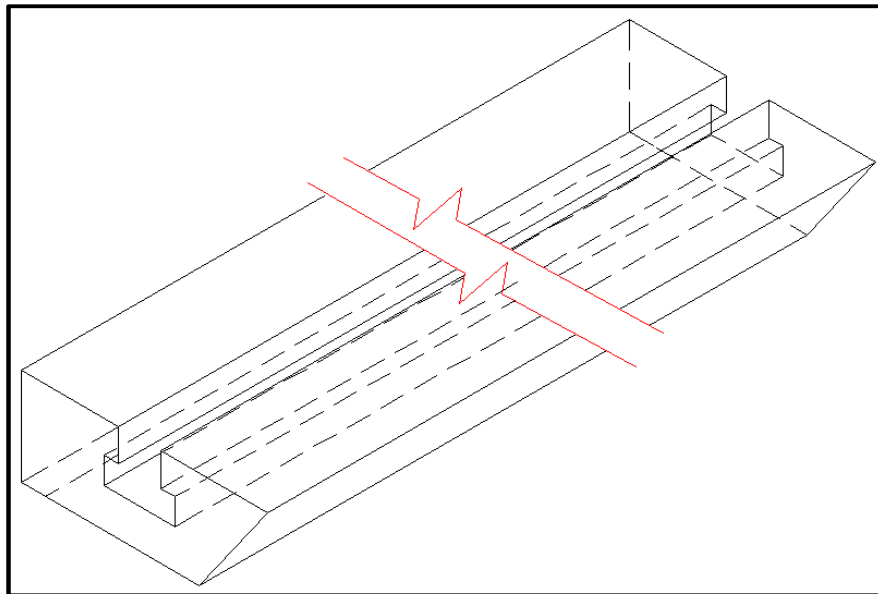


Fig.37.- Porta cuchillas

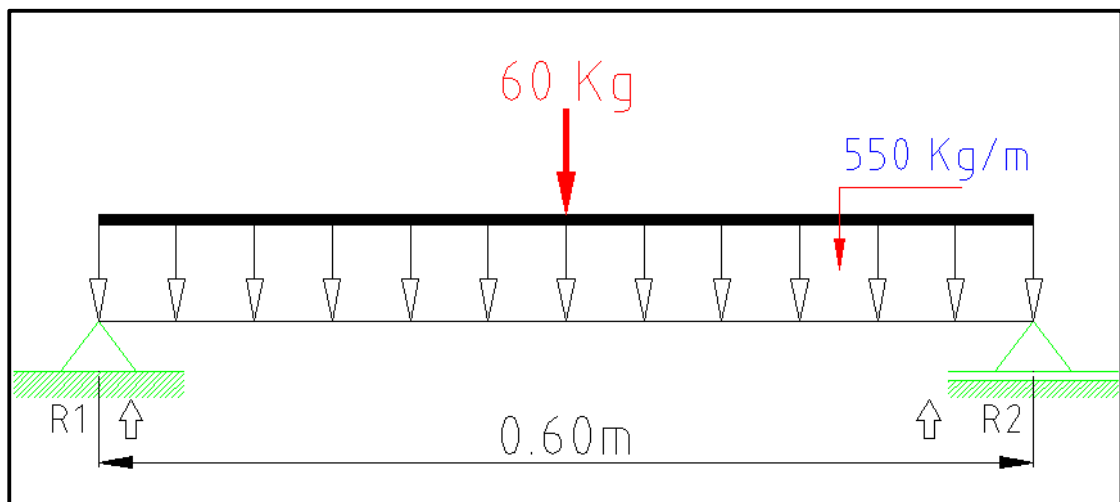


Fig.38.- Cargas en el porta cuchillas

2.10.1 Cálculo de reacciones

$$\Sigma F_v = 0$$

$$R_1 + R_2 - 60\text{Kg} - 550\text{Kg}(0.60)\text{m}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$R_2 (0.60\text{m}) - 60\text{Kg} (0.30\text{m}) - 550 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}(0.60\text{m})x(0.30\text{m})$$

$$R_2 = \frac{60 \text{ Kg} (0.30\text{m}) + 550 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} x 0.60\text{m} x 0.30\text{m}}{0.60\text{m}}$$

$$R_2 = 195 \text{ Kg}$$

$$R_1 = (60\text{Kg} + 550\frac{\text{Kg}}{\text{m}} (0.60\text{m})) - 195 \text{ Kg}$$

$$R_1 = 195 \text{ Kg}$$

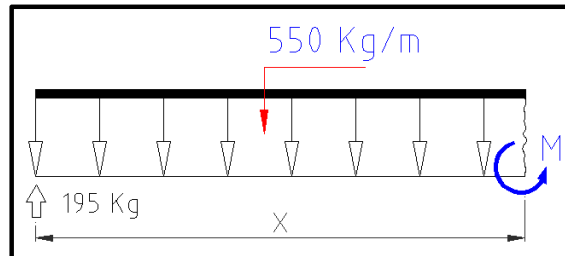


Fig.39.- Cargas y momento en el porta cuchillas

$$\Sigma M = 0$$

$$M - 195 x + 550 \frac{x^2}{2}$$

$$M = - 275 x^2 + 195 x$$

$$\text{Si } x = 0 \Rightarrow M = 0$$

$$\text{Si } x = 0.30 \Rightarrow M = 33.75 \text{ Kg.m}$$

$$M_{\text{max}} = 33.75 \text{ Kg.m}$$

2.10.2 Cálculo del centroide y momentos de inercia

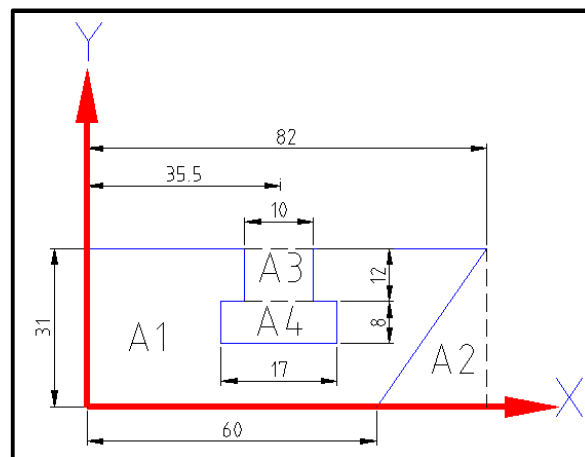


Fig.40.- Áreas del porta cuchillas

2.10.3 Cálculo de áreas

$$A_1 = (82 \times 31)\text{mm} = 2542\text{mm}^2$$

$$A_2 = \frac{22 \text{ mm} \times 31 \text{ mm}}{2} = 341 \text{ mm}^2$$

$$A_3 = (12 \times 10) \text{ mm} = 120 \text{ mm}^2$$

$$A_4 = (17 \times 8) \text{ mm} = 136 \text{ mm}^2$$

$$A_t = A_1 - A_2 - A_3 - A_4$$

$$R_t = (2542 - 341 - 120 - 136) \text{ mm}^2 = 1945 \text{ mm}^2$$

$$\Sigma M_{yy} = M_{Rx}$$

$$2542 \text{ mm}^2 \times 41 \text{ mm} - 341 \text{ mm}^2 \times 74.66 \text{ mm} - 120 \text{ mm}^2 \times 35.5 \text{ mm} - 136 \text{ mm}^2 \times 35.5 \text{ mm} =$$

$$1945 \text{ mm}^2 dx$$

$$dx = 35.82 \text{ mm}$$

$$\Sigma M_{xx} = M_{Ry}$$

$$2542 \text{ mm}^2 \times 15.5 \text{ mm} - 341 \text{ mm}^2 \times 10.33 \text{ mm} - 120 \text{ mm}^2 \times 15 \text{ mm} - 136 \text{ mm}^2 \times 25 \text{ mm} =$$

$$1945 \text{ mm}^2 dy$$

$$dy = 15.77 \text{ mm}$$

2.10.4 Cálculo de inercias.

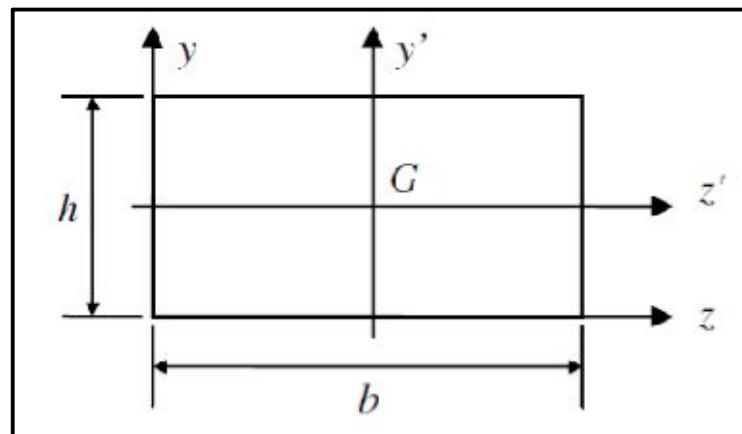


Fig.41.- Centro de gravedad de un rectángulo

$$I_{z'} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

$$I_{y'} = \frac{b^3 \cdot h}{12}$$

$$I_{z'} = \frac{82 \times 31^3}{12}$$

$$I_{z'} = 203571.83 \text{ mm}^4$$

$$I_{y'} = \frac{82^3 \times 31}{12}$$

$$I_{y'} = 1424367.33 \text{ mm}^4$$

$$I_{z'} = \frac{10 \times 12^3}{12}$$

$$I_{z'} = 1440 \text{ mm}^4$$

$$I_{y'} = \frac{10^3 \times 12}{12}$$

$$I_{y'} = 1000 \text{ mm}^4$$

$$I_{z'} = \frac{17 \times 8^3}{12}$$

$$I_{z'} = 725.33 \text{ mm}^4$$

$$I_{y'} = \frac{17^3 \times 8}{12}$$

$$I_{y'} = 3275.33 \text{ mm}^4$$

$$I_{Tz} = I_1 - I_2 - I_3 - I_4$$

$$I_{Tz} = (203571.83 - 18205.61 - 1440 - 725.33) \text{ mm}^4 = 183200.89 \text{ mm}^4$$

$$I_{Ty} = (1424367.33 - 9169.11 - 1000 - 3275.33) \text{ mm}^4 = 1410922.89 \text{ mm}^4$$

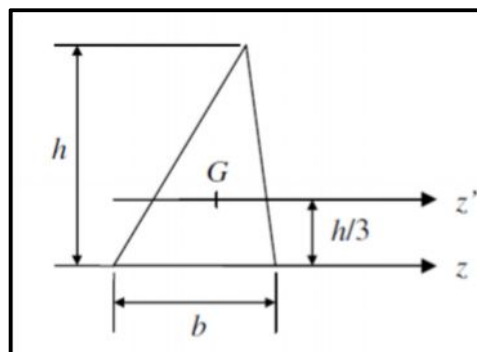


Fig.42.- Centro de gravedad de un triángulo

$$I_{Z'} = \frac{b \cdot h^3}{36} \quad 15$$

$$I_{y'} = \frac{b^3 \cdot h}{36}$$

$$I_z = \frac{22 \times 31^3}{36}$$

$$I_{z'} = 18205.61 \text{mm}^4$$

$$I_{y'} = \frac{22^3 \times 31}{36}$$

$$I_{y'} = 9169.11 \text{mm}^4$$

2.10.5 Cálculo de la deflexión máxima

$$\Delta_{\max} = \frac{5Wl^4}{384EI} + \frac{PL^3}{48EI}$$

$$\Delta_{\max} = \frac{5 \times 5393.65 \frac{N}{m} \times (0.60m)^4}{384 \times 207 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 1.83 \times 10^{-7} m^4} + \frac{784.53N \times (0.60m)^3}{48 \times 207 \times 10^9 \frac{N}{m^2} \times 1.83 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\Delta_{\max} = 0.00024m + 0.000093 = 0.00033m$$

$$\Delta_{\max} = 0.33 \text{mm}$$

2.11 Cálculo de la cadena

2.11.1 Fundamento de cadena

Una cadena es un componente confiable de una máquina, que transmite energía por medio de fuerzas extensibles, y se utiliza sobre todo para la transmisión y transporte de

¹⁵ www.centro.de.gravedad.inercias.com

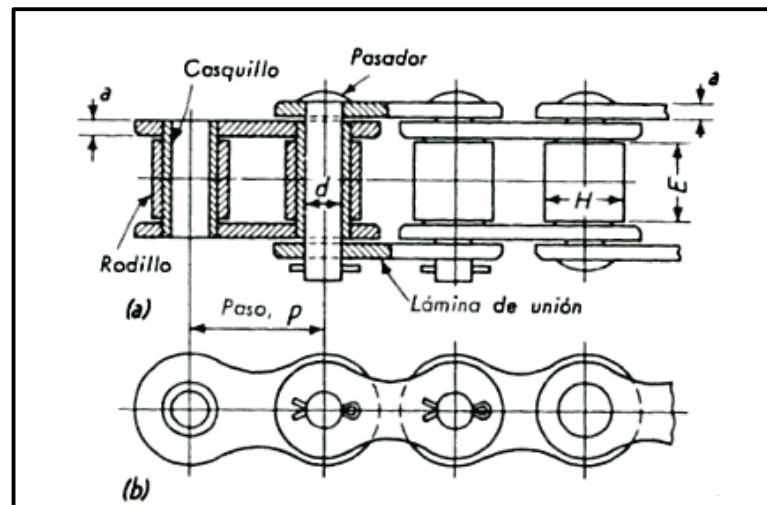
energía en los sistemas mecánicos. La función y las aplicaciones de la cadena son similares a la de una correa.

Hay muchas clases de cadena, por ello es conveniente clasificar cada tipo de cadena por el material utilizado en su composición o por el método de construcción de ellas.¹⁶

Podemos clasificar las cadenas en cinco tipos

1. Cadena de hierro fundido.
2. Cadena de acero de molde.
3. Cadena forjada.
4. Cadena de acero.
5. Cadena plástica.

PARTES DE LA CADENA



www.cadenas.com

Fig.43.- Cadena de rodillos

¹⁶ JOSEPH EDWARD SHIGLEY., Diseño de Máquinas, Mc GRAW- HILL. pag 128, 1991

2.11.3 Fórmulas para el cálculo de la cadena.

Para una cadena de paso 12.7 mm (1/2) plg

Donde:

L = Longitud de la cadena expresada en pasos

C = Distancia entre ejes expresada en pasos

C = 1200 mm (94.48 pasos)

N = número de dientes de la rueda

n = número de dientes del piñón

N = 15 dientes

n = 15 dientes

$$L = 2C + \frac{N+n}{2} + \frac{\left[\frac{N-n}{2 \times 3.14}\right]^2}{C}$$

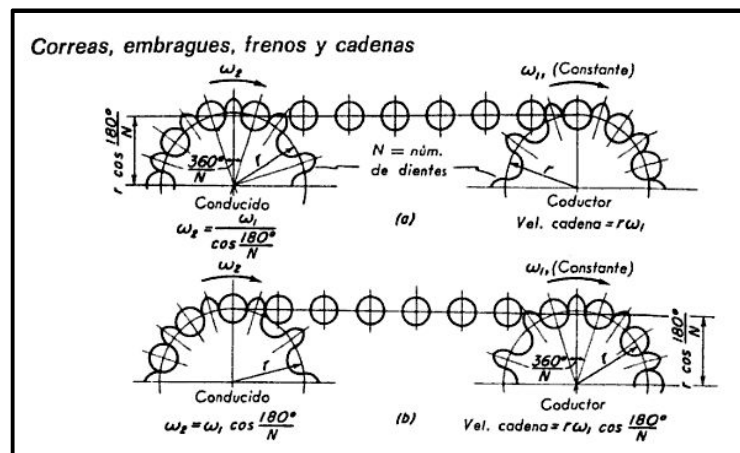
$$L = 2 \times 94.48 + \frac{15+15}{2} + \frac{\left[\frac{15-15}{2 \times 3.14}\right]^2}{94.48}$$

$$L = 188.97 + 15 + 0$$

$$L = 203.97 \text{ pasos}$$

Entonces; $L = 203.97 \text{ pasos} \times 12.7 \text{ mm} = 2590.42 \text{ mm}$

2.11.4 Velocidad máxima y número de dientes de las ruedas



www.cadenas.com

Fig.44.- Transmisión de movimiento por cadena y piñón

$$V_m = \frac{P \cdot N_s \cdot n}{100}$$

Donde

V_m = Velocidad máxima

P = paso de la cadena

N_s = Potencia de proyecto

n = número de revoluciones

$$V_m = \frac{1.27 \text{ cm} \times 0.31 \times 50 \text{ rpm}}{100}$$

$$V_m = 0.19$$

2.11.5 Diámetro de paso de una catalina

$$D = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{N}}$$

$$D = \frac{0.5 \text{ plg}}{\text{sen} \frac{180}{15}} = 2.4 \text{ plg} = 60 \text{ mm}$$

Donde:

D = diámetro

P = Paso

N = n° dientes

Arco de contacto de la catalina 180°

Potencia transmitida = ¼ (0.25HP)

Velocidad del motor

Entrada = 1300 rpm

Salida = **50 rpm**

Potencia de diseño

Pot de diseño = 1.4 x 0.25 HP = **0.35 HP**

Relación de velocidades

$$\text{Relación} = \frac{1300 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}} = 26$$

Datos de la cadena

Cadena N° 40 paso ½

Catalina = **15 dientes**

TRANSMISIONES POR CADENAS DE RODILLOS

Tabla de potencias

Potencia (en HP) transmisible por las cadenas de simple hilera, en función de la cantidad de dientes del piñón y de la velocidad (en r.p.m.) a que trabaja el mismo (en r.p.m.) a que trabaja el mismo.

RPM del Piñón	Paso 3 / 8 "					Paso 1 / 2 " x 5 / 1 6 "					Paso 5 / 8 "				
	Veloc. Max 3 9 0 0 RPM					Veloc. Max 3 0 0 0 RPM					Veloc. Max 2 0 0 0 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3
50	0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.55	0.55	0.60	0.66	0.73	0.80
150	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	1	1.10	1.20	1.30	1.45	1.40	1.60	1.80	2	2.20
250	0.60	0.65	0.75	0.85	0.90	1.45	1.65	1.85	2.05	2.25	2.20	2.50	2.80	3.10	3.40
400	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.30	2.45	2.70	3	3.30	3.20	3.60	4.10	4.50	4.90
600	1.30	1.40	1.55	1.75	1.90	3	3.30	3.70	4.10	4.50	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50
950	1.65	1.90	2.15	2.40	2.60	4	4.45	4.95	5.50	6	5.40	6.20	7	7.70	8.40
1500	2.25	2.50	2.80	3.10	3.40	4.80	5.40	6	6.70	7.30	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2000	2.60	2.80	3.15	3.50	3.80	5	5.50	6.20	7	7.50	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2500	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3000	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3500	2.70	3	3.30	3.70	4										

Tabla 4.- Transmisiones de cadena por rodillos

Diámetro según el número de dientes

Paso de cadena	T	N	M2	M3	T1
ASA – 40 (1/2)	7	7.4	21.4	35.8	7.2

PASO 1/ 2"		ASA 40	Rodillo 7,925 mm					
		BS	Rodillo 8,510 mm					
Dientes	Diámetro Primitivo (d)	Diámetro Exterior (A)	Diámetro Cubo (B)			Largo Total (C)		
			S	D	T	S	D	T
10	41.10	46.70	26	26	26	27	38	52
11	45.10	50.90	30	30	30	27	38	52
12	49.10	55.00	34	34	34	27	38	52
13	53.10	59.20	38	38	38	27	38	52
14	57.10	63.30	42	42	42	27	38	52
15	61.10	67.40	46	46	46	27	38	52
16	65.10	71.50	50	50	50	27	38	52
17	69.10	75.60	54	54	54	27	38	52
18	73.10	79.60	58	58	58	27	38	52
19	77.20	83.70	62	62	62	27	38	52
20	81.20	87.80	65	66	66	27	38	52
21	85.20	91.90	65	70	70	27	38	52
22	89.20	96.00	65	74	74	27	38	52
23	93.30	100.00	65	78	78	27	38	52
24	97.30	104.10	65	82	82	27	38	52
25	101.30	108.20	65	86	86	27	38	52
26	105.40	112.20	65	90	90	30	38	52
27	109.40	116.30	70	94	94	30	38	52
28	113.40	120.40	70	98	98	30	38	52
29	117.50	124.40	70	100	100	30	38	52
30	121.50	128.50	70	105	105	30	38	52
35	141.70	148.70	76	80	90	40	45	60
38	153.80	160.90	83	87	90	40	45	60
40	161.90	169.00	83	87	90	40	45	60
45	182.10	189.30	85	90	90	40	45	60
50	202.30	209.50	89	90	90	40	45	60
57	230.50	237.80	89	90	100	40	45	60
60	242.70	250.00	89	95	100	40	50	62
76	307.30	314.70	90	100	100	40	52	62
95	384.10	391.50	92	102	110	54	60	62
114	460.90	468.40	95	104	115	54	60	75

Tabla 5.- Valores de paso de la cadena

2.11.6 Ventajas y desventajas de cadenas para la transmisión de energía

2.11.7 Aplicaciones de cadenas de transmisión de energía

Las máquinas de transmisión de energía en gran parte utilizan cadenas, engranajes o correas. La tabla 6. Proporciona una comparación de ellas.

Generalmente, la cadena es una pieza que resulta económica para las máquinas de transmisión de energía que operan a velocidades bajas y de grandes cargas. Sin embargo, es también posible utilizar la cadena en condiciones de alta velocidad como en la transmisión del eje de levas del motor del automóvil. Esto se logra ideando un método apropiado de operación y lubricación.

Básicamente, existen límites de esfuerzo de fatiga tanto en los engranajes como en las cadenas, pero no así en las correas. Además, si un diente de un engranaje falla o se rompe, el engranaje se detendrá en el siguiente paso o diente. Por lo tanto la secuencia correcta para un buen funcionamiento y confiabilidad es engranaje > cadena > correa.

En la mayoría de los casos:

- Aumento en el ruido del engranaje indica que el fin de la vida útil está próxima.
- Se reconocerá que la cadena está casi en el final de su vida útil producto del aumento en el desgaste o por un aumento en las vibraciones.
- Es difícil detectar la vida útil del dentado de la correa sin detener la máquina e inspeccionar la correa cuidadosamente.

Es posible disminuir el ruido que produce el engranaje haciendo un ajuste exacto de los engranajes o adaptando un tipo de engranaje helicoidal doble, ambas de estas formas resultan demasiado costosas, además en los engranajes helicoidales se producen cargas de empuje no deseadas.

El uso de la cadena es más conveniente en la transmisión de energía permanente por un periodo largo de funcionamiento con la variación limitada del esfuerzo de torsión.

Mientras mayor es la distancia del centro del eje, mayor será el uso práctico de las cadenas y correas, no tanto así como el de los engranajes.

Tipo	Cadena Del Rodillo	Correa Del Diente	V Correa	Engranaje De Estímulo
Sincronización	⊙	⊙	×	⊙
Eficacia De la Transmisión	⊙	⊙	×	⊙
Antichoque	△	○	⊙	×
Ruido/vibración	△	○	⊙	×
Condición Circundante	Evite El Agua, Polvo	Evite El Calor, Aceite, Agua, Polvo	Evite El Calor, Aceite, Agua, Polvo	Evite El Agua, Polvo
Ahorro Del Espacio (Velocidad/Arriba Carga Bajas)	⊙	△ Polea Pesada	×	○ Menos durabilidad debido a menos contrato
Lubricación	×	⊙ Ningún Lubricante	⊙ Ningún Lubricante	×
Flexibilidad De la Disposición	⊙	○	△	×
Exceso de carga sobre el cojinete	⊙	△	×	⊙
⊙ Excelente	○ Bueno	△ Justo	×	×

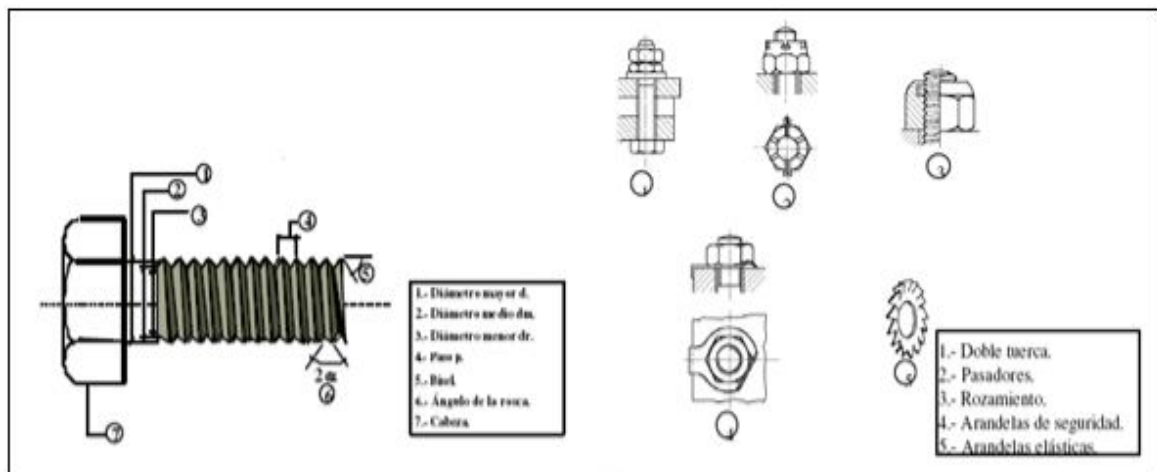
Tabla 6.- Tabla de comparación

- La reducción y aumento de la velocidad puede ser acomodada fácilmente.
- La cadena se puede acomodar a grandes distancias de eje-centro (menos de 4 m), y son más versátiles.

- Es posible utilizar la cadena con los ejes múltiples o puede ser operada a ambos lados de la cadena.
- La estandarización de cadenas bajo la American National Standards Institute (ANSI), la organización internacional de la estandarización (ISO), y estándares industriales japoneses (JIS) permite la facilidad de la selección de las cadenas.
- Es fácil cortar y ensamblar las cadenas.
- El diámetro del piñón para un sistema de cadena puede ser más pequeño que una polea de una correa, mientras que en ambas se transmite el mismo esfuerzo de torsión.
- Los piñones están conforme a menor desgaste que los engranajes porque los piñones distribuyen la carga de esfuerzo a través de sus dientes.

NOTA: Hay dos tipos de tensión: el primero ocurre cuando los objetos transportados se están moviendo a una velocidad constante, y el segundo se debe a los efectos de la inercia que ocurre al encender y detener la máquina.

2.12 Uniones por tornillos



www.tornillos.com

Fig.45. -Nomenclatura y formas de unión con tornillos

2.12.1 Categorías de uniones atornilladas

Según la EAE y el EC3 las uniones atornilladas se clasifican, en función de la manera de trabajar de los tornillos, lo cual son necesarias para comprobaciones determinadas.

Si los tornillos están solicitados en dirección normal a su eje (cortante) tenemos:

_ Categoría A: Trabajan a cortadura y aplastamiento. Para uniones de esta categoría se permiten tornillos de cualquier calidad, incluso de alta resistencia sin pretensar o pretensados pero sin controlar su par de apriete.

_ Categoría B: Resistentes al deslizamiento en E.L.S. En esta categoría se utilizarán tornillos de alta resistencia pretensados con apretado controlados.

_ Categoría C: resistentes al deslizamiento en E.L.U.

En el caso de tornillos solicitados según la dirección de su eje (tracción), tenemos:

_ Categoría D: Uniones con tornillos sin pretensar. Para esta categoría se utilizarán tornillos ordinarios o de alta resistencia, aunque no se requiere pretensado.

_ Categoría E: Uniones con tornillos pretensados de alta resistencia. Se utilizarán solo tornillos de alta resistencia con apretado controlado.

En la EAE el sufijo Ed Sd

	Categoría	Comprobaciones
C O R T A N T E	Categoría A (tornillos sin pretensar)	Resistencia a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. Al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$
	Categoría B (pretensados ELS)	Res. a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ Res. al deslizamiento $F_{v,Ed,ser} \leq F_{v,Rd,ser}$
	Categoría C (pretensados ELU)	Res. a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ Res. axial de la chapa de unión $F_{v,Ed} \leq N_{neb,Rd}$
T R A C C I Ó N	Categoría D (tornillos sin pretensar)	Res. a tracción $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ Res. a punzonamiento $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$
	Categoría E (tornillos pretensados)	Res. a tracción $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ Res. a punzonamiento $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$

Tabla 7.- Resumen de las expresiones para obtener las resistencias de cálculo

2.12.2 Expresiones para el cálculo de resistencias

2.12.3 Resistencia a cortante

$$F_{v,Rd} = \frac{f_{ub} A_s n}{\gamma_{m2}}$$

Donde:

$\alpha_v = 0.5$ excepto para tornillos 4.6, 5.6 y 8.8; en la EAE $\alpha_v = \alpha$ y en el CTE siempre toma el valor 0.5 sin excepciones

f_{ub} = resistencia a tracción del tornillo

A_s = es el área resistente del vástago del tornillo, en el caso que ningún plano de corte pase por la zona roscada del tornillo se considera A (área del vástago del tornillo)

n = número de planos de corte

$\gamma_{m2} = 1.25$ (coeficiente parcial de seguridad)

2.12.4 Resistencia al aplastamiento de la chapa.

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha_b \cdot K_1 \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

$$\alpha_b = \min\left[\frac{e_1}{3d_o}; \frac{P_1}{3d_o} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u} \text{ o } 1.0\right]; \text{ en la EAE y CTE } \alpha_b = \alpha$$

$$K_1 = \min\left[2.8 \frac{e_2}{3d_o} - 1.7; 1.4 \frac{P_2}{d_o} - 1.7 \text{ o } 2.5\right]; \text{ en la EAE } K_1 = \beta \text{ y}$$

En el CTE siempre toma el valor de 2.5

f_u = resistencia última del acero de la chapa

d = diámetro del vástago del tornillo

t = menor espesor de las chapas que se unen

2.12.5 Resistencia al deslizamiento

$$F_{s,Rd} = \frac{K_s \cdot n \cdot \mu \cdot F_{p,Cd}}{\gamma_{M3}}$$

Donde:

k_s = factor que depende del tipo de agujeros que se utilicen, si son estándar se toma igual a 1.0

n = número de posibles planos de desplazamiento

μ = coeficiente de rozamiento, su valor oscila entre 0.5 y 0.2, en función del estado de las superficies de contacto

$F_{p,Cd} = 0.7 \cdot f_{ub} \cdot A_s / \gamma_{M7}$ = fuerza de pretensado; en la EAE varía la notación, $F_{p,Cd} = \sum N_0$

y en el CTE se sustituye f_{ub} por:

$$f_{yb} = f_{ub} / \gamma_{M7} .$$

γ_{M3} = coeficiente parcial de seguridad que toma el valor de 1.1 en general o 1.25 en uniones híbridas o en uniones sometidas a fatiga.

2.12.6 Resistencia a la tracción

$$F_{t,Rd} = \frac{K_2 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

$k_2 = 0.9$ para tornillos sin cabeza avellanada

2.12.7 Resistencia a punzonamiento

$$B_{p,Rd} = \frac{0.6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}}$$

Donde:

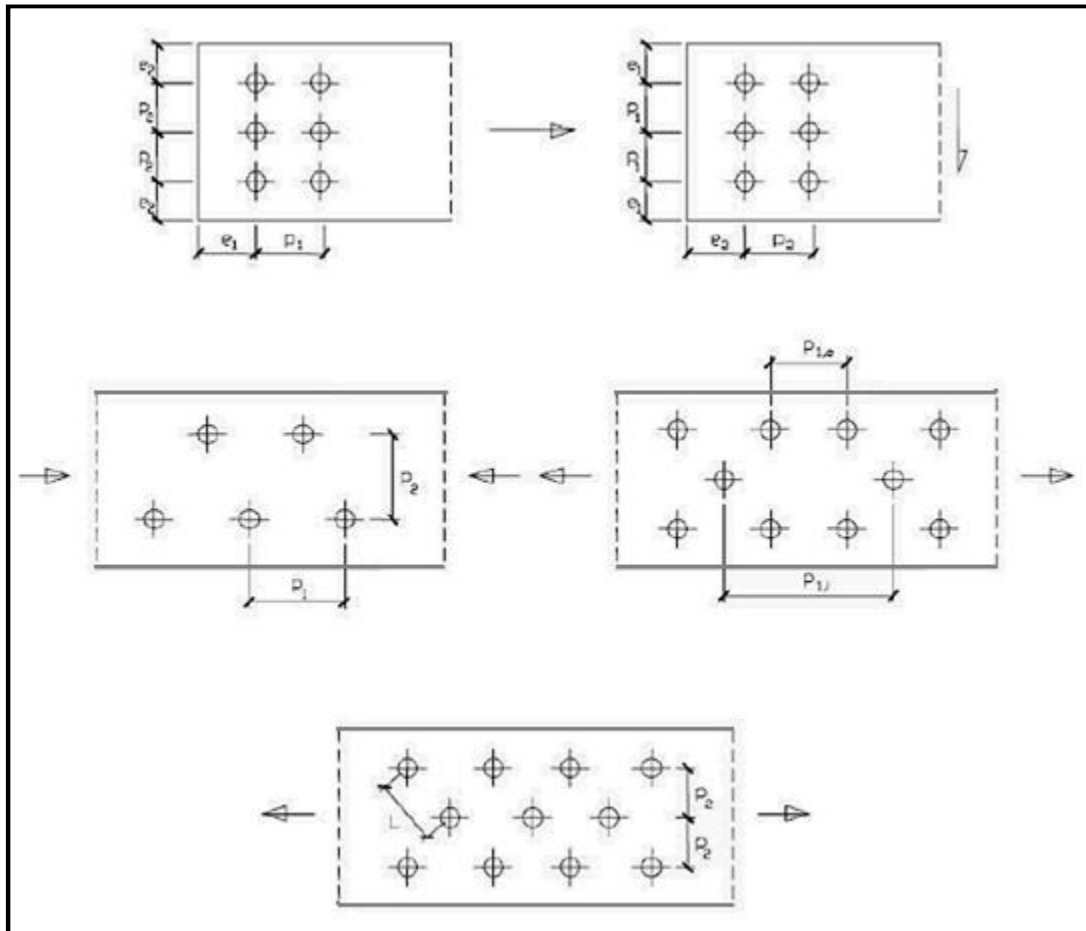
d_m = el menor diámetro medio entre los círculos circunscrito e inscrito a la tuerca o a la cabeza

t_p = espesor de la chapa

2.12.8 Disposiciones constructivas

	EAE	DB SE-A	EC3
DIST. MÍNIMA			
En la dirección de la fuerza	$e_1 \geq 1,2d_0$ se recomienda $e_2 \geq 2,0d_0$	$e_1 \geq 1,2d_0$	$e_1 \geq 1,2d_0$
	$p_1 \geq 2,2d_0$ se recomienda $p_1 \geq 3,0d_0$	$p_1 \geq 2,2d_0$	$p_1 \geq 2,2d_0$
En la dirección perpendicular a la fuerza	$e_2 \geq 1,2d_0$ se recomienda $e_2 \geq 1,5d_0$	$e_2 \geq 1,5d_0$	$e_2 \geq 1,2d_0$
	$p_2 \geq 2,4d_0$ se recomienda $p_2 \geq 3,0d_0$	$p_2 \geq 3,0d_0$	$p_2 \geq 2,4d_0$
DIST. MÁXIMA			
Al borde de la pieza e_1 y e_2	$\begin{cases} 12t \text{ ó } 150mm \\ \leq 40mm + 4t \\ \text{intemperie} \end{cases}$	$\begin{cases} \leq 40mm + 4t \\ 12t \text{ ó } 150mm \end{cases}$	$\begin{cases} \leq 40mm + 4t \\ \text{(intemperie)} \\ 8t \text{ ó } 125mm (*) \end{cases}$
Entre tornillos: en elementos a compresión (p_1 y p_2)	$\begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \end{cases}$		$\begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \text{ ó} \\ (*) \begin{cases} \leq 14t_{\min} \\ \leq 175mm \end{cases} \end{cases}$
Entre tornillos: en elementos a tracción	p_{1e} y $p_{2e} \begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \end{cases} \rightarrow$ filas exteriores p_{1i} y $p_{2i} \begin{cases} \leq 28t \\ \leq 400mm \end{cases} \rightarrow$ filas interiores		
Agujeros RASGADOS	Las distancias e_1 , e_2 , p_1 y p_2 se medirán desde los centros de los semicírculos extremos.	a) La distancia entre el eje de rasgado y cualquier borde no será inferior a $1,5d_0$ b) La distancia entre el centro del radio extremo al borde adyacente no será inferior a $1,5d_0$	$e_3 \geq 1,5d_0$ $e_4 \geq 1,5d_0$
Agujeros al TRESBOLILLO	En filas contiguas, los agujeros pueden estar dispuestos al tresbolillo.		En el caso de agujeros al tresbolillo en uniones en tracción podrá reducirse p_2 hasta no menos de $1,2d_0$ siempre que la distancia entre agujeros L sea mayor a $2,4d_0$.

Tabla 8.- Disposiciones constructivas



www.cadenas.com

Fig.46.- Nomenclatura de cada disposición de tornillos

Las comprobaciones necesarias para uniones de esta categoría son:

$$F_{v, Ed} \leq F_{vRd}, \text{ y } F_{vEd} \leq F_{bRd},$$

Donde:

F_{vRd} . es la resistencia a cortadura del tornillo

F_{bRd} . es la resistencia a aplastamiento en la zona de chapa contigua al tornillo

F_{vEd} . es el valor de cálculo del esfuerzo cortante en el tornillo

Para realizar el dimensionamiento procederemos a verificar la resistencia al corte o esfuerzo de cizalladura en la unión, esfuerzo que deberán resistir los tornillos.

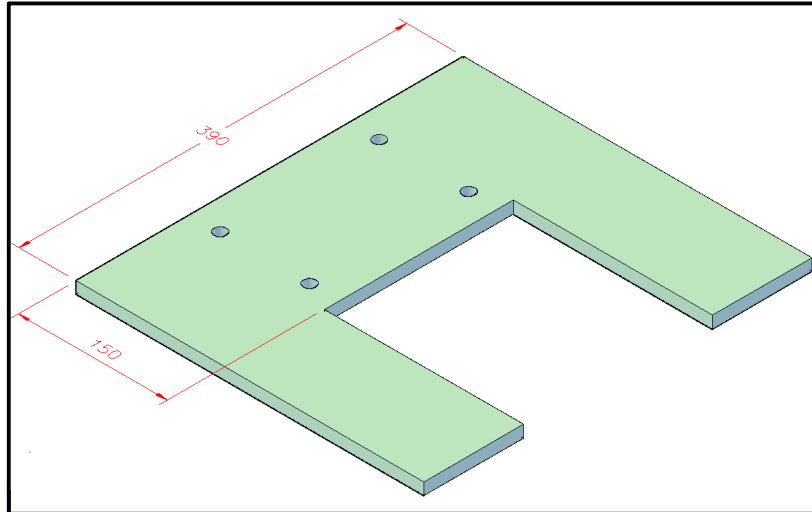


Fig.47.- Distribución de tornillos

La resistencia al corte viene definida por:

$$F_{vRd} = \alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A_s / \gamma_{M2} \quad \text{para cada plano de desplazamiento posible.}$$

Donde:

$$\alpha_v = 0.6 \quad \text{para tornillos de la clase 8.8}$$

A_s = es el área resistente del tornillo, para tornillos de $\Phi 12$ vale 157 mm^2

$$A_s = \pi \times 5.1^2 = 81.71 \text{ mm}^2$$

f_{ub} = tensión de rotura, para los de clase 8.8 vale 800 N/mm^2

$$\gamma_{M2} = 1.25$$

2.12.9 Resistencia al corte

$$F_{vRd} = \frac{2 \times 0.6 \times 800 \times 10^{-3} \times 81.71}{1.25} = 62.75 \text{ KN}$$

Así el número de tornillos necesarios de tornillos se obtiene como:

Se tiene una fuerza $F = 250 \text{ KN}$

$$n = \frac{F}{F_{v.Rd}} = \frac{250}{62.75} = 3.98 \Rightarrow 4$$

Por lo tanto, para ser capaces de resistir la resistencia al corte vamos a necesitar 4 tornillos de la clase 8.8.

2.12.10 Resistencia al aplastamiento.

$$F_{b Rd} = \frac{k_1 \alpha_b f_{ub} t}{\gamma_{M2}}$$

donde α_b es un coeficiente igual al menor de los valores:

en este caso se toma el valor de 1

$$\frac{e_1}{3d_0}, \frac{P_1}{3d_0} - \frac{1}{4}, \frac{f_{ub}}{f_u} \quad \text{o } 1.0$$

K_1 es otro coeficiente igual al menor de los valores:

$$2.8 \frac{e_2}{d_0} - 1.7 \quad \text{o } 2.5$$

Para tornillos de borde y

$$1.4 \frac{e_2}{d_0} - 1.7 \quad \text{o } 2.5$$

Para los interiores, en nuestro caso, como aún no hemos decidido la distribución tomaremos el valor de 2.5 (posteriormente se comprobara la distribución de tornillos de tal manera que se verifiquen los condicionantes planteados).

Aplicando los valores obtenemos:

$$f_u = 360 \times 10^{-3} \text{ (Resistencia última de la chapa)}$$

$$F_{b Rd} = \frac{2.5 \times 1 \times 360 \times 10^{-3} \times 12 \times 12}{1.25} = 103.68 \text{ KN}$$

Comprobamos esto sobre un único tornillo, y tenemos:

$$F_1 = \frac{F}{4} = \frac{250}{4} = 62.5 \text{ KN} < F_{b Rd} = 103.68 \text{ KN}$$

Por lo tanto nos encontramos con una presión diametral menor, por lo que significa que esta aceptable.

Según EAE, esta unión con tornillos también es de categoría A, por lo tanto se tiene que comprobar frente a cortadura y aplastamiento.

El esfuerzo que lo solicita al tornillo, $F_{v, Sd}$, no será mayor que el menor de los dos valores siguientes:

- La resistencia a cortadura del tornillo, $F_{v, Rd}$
- La resistencia a aplastamiento de la pieza en la zona contigua al tornillo, $F_{b, Rd}$

La expresión para el cálculo de la resistencia a cortadura es :

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 f_{ub} \times A_{xn}}{\gamma_{M2}}$$

n = número de planos de corte $\rightarrow 2$

A_x es el área del vástago del tornillo, aunque si alguno de los planos de corte pasan por la zona roscada del vástago del tornillo se utiliza A_s , que es el área resistente, (en esta ocasión se supone que ningún plano de corte pasa por la zona roscada).

f_{ub} , toma el valor de 800N/mm² para los tornillos de grado 8.8

γ_{M2} , al igual que para el EC3 vale 1,25 Valores de tabla.- 8

A_x , vale 113.1 mm²

Una vez conocidos todos los valores

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \times 800 \times 10^{-3} \times 113.1 \text{ mm}^2 \times 2}{1.25} = 86.86$$

De la misma forma que para el Ec3 el número de tornillos necesarios respecto la resistencia a cortadura se obtiene como:

$$n = \frac{F}{F_{v,Rd}} = \frac{250}{86.86} = 2.88 \Rightarrow n = 3$$

La Resistencia a aplastamiento de una pieza de espesor t contra el vástago de un tornillo de diámetro d colocado en un agujero estándar viene dada por la expresión:

$$F_{b,Rd} = \frac{\alpha \beta x f_u x d x t}{\gamma_{M2}} = 103.68 \text{ KN}$$

Donde :

α , adopta el mismo valor de α_b del EC3, para este caso 1. Tabla.-8

β , es el mismo coeficiente que k_1 del EC3, se toma 2.5

Partiendo de los 3 tornillos que son necesarios para la resistencia a cortadura, cada tornillo tendrá una sollicitación de 83 KN, menor que los 103.68 KN que se pueden resistir por aplastamiento, lo que nos indica que el cálculo está correcto, y no se tendrá que modificar el número de tornillos, ni su diámetro.

2.13 Bomba

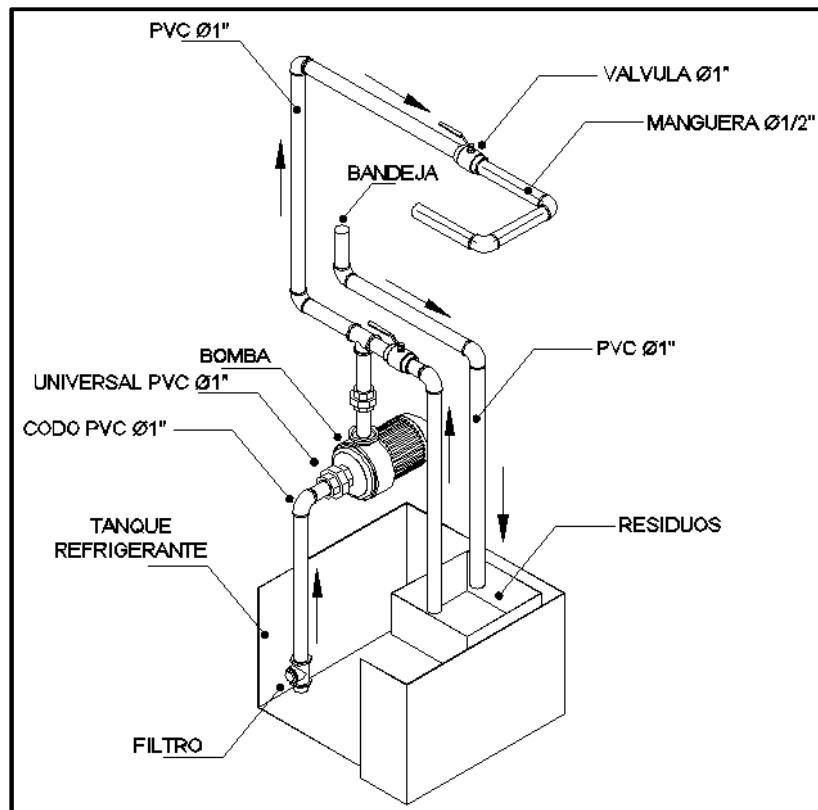


Fig.48.- Bomba

Para seleccionar la bomba se procede al cálculo del caudal y la potencia.

Presión de trabajo= 135 psi = P

$P=F/A$

Caudal: $Q = v \times A$

Potencia: $Pot. = v \times F$

$P=135 \text{ psi} = 9.49 \text{ Kg/cm}^2 = 2.06 \text{ KN/cm}^2$

Caudal estimado de máquinas existentes en el mercado

$$Q = 12 \frac{\text{lbs}}{\text{min}}$$

La bomba hidráulica seleccionada, cuyas principales características son las siguientes:

- Tipo: centrífuga
- Caudal_{max.} para n = 1500 rpm : 12 l/min
- Fluido hidráulico: .aceite mineral HLP

Se selecciona esta bomba, debido a las restricciones del mercado local para la adquisición de una de mayor capacidad.

2.13.1 Motor eléctrico de la bomba.

La potencia requerida para el motor eléctrico viene dada por:

P= presión = 135 psi

$$Pot = \frac{p(bar) \times Q(l/min)}{0.6}$$

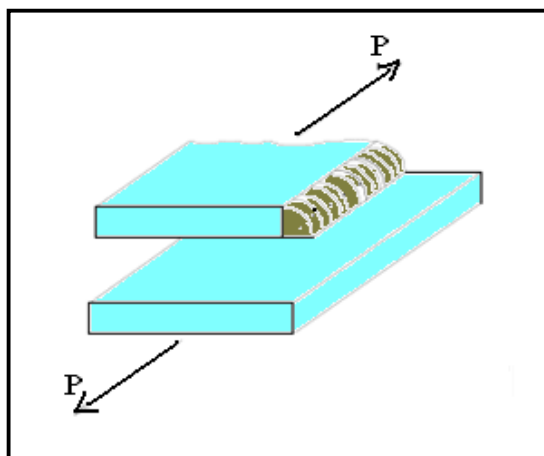
$$Pot = \frac{9.31 \times 12}{0.6} = 186.2 \text{ W (0.249HP)}$$

Pot = 0.25 HP (1/4HP)

Se selecciona un motor (220V) modelo K90S2 de 0.25 HP de potencia y que tiene un rendimiento de 85%.

2.14 Cálculo de soldadura

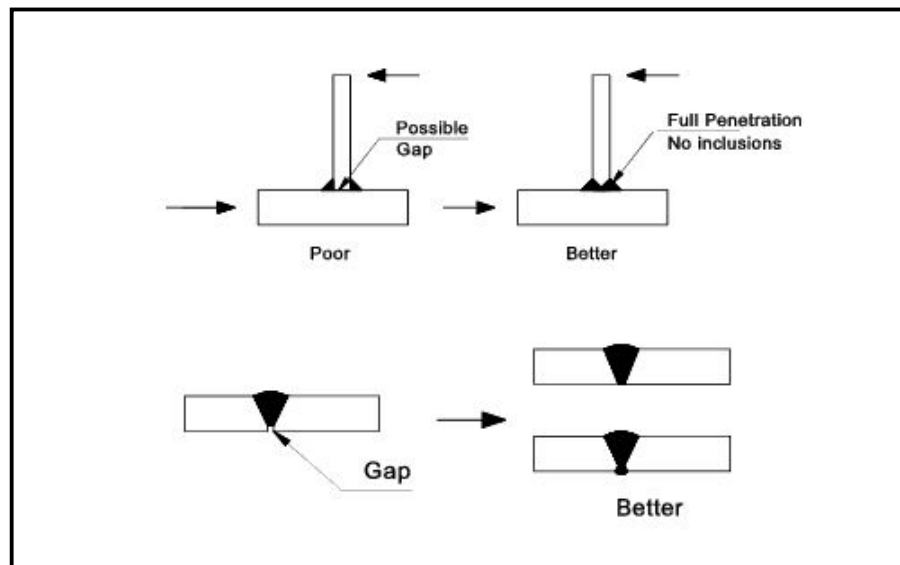
El esfuerzo en una soldadura se considera igual a la carga P (Fig. 49) dividida entre el área de la garganta efectiva de la soldadura. Este método para determinar la resistencia de soldadura de filete, se usa sin tomar en cuenta la dirección de la carga. Los filetes transversales son un tercio más resistentes que los filetes longitudinales, una de las razones es que el esfuerzo está más uniformemente repartido en su longitud total, en tanto que en los filetes longitudinales se reparte en forma dispareja debido a deformaciones variables en la soldadura, otra razón es que las pruebas muestran que la rotura ocurre en un ángulo diferente de 45°, dando un área de garganta efectiva mayor.



www.soldadura.com

Fig.49.- Soldadura a tracción

Diseño del filete de soldadura de la placa base con las placas laterales



www.soldadura.com

Fig. 50.- Diversas formas de soldadura

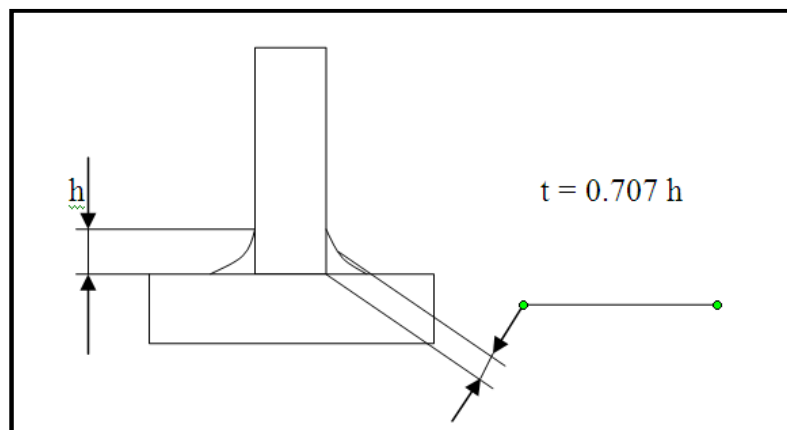


Fig.51.- Representación de la altura y espesor de cordón de soldadura.

$L = 2 \text{ plg}$

$\tau = 24 \text{ Ksi.}$

$h = 0.19 \text{ plg.}$

Esfuerzo cortante permisible

2.14.1 Proceso mig

Fórmulas

$t = 0.707 \times h$

Soldadura de filete

$$\tau = \frac{P}{L \times t}$$

Esfuerzo cortante en la soldadura

Desarrollo

$$t = 0.707 \times 0.19 \text{ plg}$$

$$t = 0.13 \text{ plg}$$

$$\tau = \frac{P}{L \times t} \rightarrow P = \tau \times L \times t$$

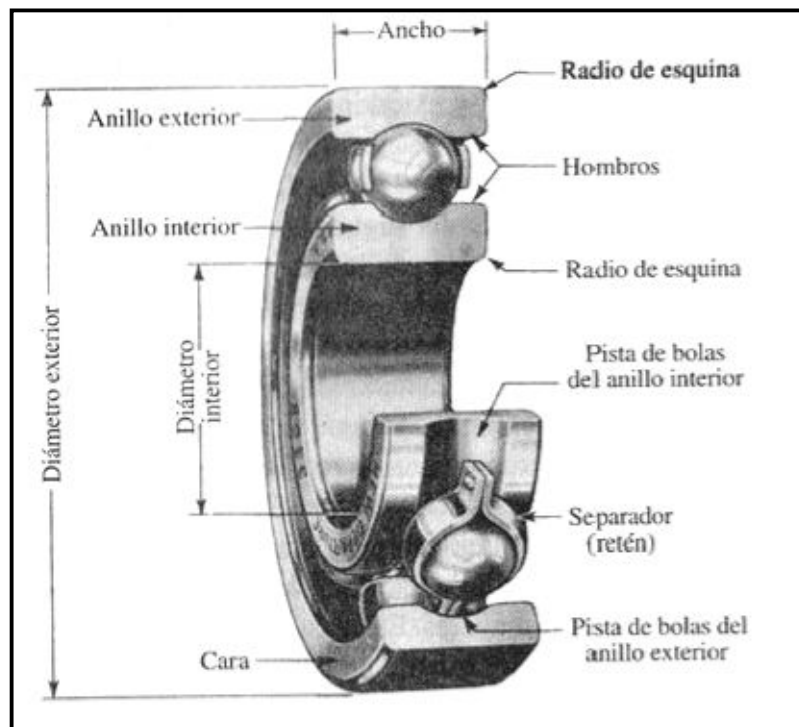
$$P = 24 \text{ Ksi} \times 2 \text{ plg} \times 0.13 \text{ plg}$$

$$P = 6.24 \text{ Klb}$$

2.15 Rodamientos

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas. Un cojinete de bolas tiene cuatro partes esenciales que son: el anillo exterior, el anillo interior, las bolas o elementos rodantes y el separador.

El separador es un elemento importante ya que realiza la función de aislar los elementos de manera que no ocurra contacto de rozamiento entre ellos.



www.rodamientos.com

Fig.52.- Partes de un rodamiento de bolas

2.15.1 Selección del rodamiento

Datos.

P= peso del cabezal, placas, motor, ejes, rodamientos

$$P = 150 \text{ Kg} = 9457 \text{ N}$$

Características del rodamiento a ser seleccionado

$$C_r = 9550 \text{ N}$$

Capacidad de carga dinámica.¹⁷

Tipo : de bolas de una hilera.

$$d = 15\text{mm}$$

$$D = 35\text{mm}$$

$$b = 11\text{mm}$$

Entonces la carga P1 de 9457 N es menor que la capacidad de carga dinámica del rodamiento, por lo tanto se selecciona este tipo de rodamiento.

2.16 Sistema de control automático.

Automatismos eléctricos

Para la realización del sistema de control de mando automático se utilizaron contactores, relés, protecciones térmicas, pulsantes, fin carreras y el cableado.

Para ello vamos a describir las ventajas de un contactor, puesto que en una gran mayoría se utilizaron estos.

El contactor tiene la función de un interruptor gobernado a distancia por medio de un electroimán. Tiene como ventaja en primer lugar, la que se ha dado para definirlo, que se puede gobernar a distancia.

Al contactor se le puede acoplar una serie de automatismos de control para poner condiciones de funcionamiento, también se puede conectar por ejemplo un relé de protección térmico o magnético, con lo que el contactor se convertirá en guarda motor.

¹⁷ FUENTE SALVATIERRA, Manual de rodamientos.

Por la importancia en la protección de aparatos que se manipulan y que llevan alimentación eléctrica, se debe tener en cuenta la codificación de colores y símbolos que se utilizan en la práctica.¹⁸



Fig.53.- Contactores



Figura 54.- Fin carrera

¹⁸ JOSÉ ROLDÁN VILORIA. Automatismos de control, Editorial Paraninfo, cuarta edición, Pag 17 1996

CAPITULO III

COSTOS

3. Generalidades

En el presente capítulo, se realiza un estudio detallado que con lleva el diseño, construcción y montaje de la máquina afiladora con avance automático, para afilar cuchillas planas.

El objetivo de este análisis, es determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en el diseño, la construcción y la puesta en funcionamiento de la máquina.

Para este fin se parte de un análisis que toma en cuenta costos directos y costos indirectos. Dentro de estos costos tenemos los costos de materia prima, insumos, costos de mecanizado, costos de montaje, mano de obra, otros.

Se muestra un estudio general acerca de los costos que implica la construcción de la máquina, estos se dividen de la siguiente manera.

3.1 Cálculo de costos

- Costos de materiales e insumos.
- Costos de insumos eléctricos.
- Costos de insumos indirectos
- Costos de mecanizado.
- Costos imprevistos
- Costo total del proyecto
- Costo de construcción

3.1.1 Costos de materiales e insumos

Los costos de materiales e insumos, son los que se genera de la compra de la materia prima y elementos normalizados que se necesita para la fabricación de elementos constitutivos de la máquina.

COSTO DE MATERIALES E INSUMOS

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	ESP. TÉCNICAS	(USD) UNIDAD	(USD) TOTAL
1	Angulo	1	L (2" X 2 X 1/4")	36,90	36,90
2	Barra cuadrada	2	(31x 31 x 110)mm	9,20	18,40
3	Chaveta	1	50x8x12 mm	1,60	1,60
4	Disco de corte	2	Ø 7 x 1/4 pulg TAYLIN	1,60	3,20
5	Disco de desbaste	2	Ø9 pulg TAYLIN	2,20	4,40
6	Eje 50x d40mm	1	Φ40 X50mm AISI4340	2,25	2,25
7	Eje 30xd70mm	6	Φ70 X30mm SAE1018	2,95	17,70
8	Eje 280xd25mm	1	Φ25 X280mm AISI4340	5,82	5,82
9	Kilo Electrodo	2	E6013 x 1/8 pulg	2,90	5,80
10	Kilo Electrodo	2	E6011 x 1/8 pulg	2,80	5,60
11	Kilo Electrodo	1	E7018 x 1/8 pulg	2,70	2,70
12	Plancha (390x350x10)mm	0,0476	1200x2440x10 mm	278	13,23
13	Plancha (390x150x12)mm	0,02	1200x2440x12 mm	325	6,50
14	Plancha (250x200x12)mm	0,017	1200x2440x12 mm	325	5,52
15	Plancha (350x200x12)mm	0,024	1200x2440x12 mm	325	7,80
16	Plancha (200X180X10)mm	0,0123	1200x2440x10 mm	278	3,41
17	Plancha (280x45x35)mm	0,0086	1200x2440x35 mm	875	7,53
18	Plancha(200x45x35)mm	0,00614	1200x2440x35 mm	875	5,37
19	Plancha (140x140x10)mm	0,0066	1200X2440X10mm	278	1,83
20	Plancha 200x200x12	0,0136	1200x2440x10 mm	325	4,42
21	Plancha (40x80x12)mm	0,0044	1200x2440x12 mm	325	1,43
22	Plancha (600x85x30)mm	0,0174	1200x2440x30 mm	863	15,02

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	ESP. TÉCNICAS	UNIDAD	TOTAL
23	Plancha (100x60x12)mm	0,0041	1200x2440x12 mm	325	1,3325
24	Platinas (350x40x12)mm	2	1200x2440x10 mm	2,30	4,60
25	Pares de Bisagras	2	Ø=3/8 x L=2 pulg A-36	0,30	0,60
26	Perno	4	M12x 25 mm G8	0,20	0,80
27	Pernos	8	/ M8x50 mm	0,32	2,560
28	Pernos	8	/ M6x50 mm	0,40	3,20
29	Pernos	6	/ M12x60 mm	0,65	3,90
30	Pernos	4	/ M6x25 mm	0,35	1,40
31	Pernos	4	/ M6x40 mm	0,38	1,52
32	Pernos Allen	20	M8x40 mm	0,28	5.60
33	Rodamientos	6	NTN 6203	3,87	23,22
34	Tuerca	6	M12 mm	0,10	0,60
35	Tuerca	4	M8 mm	0,08	0,32
36	Tuerca	8	Ø = 1/2 pulg	0,20	1,60
37	UPN	1	C 80 X 6000 mm	100,6	100,6
SUBTOTAL					328,30
12% iva					39.39
TOTAL					367,70

3.1.2 Costos de insumos eléctricos

Estos costos, son los que se genera del uso de materiales eléctricos, y de los componentes del sistema de control de la máquina, con lo que se incluye los motores y la bomba refrigerante, materiales que se utilizará para su construcción.

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	ESP. TÉCNICAS	COSTO UNIDAD	TOTAL USD
1	Gabinete de control	1	450x400x200 mm	55,25	55,25
2	Motor eléctrico	1	1HP- 3600 rpm	145,00	145,00
3	Bomba refrigeración	1	1/4 HP	35,00	35,00
4	Moto reductor	1	1/4 HP	375,00	375,00
5	Selector	2	2 posiciones	12,50	25,00
6	Final de carrera	2	LIMIT Switch Rodillo	25,46	50,92
7	Contactores	4	Telemecanique 110V 12AMP.	31,29	125,16
8	Borneras	4	40 mm	0,50	2,00
9	Cable eléctrico	8	multiple	0,80	6,40
10	Pulsador verde	1	22 mm	8,89	8,89
11	Pulsador rojo	1	22 mm	8,89	8,89
12	Luces piloto	2	22 mm	11,87	23,74
13	Caja	1	3 H	4,80	4,80
SUBTOTAL					866,05
IVA 12%					103,92
TOTAL					969,98

3.1.3 Costos de insumos indirectos

Estos costos, son los que se genera del uso de materiales suplementarios, en la construcción de los componentes de la máquina.

				(USD)	(USD)
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	ESP. TÉCNICAS	UNIDAD	TOTAL
1	Guantes NAPA	2	NAPA de Cuero	2,50	5,00
2	Brocha	1	Wilson 2 pulg	1,65	1,65
3	Masilla	1	epóxica	3,80	3,80
4	Grasa	1	Delvag 601	4,50	4,50
5	Fondo pintura	1	Rojo mate	9,35	9,35
6	Lija de agua	3	Número 100	0,27	0,81
7	Lija de agua	3	Número 80	0,31	0,93
8	Pintura	1	Atomix Canario 4 lt	10,96	10,96
9	Pintura	1	Blanco 4 lt	9,35	9,35
10	Waype	10	Lana	0,15	1,50
11	Thinner	1	Acrílico 1 gal	4,63	4,63
				SUBTOTAL	52,48
				IVA 12%	6,29
				TOTAL	58,77

3.1.4 Costos de mecanizado

Este costo, tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa, empleada en las máquinas herramientas para la fabricación de piezas de la máquina. Y se calcula basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos.

ITEM	DENOMINACIÓN	MÁQUINA	Hora/Maq.	USD	Horas/hombre		COSTO USD
			Horas	valor	Horas	valor	TOTAL
1	Estructura mesa	Cortadora	1	4	1	1,55	5,55
		Taladro	1	3	1	1,55	4,55
		Soldadora	2	6	2	1,55	15,10
2	Estructura armazón	cortadora	2	4	2	1,55	11,10
		Soldadora	3	6	3	1,55	22,65
3	Placa base	Autógena	0,25	8	0,25	1,55	2,38
		Soldadora	1	6	1	1,55	7,55
		Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,27
		Fresadora	1	15	1	1,55	16,55
4	Guías de desplazamiento del cabezal	Fresadora	1	15	1	1,55	16,55
		Taladro	1	3	1	1,55	4,55
5	Guías de la placa base	Taladro	3,50	6	3,50	1,55	26,42
		Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,27
6	Placas laterales	Fresadora	1	15	1	1,55	16,55
		Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,27
7	Placa base porta cabezal	Fresadora	0,60	6	0,60	1,55	4,53
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
8	Placa portacabezal	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,27
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
9	Placa fija porta guías	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,28
		Taladro	1	3	1	1,55	4,55
10	Guías de la placa fija	Fresadora	1	15	1	1,55	16,55
		Taladro	0,75	3	0,75	1,55	3,41
11	Placa móvil	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,27
		Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,28
12	Guías de la placa móvil	Fresadora	1	15	1	1,55	16,55
		Taladro	0,75	3	0,75	1,55	3,41

ITEM	DENOMINACIÓN	MÁQUINA	Hora/Maq.	valor	Horas/hombre		COSTO
13	Nervio de placa porta cabezal	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,275
		Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,78
14	Base del motor	Fresadora	0,50	15,00	0,50	1,55	8,27
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
15	Tornillo	Torno	2	12	2	1,55	27,1
16	Tuerca	Torno	1	12	1	1,55	13,55
		Fresadora	0,5	15,00	0,50	1,55	8,27
17	Bocín del tornillo	Torno	0,75	12	0,75	1,55	10,16
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
18	Volante	Torno	0,75	12	0,75	1,55	10,16
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
19	Placa bocín	Fresadora	0,5	15	0,50	1,55	8,28
		Torno	0,75	12	0,75	1,55	10,16
20	Porta cuchillas	Fresadora	5	15	5	1,55	82,75
		Soldadora	1	6	1	1,55	7,55
21	Apoyos del porta cuchillas	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,275
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
22	Bases del porta cuchillas	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,27
		Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,28
		Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,77
23	Soportes de anclaje	Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,77
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
24	Base fija del porta cuchillas	Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,27
		Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,78
	Bridas de sujeción	Fresadora	0,50	15	0,50	1,55	8,27
		Soldadora	0,15	6	0,15	1,55	1,13
	Bridas soporte de cuchillas	Fresadora	1,50	15	1,50	1,55	24,82
25	Soporte de la bomba	Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,77
		Taladro	0,25	3	0,25	1,55	1,14
26	Bandeja	Dobladora	0,50	8	0,50	1,55	4,77
		Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,77
27	Recipiente	Dobladora	0,50	8	0,50	1,55	4,77
		Soldadora	0,50	6	0,50	1,55	3,77
		Taladro	0,50	3	0,50	1,55	2,28
						TOTAL	535,66

3.1.5 Costos imprevistos

Son principalmente los gastos de materiales, insumos, maquinado, el transporte de materiales e impresiones de planos, etc. Es decir, son aquellos que no están considerados en un principio para el análisis del costo total, aplicando un 15% a estos valores.

ITEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL USD
1	Material e insumos	367,70
2	Insumos indirectos	58,77
3	Electrónico	969,98
4	Maquinado	535,66
	Subtotal	1.932,11
	15 % Imprevistos	\$ 289,81

3.6 Costo total del proyecto

Costos totales de materiales e insumos, electrónicos, insumos indirectos, maquinado, e imprevistos.

ITEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL USD
1	Material e insumos	367,70
2	Insumos indirectos	58,77
2	Eléctrico	969,98
3	Maquinado	535,66
5	Imprevistos	289,81
	TOTAL	\$2221,92

Nota: Valor de diseño 30% del valor total equivalente a 666.57 USD

3.7 Costo final de construcción

Este es el costo final total de la máquina con el incremento del IVA del 12%

ITEM	DENOMINACIÓN	SUBTOTAL USD
1	Costo de la afiladora	2221,92
2	Costo de diseño	666,57
	Subtotal	2888,50
	IVA 12%	346,62
	Costo Total	\$ 3235,12

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

Los objetivos del proyecto, del diseño y construcción de la Máquina afiladora-rectificadora para afilar cuchillas de máquinas para madera, se ha cumplido satisfactoriamente, es decir, aplicar en la práctica todos los conocimientos teóricos y prácticos impartidos durante la formación universitaria.

En la construcción de este tipo de máquinas es necesario tomar en cuenta todas las cargas que intervienen en la misma, utilizado de forma correcta los factores de cargas que se dan por efectos dinámicos y de impacto, también es necesario la utilización de normas que establezcan parámetros necesarios para el diseño como espacio físico, materiales, características geométricas, factores de seguridad, y sistemas de adecuación, entre otras, para ajustarnos a espacios físicos, con las garantías necesarias para el equipo.

Al diseñar y construir equipos maquinaria u otros mecanismos, debemos tener muy presente el conocimiento suficiente sobre condiciones de funcionalidad que deben cumplir este tipo de máquinas, de diseño y comodidad, así como periodos de uso y seguridades, para poder garantizar que nuestro trabajo profesional sea con calidad, es también factor determinante la capacidad de respuesta en la construcción e implementación de estos, considerar siempre el medio ambiente en el cual se va desempeñar nuestro equipo, ya que estos pueden provocar un mal funcionamiento o falla prematura en los elementos utilizados.

Para el diseño de la máquina, se realiza con ayuda del software, Autodesk Mechanical Professional y Autocad 2010, el cual facilita la modelación del diseño.

La máquina diseñada y construida, cumple con los requerimientos previamente establecidos, y siendo la más eficiente de las alternativas propuestas de solución.

El factor de seguridad con el cual se diseño la mayoría de elementos de máquinas del presente proyecto, es el más adecuado, el cual brinda la confiabilidad de que la máquina funcione adecuadamente.

RECOMENDACIONES

Los materiales y elementos, empleados en el diseño y construcción de la máquina semiautomática para afilar cuchillas, son de fácil adquisición en el mercado nacional o local. Los aceros y elementos normalizados empleados en el prototipo, son de bajo costo y de mayor utilización en la industria, lo que facilita realizar o comprar repuestos en caso de averías o mal funcionamiento.

Para la operación de la máquina se requiere una sola persona, la cual no debe tener necesariamente un buen nivel académico, pero, es importante capacitar al operario para el mantenimiento y funcionamiento adecuado del prototipo.

Es importante que al final del trabajo de la máquina debe limpiarse, y se debe aplicar una pequeña superficie de aceite, principalmente en el sistema de sujeción, para evitar el óxido.

Verificar el óptimo funcionamiento de todos los sistemas que constituyen la máquina, en especial el control automático de desplazamiento del cabezal, antes del inicio de operación del prototipo.

En la construcción de los diferentes elementos que constituyen la máquina, verificar las dimensiones, que estén dentro del rango de tolerancias expuestas, de tal manera, que en el proceso de recambio de piezas no exista dificultades.

Antes de afilar, colocar correctamente los dispositivos final de carrera para determinar la distancia de afilado; tomando en cuenta la distancia de entrada de la piedra de esmeril respecto a las cuchillas, es decir no debe rozar la misma con las cuchillas, para poder dar la profundidad de desbaste.

BIBLIOGRAFIA:

Textos

AVALLONE Eugene A; “Manual del Ingeniero Mecánico”; Tomo I, II, Vol.3; MacGraw Hill; 2002

AISC, Manual of Steel Construction, Eighth edition, 1980.

INEN; Código De Dibujo Técnico-Mecánico; Quito-Ecuador, 1989.

JUVINALL, Robert. Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Editorial Limusa, México 2002.

LUZURIAGA Jorge, Diseño para la Elaboración del Plan de Tesis, Segunda Edición, Quito Ecuador, 2002.

MARKS, Manual de Ingeniero Mecánico, México, Editorial Mc Graw Hill, Tercera Edición, 2002.

McCORMAC Jack, Diseño de Estructura de Acero. 4ta. Edición, Editorial Alfaomega, Colombia, 2006.

LARBURU, N.; Prontuario de Máquinas; Editorial Paraninfo S.A.; Madrid-España; 1995.

SINGER L.; Resistencia de materiales; Editorial Harla; Cuarta Edición; México; 1994.

SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, 8 Edición, Editorial Mc Graw Hill, México 2008.

S.K.F; Catalogo General; Editorial S.K.F; Italia 1989.

Construmática, Diccionario arquitectura de ingeniería y construcción, 2009.

JOSÉ ROLDÁN VILORIA; Motores eléctricos y Automatismos de Control, Editorial Paraninfo, 1996

Bibliografía electrónica

<http://www.construmatica.com/construpedia/Empotramiento>.

<http://www.JosephPernickManufacturingCorporation.htm>

<http://www.wikipedia.com>

<http://www.resistencia de materiales.com>

<http://www.diseño de máquinas.com>

ANEXOS

ANEXO 2

DIAGRAMAS

DIAGRAMA ELÉCTRICO

DIAGRAMA DE CONTROL

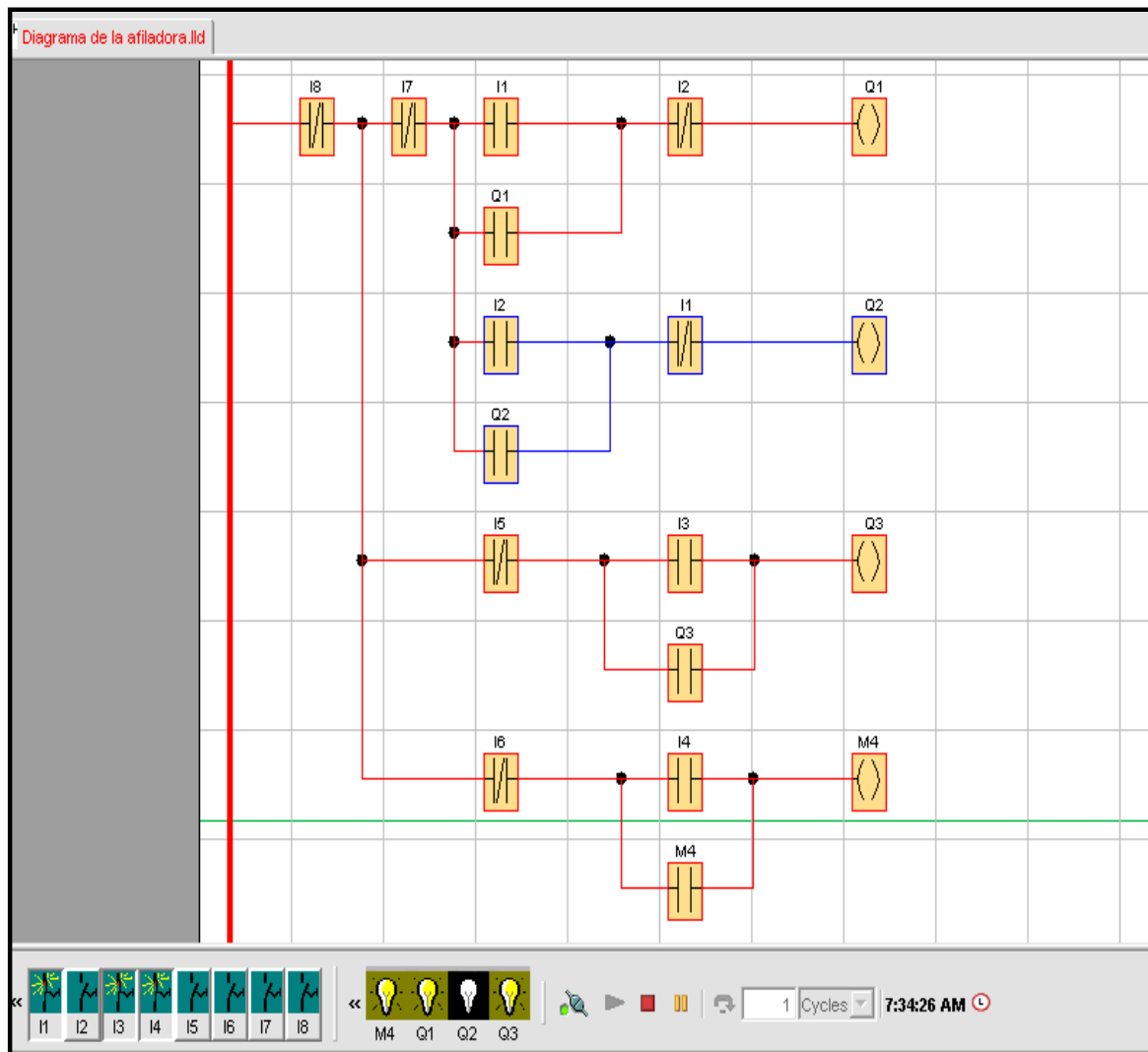


DIAGRAMA DE FUERZA

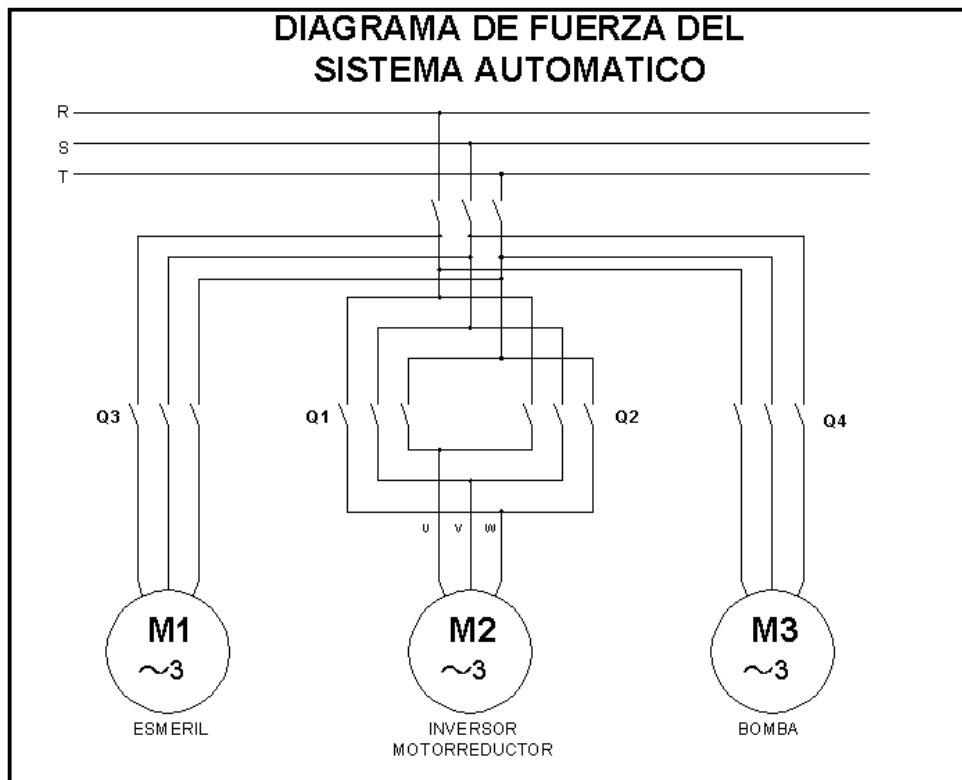
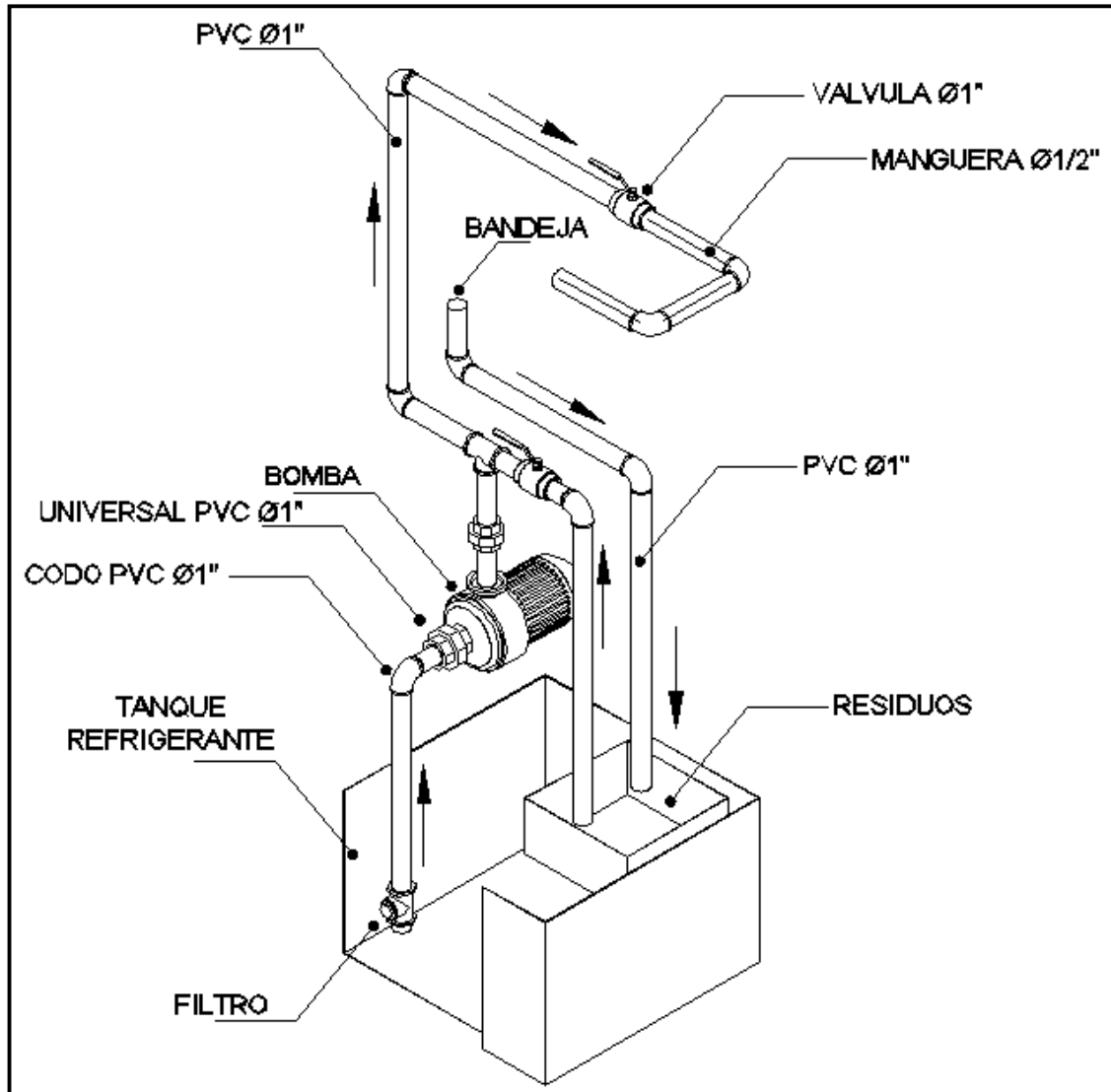


DIAGRAMA HIDRAÚLICO



ANEXO 3

MANUAL DE MANTENIMIENTO E INSTRUCCIONES

AFILADORA DE CUCHILLAS AUTOMÁTICA

EA & LO



MANUAL DE MANTENIMIENTO E INSTRUCCIONES

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Este manual tiene como objeto dar a conocer al usuario las características y el funcionamiento de la afiladora

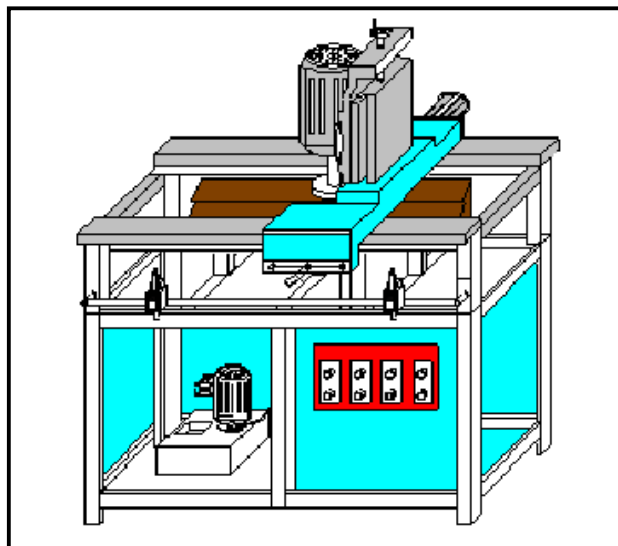


Figura. –esquema afiladora

Especificaciones

Características Técnicas

Largo máximo de cuchilla	600 mm
Capacidad máxima de afilado.....	3 a. 4 Und. simultáneamente
Ángulo de escualización.....	0 a 180°
Diámetro de la muela.....	125 mm
Peso aproximado.....	200 Kg
Tipo de Motor.....	Trifásico
Potencia del motor.....	1 HP
Voltaje.....	220 - 440V
Amperaje.....	6.2/3.1
Hertz.....	60
Velocidad del eje porta muela.....	3450 rpm
Avance automático del cabezal.....	5 a 25cm/s
Tipo de Motor.....	Trifásico
Potencia del motor reductor.....	0.5 HP
Velocidad del motor reductor.....	25 a 250 rpm
Bomba de refrigeración.....	12 litros/min a 220V

IMPORTANTES MEDIDAS DE SEGURIDAD

1. Para evitar el peligro de choques eléctricos no derrame líquido sobre el tablero de control
2. Verificar si las conexiones están bien enchufadas a (220 y 110)V
3. Utilizar protecciones para la vista y audición
4. Verificar la altura de la muela respecto a las cuchillas puesto que puede chocar
5. Al colocar y retirar las cuchillas tener mucho cuidado con las cuchillas porque puede ocasionar daños en las manos
6. Ajustar correctamente la piedra abrasiva en el motor antes de utilizar la máquina
7. Observar que las cuchillas estén debidamente ajustadas
8. Mantener las manos alejadas de la muela abrasiva mientras está en funcionamiento, para evitar daños personales.
9. No dejar la máquina funcionando sin supervisión.

Mantenimiento

- Lubricar la cadena una vez al mes, funcionando todos los días o cada tres meses en funcionamiento regular. Utilizar de lubricante (Grasa Delvag 601)
- Cambiar de posición la cadena en los dientes de engrane para obtener un desgaste simultáneo de la misma. Cada 50 afiladas.
- Cambiar de rodamientos después de cada 1000 horas de funcionamiento
- Poner en posición off la protección térmica principal todos los días para evitar cualquier tipo de cortocircuito.
- Limpiar la máquina afiladora después de cada afilada para evitar la incrustación de polvo en la misma.
- Secar las superficies del porta cuchillas y luego pasar una superficie delgada de aceite para mantener en buenas condiciones y evitar la corrosión.
- Lubricar las guías del carro (cabezal porta muela abrasiva), todos los días. Utilizar aceite.
- Llenar el recipiente de la bomba cada vez que se baje el nivel del líquido refrigerante para el correcto funcionamiento de la bomba
- Revisar los contactos del sistema automático para su correcto funcionamiento.
- Ajustar las cañerías de la bomba para evitar derrames en la máquina.
- Tensar la cadena cada vez que haya desgaste de la misma.

MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

Para el correcto funcionamiento de la máquina afiladora de cuchillas se debe seguir los siguientes pasos para su uso.

- Verificar que este bien conectado el enchufe principal de la máquina.
- Colocar las bridas porta cuchillas a una misma altura y a una distancia simétrica en el porta cuchillas.
- Colocar las cuchillas en las bridas y sujetar con las bridas de sujeción dando el torque necesario en las mismas.
- Subir la muela abrasiva a una a distancia de 20mm por arriba de las cuchillas, para evitar cualquier tipo de choque con las mismas.
- Verificar que en la máquina no se encuentre ningún objeto o herramienta que puedan causar daños.
- Llenar el recipiente del líquido refrigerante hasta el nivel para obtener un correcto funcionamiento de la bomba.
- Colocar los dispositivos fin carrera a la distancia requerida según las dimensiones de las cuchillas
- Activar el contacto en posición ON para energizar el sistema automático.
- Poner en funcionamiento la máquina afiladora tomando en cuenta los siguientes pasos.
 - ❖ Encender el motor de la muela abrasiva y verificar el sentido de giro (horario).
 - ❖ Activar el sistema avance automático y revisar que alcance su recorrido de trabajo.
 - ❖ Bajar el carro de la muela hasta rozar la superficie de las cuchillas.
 - ❖ Dar la profundidad con el tornillo de avance.
 - ❖ Encender la bomba regulando el caudal a través de la válvula reguladora
- Al terminar el afilado seguir los siguientes pasos.
 - ❖ Apagar el motor de avance del carro, en el inicio del recorrido del cabezal para evitar el rozamiento de la muela abrasiva en las cuchillas.
 - ❖ Apagar el motor de la bomba

- ❖ Subir el motor porta muela a través del tornillo de avance y luego apagar el mismo.
- ❖ Activar el pulsante de paro total para desactivar el mando del sistema de control automático
- ❖ Por último retirar las cuchillas con mucho cuidado para evitar daños personales.

Característica principal

La máquina afiladora tiene la característica de poder recambiar casi en su totalidad las partes que le constituyen, ya que sus partes pueden ser reemplazadas fácilmente.

ANEXO 4

TABLAS

Nº	EMPRESA	INTERES	NO APLICA	FUTURO
1	Tecnisierra	X		
2	Afilasierra	X		
3	Ferromade			X
4	Metal World	X		
5	Tecnimáquina			X
6	Ferrostal		X	

Tabla 9 Encuestas de estudio de mercado

PROYECTO	COSTO 1		DURACIÓN 0,9		OPERACIÓN 0,7		TIEMPO 0,8		UTILIDAD MAQUINA 1		ESPACIO FISICO 0,4		MANTENIMIENTO 0,7		TOTAL	
	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	VALOR	MULT.	SUMA MULT.	PROM.
COMPRA	-	-	90	81	90	56.3	80	64	90	90	90	36	80	54.6	390	55,7
CONSTRUCCIÓN	80	80	90	81	100	70	90	72	100	100	100	40	100	70	513	73,3
ALQUILER	90	90	70	63	80	56	70	56	70	70	90	36	100	70	441	63
IMPORTACIÓN	70	70	100	90	90	63	100	80	90	90	90	36	90	63	492	70,3

Tabla 10 Alternativas

η	ϕ_x	ϕ_y	ψ	k
1	1.15	1.15	0.71	0.26
1.5	1.20	1.95	1.35	0.34
2	1.11	2.44	1.77	0.37
3	0.97	2.85	2.14	0.37
4	0.92	2.96	2.24	0.38
∞	0.90	3.00	2.28	0.38

Tabla 11. Valores en función de η

RPM del Piñón	Paso 3 / 8 "					Paso 1 / 2 " x 5 / 1 6 "					Paso 5 / 8 "				
	Veloc. Max 3 9 0 0 RPM					Veloc. Max 3 0 0 0 RPM					Veloc. Max 2 0 0 0 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3	1 5	1 7	1 9	2 1	2 3
50	0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.55	0.55	0.60	0.66	0.73	0.80
150	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	1	1.10	1.20	1.30	1.45	1.40	1.60	1.80	2	2.20
250	0.60	0.65	0.75	0.85	0.90	1.45	1.65	1.85	2.05	2.25	2.20	2.50	2.80	3.10	3.40
400	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.30	2.45	2.70	3	3.30	3.20	3.60	4.10	4.50	4.90
600	1.30	1.40	1.55	1.75	1.90	3	3.30	3.70	4.10	4.50	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50
950	1.65	1.90	2.15	2.40	2.60	4	4.45	4.95	5.50	6	5.40	6.20	7	7.70	8.40
1500	2.25	2.50	2.80	3.10	3.40	4.80	5.40	6	6.70	7.30	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2000	2.60	2.80	3.15	3.50	3.80	5	5.50	6.20	7	7.50	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2500	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3000	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3500	2.70	3	3.30	3.70	4										

Tabla 12. Transmisiones de cadena por rodillos

Paso de cadena	T	N	M2	M3	T1
ASA – 40 (1/2)	7	7.4	21.4	35.8	7.2

PASO 1/ 2"		ASA 40	Rodillo 7,925 mm					
		BS	Rodillo 8,510 mm					
Dientes	Diámetro Primitivo (d)	Diámetro Exterior (A)	Diámetro Cubo (B)			Largo Total (C)		
			S	D	T	S	D	T
10	41.10	46.70	26	26	26	27	38	52
11	45.10	50.90	30	30	30	27	38	52
12	49.10	55.00	34	34	34	27	38	52
13	53.10	59.20	38	38	38	27	38	52
14	57.10	63.30	42	42	42	27	38	52
15	61.10	67.40	46	46	46	27	38	52
16	65.10	71.50	50	50	50	27	38	52
17	69.10	75.60	54	54	54	27	38	52
18	73.10	79.60	58	58	58	27	38	52
19	77.20	83.70	62	62	62	27	38	52
20	81.20	87.80	65	66	66	27	38	52
21	85.20	91.90	65	70	70	27	38	52
22	89.20	96.00	65	74	74	27	38	52
23	93.30	100.00	65	78	78	27	38	52
24	97.30	104.10	65	82	82	27	38	52
25	101.30	108.20	65	86	86	27	38	52
26	105.40	112.20	65	90	90	30	38	52
27	109.40	116.30	70	94	94	30	38	52
28	113.40	120.40	70	98	98	30	38	52
29	117.50	124.40	70	100	100	30	38	52
30	121.50	128.50	70	105	105	30	38	52
35	141.70	148.70	76	80	90	40	45	60
38	153.80	160.90	83	87	90	40	45	60
40	161.90	169.00	83	87	90	40	45	60
45	182.10	189.30	85	90	90	40	45	60
50	202.30	209.50	89	90	90	40	45	60
57	230.50	237.80	89	90	100	40	45	60
60	242.70	250.00	89	95	100	40	50	62
76	307.30	314.70	90	100	100	40	52	62
95	384.10	391.50	92	102	110	54	60	62
114	460.90	468.40	95	104	115	54	60	75

Tabla 13. Valores de paso de la cadena

Tipo	Cadena Del Rodillo	Correa Del Diente	V Correa	Engranaje De Estímulo
Sincronización	⊙	⊙	×	⊙
Eficacia De la Transmisión	⊙	⊙	×	⊙
Antichoque	△	○	⊙	×
Ruido/vibración	△	○	⊙	×
Condición Circundante	Evite El Agua, Polvo	Evite El Calor, Aceite, Agua, Polvo	Evite El Calor, Aceite, Agua, Polvo	Evite El Agua, Polvo
Ahorro Del Espacio (Velocidad/Arriba Carga Bajas)	⊙	△ Polea Pesada	×	○ Menos durabilidad debido a menos contrato
Lubricación	×	⊙	⊙	×
	Requerido	Ningún Lubricante	Ningún Lubricante	Requerido
Flexibilidad De la Disposición	⊙	○	△	×
Exceso de carga sobre el cojinete	⊙	△	×	⊙
⊙ Excelente	○ Bueno	△ Justo	×	Pobre

Tabla 14. Tabla de comparación

	EAE	DB SE-A	EC3
DIST. MÍNIMA			
En la dirección de la fuerza	$e_1 \geq 1,2d_0$ se recomienda $e_2 \geq 2,0d_0$	$e_1 \geq 1,2d_0$	$e_1 \geq 1,2d_0$
	$p_1 \geq 2,2d_0$ se recomienda $p_1 \geq 3,0d_0$	$p_1 \geq 2,2d_0$	$p_1 \geq 2,2d_0$
En la dirección perpendicular a la fuerza	$e_2 \geq 1,2d_0$ se recomienda $e_2 \geq 1,5d_0$	$e_2 \geq 1,5d_0$	$e_2 \geq 1,2d_0$
	$p_2 \geq 2,4d_0$ se recomienda $p_2 \geq 3,0d_0$	$p_2 \geq 3,0d_0$	$p_2 \geq 2,4d_0$
DIST. MÁXIMA			
Al borde de la pieza e_1 y e_2	$\begin{cases} 12t \text{ ó } 150mm \\ \leq 40mm + 4t \\ \text{intemperie} \end{cases}$	$\begin{cases} \leq 40mm + 4t \\ 12t \text{ ó } 150mm \end{cases}$	$\begin{cases} \leq 40mm + 4t \\ \text{(intemperie)} \\ 8t \text{ ó } 125mm (*) \end{cases}$
Entre tornillos: en elementos a compresión (p_1 y p_2)	$\begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \end{cases}$		$\begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \text{ ó} \\ (*) \begin{cases} \leq 14t_{\min} \\ \leq 175mm \end{cases} \end{cases}$
Entre tornillos: en elementos a tracción	p_{1e} y $p_{2e} \begin{cases} \leq 14t \\ \leq 200mm \end{cases} \rightarrow$ filas exteriores p_{1i} y $p_{2i} \begin{cases} \leq 28t \\ \leq 400mm \end{cases} \rightarrow$ filas interiores		
Agujeros RASGADOS	Las distancias e_1 , e_2 , p_1 y p_2 se medirán desde los centros de los semicírculos extremos.	a) La distancia entre el eje de rasgado y cualquier borde no será inferior a $1,5d_0$ b) La distancia entre el centro del radio extremo al borde adyacente no será inferior a $1,5d_0$	$e_3 \geq 1,5d_0$ $e_4 \geq 1,5d_0$
Agujeros al TRESBOLILLO	En filas contiguas, los agujeros pueden estar dispuestos al tresbolillo.		En el caso de agujeros al tresbolillo en uniones en tracción podrá reducirse p_2 hasta no menos de $1,2d_0$ siempre que la distancia entre agujeros L sea mayor a $2,4d_0$.

Tabla 15. Disposiciones constructivas

	Categoría	Comprobaciones
C O R T A N T E	Categoría A (tornillos sin pretensar)	Resistencia a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. Al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$
	Categoría B (pretensados ELS)	Res. a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ Res. al deslizamiento $F_{v,Ed,ser} \leq F_{v,Rd,ser}$
	Categoría C (pretensados ELU)	Res. a cortante $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ Res. al aplastamiento $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ Res. axial de la chapa de unión $F_{v,Ed} \leq N_{neb,Rd}$
T R A C C I Ó N	Categoría D (tornillos sin pretensar)	Res. a tracción $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ Res. a punzonamiento $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$
	Categoría E (tornillos pretensados)	Res. a tracción $F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ Res. a punzonamiento $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$

Tabla 16. Resumen de las expresiones para obtener las resistencias de cálculo

ANEXO 5

SELECCIÓN DE
MATERIALES
PROFORMAS Y
FACTURAS

Selección del rodamiento
Dimensiones límites para los cojinetes de la serie 03

Diámetro interior		Diámetro exterior		Ancho		Radio del acuerdo en mm
Mm	Plg	Mm	Plg	Mm	Plg	
10	0,3937	35	1,3780	11	0,4331	0,061
12	0,4724	37	1,4567	12	0,4724	0,099
15	0,5906	42	1,6535	13	0,5118	0,099
17	0,6693	47	1,8504	14	0,5512	0,099
20	0,7874	52	2,0472	15	0,5906	0,099
25	0,9843	62	2,4409	17	0,6693	0,099
30	1,1811	72	2,8346	19	0,7480	0,099
35	1,3780	80	3,1496	21	0,8268	0,150
40	1,5748	90	3,5433	23	0,9055	0,150
45	1,7717	100	3,9370	25	0,9843	0,150
50	1,9685	110	4,3307	27	1,0630	0,201
55	2,1654	120	4,7244	29	1,1417	0,201
60	2,3622	130	5,1181	31	1,2205	0,201
65	2,5591	140	5,5118	33	1,2992	0,201
70	2,7559	150	5,9055	35	1,3780	0,201
75	2,9528	160	6,2992	37	1,4567	0,201
80	3,1496	170	6,6929	39	1,5354	0,201
85	3,3465	180	7,0866	41	1,6142	0,249
90	3,5433	190	7,4803	43	1,6929	0,249
95	3,7402	200	7,8740	45	1,7717	0,249
100	3,9370	215	8,4646	47	1,8504	0,249



IVAN BOHMAN C.A.



709=AISI 4140

Aleación bonificada para maquinaria

GENERALIDADES: 709 es un acero aleado para construcción de maquinaria, que posee una alta resistencia especialmente en medidas pequeñas y medianas. Como norma, el 709 es suministrado templado y revenido (temple tenaz bonificado), por lo que no se requeriría un tratamiento térmico posterior, a no ser que así lo exija la aplicación y en ese caso, se templaría en aceite para obtener propiedades mecánicas más elevadas.

709 es apropiado para templarse por flama e inducción y susceptible de nitrurar.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
709	0.42	0.25	0.75	--	--	1.05	0.20
AISI 4140	0.38-0.43	0.15-0.35	0.75-1.00	<0.035	<0.040	0.80-1.10	0.15-0.25

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4140
DIN	42CrMo4
W.Nr	1.7225
JIS	SCM4
AFNOR	42CD4

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la tracción	90-105 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 50%
Resistencia al impacto, KJ	aprox. 25 J
Dureza	275-320 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades mecánicas se garantizan hasta Ø100 mm. Favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Industria automotriz:

- Ejes, bielas, árboles de transmisión, cigüeñales, etc.

2. Maquinaria:

- Engranajes de temple por flama, inducción o nitruración, partes de bombas, ejes de reductores, árboles de turbinas a vapor, tornillería de alta resistencia.

3. Industria petrolera:

- Taladros, brocas, barrenos, cuerpos de escariadores, vástagos de pistón.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Recocido blando (650-700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

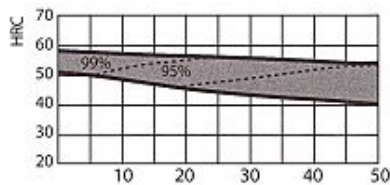
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C). Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

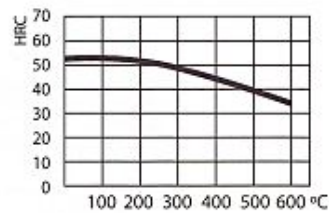
Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará una dureza de aproximadamente 500 HB.

Nitruración: Se pueden lograr durezas de alrededor de 53-55 HRC. El proceso durará entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



DISTANCIA DESDE EL EXTREMO TEMPLADO, mm



Temperatura de revenido °C

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
16	5/8	3.0
20	25/32	2.5
22	7/8	3.0
25	1	3.9
28	1 1/32	4.8
32	1 1/4	6.3
35	1 3/8	7.5
38	1 1/2	8.9
40	1 9/16	9.9
45	1 3/4	12.5
50	1 31/32	15.4
55	2 5/32	18.6
60	2 3/8	22.2
65	2 9/16	26.0
70	2 3/4	30.2
75	2 15/16	34.7
80	3 5/31	39.4
85	3 11/32	44.5
90	3 17/32	49.9
95	3 3/4	55.6

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
100	3 15/16	61.6
105	4 1/8	67.9
110	4 5/16	74.5
115	4 1/2	81.5
120	4 3/4	88.7
125	4 15/16	96.3
130	5 1/8	104.1
135	5 5/16	112.3
140	5 1/2	120.7
145	5 11/16	129.5
150	5 7/8	138.6
160	6 1/4	152.7
170	6 11/16	178.0
180	7 1/8	199.6
200	7 7/8	246.4
210	8 1/4	271.7
250	9 7/8	385.0
300	11 7/8	555
350	13 7/8	755

Av. 6 de diciembre N47-203 y Samuel Fritz
3264707, 2416996 FAX: 2416484

RUC: 1791852567001
Quito-Ecuador

FLENDER
FACTORY EQUIPMENT

FLUKE

**phelps
dodge**

General Cable

COOPER Crouse-Hinds

Appleton

TRANSTECNO
group

GREENLEE

HATYOUNG

PROFORMA N° .- 2713-10

www.ingelcom.com.ec

CLIENTE: Luis Orozco

FECHA: 16/12/2010

SOLICITADO POR:

TELEFONO:

ELABORADO POR: Ing. José Guevara

FAX:

Item	Cant	Codigo	Descripcion	P. Unit	Desc	V. Total
1	3	s40401	Pulsador verde	9,76	15%	24,89
2	1	s40450	Pulsador hongo	23,85	15%	20,27
3	1	j40810	Riel din 1m	3,5	15%	2,98
4	1	x72910	Tomacorriente polarizado con placa	0,86	15%	0,73
5	1	x72900	Tomacorriente 220V	4,84	15%	4,11
6	1	c20240	Flexible no 16(100 metros)	32,2	15%	27,37
7	2	s16056	rele termico 9-12,5	39,6	15%	67,32
8	2	f29976	baser portafusible	31	15%	52,70
9	3	s40401	Pulsador verde	9,76	15%	24,89
10	1	s41020	luz piloto	17	15%	14,45
11	2	hy34964	Final de carrera	28,24	15%	48,01
OBSERVACIONES:				Subtotal		287,72
				I.V.A 12%		34,53
				Total		322,24

TERMINOS COMERCIALES

Tiempo de entrega	Forma de pago	Validez oferta
Inmediato	Contado	8 días



SAE 1018

Eje de transmisión - Tolerancias h10-h11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS QUÍMICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7";8";9" y 10" son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

<i>Propiedad: Laminado en Frío</i>	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

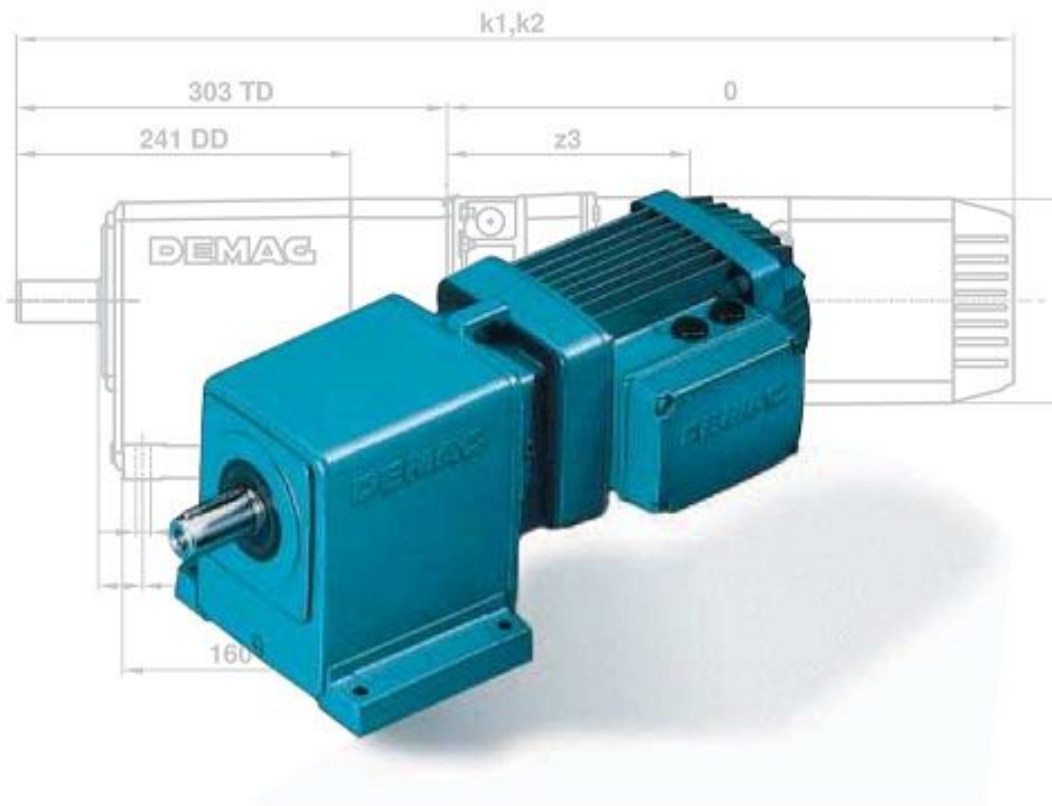
Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

PULGADAS	PESO APROX. Kg/m
1/4	0.28
5/16	0.4
3/8	0.6
1/2	1.0
5/8	1.6
3/4	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/8	5.0
1 1/4	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3	35.8
3 1/4	42.0
3 1/2	48.7
3 3/4	55.9
4	63.6
4 1/2	80.5
5	99.4
5 1/2	120.2
6	143.1
7	197.0
8	253.0
9	328.5
10	397.0

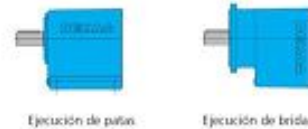
Motorreductores de engranajes cilíndricos: 80 hasta 5800 Nm



Los motorreductores de engranajes cilíndricos Demag del tipo D se suministran en 9 tamaños, en versiones con patas y bridas de montaje.

La relación de transmisión es ya bastante elevada en la ejecución básica de dos escalones y se puede incrementar considerablemente mediante un tercer escalón.

Las carcasas de D10 a D40 son de fundición a presión o en coquilla de aluminio aleado que es de alta calidad y ofrece una elevada estabilidad con un peso propio reducido. Las carcasas D50 a D90 son de fundición gris.



Motorreductores de engranajes cilíndricos D		
Tamaño de reductor	Par motriz (Nm)	Relación de transmisión (i)
D10	80	2,94 – 66,5
D20	135	3,40 – 253
D30	220	3,18 – 240
D40	340	2,88 – 259
D50	550	2,78 – 251
D60	1000	6,44 – 197
D70	1800	6,89 – 201
D80	3200	7,03 – 193
D90	5800	7,49 – 220

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Recocido blando (650-700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

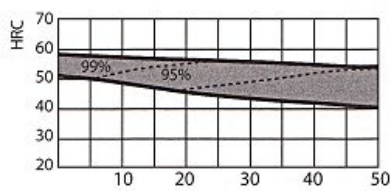
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C). Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

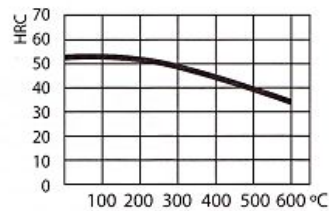
Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará una dureza de aproximadamente 500 HB.

Nitruración: Se pueden lograr durezas de alrededor de 53-55 HRC. El proceso durará entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



DISTANCIA DESDE EL EXTREMO TEMPLADO, mm



Temperatura de revenido °C

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
16	5/8	3.0
20	25/32	2.5
22	7/8	3.0
25	1	3.9
28	1 1/32	4.8
32	1 1/4	6.3
35	1 3/8	7.5
38	1 1/2	8.9
40	1 9/16	9.9
45	1 3/4	12.5
50	1 31/32	15.4
55	2 5/32	18.6
60	2 3/8	22.2
65	2 9/16	26.0
70	2 3/4	30.2
75	2 15/16	34.7
80	3 5/31	39.4
85	3 11/32	44.5
90	3 17/32	49.9
95	3 3/4	55.6

REDONDO

mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
100	3 15/16	61.6
105	4 1/8	67.9
110	4 5/16	74.5
115	4 1/2	81.5
120	4 3/4	88.7
125	4 15/16	96.3
130	5 1/8	104.1
135	5 5/16	112.3
140	5 1/2	120.7
145	5 11/16	129.5
150	5 7/8	138.6
160	6 1/4	157.7
170	6 11/16	178.0
180	7 1/8	199.6
200	7 7/8	246.4
210	8 1/4	271.7
250	9 7/8	385.0
300	11 7/8	555
350	13 7/8	755



VICELECTRIC

MATERIAL ELECTRICO EN ALTA Y BAJA TENSION
VICTOR EDMUNDO SALAZAR ALBUJA
 Ascázubi N6-12 e Imbabura
 Telefax: 2362-765 / 2474-598
 Cel.: 097 598-392 / 086 847-252 CAYAMBE - ECUADOR

R.U.C. 1707309140001

PROFORMA

Nº 0000784

FECHA: 12 de noviembre 2010CLIENTE: Sr. Edwin Arias.

DIRECCION: _____ TELF.: _____

R.U.C. / C.I.: _____ FORMA DE PAGO: _____

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	VALOR TOTAL
3	contadores 9A L.S.	\$ 9,40	28,20
3	Pulsadores 22φ R	\$ 3,50	10,50
1	Pulsador H. Hango R	\$ 9,50	9,50
1	Riel 5m.	\$ 1,90	1,90
1	Toma Polz. 110V.	\$ 0,80	0,80
1	Toma P.B. 220V.	\$ 3,50	3,50
5	Mts. Cable #16 Flex	\$ 0,22	1,10
2	Relés térmicos	\$ 18,75	37,50
2	Pontobusible 1" Riel 2A	\$ 2,25	4,50
3	Pulsadores 9w piloto 220V	\$ 6,50	19,50
1	1 luz piloto azul.	\$ 3,80	3,80
			<u>111,40</u>
		SUBTOTAL	\$ 98,60
		DESC. %	
		I.V.A. %	11,83
		TOTAL USD	\$ 110,43

VICTOR SALAZAR

RECIBI CONFORME



FACTURA
AUTORIZACION S.R.I. 1107912375

N° 001-001- **0011698**

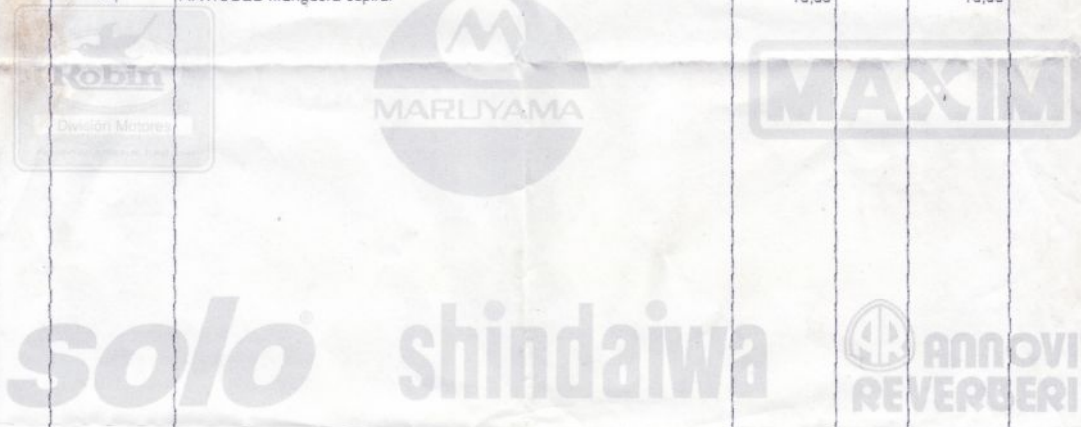
QUIGUIRI FLORES SEGUNDO MANUEL
R.U.C. 0603048182001
Av. Natalia Jarrín S1-85 y Junín
Telf.: 2110 537 / Cel.: 09 3559 987 / 09 9669 235
E-mail: campmaq@yahoo.com
Cayambe - Ecuador

Cuenta # 11141999
CLIENTE EDWIN ARIAS
DIRECCION JUAN MONTALVO Y LIBERTAD
TELEFONO 2381433
RUC O C.I. 1002442026

Cont. Sist: 11698
GUIA DE REMISION
FECHA: 04/10/2010
FECHA DE VENCIMIENTO: 04/10/2010
FORMA DE PAGO

ADQUIRENTE

Cantidad	Producto	Precio	Descto	Total
-1	BUSHING DE 1/4 A 3/4	3,43		3,43
-1	ACOPLE MARIPOSA DE 10MM (3/8)	4,91		4,91
-1	Llave de 1/4	7,50		7,50
-1	ARTICULO Materiales de instalacion	42,00		42,00
-1	MANO DE OBRA	20,00		20,00
-1	Girote Simple Macho	12,99		12,99
-1	ARTICULO Manguera espiral	10,00		10,00



-7 SON: ciento diez dolares con 78/100

Suman		100,83
Descuento %	0,00	0,00
Transacción		82,93
IVA	0,12	9,95
Total	U.S.D.	110,78

Debo y pagaré a la orden de MANUEL QUIGUIRI F. en la fecha de vencimiento la cantidad que consta en este documento más los intereses legales por mora desde su vencimiento hasta la fecha de su cancelación.

Firma Autorizada
FIRMA AUTORIZADA

ACEPTO TODAS LAS CONDICIONES DETALLADAS Y RECIBI CONFORME

FIRMA: _____
Nombre C.I.



Coelec Cía. Ltda.
CONSTRUCTORA ELÉCTRICA QUIMBIAMBA
& QUIMBIAMBA COELEC CÍA. LTDA.

R.U.C.: 1791902025001
www.coelec.com.ec

Matriz Cayambe: Oriente N7-57 & Independencia
Teléfono: (593-2) 2361 993 / 2361 977
Almacén: Azcúbari N2-60 y Vivar Teléfono: (593-2) 2360 116
2362 995 / 2364 194 / 2364 201 Cel: 099 496 652 / 099 668 189
e-mail: coelec@andina.net.ventas@coelec.com.ec

FACTURA COMERCIAL

002 - 001 0019563

AUT. SRI. No. 1108259127

MATERIALES ELÉCTRICOS PARA ALTA Y BAJA TENSIÓN, CONTACTORES, RELÉS, LÁMPARAS, FOCOS, CABLES ESPECIALES.

CLIENTE : SR. EDWIN ARIAS
DIRECCION : CAYAMBE
CIUDAD : CAYAMBE
R. U. C. :

FECHA DE VENTA : 22/11/2010

VENCE EL DIA : 22/11/2010

ORDEN DE COMPRA :

FORMA DE PAGO : **Efectivo**

22/11-09:17:55

VENDEDOR: ADRIANA

CODIGO	CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCION DE PRODUCTO	P. UNITARIO	TOTAL
05802332	1.00	UND	BREAKER CHINT 3P 32A NBIH 10KA	8.300	8.30
G0305	1.00	MTR	MANGUERA ANILLADA DE 1/2"	0.282	0.28
CBL-108	20.00	MTR	CABLE FLEXIBLE TFF AWG 16	0.215	4.30

OBSERVACIONES:

SON: CATORCE CON 43/100 DOLARES

SUBTOTAL 12.88

I.V.A. 12.00% 1.55

TOTAL FACTURA 14.43

ELABORADO

APROBADO

CLIENTE

**SALIDA LA MERCADERÍA DE NUESTRO ALMACÉN CORREN POR CUENTA Y RIESGO DEL COMPRADOR
FAVOR PAGAR CON CHEQUE CRUZADO A LA ORDEN DE COELEC CÍA. LTDA.**

GRAFICAS NOVOA OSCAR LEONIDAS NOVOA NOVOA RUC N° 1707153308001 AUT. N° 4733 Tel: 2360-814 - MAYO/2010 - DEL 0017301 AL 0021300 - VALIDO PARA SU EMISION MAYO/2011

Original: CLIENTE
1ra copia: Emisor / 2da copia: Archivo



AUT. SRI. 1108165213 S-001-001

NOTA DE VENTA

QUIGUIRI FLORES SEGUNDO MANUEL
 RUC. 0603048182001
 Dir. Av. Natalia Jarrín S1-85 y Junín
 Telfs.: 099 669 235 - 093 559 986
 E-mail: campomaqgerencia@hotmail.com
 Cayambe - Ecuador

0001182

Fecha: 18/08/2010 RUC o C.I. _____

Cliente: Consumidor Final

Dir.: _____ Telf.: _____

CANT.	DESCRIPCION	V. UNIT.	V. TOTAL
1	Bomba 0,5 Hp.		33 ⁰⁰
TOTAL USD			33 ⁰⁰

F) RESPONSABLE

F) CLIENTE

Lema De la Torre Carlos Gonzalo - Imprenta Grafitec - Sucre E1-68 y Juan Montalvo Telf. 2361618
 RUC. 1708245830001 AUT. SRI. 2358 IMP. 22 ABRIL 2010 Nº 701 al 1200 CADUCA ABRIL 2011

ORIGINAL - CLIENTE
 COPIA - EMISOR



VICELECTRIC

MATERIAL ELECTRICO EN ALTA Y BAJA TENSION
VICTOR EDMUNDO SALAZAR ALBUJA
Ascázubi N6-12 e Imbabura
Telefax: 2362-765 / 2474-598
Cel.: 097 598-392 / 086 847-252 CAYAMBE - ECUADOR

R.U.C. 1707309140001

PROFORMA


Nº 0000647

FECHA: 12 Julio 2do

CLIENTE: SR. ARIAS

DIRECCION: _____ TELF.: _____

R.U.C. / C.I.: _____ FORMA DE PAGO: _____

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	VALOR TOTAL
1	MOTOR 1H 3F 3.500	\$ 135	\$ 135.00
 VICTOR SALAZAR		SUBTOTAL	\$ 135.00
		DESC _____ %	
		I.V.A. _____ %	
		TOTAL USD	

