

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL TERMORROCIADO INTERIOR DE PIEZAS CILÍNDRICAS HUECAS

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela
Por los bachilleres
Aguado González, Alex Enrique
Porte Klugerman, Bernardo José
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2004

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL TERMORROCIADO INTERIOR DE PIEZAS CILÍNDRICAS HUECAS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Pedro Cadenas
TUTOR INDUSTRIAL: Ing. Andrea Scagni.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela
Por los bachilleres
Aguado González, Alex Enrique
Porte Klugerman, Bernardo José
Para optar al Título
De Ingeniero Mecánico

Caracas, 2004

Caracas, 18 de Noviembre de 2004

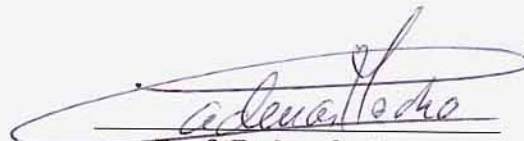
Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres Aguado G., Alex E. y Porte K., Bernardo J., titulado:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL TERMORROCIADO INTERIOR DE PIEZAS CILÍNDRICAS HUECAS

Consideran que los mismos cumplen con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Fausto Carpentiero
Jurado


Prof. Gustavo Delfino
Jurado


Prof. Pedro Cadenas
Tutor Académico



DEDICATORIA

A Dios, por guiar mis pasos y enseñarme la luz en la tormenta.
A mi Padre, por ver en mí desde el comienzo todo el potencial del cual soy capaz y mucho más. Donde quieras que estés, te dedico este trabajo.
A mi familia, por creer en mí y siempre apoyarme y darme fuerzas para ver el camino de una mejor manera. Madre, tu apoyo y guía durante todos estos años ha sido la base fundamental por la cual he llegado hasta aquí, y por la cual continuaré, cada día mejorando aún más. A mis abuelos, Salo y Silvia, por brindarme todo el amor de este mundo y ver lo especial en mí. Los quiero demasiado.
A José, por estar siempre a mi lado, brindándome su cariño y siempre acertada orientación, te quiero mucho.
A mis hermanos, Raquel y Danni, por cuidarme e inspirarme de muchas maneras en el transcurso de mi vida.
A mi compañero Alex, por confiar en mí durante la realización de este trabajo.
A los jinetes, por estar ahí en los buenos ratos así como en los malos.
Al resto de la escuela de mecánica, por haberme echo reír todos estos años, e inspirarme artísticamente en distintas expresiones.
A Dan Dojc y Rubén Rojas por brindarme el apoyo necesario para llegar hasta aquí, su amistad es invaluable, gracias por todo mates.

Bernardo Porte Klugerman

A Papá y Mamá, gracias a ustedes logre terminar con esta etapa de mi vida y por ustedes soy quien soy en estos momentos; a Jessica y Gaby por tenerme paciencia, los quiero mucho a todos y los llevo en mi corazón.
A mis amigos: Grecia, Camlett, Julio D., Luis H.(Pollo), Fernando Casanova, Gustavo (Maturín), Eduardo (Indio), Cesar O.(Mariguano), Luis C.(Chino), Cesar G., Morochos (A.J y A.R), Freddy C., Freddy L., José F.(Gordísimo), William M., Marianna C., Fidel M., Andrea M., por brindarme su amistad y porque con ustedes pase los mejores momentos tanto en la universidad como fuera de ella durante la carrera.
A compañero Bernardo Porte (Malejito), por darme ánimos para terminar este trabajo y tener confianza en mí para que todo saliera bien.
A toda mi familia en Maracaibo, que a pesar de que no los veo mucho siempre los tengo presentes.

Alex E. Aguado González

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Andrea Scagni por habernos dado la oportunidad de realizar este Trabajo Especial de Grado en su empresa y por haber confiado en nosotros para llevar a cabo este proyecto.

Al Sr. Santos quien en todo momento nos brindó su invaluable ayuda y enseñanzas. Muchísimas gracias.

A todo el personal que labora en Plasmatec Ingenieros por ayudarnos en los pequeños detalles.

Al profesor Pedro Cadenas, pues siempre nos brindó su ayuda cuando la necesitamos.

Al profesor Gustavo Delfino, quien nos aclaro algunas dudas durante la realización de este trabajo.

A Rubén Rojas y Juan Carlos González por brindarnos su apoyo y conocimiento para la realización de este trabajo.

A Daniel Blanco, al Indio, Grecia, quienes colaboraron con nosotros en este trabajo

A nuestros amigos y familiares, por darnos fuerzas y confianza en el transcurso de la carrera.

La ayuda de todos fue imprescindible.

Alex Aguado.
Bernardo Porte.

Aguado G., Alex E. y Porte K. Bernardo J.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MECANISMO PARA EL TERMORROCIADO INTERIOR DE PIEZAS CILÍNDRICAS HUECAS

Tutor Académico: Profesor Pedro Cadenas. Tutor Industrial: Ing. Andrea Scagni. Tesis. Caracas. U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2004. 216 pág.

Palabras claves: Diseño, Construcción, Termorrociado, Cilíndricas, Huecas

En el presente trabajo se diseñó y construyó un mecanismo para el termorrociado de superficies internas de piezas cilíndricas huecas, facilitando este tipo de proceso, permitiendo su ejecución de manera mucho más uniforme.

Por medio de una metodología de diseño, como lo es la matriz de decisiones, se evaluaron distintas alternativas de solución, y se seleccionó la opción más favorable al caso de estudio. El diseño se basó en la mayor disponibilidad de recursos dentro de la empresa, en base a la experiencia técnica de la misma.

El tipo de termorrociado que se utilizó para la puesta en marcha del mecanismo es el conocido por Arco Eléctrico, el cual consta de dos alambres eléctricamente cargados con polaridades inversas, alimentados a la pistola de arco eléctrico a cierta velocidad. Al chocar, forman un arco eléctrico continuo, derritiendo el recubrimiento y depositándolo a altas velocidades en la superficie que se va a reparar.

Dicho mecanismo cumplió con los objetivos establecidos y satisfizo los parámetros necesarios para garantizar el buen acabado del recubrimiento. Estos parámetros son tales como, mantener la velocidad lineal constante de la pistola, mantener la distancia constante entre la pistola y el cuerpo cilíndrico que se está reparando y mantener la mayor perpendicularidad posible en el flujo de partículas con respecto a la superficie de la pieza.

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	3
1.1.- Antecedentes.....	3
1.2.- Objetivos.....	4
1.2.1.- Objetivo general.....	4
1.2.2.- Objetivos específicos	4
CAPÍTULO II	7
2.- Marco Teórico	7
2.1.- Termorrociado ^[2]	7
2.2.- Principio del Termorrociado.....	7
2.3.- Propiedades.....	9
2.4.- Materiales de aplicación	10
2.5.- Ventajas del Termorrociado.....	11
2.6.- Procesos de Termorrociado	12
2.6.1.- Arco Eléctrico – Alambre	12
2.6.2.- Oxyfuel – Alambre	13
2.6.3.- Oxyfuel – Polvo.....	15
2.6.4.- Arco de Plasma	16
2.6.5.- Oxyfuel a alta velocidad HVOF	17
2.7.- Preparación de la superficie.....	20
2.7.1.- Limpieza Química	20
2.7.2.- Grit Blasting.....	20
2.7.3.- Fileteado de aspereza.....	21
2.7.4.- Recubrimientos adheridos	21
2.7.5.- Pre calentamiento del sustrato	21
2.7.6.- Tratamiento de acabado.....	21
2.7.7.- Sellado	22
2.8.- Materiales y aplicaciones de termorrociado	22
2.8.1.- Recubrimientos contra el desgaste.....	24

2.8.2.- Resistencia a la corrosión	24
2.8.3.- Protección contra la oxidación.....	24
2.8.4.- Aislamiento por calor	24
2.8.5.- Barrera térmica de los recubrimientos	25
2.8.6.- Recubrimientos eléctricamente conductores	25
2.8.7.- Recubrimientos restauradores dimensionales.....	25
2.9.- Metodología del Diseño.....	26
2.9.1.- Formulación del problema.....	26
2.9.2.- Análisis del Problema	27
2.9.3.- Búsqueda de Soluciones	27
2.9.4.- Fase de Decisión	28
2.9.5.- Especificaciones de una Solución.....	29
CAPÍTULO III.....	31
3.- Marco Metodológico.....	31
3.1.- Formulación del problema.....	31
3.2.- Análisis del Problema	31
3.3.- Búsqueda de Soluciones	31
3.3.1.- Propuesta N° 1	32
3.3.2.- Propuesta N° 2	32
3.3.3.- Propuesta N° 3	33
3.3.4.- Propuesta N° 4	34
3.3.5.- Propuesta N° 5	34
3.3.6.- Propuesta N° 6	35
3.4.- Fase de Decisión.....	36
3.4.1.- Parámetros de la Matriz de Decisiones.....	36
3.4.2.- Matriz de Decisiones	39
3.4.3.- Selección de la solución.....	39
3.5.- Especificaciones de la propuesta seleccionada.....	40
CAPÍTULO IV	43
4.- CÁLCULOS	43
4.1.- Mecanismo de rotación para la pieza a termorrociar	43

4.1.1.- Disco Grande Rotatorio	43
4.1.2.- Disco Mediano Base del mecanismo	43
4.1.3.- Vigas que servirán de base para el mecanismo de rotación:.....	44
4.1.4.- Diseño del eje central y sus componentes	45
4.1.5.- Peso que soportará cada rodillo	50
4.1.6.- Cálculo del esfuerzo de contacto sobre cada rodillo.....	50
4.1.7.- Cálculo del esfuerzo máximo y la deflexión máxima en el disco de la base...	52
4.1.8.- Cálculo del esfuerzo y la deflexión máxima en el disco grande rotatorio.....	54
4.1.9.- Cálculo del esfuerzo de compresión sobre cada sección de viga (base del mecanismo de rotación)	56
4.1.10.- Esfuerzo de compresión en las vigas de perfil UPN.....	58
4.1.11.- Cálculo y selección de las correas en V.....	60
4.1.12.- Cálculo del Torque mínimo de fricción necesario que se debe superar, debido al contacto entre los rodillos y el disco grande rotatorio	64
4.1.13.- Cálculo de la fuerza de flexión en el eje y las tensiones en las bandas	67
4.1.14.- Cálculo y diseño del cuñero y la cuña	69
4.1.15.- Cálculos para el eje central	74
4.1.16.- Cálculo de la soldadura entre el eje y el disco pequeño conectado al disco circular superior	77
4.1.17.- Cálculo de la inercia de la pieza para determinar el mínimo torque de arranque.....	80
4.1.18.- Cálculo de la flexión en la placa de soporte del motor inferior, en el sistema de rotación.....	82
4.1.19.- Esfuerzos en los pasadores del motor para el mecanismo de rotación de la pieza	86
4.1.19.1.- Análisis para la resistencia del pasador	89
4.1.19.2.- Esfuerzos de corte en los pasadores.....	94
4.1.20.- Cálculos en el sistema de rodillos.....	96
4.1.20.1.- Esfuerzos de corte en platina circular	96
4.1.20.2.- Esfuerzo de compresión en el eje	98
4.1.20.3.- Esfuerzo de aplastamiento en agujeros.....	99

4.1.20.4.- Cálculos en las bocina de rodillos	100
4.1.20.5.- Cálculos en el pasador del rodillo.....	103
4.1.21.- Cálculos en las barras roscadas (tensores) para la tensión de las correas....	107
4.1.21.1.- Fuerza necesaria para tensar las correas (cálculo en tensor)	108
4.1.21.2.- Fuerza necesaria para tensar las correas	109
4.1.21.3.- Fuerza para destensar las correas.....	110
4.1.21.4.- Torque en el collarín de empuje	111
4.1.21.5.- Torque para tensar las correas	111
4.1.21.6.- Torque para destensar las correas	112
4.1.22.- Esfuerzos en la base del motor del dispositivo de rotación de la pieza	112
4.1.22.1.- Esfuerzo de corte en el elemento A-B	113
4.1.22.2.- Esfuerzo de tracción en el elemento B-C.....	114
4.1.22.3.- Esfuerzos en el elemento D-E.....	115
4.1.22.4.- Esfuerzos en el elemento E-F	118
4.2.- Mecanismo de desplazamiento para la pistola de termorrociado	121
4.2.1.- Cálculo de la deflexión para la placa de soporte del motor superior.....	122
4.2.2.- Cálculo para la transmisión en el motor del dispositivo de la pistola.....	123
4.2.2.1.- Torque para subir el brazo de la pistola.....	126
4.2.2.2.- Torque para bajar el brazo de la pistola.....	127
4.2.2.3.- Tensiones en las correas	127
4.2.3.- Cálculos en el brazo de la pistola.....	128
4.2.3.1.- Esfuerzos en la soldadura	134
4.2.4.- Esfuerzos en el acople del husillo.....	136
4.2.4.1.- Análisis de los pernos que unen la guía del husillo con el brazo de la pistola	136
4.2.4.2.- Esfuerzo de aplastamiento en los agujeros de la guía del husillo.....	144
4.2.5.- Esfuerzos en el perno sujetador del brazo	145
4.2.5.1.- Precarga en el perno que une el brazo de la pistola con la guía del husillo	145
4.2.5.2.- Análisis para la resistencia del perno.....	149
4.2.6.- Esfuerzos de corte en la soldadura de la guía del husillo	152
4.2.7.- Esfuerzo en la unión de las tuercas con la guía del husillo.....	154

4.2.8.- Cálculos en el vástago soporte del husillo.....	156
4.2.8.1.- Análisis de la sección horizontal B-C.....	157
4.2.8.2.- Análisis de la sección vertical A-B.....	162
4.2.8.3.- Cálculo de la soldadura.....	164
4.2.8.4.- Esfuerzo por flexión	166
4.2.8.5.- Esfuerzo por corte.....	167
4.2.8.6.- Esfuerzo combinado	167
4.2.9.- Cálculo en la conexión del brazo con el husillo	168
4.2.10.- Esfuerzos en el bastidor	170
4.2.10.1.- Análisis de los perfiles.....	171
4.2.11.-Cálculo en los pernos sujetadores del husillo	181
4.2.11.1.- Análisis para la resistencia de los pernos	184
4.3.- Cálculos adicionales	188
4.3.1.- Torques en los tornillos de nivelación	188
4.3.2.1- Torque para subir la carga	188
MANUAL DE OPERACIÓN.....	191
MANUAL DE MANTENIMIENTO	192
CONCLUSIONES.....	194
RECOMENDACIONES.....	195
PLANOS.....	200
ANEXOS.....	216

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1.- Valor porcentual de los parámetros de la matriz de decisiones	38
Tabla 3.2.- Matriz de Decisiones	39
Tabla 4.1.- Pesos de los componentes.....	49
Tabla 4.2.- Secciones de bandas trapeciales (o en V) estándares	60
Tabla 4.3.- Potenciales nominales en HP de correas trapeciales (o en V) estándares	61
Tabla 4.4.- Factores de corrección de correa	62
Tabla 4.5.- Factores de servicio sugeridos para transmisiones de correas en V	62
Tabla 4.6.- Tamaño de cuña contra tamaño del eje.....	70
Tabla 4.7.- Propiedades a la torsión de juntas soldadas.....	78
Tabla 4.8.- Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante.....	79
Tabla 4.9.- Cortante, momento y deflexión de vigas, doble empotramiento, carga en el centro.....	83
Tabla 4.10.- Especificaciones SAE para pernos de acero.....	89
Tabla 4.11.- Límites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tornillos con rosca laminada	93
Tabla 4.12.- Características de roscas unificadas UNC y UNF	95
Tabla 4.13.- Cortante, momento y deflexión de vigas, apoyos simples, cargas gemelas	104
Tabla 4.14.- Pasos preferidos para roscas ACME.....	108
Tabla 4.15.- Serie de rosca Acme	108
Tabla 4.16.- Coeficientes de fricción estática y por deslizamiento	109
Tabla 4.17.- Pesos de los componentes.....	121
Tabla 4.18.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, cargas en los extremos	122
Tabla 4.19.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, carga uniforme	129
Tabla 4.20.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, carga de momento	129
Tabla 4.21.- Cortante, momento y deflexión de vigas, doble empotramiento, carga uniforme	171

SIMBOLOGÍA

a : distancia.

A : área.

$A_{compresión}$: área de compresión.

A_{corte} : área de corte.

$A_{aplastamiento}$: área de aplastamiento.

$A_{garganta}$: área de garganta.

$A_{tracción}$: área de tracción.

A, B, C, D... : puntos

b :base, distancia.

b : semiancho.

c : centroide.

C : carga aplicada, constante de unión, distancia entre centros.

d : altura de placa, diámetro, distancia, espesor del alma.

d_c : diámetro medio del collarín.

dm : diámetro de paso.

D : diámetro.

E : módulo de elasticidad.

f_r : coeficiente de fricción.

F : fuerza.

$F.S.$: factor de servicio.

F_i : precarga en los pernos.

F_N : fuerza neta.

F_R : resistencia por fricción.

g : gravedad.

G : centro de gravedad.

h : altura de filete.

H : altura, profundidad, longitud.

H_B : Dureza Brinell.

I : momento de inercia, segundo momento de área basado en la garganta.

I_u : segundo momento de área unitario.
 I_y : momento de inercia respecto al eje Y .
 J : segundo momento de área polar unitario.
 J_u : segundo momento de área polar.
 k : constante de elástica, radio de giro.
 K_f : factor de concentración de esfuerzos
 K_t : factor de concentración de esfuerzos teórico.
 l : agarre efectivo, ancho básico del plano, longitud.
 L : longitud.
 L_p : longitud de paso.
 m : masa.
 M : momento.
 n : factor de seguridad, revolución por minuto.
 N : número de bandas
 p : paso.
 P : carga, fuerza, peso, potencia.
 q : sensibilidad a la muesca.
 R : radio, reacción.
 S_a : resistencia alternante.
 S_c : límite de fatiga en la superficie.
 S_m : resistencia media
 S_p : resistencia límite mínima a la tensión.
 S_{ut} : resistencia última a la tracción.
 S_y : Límite de fluencia.
 t : espesor, longitud.
 T : torque.
 V : fuerza cortante, velocidad, volumen.
 w : ancho.
 W : peso, carga distribuída.
 x : distancia.
 X : distancia.

y : distancia.

Y_{max} : deflexión máxima.

z : distancia.

Z : módulo de sección.

ϕ_e : diámetro externo.

ϕ_i : diámetro interno.

ρ : densidad.

π : número pi.

α : ángulo

μ : coeficiente de roce.

δw : densidad específica.

Δn : delta de velocidades.

θ_D : ángulo de contacto.

ν : módulo de Poisson.

ω : velocidad angular.

σ' : esfuerzo de Von Mises.

$\sigma'_{admisible}$: esfuerzo de Von Mises admisible.

σ_a : esfuerzo alternante.

$\sigma_{admisible}$: esfuerzo de flexión admisible.

$\sigma_{aplastamiento}$: esfuerzo de aplastamiento.

$\sigma_{compresión}$: esfuerzo de compresión.

$\sigma_{flexión}$: esfuerzo por flexión.

σ_m : esfuerzo medio.

$\sigma_{máx.}$: esfuerzo máximo.

$\sigma_{tracción}$: esfuerzo de tracción

τ : esfuerzo de corte.

$\tau_{admisible}$: esfuerzo de corte admisible.

$\tau_{\text{combinado}}$: esfuerzo de corte combinado.

τ_f : torque por fricción.

τ_F : torque total por *fricción*.

τ_m : esfuerzo de corte medio.

$\tau_{\text{máx}}$: esfuerzo cortante máximo.

$\tau_{\text{torsión}}$: esfuerzo de corte por torsión.

INTRODUCCIÓN

El termorrociado agrupa una serie de procesos en los cuales el material metálico o no metálico, generalmente en forma de polvos, son alimentados a una pistola donde son acelerados y calentados por una corriente de gas y proyectados al sustrato donde, al impactar, se esparcen y forman un recubrimiento, modificando así sus propiedades iniciales. Con el termorrociado se pueden recuperar piezas, componentes mecánicos, alargando su vida operacional. Este proceso tiene muchas aplicaciones, tales como en reparación y mantenimiento de ejes, hélices, bombas, ventiladores, torres de alta tensión, chimeneas, puentes, etc.

Este proceso puede realizarse de manera manual, semiautomático, o completamente automatizado. Existen muchos mecanismos hoy en día que resultan muy costosos por su alta tecnología. Por otra parte, la realización manual de este proceso en ocasiones puede resultar difícil y podría ocasionar irregularidades en la superficie y la aplicación de rectificadores posteriores.

En Venezuela, Plasmatec Ingenieros C.A. ha recuperado muchas piezas de aplicaciones industriales. El recubrimiento externo de superficies no presenta mayor dificultad en comparación con el recubrimiento interno, ya que para este último se pueden presentar problemas como el acceso a la superficie, la habilidad del técnico que este termorrociando, el tipo de pieza, etc. Este trabajo pretende el desarrollo de un dispositivo que permita el termorrociado de cuerpos cilíndricos huecos, de manera que se facilite este proceso y reduzca factores no deseados, como por ejemplo el error humano y los altos costos existentes en equipos similares. Al diseñar este dispositivo, no solo se podría aplicar el termorrociado a los cuerpos cilíndricos huecos, sino también a otros elementos, como cigüeñales, árboles de potencia, cilindros, brazos de biela, reparación de cojinetes, cuerpos de bombas, etc., lo cual es muy útil en la reparación de piezas mecánicas, y por lo tanto, solucionar problemas dentro del área de la ingeniería mecánica.

CAPÍTULO I

Antecedentes y objetivos

CAPÍTULO I

1.1.- Antecedentes

Sallent (1999) diseñó un sistema automático para el termorrociado mediante HVOF de cuerpos esféricos, planteándose la automatización total del mecanismo debido a la necesidad de lograr una mejor calidad y reducir los costos. Estudió posibles mecanismos dentro de la etapa de búsqueda de alternativas dentro del proceso de diseño. Realizó un análisis cinemático del sistema, para conocer el comportamiento de las velocidades angulares que tenía que tener la esfera que se iba a tratar y la pistola para termorrociar. Evaluó varias alternativas a través de estos estudios previos, y se seleccionó, mediante una matriz de decisiones, la opción de un *oscilador con cilindro pistón* que resultó más económico que algunas de las otras, además de tener mayor o igual ventajas que otras sobre la mayoría.

Finco y Núñez (2002) diseñaron y construyeron una máquina para termorrociar cojinetes de Babbit. El proceso de termorrociado utilizado fue el de arco eléctrico. Para el soporte de la pistola de termorrociado utilizaron un mecanismo de transmisión por cadenas que permitía un movimiento lineal de la pistola, permitiendo de esa manera un termorrociado más uniforme. Para la mesa de soporte del cojinete, se utilizaron un sistema en donde el cojinete, mediante un mecanismo de pasador se nivela la altura entre el cojinete y el carro donde se encuentra la pistola, obteniéndose la posición deseada. Además, se diseñó un brazo con un movimiento rotacional en donde se fijaría la pistola.

Navas (1998), diseñó y construyó una máquina destinada a crear perforaciones para aterrizar motores eléctricos. Dicha máquina está constituida por una serie de mecanismos que permiten la realización de la perforación según las especificaciones establecidas. Estos mecanismos son: de avance, el cual permite el movimiento de traslación del husillo porta broca de una forma automática mediante partes neumáticas y mecánicas; un mecanismo de transmisión del movimiento principal, con el fin de dar movimiento de giro al husillo porta broca y la potencia

requerida para perforar las piezas; un sistema eléctrico, el cual le da la potencia a la máquina y es el medio de control de los diferentes mecanismos; un sistema neumático, con el cual se acciona el mecanismo de avance y de sujeción, y por último, un sistema de refrigeración y lubricación.

Rodríguez y Vassallo (2001) diseñaron y construyeron un sistema de plataforma elevadora para aparcar vehículos, mediante una metodología del diseño, evaluaron distintas alternativas de solución, y seleccionaron la opción más favorable al caso de estudio, procediendo posteriormente a fabricar el prototipo, por medio de máquinas automatizadas y convencionales. La evaluación final consistió en la puesta en marcha del sistema elevador y para ello se utilizaron automóviles dentro de un rango variado de peso. Los resultados obtenidos corroboraron la calidad y validez del diseño propuesto.

1.2.- Objetivos

1.2.1.- Objetivo general

- Diseñar y construir un mecanismo para el termorrociado interior de piezas cilíndricas huecas en ambos extremos.

1.2.2.- Objetivos específicos

- Generar soluciones mediante el método de tormenta de ideas para el diseño de mecanismo.
- Seleccionar la opción más adecuada de diseño.
- Determinar las condiciones del termorrociado al momento de depositar el material.

- Determinar la velocidad de giro de la pieza que se va a termorrociar.
- Determinar la velocidad de avance y la distancia de la pistola a la superficie a recubrir.
- Seleccionar el tipo de transmisión de potencia.
- Determinar las dimensiones máximas y mínimas de las piezas para la cual el mecanismo es útil.
- Elaborar los planos de los mecanismos y soporte.
- Seleccionar los rodamientos de apoyo.
- Seleccionar los materiales con que se construirá el mecanismo.
- Construir el mecanismo.
- Poner en marcha y verificar que mecanismo cumple con el objetivo.
- Hacer un manual de operación y mantenimiento.

CAPÍTULO II

Marco Teórico

CAPÍTULO II

2.- Marco Teórico

2.1.- Termorrociado^[2]

El Termorrociado comprende un grupo de procesos en donde fundiciones metálicas y materiales no metálicos, son rociados sobre un substrato preparado para formar un recubrimiento. El material rociado originalmente se encuentra en forma de alambre o hilo metálico, vara o polvo. A medida que el material del recubrimiento es alimentado a través del equipo de termorrociado, este se va calentando hacia un estado fundido o plástico y propulsado por una corriente de gas comprimido sobre el substrato. A medida que las partículas golpean la superficie, éstas se van aplanando y formando plaquetas delgadas que se ajustan y adhieren a las irregularidades de la superficie preparada. Se enfrían y se acumulan, partícula por partícula, dentro de una estructura laminar. En general, la temperatura del substrato se puede mantener aproximadamente por debajo a los 200 °C (400 °F), eliminando el cambio metalúrgico del material del substrato. La pistola para el termorrociado genera el calor necesario para lograr la fundición del material a través de la combustión de los gases, arco eléctrico o plasma.

2.2.- Principio del Termorrociado^[22]

El proceso se describe como la proyección de partículas de material fundidas contra un material base, Estas partículas son disparadas a velocidades superiores al sonido, se incrustan adhiriéndose al substrato y entre ellas conformando así un recubrimiento denso fuertemente adherido al material base y con una dureza generalmente mayor al mismo material base.

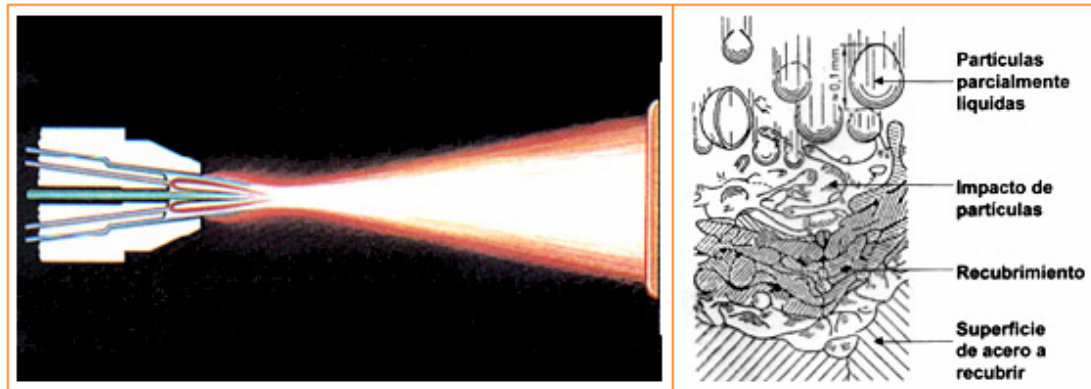


Figura 2.1.- Proceso de Termorrociado

En la Figura 2.1 se presenta la sección transversal de una superficie recubierta con este método. Un aspecto crítico es la porosidad presente en el revestimiento, esta puede variar de un 20% hasta un mínimo de 1% el cual es muy difícil de alcanzar. Dependiendo de las condiciones también pueden aparecer las partículas no fundidas, que por alguna razón no llegaron a la temperatura de fusión y fueron incorporadas al recubrimiento, esta generalmente interrumpe la continuidad del mismo y disminuye su fuerza cohesiva. Cuando se rocían metales o aleaciones, parte de ellos se pueden oxidar y aparecen entonces inclusiones de óxidos en el recubrimiento. Esto no siempre es malo, inclusive, un alto porcentaje de óxidos en el recubrimiento puede mejorar la dureza y resistencia del mismo

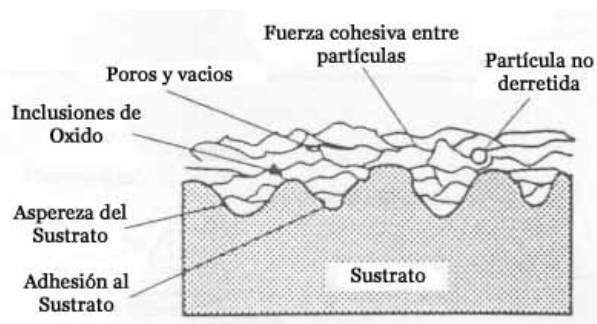


Figura 2.2.- Sección transversal de una superficie recubierta por Termorrociado

La pistola de Termorrociado genera el calor necesario usando:

- Gases combustibles.

- Un Arco eléctrico.

- Un Plasma.

El material de alimentación puede ser cualquier sustancia que pueda ser fundida incluyendo metales, compuestos metálicos, cerments, óxidos, vidrios y polímeros. El material se puede rociar en forma de polvos, alambres o barras.

2.3.- Propiedades^[2]

Las estructuras de todos los recubrimientos por termorrociado son similares en su naturaleza laminar; las variaciones estructurales y las propiedades del recubrimiento dependen en el método particular de termorrociado utilizado, los parámetros respectivos del proceso y las técnicas empleadas, así como del material aplicado.

Los recubrimientos por termorrociado, suelen utilizarse por su alto grado de dureza. Su dureza y resistencia a la erosión los hace especialmente valiosos en aplicaciones del alto desgaste. La dureza y densidad de los recubrimientos por termorrociado son usualmente menores que las del material del cual se hizo el recubrimiento.

La densidad depende de la temperatura de la partícula y del tipo de gas de atomización utilizado. La porosidad también depende del tipo de proceso de termorrociado de los parámetros utilizados y del material utilizado.

Para aplicaciones en muy altas temperaturas y para exposición química, el recubrimiento por termorrociado debe ser muy resistente a la corrosión. Para estas aplicaciones el recubrimiento ofrece una barrera resistente a la corrosión que protege el sustrato.

El enlace entre el recubrimiento y el sustrato puede ser mecánico, químico, metalúrgico o una combinación de estos. Una preparación adecuada de la superficie del sustrato antes del termorrociado, es con frecuencia, la influencia más crítica en la fuerza o resistencia del lazo del recubrimiento. Además, un sustrato debe presentar cierta rugosidad de forma tal que el recubrimiento pueda adherirse de forma adecuada.

El termorrociado es una técnica muy versátil, la cual puede ser utilizada en diversos sitios. El proceso como tal permite una aplicación rápida de materiales de alto desempeño en espesores de algunas milésimas hasta más de 25 mm (1 pulgada) de grueso en una gran variedad de partes de distintos tamaños y geometrías. Una lista de aplicaciones incluiría recubrimientos para:

- Resistencia al desgaste.
- Resistencia a la Corrosión.
- Resistencia a la Oxidación.
- Restauración Dimensional.
- Barreras Térmicas.
- Conductividad Eléctrica o Resistividad.
- Dispositivos y equipos biomédicos.

2.4.- Materiales de aplicación^[2]

Algunos de materiales de aplicación de Termorrociado se mencionan a continuación:

- Aceros al carbono.
 - Aceros inoxidable.
 - Aluminio.
 - Babbit.
 - Bronce.
-

- Carburos: Tungsteno, Cromo, Titanio, etc.
- Cerámicos (Óxidos de aluminio, zirconio y cromo).
- Cobre.
- Cromo.
- Molibdeno.
- Monel.
- Zinc.
- Materiales puros y aleaciones de acuerdo a la necesidad requerida.

2.5.- Ventajas del Termorrociado^[2]

Se mencionan a continuación algunas de las ventajas obtenidas al aplicar este procedimiento

- Resistencia al desgaste por:

Abrasión

Cavitación

Erosión

- Resistencia a la corrosión por agentes agresivos:

Ácidos

Gases sulfurosos

Solventes

- Recuperación dimensional:

Recupera dimensiones originales, donde el recubrimiento tendrá las mismas o mejores características que el recubrimiento original.

2.6.- Procesos de Termorrociado^[2]

Existen cinco métodos de termorrociado comercialmente diferentes en uso:

2.6.1.- Oxyfuel wire (OFW) spray.

2.6.2.- Arco Eléctrico (Electric arc wire spray, EAW).

2.6.3.- Oxyfuel powder (OFP) spray.

2.6.4.- Arco con Plasma (Plasma arc powder spray, PA).

2.6.5.- High-Velocity oxyfuel (HVOF) powder spray.

La selección del proceso de termorrociado más apropiado esta determinado básicamente por los siguientes parámetros:

- Material del recubrimiento empleado.
- Requerimientos de funcionamiento del recubrimiento, aplicación.
- Economía.
- Tamaño de la pieza y portabilidad.

2.6.1.- Arco Eléctrico – Alambre

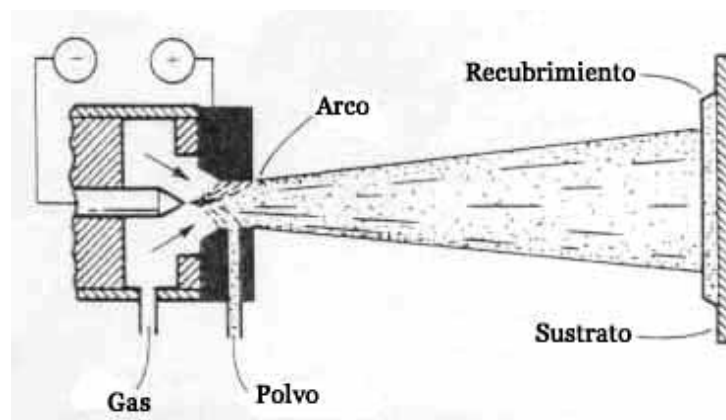


Figura 2.3.- Esquema del proceso de Termorrociado por Arco Eléctrico.

El sistema de arco eléctrico utiliza dos alambres metálicos como material de aporte. Los dos alambres están eléctricamente cargados con polaridades inversas e ingresadas a la pistola de arco eléctrico a una velocidad coordinada.

Cuando los alambres llegan al punto de contacto, las cargas opuestas crean una energía suficiente para derretir continuamente las puntas de los alambres. Aire comprimido es utilizado para atomizar el material líquido y acelerarlo contra el componente a reconstruir. El arco creado puede llegar a producir temperaturas por encima de 5500 °C (10.000 °F). El tiempo de deposición dependerá de la cantidad de material requerido. Este tipo de proceso es excelente para aplicaciones que requieran de un recubrimiento pesado para refuerzos paulatinos o se requiera recubrir largas superficies y fue diseñado de manera flexible, permitiendo que características del recubrimiento, tales como dureza y textura superficial, fueran utilizadas para aplicaciones específicas.

Este proceso se caracteriza por una fuerte adhesión del recubrimiento por las altas temperaturas producidas en las partículas. Ya que el proceso utiliza solamente electricidad y aire comprimido, permite una movilización relativamente fácil de un lugar a otro, y elimina la necesidad de almacenar los suministros de oxígeno y gas combustible.

2.6.2.- Oxyfuel – Alambre

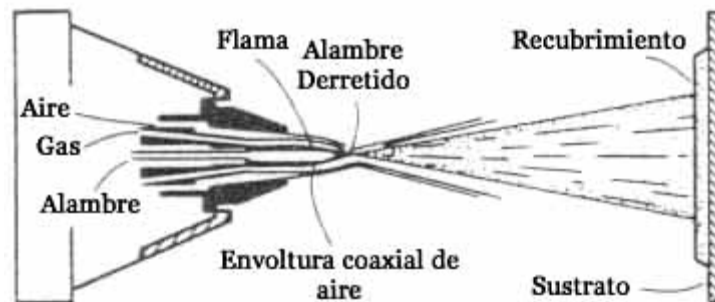


Figura 2.4.- Esquema del proceso de Termorrociado por Oxyfuel con alambre

También conocido como Oxyfuel Wire Spray (OFW), es el método más viejo de termorrociado y está entre los más bajos en inversión de capital. El proceso utiliza una flama gaseosa de oxígeno-combustible como fuente de calor y el material de recubrimiento viene en forma de alambre. Cualquier material en forma alambrada y capaz de ser derretida o fundida por debajo de 2480 °C (4500 °F), puede ser rociada por flama. La alimentación también se puede dar mediante barrillas sólidas. Durante la operación, el alambre es llevado hacia la flama por medio de unas ruedas direccionales que están accionadas por una turbina de aire ajustable o por un motor eléctrico. La punta del alambre es derretida o fundida al entrar en la flama, atomizada en partículas por un surtidor circundante de aire comprimido, e impulsada hacia la pieza de trabajo.

Gases-combustibles comunes son el acetileno, el gas MAPP, propano, propileno y gas natural, cada uno combinado con oxígeno. La pistola de termorrociado por alambre es la más usada como dispositivo de uso manual para aplicaciones de sitio, aunque una pistola eléctrica es recomendada para usos de reparación y montaje en alto volumen, trabajo de producción repetitivo.

Este método es ampliamente utilizado para la protección contra la corrosión en grandes estructuras exteriores, tales como puentes y tanques de almacenamiento, y para la restauración dimensional de componentes mecánicos desgastados. El recubrimiento puede ser aplicado rápidamente y a un bajo costo. Una gran variedad de recubrimientos metálicos están disponibles. Típicos materiales para recubrir incluyen aceros inoxidables austeníticos y martensíticos, níquel aluminado, aleaciones de níquel-cromo, bronce babbitt, aluminum, zinc, etc. En general, los recubrimientos rociados por flama de este tipo presentan una baja resistencia en el lazo con la superficie, alta porosidad, un estrecho rango de temperatura de trabajo y una alta transmisión de calor hacia el sustrato, en comparación con los recubrimientos con plasma o arco eléctrico.

2.6.3.- Oxyfuel – Polvo

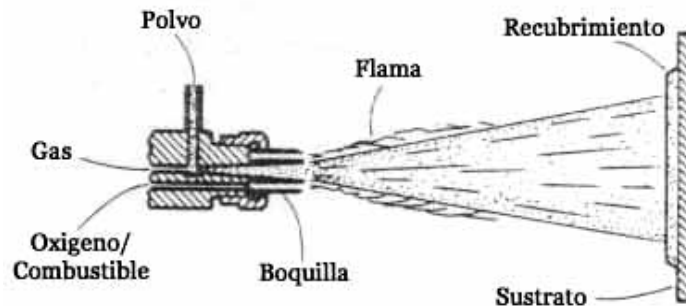


Figura 2.5.- Esquema del proceso de Termorrociado por Oxyfuel con polvo

También conocido como Oxyfuel powder spray (OFP), utiliza los gases de combustión como fuente de calor. Entre sus aplicaciones se encuentra recubrimientos cerámicos, cermet, carburos y revestimientos con metal duro. El polvo, puede ser alimentado por un flujo de gravedad o por alimentación presurizada hacia la pistola y llevado hacia la boquilla de la misma, donde es fundido y proyectado por la corriente del gas hacia una superficie preparada. Para aplicaciones generales de termorrociado, el sistema de flujo por gravedad es utilizado. Cuando se requieran recubrimiento de una consistencia específica y/o tasas altas de rociado, se utiliza la alimentación presurizada. La pistola para este proceso es el equipo de termorrociado térmico de más bajo costo, de fácil instalación, y hace fácil el cambio del material de recubrimiento. Este proceso tiene un amplio campo de aplicación en el mantenimiento de trabajo de maquinarias de corto funcionamiento y en el termorrociado productivo de sellos desgastados para turbinas a gas.

El equipo de termorrociado para el OFP es más ligero y más compacto que otros dispositivos para otros procesos, pero por la baja velocidad obtenida de las partículas, los recubrimientos generalmente presentan una débil resistencia en el vínculo con el sustrato, una alta porosidad, y una baja resistencia en la cohesión entre partículas, respecto a otros recubrimientos producidos por otros procesos.

Los materiales utilizados para los recubrimientos son, materiales fundibles que requieren tratamientos de termorrociado posteriores.

2.6.4.- Arco de Plasma

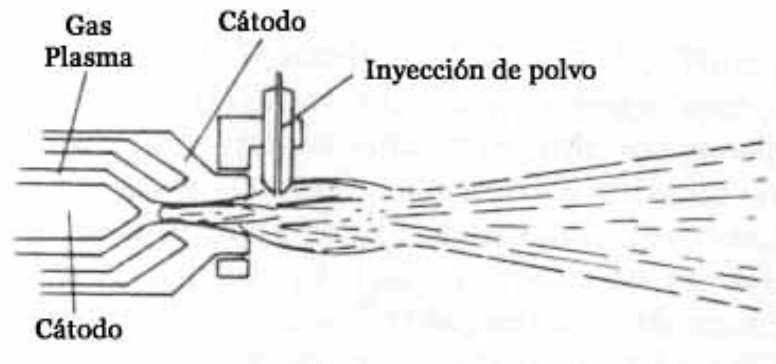


Figura 2.6.- Esquema del proceso de Termorrociado por Arco de Plasma

Es uno de los métodos de termorrociado más sofisticados y versátiles que hay, ya que utiliza los materiales del recubrimiento en forma de polvos, los cuales son calentados con una fuente de calor de plasma. Las temperaturas que se pueden obtener con equipos comerciales de plasma han sido calculadas para superar los 11.000 °C (20.000 °F) y están muy por encima del correspondiente a la fundición o inclusive por arriba del punto de vaporización de cualquier material conocido. La descomposición de los materiales durante el termorrociado es minimizado por las altas velocidades de los gases producidas por el plasma, resultando en un tiempo extremadamente corto de permanencia en el ambiente térmico. El proceso de plasma también provee una atmósfera controlada para la fundición y para el transporte del material del recubrimiento, minimizando la oxidación, y las altas velocidades de los gases producen recubrimientos de alta densidad.

La pistola de plasma opera bajo el principio de subir el estado energético de un gas pasándolo a través de un arco eléctrico. La liberación de energía retornando el gas a su estado básico resulta en temperaturas extremadamente altas. Un gas como el nitrógeno o el argón entra a un arco corriente directa entre un cátodo de tungsteno y un ánodo de cobre que rellena la boquilla. Ambos componentes son enfriados por un

flujo constante de agua a través de pasajes internos. Aquí el plasma primero disocia (en el caso de nitrógeno, en dos átomos), seguido de una ionización que libera electrones libres. Los electrones se recombinan afuera del arco eléctrico, y la energía es liberada como calor y luz. Adicionalmente, colisiones frecuentes transmiten energía de los electrones hacia los iones positivos, acelerándolos hasta que el plasma alcance un estado de equilibrio. En este punto, el polvo del material de revestimiento suspendido en el gas, es inyectado al plasma y posteriormente derretido y propulsado a alta velocidad hacia la superficie de la pieza. En la práctica, una pequeña cantidad de un gas secundario, como el hidrógeno o el helio, es mezclado con el plasma primario para incrementar el voltaje de operación y la energía térmica.

Las altas temperaturas y las altas velocidades del gas producidas por el proceso de plasma resultan en recubrimientos con propiedades mecánicas y metalúrgicas superiores a aquellos recubrimientos obtenidos a baja velocidad por OFW u OFP. El proceso de plasma es particularmente eficiente para termorrociar recubrimientos de alta calidad de materiales cerámicos, tales como el óxido de circonio para la cámara de combustión y óxido de cromo para rodillos de impresión.

2.6.5.- Oxyfuel a alta velocidad HVOF

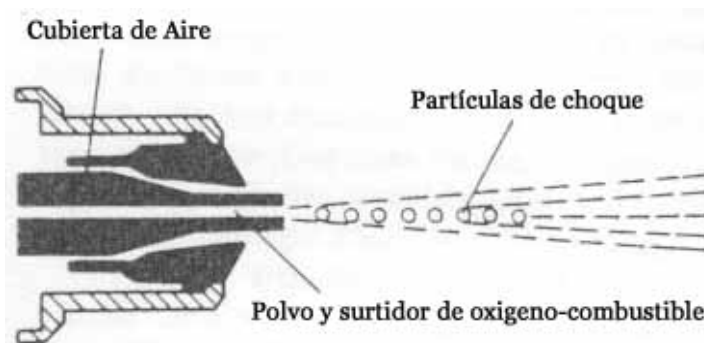


Figura 2.7.- Esquema del proceso de Termorrociado por HVOF (High Velocity Oxygen Fuel)

Este proceso de termorrociado, HVOF (High-velocity oxyfuel spray) utiliza una alta energía cinética y controla la energía térmica de salida para producir una muy baja porosidad en los recubrimientos, los cuales exhiben una alta resistencia en el

vínculo con el sustrato, un buen acabado en la superficie terminada, y bajos esfuerzos residuales. Los métodos de HVOF de combustión pulsativa y combustión continua son utilizados por igual.

El proceso por combustión pulsativa (Pistola-D), fue el primer método de HVOF introducido y fue inicialmente desarrollado para la deposición de materiales duros y resistentes al desgaste, tales como óxidos y carburos. Las extremas velocidades de las partículas logradas en la pistola de detonación producen recubrimientos de una alta densidad, con alta resistencia interna, y una fuerte resistencia en el vínculo con el sustrato que puede ser obtenida con termorrociado convencional por plasma o por oxyfuel por polvo. Los recubrimientos por combustión pulsativa han sido aplicados con éxito en áreas críticas para componentes precisos hechos virtualmente de todas las aleaciones comerciales.

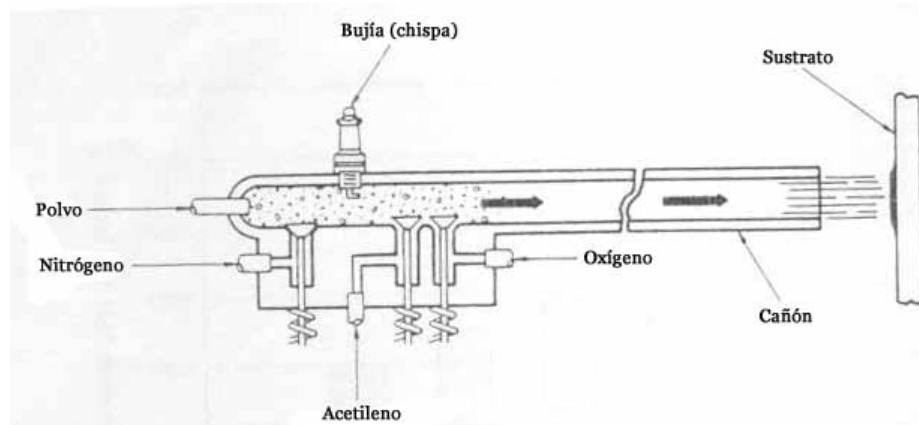


Figura 2.8.- Esquema de la pistola de detonación (Pistola-D) para HVOF

Este proceso utiliza una serie de explosiones controladas de una mezcla de oxígeno y acetileno para disparar el polvo hacia la superficie de la pieza de trabajo. La pistola de detonación consiste en un cañón enfriado por agua de varios pies de longitud con un diámetro interno de 25 mm (1 pulg.) conectado a un equipo dosificador de gas y polvo. Durante la operación, una mezcla de oxígeno y acetileno es alimentado a lo largo del cañón con una carga de polvo. Luego el gas es encendido y la onda explosiva acelera el polvo a alrededor de 760 m/s (2500 pies/s), mientras lo calienta cerca o por encima de su punto de fusión. Temperaturas sobre los 3900 °C

(7000 °F) son alcanzados dentro de la pistola. La distancia a la que el polvo es arrastrado por el gas de alta velocidad es mucho mayor que en un dispositivo de rociado por plasma o llama, como consecuencia de las partículas a altas velocidades. Luego que el polvo ha abandonado el cañón, una pulsación de nitrógeno purga el cañón. Materiales adecuados para pistolas de recubrimiento de detonación incluyen metales puros, aleaciones, óxidos, carburos, compuestos y fundiciones mecánicas de dos o más componentes. La superficie del substrato es calentada rara vez sobre 150 °C (300 °F) durante el proceso de recubrimiento, razón por la cual, una pieza puede ser fabricada y completamente tratada térmicamente antes de realizar el recubrimiento.

El proceso de combustión continua de HVOF, el cual también muestra una combustión interna, con una mezcla de oxígeno-combustible formada por oxígeno y propileno, propano o hidrógeno, e igualmente combustibles líquidos tal como kerosén. Las pistolas oxyfuel de alta velocidad, tienen cámaras de combustión (enfriadas con aire o agua) en las que se da la combustión de las mezclas oxígeno-combustibles bajo presión, y acelera los gases producto de la combustión a través de un tubo enfriado. Los polvos son alimentados a la boquilla donde las partículas son arrastradas junto con los gases producto de la combustión a alta presión.

Los gases a alta velocidad producen múltiples partículas de choque con forma rómbica y características únicas, las cuales son visibles en la llama. Las temperaturas de combustión se aproximan a los 2750 °C (5000 °F) y forman una llama de configuración circular. El polvo es inyectado en la llama axialmente para proveer un calentamiento uniforme, y las partículas de polvo son aceleradas por los gases de alta velocidad.

Los bajos esfuerzos residuales de los recubrimientos producidos en los procesos de combustión continua de HVOF permiten espesores significativamente mejores que el método de plasma, obteniéndose menor porosidad, menor contenido de óxido y gran adhesión del recubrimiento.

2.7.- Preparación de la superficie^[1]

Los recubrimientos termorrociados dependen primordialmente de la adhesión mecánica a la superficie del sustrato. Debido a que la adhesión depende del entrelazado mecánico de las partículas rociadas con la superficie del sustrato, la preparación de la superficie es crítica para un recubrimiento exitoso. La preparación del sustrato antes del rociado es virtualmente igual para todos los procesos de termorrociado. A continuación se mencionan los pasos a seguir para preparar la superficie a termorrociar.

2.7.1.- Limpieza Química

La limpieza química es usada en piezas que están contaminadas e impregnadas con material que no puede ser removido con otros métodos. Las superficies se pueden limpiar químicamente con vapor desengrasante, detergentes de lavado caliente o aplicando un solvente industrial. El desengrasado es usualmente la manera más económica y fácil de remover lubricantes y aceites.

2.7.2.- Grit Blasting

Es el procedimiento más frecuentemente utilizado para la preparación de la superficie. Consiste en raspar la superficie del sustrato con un chorro de alta presión de un material específico, eliminando la contaminación presente que podría inhibir la adhesión. Los materiales típicos para el chorro a alta presión incluyen arena metálica templada, alumina (Al_2O_3), sílice, pedernal pulverizado, granate pulverizado, carburo de silicón y escoria pulverizada.

2.7.3.- Fileteado de aspereza

Es usado a menudo en conjunto con el grit blasting para superficies cilíndricas. Este consiste esencialmente en torneear en forma de filete sobre el área a ser rociada. Este tipo de preparación provee una adhesión excelente del recubrimiento al sustrato.

2.7.4.- Recubrimientos adheridos

Son usados a menudo cuando se desea alta y fuerte adhesión o cuando la deformación mecánica del sustrato no es posible o práctica. Esto abarca materiales de rociado que son exotérmicos y auto adherentes. Aleaciones de níquel-aluminio (Ni-5 a 20Al) y molibdeno son mas comúnmente usados como material de unión. Un recubrimiento delgado de material de unión es generalmente aplicado antes del recubrimiento térmicamente rociado. Se debe tener cuidado para asegurar que el material de unión sea compatible con el sobre revestimiento y que no se cree una celda galvánica, lo cual podría ser perjudicial para el rendimiento del sistema de revestimiento.

2.7.5.- Precalentamiento del sustrato

El precalentamiento del sustrato es a menudo beneficioso. Al precalentar de 65 a 95 °C (150 a 200 °F) eliminará la condensación en la superficie y disminuirá diferenciales de contracción entre el recubrimiento y el sustrato. Generalmente es empleado solo con procesos de llama, los cuales usan la llama como fuente de calor para calentar el sustrato.

2.7.6.- Tratamiento de acabado

Los recubrimientos por termorociado, usualmente exhiben dos características comunes en la condición de depositado, acabado superficial con apariencia de lija y

una estructura con porosidad inherente. La porosidad usualmente varía de 2 a 17 %, dependiendo del proceso que se utilice. En muchos casos, los recubrimientos son aplicados para maquinar elementos donde el recubrimiento debe cumplir con pequeñas tolerancias dimensionales o poseer gran acabado superficial. En muchas aplicaciones, los recubrimientos están expuestos a soluciones corrosivas o fluidos hidráulicos, los cuales se infiltran en los poros y originan un goteo o corrosión del material base. Estas condiciones pueden contribuir a la falla prematura del recubrimiento. Muchas aplicaciones requieren que el recubrimiento sea sellado antes del acabado final mediante maquinado o esmerilado para proteger el recubrimiento termorrociado.

2.7.7.- Sellado

El sellado es el proceso por el cual los poros de un recubrimiento son llenados para eliminar la infiltración de fluidos o medios corrosivos que pueden contribuir a fallas prematuras. Los materiales de sellado conformados por ceras a base de petróleo y materiales orgánicos tales como fenolicos, resinas epoxy, poliéster, poliuretanos y poliamidas, se aplican mediante cepillado, rociado o baño

2.8.- Materiales y aplicaciones de termorrociado^[18]

La característica más notable de recubrimientos termorrociados es probablemente su diversidad de aplicación. Primero, la selección de materiales es casi ilimitada. De hecho, más de 200 materiales de recubrimiento con diferentes características de tenacidad, coeficiente de fricción, dureza y otras propiedades están disponibles. Estos materiales se pueden agrupar como sigue: metales puros, metales aleados, cermets, cerámicos carburos, polímetros, materiales de composición especial tales como polvos compuestos de níquel-aluminio y níquel-grafito.

Segundo, el proceso de termorrociado, controlado adecuadamente confiere poco calentamiento al substrato (100 a 260 °C o 200 a 500 °F), evitando cambios

metalúrgicos, distorsión y oxidación, permitiendo la aplicación del recubrimiento sobre prácticamente cualquier sustrato (metales, plásticos, compuestos, etc.).

Los recubrimientos proveen de muchas opciones al diseño en ingeniería. Ofrecen propiedades en el material que no se encuentran en metales forjados. Se pueden aplicar a ciertas áreas en vez de tratar la pieza entera. Los costos de producción se pueden reducir al eliminar pasos innecesarios del proceso. Características extraordinarias de rendimiento pueden diseñarse en una pieza para extender su vida útil, creando un nuevo producto comercial durante el proceso.

Los recubrimientos provén una solución a muchos problemas de resistencia mecánica, eléctrica y de corrosión. No obstante, hay ciertas aplicaciones donde tales recubrimientos no deben ser usados. Antes de seleccionar un recubrimiento termorrociado, su conveniencia puede determinarse usualmente de acuerdo a estos criterios:

El componente a ser rociado debe, en su forma preparada, ser capaz de resistir cualquier carga que sea experimentada durante la operación. (En algunas aplicaciones algo de fuerza puede ser añadida por un revestimiento, sin embargo, tales usos son inusuales y deben ser cuidadosamente probados).

Si un área de la pieza o cualquier sección del área total esta sujeta a esfuerzos cortantes durante la operación, la pieza no es apta para el termorrociado.

Si el metal base del componente a ser tratado ha sido nitrurado, se recomienda un termorrociado por HVOF, a menos, que la nitruración sea removida. Otra forma de endurecimiento de sustrato requiere un tratamiento especial, tal como un proceso de grit blasting.

2.8.1.- Recubrimientos contra el desgaste

Son usados para resistir abrasión, erosión, cavitación, y fretting, y para reducir la fricción. Estos recubrimientos están compuestos de un amplio rango de metales y de sus aleaciones, cerámicos, cermets, carburos, y hasta plásticos de baja fricción. El rango típico de dureza para estos recubrimientos esta entre 20 y 70 HRc.

2.8.2.- Resistencia a la corrosión

Zinc, aluminio y sus aleaciones son los metales más ampliamente utilizados para recubrimientos anticorrosivos. Son extensamente utilizados para la protección del acero y el hierro en sitios industriales y marítimos.

Otros materiales para aplicaciones de recubrimientos contra la corrosión incluyen aceros inoxidable austeníticos, aleación a base de níquel entre otros. La selección de una aleación específica depende de un ambiente específico.

2.8.3.- Protección contra la oxidación

Los recubrimientos son extensamente usados por la industria para proteger componentes y estructuras de acero contra oxidación por calor a temperaturas superficiales a 1095 °C (2000 °F). Asegurando una protección de larga duración, los recubrimientos por termorrociado muestran ventajas económicas reales durante la vida útil de dichos componentes.

2.8.4.- Aislamiento por calor

Provee una baja conductividad térmica en circonio y/o óxidos de aluminio que son depositados como recubrimientos para reducir la conducción de calor en metales base. Este aislamiento de óxidos en recubrimientos también puede reducir perdidas de calor, reducir efectos térmicos momentáneos, y reducir la alta temperatura de los

efectos de oxido-corrosión descendiendo las temperaturas de los metales base recubiertos. Los procesos de termorrociado usualmente introducen un nivel controlado de porosidad, que adicionalmente engrandece el aislamiento del recubrimiento y aumenta su resistencia térmica de choque.

2.8.5.- Barrera térmica de los recubrimientos

Se utilizan recubrimientos en componentes de motores de turbinas a gas y equipos adiabáticos para aumentar la eficiencia y reducir las temperaturas en los metales o para requerimientos de enfriamiento.

2.8.6.- Recubrimientos eléctricamente conductores

Incluyen plata, aluminio, zinc y aleaciones de bronce. Los recubrimientos conductores están diseñados para proteger componentes electrónicos contra frecuencias de radio o interferencia electrónica.

2.8.7.- Recubrimientos restauradores dimensionales

El termorrociado es utilizado para reparar o realizar superficies gastadas y/o partes corroídas, así como en la reparación de errores en partes nuevas, para restaurar superficies corroídas o gastadas por uso.

2.9.- Metodología del Diseño^[13]

El diseño se puede definir como el proceso general mediante el cual el diseñador aplica sus conocimientos, aptitudes y perspectivas a la creación de productos, dispositivos, estructuras y procesos.

El proceso de diseño abarca las actividades y eventos que transcurren entre el reconocimiento de un problema, una necesidad y la especificación de una solución de la misma, la cual debe ser funcional, económica y satisfactoria de algún modo.

No existe un proceso de diseño definido y detallado de aplicación global, pero de manera general, la metodología del diseño se puede estructurar en cinco fases:

2.9.1.- Formulación del problema

Esta fase consiste en definir en forma amplia y sin detalles el problema a tratar. Lo importante en esta fase, es que el diseñador o ingeniero reconozca e identifique el problema o necesidad desde el principio, ya que una vez que se sumerge en los detalles del proceso, es materialmente imposible tener una amplia perspectiva, por lo tanto, se debe formular en que consiste el problema y si es conveniente su solución y tener una adecuada perspectiva del problema.

En esta primera parte del proceso, el problema o necesidad debe expresarse en términos generales, sin detalles. Al tratar una necesidad con amplitud, se tienen muchas probabilidades de obtener un sistema total muy superior a cualquier otro. En general, siempre debe tratarse de formular un problema o necesidad de modo que comprenda el problema total, tanto como lo permitan la situación económica y los límites de la organización involucrada.

2.9.2.- Análisis del Problema

Se define ampliamente el problema con todos los detalles necesarios. Una restricción es una característica de una solución que se fija previamente por una decisión, por la naturaleza, por requisitos o por cualquier otra disposición que tenga que cumplir el diseñador para solucionar el problema. Cada una de las restricciones limita las alternativas que se le presentan al solucionador del problema. Algunas restricciones limitan su selección a un intervalo de valores, otras fijan una característica de la solución como un parámetro de funcionamiento. Generalmente, tales decisiones las hace la organización interesada en la búsqueda de soluciones.

2.9.3.- Búsqueda de Soluciones

Las soluciones se obtienen mediante indagación, investigación, invención, etc. En ésta fase del proceso de diseño, se buscan activamente las soluciones posibles y uno se lanza a lo que es una verdadera búsqueda o investigación, en la mente, en la literatura técnica y científica, y en el mundo que nos rodea. El diseñador debe ampliar sus conocimientos; cuanto mayor sea el caudal de conocimientos que se maneje, mayor será la cantidad de materia prima de la que se podrá disponer para producir soluciones. Se deben eliminar las restricciones ficticias, depurarse las que sean reales y complementarse los conocimientos correspondientes al problema particular que se considere.

Dentro de la búsqueda de soluciones, hay algunos métodos predominantemente aleatorios, un ejemplo notable es la técnica de la Tormenta de Ideas, que consiste en la reunión de un grupo de personas para producir soluciones a un problema. El director del grupo expone el problema y a continuación los participantes proporcionan ideas que son anotadas. El propósito es acumular muchas ideas, con el fin de crear una atmósfera que incite a cada uno de los participantes a aportar todas las posibles soluciones, sin ningún tipo de evaluación o juicio, ni apresurarse en

preocuparse por los detalles antes de lo necesario y evitar la evaluación prematura de las posibilidades.

2.9.4.- Fase de Decisión

Todas las alternativas son evaluadas, comparadas y seleccionadas hasta obtener la solución óptima. En el proceso de generar la toma de decisiones hay que dar los siguientes cuatro pasos antes de que pueda llegarse a una inteligente decisión de diseño:

- Seleccionar los criterios y determinar su importancia.
- Predecir el funcionamiento de las soluciones alternativas con respecto a tales criterios.
- Comparar y evaluar las alternativas sobre la base de funcionamientos predichos, mediante una matriz de decisiones.
- Hacer una elección.

Generalmente, el criterio que predomina es la razón beneficio a costo, que es la utilidad esperada de una solución con relación al costo de crearla. El predecir cuán bien resultará cada alternativa adoptada, es la parte clave y más exigente del proceso de toma de decisiones. El proceso de decisión varía desde los procedimientos exhaustivos más elaborados que comprendan medición, investigación, predicción y comparación de costos en alto grado, hasta el simple juicio informal y rápido.

Existen criterios que son utilizados en la ingeniería, entre los cuales están la confiabilidad, que es la probabilidad de que el elemento o sistema en cuestión no falle durante el período especificado bajo condiciones prescritas; la operabilidad, que se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos; la disponibilidad, que es la proporción de tiempo que una máquina está en condiciones de ser utilizada y, por lo tanto, en que no estará fuera de servicio por reparación, mantenimiento u otras formas de atención.

2.9.5.- Especificaciones de una Solución

La solución elegida se expone por escrito detalladamente. Los datos de entrada a esta fase son la solución elegida, parte de ella en forma de croquis, apuntes, cálculos, etc. Y gran parte de ella todavía en la cabeza del proyectista. Además de ser incompleto, este material está desorganizado y difícilmente en condiciones de poder ser presentado adecuadamente. Los datos de salida de esta fase consisten usualmente en dibujos del proyecto, un informe escrito y, posiblemente, un modelo físico.

CAPÍTULO III

Marco Metodológico

CAPÍTULO III

3.- Marco Metodológico.

3.1.- Formulación del problema

Actualmente la compañía Plasmatec Ingenieros C.A. realiza el termorrociado de cuerpos cilíndricos huecos por ambos lados, lo cual se realiza de manera manual, y generándose una pérdida de material asociada al recubrimiento ocasionando el incremento del costo de este procedimiento.

3.2.- Análisis del Problema

Para minimizar el costo y tiempo asociado al proceso de termorrociado de piezas cilíndricas huecas, se deben tomar en consideración ciertas restricciones para llegar a una solución que cumpla con las necesidades de la empresa. A continuación se definirán dichas restricciones:

- Se debe disminuir el tiempo de proceso, lo cual influye en el costo del mismo.
- Mantener constante la distancia entre la pistola y la pieza a termorrociar.
- El ángulo de ataque deberá ser lo mas perpendicular posible a la superficie que se va termorrociar.
- El costo para la construcción de la solución obtenida debe ser bajo y con la mayor cantidad de materiales que estén disponibles en la empresa.
- El operador deberá trabajar de una manera cómoda al momento de realizar el proceso.

3.3.- Búsqueda de Soluciones

Mediante el método de la Tormenta de Ideas, se presentaran las siguientes alternativas para llegar a la solución mas adecuada al problema planteado.

3.3.1.- Propuesta N° 1

En este diseño la pieza cilíndrica estará fijada sobre un soporte en forma de cruz con unas mordazas, las cuales sujetarán la pieza que será termorrociada. El mecanismo de la pistola estará formado por un brazo el cual servirá de soporte para la misma, el cual posee pasadores para fijar la altura a la cual debe estar la pistola. El brazo y el soporte de la pieza a termorrociar estarán unidos a una base para formar un sólo mecanismo. La pieza tendrá un movimiento de rotación en el plano horizontal, el cual será dado por un motor.

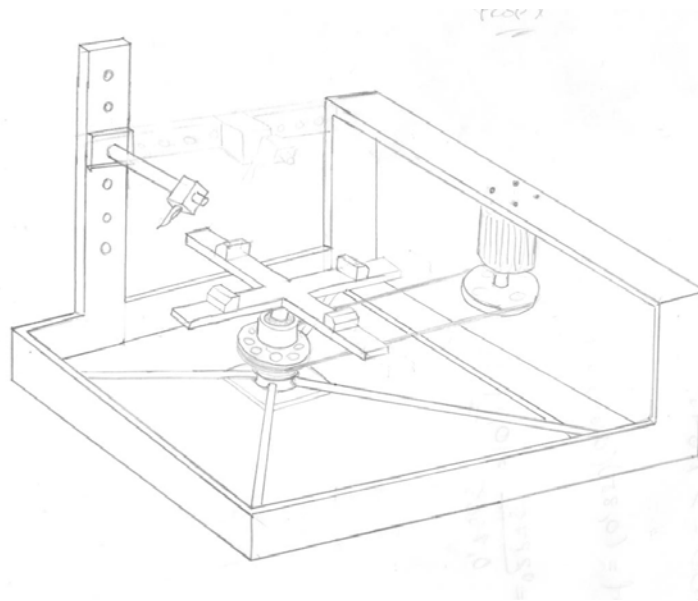


Figura 3.1.- Propuesta N° 1

3.3.2.- Propuesta N° 2

En este diseño, la pieza a termorrociar estará fija en la base del dispositivo y la pistola será sujeta por un brazo. Para el proceso de termorrociado, será la pistola la que haga un movimiento de rotación traslación, ya que su brazo tendrá una rueda dentada que se acoplará con un motor, y la traslación será a través de un sistema de pistones neumáticos. La pistola entrará horizontalmente en la pieza a termorrociar y una vez dentro del agujero, realizará el movimiento de rotación.

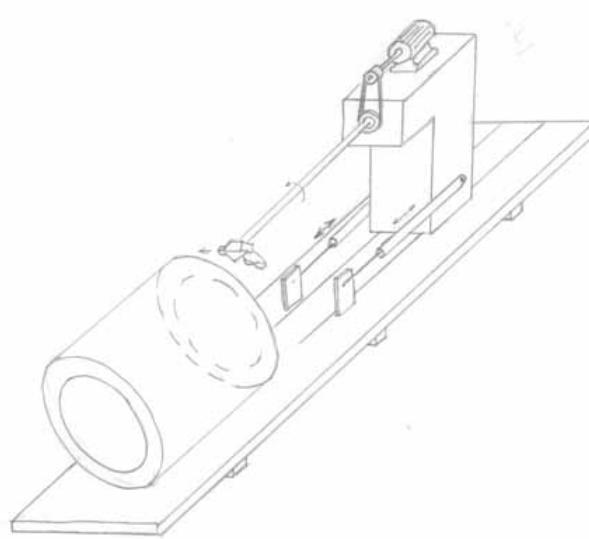


Figura 3.2.- Propuesta N° 2

3.3.3.- Propuesta N° 3

En este diseño, similar al anterior, la pieza a termorrociar estará fija a la base del dispositivo, y la pistola entrará verticalmente en los agujeros de la pieza, el movimiento de ascenso y descenso de la pistola será a través de un sistema de pistones neumáticos. La pistola estará sujeta a una base circular, la cual recibirá movimiento mediante un sistema de engranajes acoplado a un motor. La pistola girará desde arriba, disparando el material del recubrimiento dentro de la pieza, a cierto ángulo.

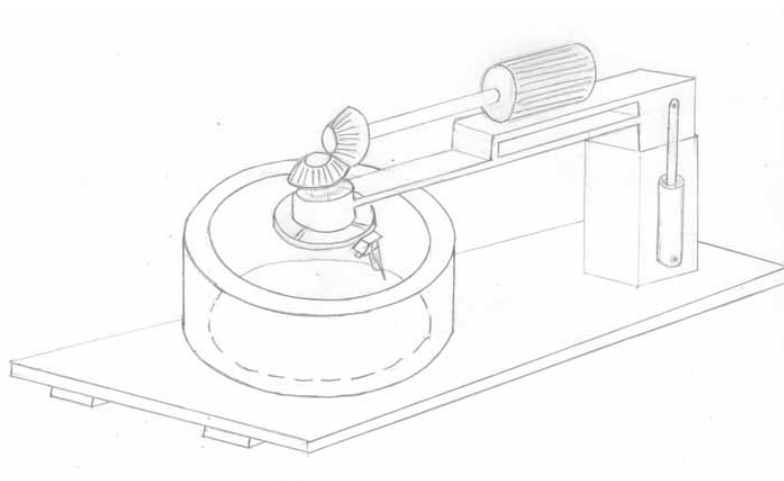


Figura 3.3.- Propuesta N° 3

3.3.4.- Propuesta N° 4

En este diseño, la pieza a termorrociar se colocará sobre una base circular, la cual tendrá movimiento de rotación dado por un motor con transmisión por bandas. La pistola se colocará en un soporte formado por dos partes: una parte móvil y otra fija. Sobre la parte fija descansará el motor, y en la parte móvil, la cual será el soporte de la pistola, estará articulada mediante barras a una barra estática. Dicho soporte se moverá verticalmente de arriba hacia abajo a través de una cremallera, y la potencia del motor se transmitirá mediante cadenas.

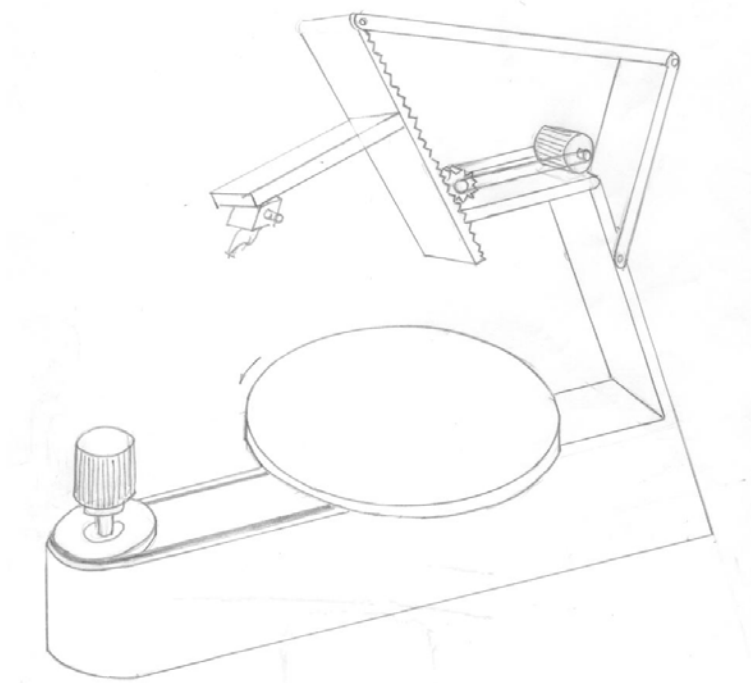


Figura 3.4.- Propuesta N° 4

3.3.5.- Propuesta N° 5

En este diseño, la pieza a termorrociar estará apoyada sobre una base circular dentada en los bordes, de manera que el movimiento que recibirá del motor sea a través de una cadena. La pistola se colocará en un brazo, y mediante un husillo, se

moverá verticalmente permitiéndole trasladarse por el interior de la pieza. El mecanismo de la pistola es independiente el mecanismo donde girará la pieza que será termorrociada.

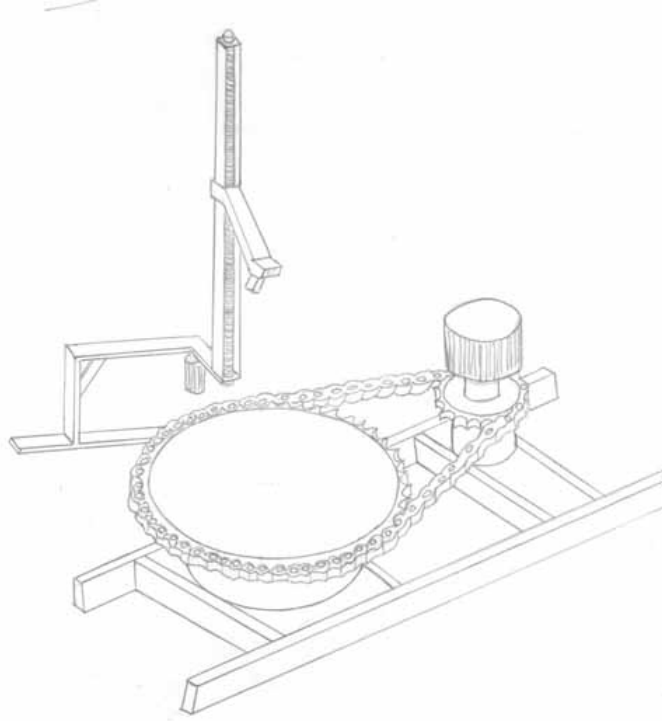


Figura 3.5.- Propuesta N° 5

3.3.6.- Propuesta N° 6

Para este diseño, la pieza a termorrociar estará apoyada sobre una base circular. El movimiento de rotación de dicha base será transmitido por un motor a través de correas, y estará apoyada sobre rodillos los cuales estarán fijos a un disco de menor tamaño. La pistola se colocará en un brazo, y mediante un husillo se moverá verticalmente, trasladando la pistola por el interior de la pieza. La potencia será transmitida a través de correas. El brazo donde se colocará la pistola será independiente del mecanismo donde se colocará la pieza, es decir, el dispositivo estará formado por dos mecanismos, el de la pistola y el de la base donde se colocará de la pieza a termorrociar.

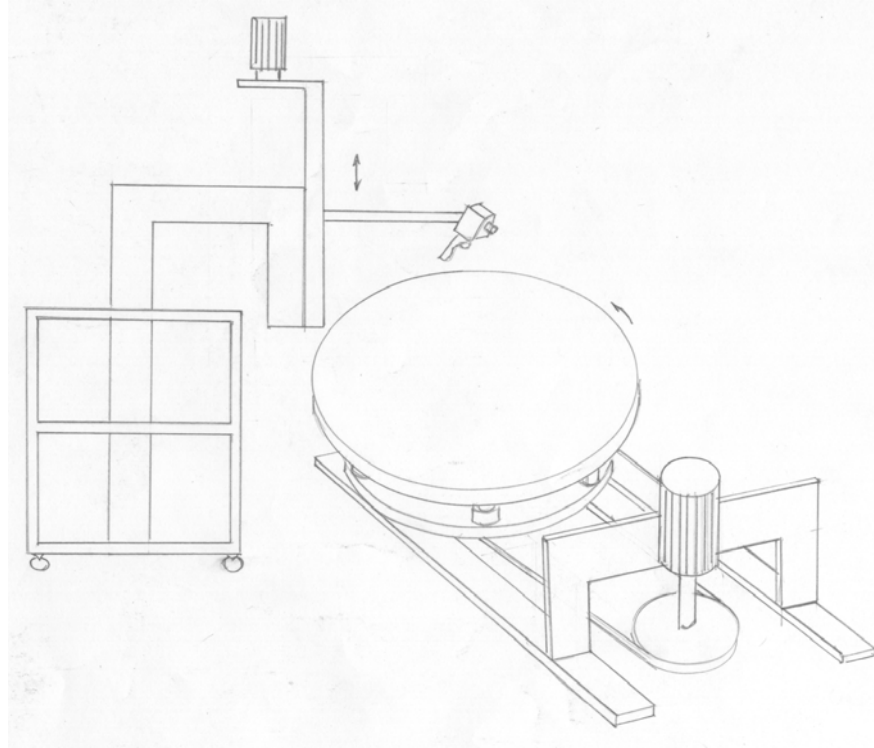


Figura 3.6.- Propuesta N° 6

3.4.- Fase de Decisión

En esta parte de la metodología del diseño, se seleccionarán los parámetros más importantes del problema, para evaluar las diferentes propuestas planteadas en la tormenta de ideas.

3.4.1.- Parámetros de la Matriz de Decisiones

Los siguientes parámetros nos permitirán evaluar las posibles soluciones, para poder compararlas y llegar a la solución más favorable. A continuación se explicara cada uno de los parámetros utilizados.

- **Costo de construcción:** se refiere al proceso de construcción y ensamblaje, y contempla la adquisición de componentes, equipos y mano de obra.

- **Mantenimiento:** Este parámetro se refiere a la accesibilidad a los mecanismos a ser mantenidos en el menor tiempo posible.
- **Operabilidad:** se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos.
- **Facilidad de instalación:** con este parámetro se evalúa la sencillez al momento de colocar la pieza (ya sea con agujeros céntricos o excéntricos) en el dispositivo, es decir, centrarla y ajustar la pistola para el proceso de termorrociado.
- **Ergonomía:** Se refiere a la practicidad del mecanismo, en el sentido de que si éste se ajusta al ambiente de trabajo del hombre, y de los requerimientos operacionales del dispositivo.
- **Adquisición de los componentes:** se refiere a la facilidad para obtener la mayor cantidad de elementos estándares y disponibles en el mercado a la hora de realizar el diseño.
- **Espacio:** El espacio ocupado por el dispositivo no deberá interrumpir el desenvolvimiento de otras actividades.
- **Tiempo de construcción:** Es el necesario para cumplir con la construcción y ensamblaje.

Para la evaluación de las características de los mecanismos propuestos se utilizará la siguiente escala numérica:

- La menos favorable (1).
 - Poco favorable (2).
 - Favorable (3).
 - Muy favorable (4).
-

- La más favorable (5).

A cada parámetro se le dará un porcentaje debido a su importancia, éste será multiplicado por la escala de evaluación asignada a cada diseño según el parámetro en cuestión y se sumarán todos los resultados para obtener el valor a comparar entre las distintas propuestas.

El valor porcentual asignado a cada parámetro se presenta a continuación:

Parámetros	Valor Porcentual (%)
Costo de construcción	25
Mantenimiento	15
Operabilidad	15
Facilidad de instalación	15
Ergonomía	10
Adquisición de los componentes	10
Espacio	5
Tiempo de construcción	5

Tabla 3.1.- Valor porcentual de los parámetros de la matriz de decisiones

Para ilustrar la evaluación de las propuestas en la matriz de decisiones, se mostrará a continuación un ejemplo sencillo, de tal forma que se entienda de manera clara dicha evaluación.

Tenemos la propuesta X y los Parámetros 1, 2 y 3, cuyos porcentajes son 50%, 40% y 10% respectivamente.

La escala de evaluación de cada uno es:

Parámetro 1: 3pts.

Parámetro 2: 1pts.

Parámetro 3: 5pts.

Entonces el valor final de la propuesta X es:

$$(3 \times 0,5) + (1 \times 0,4) + (5 \times 0,1) = 2,4 \text{ Pts.}$$

3.4.2.- Matriz de Decisiones

Parámetros	Valor (%)	1		2		3		4		5		6	
Costo de construcción	25	2	0,50	1	0,25	2	0,5	1	0,25	3	0,75	4	1,0
Mantenimiento	15	4	0,60	2	0,30	4	0,6	2	0,30	4	0,60	4	0,60
Operabilidad	15	2	0,30	3	0,45	2	0,3	3	0,45	3	0,45	4	0,60
Facilidad de instalación	15	2	0,30	3	0,45	2	0,3	1	0,15	4	0,60	4	0,60
Ergonomía	10	1	0,10	3	0,30	3	0,3	2	0,20	3	0,30	4	0,40
Adquisición de los componentes	10	5	0,50	3	0,30	3	0,3	3	0,30	2	0,20	4	0,40
Espacio	5	4	0,20	2	0,10	3	0,15	1	0,05	3	0,15	3	0,15
Tiempo de construcción	5	4	0,20	2	0,10	2	0,1	1	0,05	3	0,15	3	0,15
Total	100	2,70		2,25		2,55		1,75		3,2		3,9	

Tabla 3.2.- Matriz de Decisiones

3.4.3.- Selección de la solución

Después de analizar las propuestas planteadas en la matriz de decisiones y tomando en cuenta los parámetros de su evaluación, se observa que la propuesta con mayor puntuación es la N° 6, la cual será la solución seleccionada para desarrollar su diseño.

3.5.- Especificaciones de la propuesta seleccionada

A continuación se detallara con más precisión la propuesta seleccionada.

El dispositivo estará conformado por dos mecanismos independientes, como son el de la pistola y el de la base sobre la cual se girará la pieza. Para dicha base, se utilizarán unas vigas sobre las cuales van a descansar los dos discos y el motor. El disco inferior queda fijo a las vigas, el disco superior estará apoyado sobre seis rodillos. Cada rodillo, posee una base que esta fija al disco inferior, y podrán orientarse según el movimiento del disco superior, ya que estas pueden girar sobre su propio eje; la finalidad de estas ruedas es darle una mayor estabilidad al disco superior y facilitar el movimiento del mismo. El movimiento de rotación será suministrado a través de un motor y la transmisión será mediante correas. El disco inferior tendrá un agujero en el centro que permitirá la conexión entre el eje y el disco donde se apoyará la pieza a termorrociar. El motor estará en uno de los extremos de las vigas, fijado verticalmente a una placa, la cual podrá moverse para tensar la correa.

El mecanismo para la pistola estará formado por un soporte o vástago en forma de L invertida; mediante un husillo se logrará el movimiento vertical de la pistola. Al husillo se acoplará un brazo en el cual será fijada la pistola con su base. El mecanismo de la pistola será móvil, es decir, se podrá trasladar de un lugar a otro permitiendo el posicionamiento adecuado de la pistola al momento de hacer el termorrociado. Por otra parte, y tomando en consideración las opiniones del personal técnico de Plasmatec Ingenieros C.A., éste será independiente del mecanismo donde girara la pieza que será termorrociada, lo cual facilitará el posicionamiento de la misma en dicho mecanismo, y además, evitará que el movimiento de rotación se vea afectado por el dispositivo de la pistola (en el caso de termorrociar piezas con agujeros excéntricos, estas podrían golpear el mecanismo de la pistola).

Muchos de los componentes necesarios para la construcción de este diseño, se encuentran disponibles en la empresa Plasmatec Ingenieros, facilitando la construcción e instalación de dicho diseño, además de aminorar los costos del mismo y el tiempo de construcción del dispositivo.

Entre los componentes disponibles en la empresa, para la construcción del mecanismo, se tenían barras roscadas, motores eléctricos, perfiles de vigas, placas circulares y rectangulares, ángulos, etc.

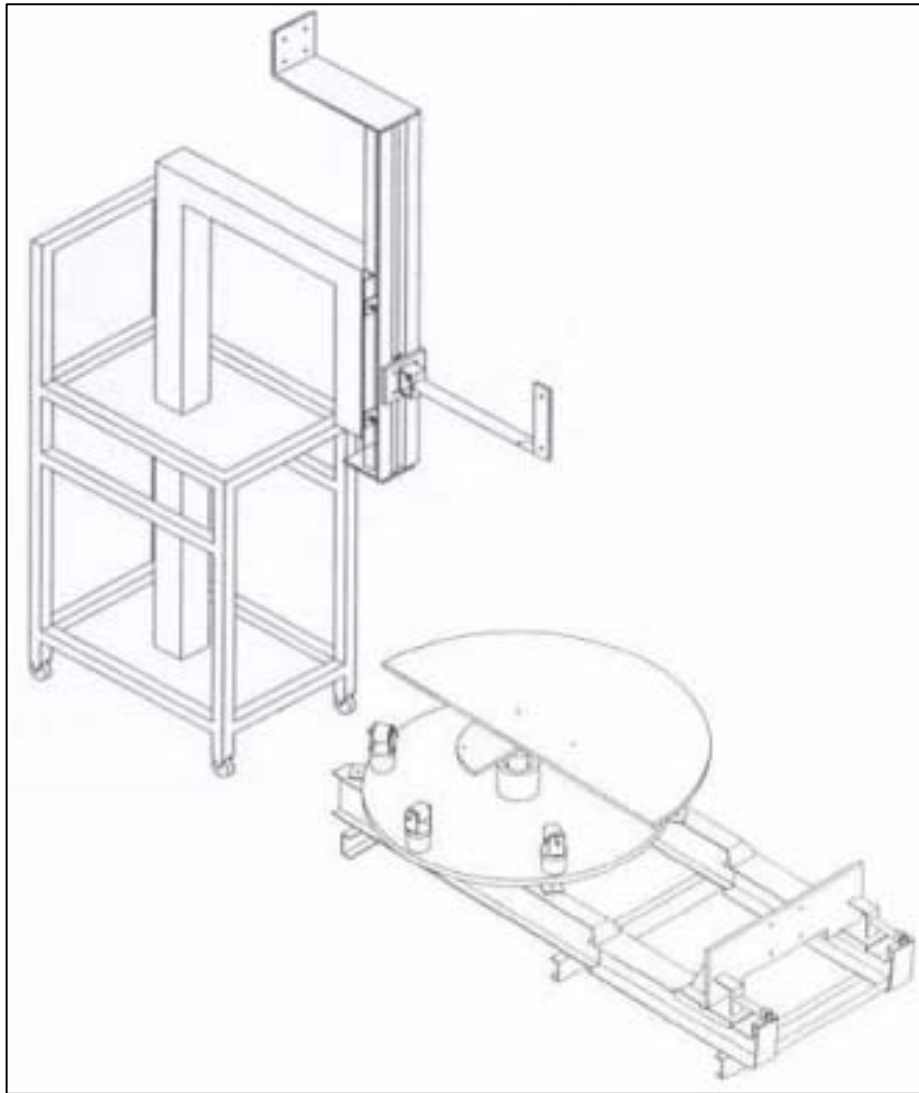


Figura 3.7.- Propuesta seleccionada

CAPÍTULO IV

Cálculos

CAPÍTULO IV

4.- CÁLCULOS

4.1.- Mecanismo de rotación para la pieza a termorrociar

4.1.1.- Disco Grande Rotatorio

Es una placa circular con un diámetro de $1,25\text{ m}$, de acero AISI 1045, disponible en la compañía Plasmatec Ingenieros C.A. Sobre esta placa estará apoyada la pieza que girará para el proceso.

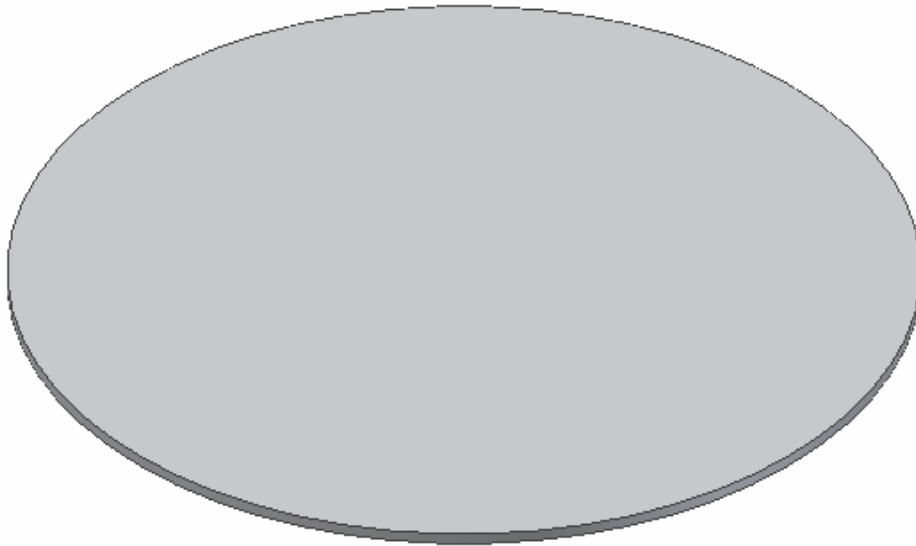


Figura 4.1.- Disco grande rotatorio

4.1.2.- Disco Mediano Base del mecanismo

Es una placa circular con un diámetro de $1,015\text{ m}$ de diámetro y un agujero central de $0,127\text{ m}$, de acero AISI 1045, disponible en la compañía.

Este disco estará apoyado y fijado sobre dos vigas estructurales, conformando el soporte del dispositivo de giro de la pieza a termorrociar. A este disco se le

colocarán 6 apoyos cilíndricos con rodillos en los extremos, los cuales servirán de apoyo al disco superior y facilitarán el movimiento de rotación del mismo.

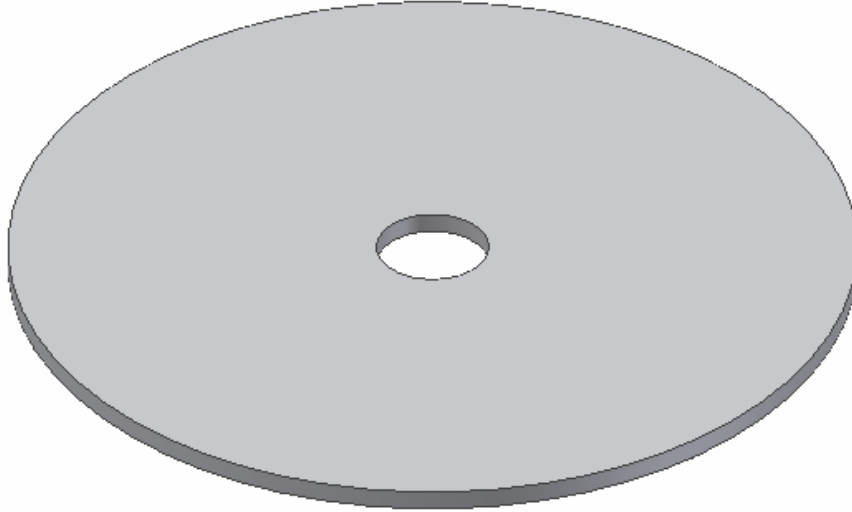


Figura 4.2.- Disco mediano base del mecanismo

4.1.3.- Vigas que servirán de base para el mecanismo de rotación:

Son dos tipos de vigas, disponibles en Plasmatec Ingenieros C.A.:

Vigas IPN 16: De una longitud establecida para el diseño de 1,2 *m*, y un $S_y = 2500 \text{ Kgf} / \text{cm}^2 = 245,2 \text{ MPa}$. Es de acero estructural ASTM A500 grado C.

Vigas H12: De una longitud establecida para el diseño de 0,76 *m*, y un $S_y = 2400 \text{ Kgf} / \text{cm}^2 = 235,4 \text{ MPa}$. Es de acero estructural ASTM A500 grado C.

Vigas UPN 8: De una longitud para el diseño de 0,80 *m*, y un $S_y = 2500 \text{ Kgf} / \text{cm}^2 = 245,2 \text{ MPa}$. Es de acero estructural ASTM A500 grado C.

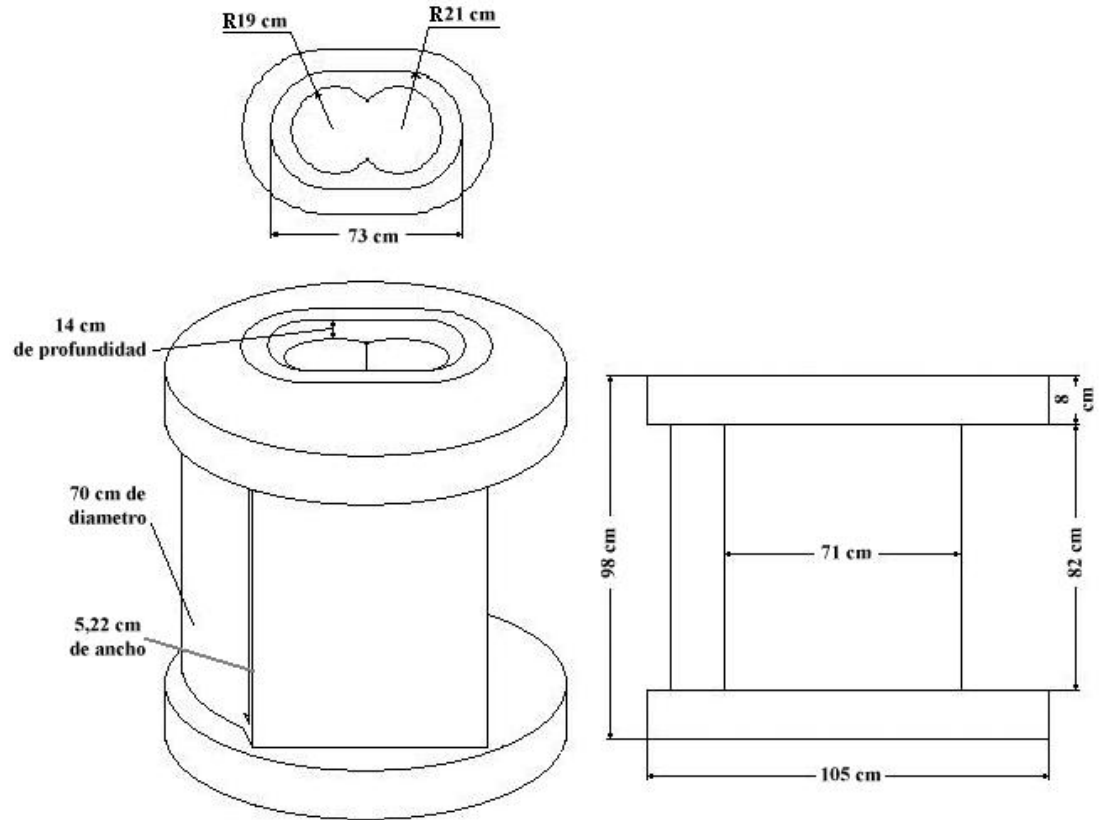


Figura 4.3.- Diagrama aproximado de la pieza a ser termorrociada

4.1.4.- Diseño del eje central y sus componentes

Debido a la disponibilidad de poleas de 10 pulgadas de diámetro, y de rodamientos cónicos SKF 32012X/QCL7C, cuyos diámetros internos son de 60 mm, el diseño del eje se realizará en función de los elementos antes mencionados.

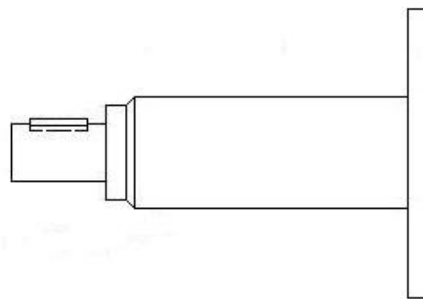


Figura 4.4.- Figura del eje con placa circular

El eje tendrá soldado en un extremo una placa circular de $0,4\text{ m}$ de diámetro, tal y como se muestra en la figura 4.2, la cual se acoplará al disco grande para darle movimiento. En el otro extremo tendrá una polea mediante la cual recibirá la transmisión de potencia de motor. Se utilizará una bocina para protegerlo, la cual tendrá rodamientos para facilitar su movimiento y para minimizar la flexión del mismo. En el extremo de la polea, habrá una tuerca de ajuste sujetando uno de los rodamientos entre el eje y la bocina.

El material del eje será acero AISI 1020 con un $S_y = 390\text{ MPa}$ y un $S_{ut} = 470\text{ MPa}$, redondo de $\phi 2\frac{3}{8}$ pulg. = $60,3\text{ mm}$. Esta selección de material es muy común a nivel comercial en la industria para el uso de ejes.

Consideraciones para el dimensionamiento:

- El eje deberá estar acoplado por uno de sus extremos al disco grande, y por el otro, acoplado a la polea.
- La bocina que protege al eje deberá calzar en el agujero del disco mediano, cuyo diámetro es de 127 mm . Por lo tanto, tendrá una sección con este diámetro y una longitud de 1 pulgada (misma que el espesor del disco mediano).
- La unión con el disco grande será a través de un disco pequeño de 400 mm de diámetro y 15 mm de espesor. El eje estará soldado a dicho disco, y éste atornillado al disco grande.
- El espesor del disco mediano base es de 1 pulgada ($25,4\text{ mm}$).
- La distancia entre ambos discos se definió en 160 mm , como un criterio de diseño.
- El diámetro interno de la bocina deberá ser de 95 mm , debido a la disponibilidad de los rodamientos, cuyos diámetros externo e interno son $\phi_e = 95\text{ mm}$ y $\phi_i = 60\text{ mm}$, respectivamente.

- La bocina deberá tener un escalón, para el apoyo de los rodamientos. Para dejar cierto espacio entre la bocina y el eje en su parte interna, se fijará el diámetro del escalón en 70 mm .
- El eje estará compuesto de tres secciones. Una de 60 mm de diámetro, con una longitud de 145 mm . Luego, habrá un cambio de sección para ajustar una tuerca de ajuste para sostener el rodamiento inferior. Por ultimo, se fijará para la sección del eje de 30 mm de diámetro, una longitud de 50 mm . La longitud de 145 mm se tomó considerando el espesor del disco pequeño y la distancia que hay que cubrir de 160 mm entre el disco grande y el mediano.

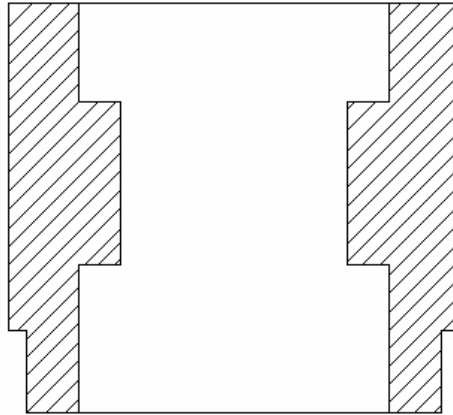


Figura 4.5.- Corte transversal de la bocina del eje central

El eje recibirá torsión debido al movimiento rotacional, transmitido por la polea y las correas.

Además, tendrá una cuña para evitar deslizamiento entre la polea y el mismo y estará sujetado con un prisionero y una arandela de sujeción para evitar que la polea se mueva de su posición.

Los dos rodamientos cónicos le darán soporte y estabilidad al eje. Éstos deben colocarse cerca de elementos que transmiten potencia a fin de minimizar los momentos de flexión.

El eje consistirá básicamente en un disco pequeño que estará atornillado al disco rotatorio. A su vez estará soldado al eje, que se conectara con la polea de transmisión para el movimiento de rotación, y una bocina que recubrirá al eje.

Para el mecanismo de rotación para la pieza a termorrociar, se calculará el peso que soportará el disco rotatorio, así como el peso que soportara cada rodillo, que correspondería al peso conformado por la pieza a ser termorrociada, al peso del disco rotatorio y al peso del eje.

Con las dimensiones de cada elemento se hallará el volumen respectivo. Luego, dicho volumen se multiplicará por la densidad, para obtener la masa correspondiente. Finalmente, a la masa obtenida se le multiplicará el valor de la gravedad para obtener el valor del peso.

Los cálculos se realizarán mediante las siguientes ecuaciones:

$$m = V \cdot \rho \quad (4.1)$$

siendo m la masa, V el volumen y ρ la densidad del material.

$$P = m \cdot g \quad (4.2)$$

siendo P el peso, m la masa y g el valor de la gravedad, $9,8 \text{ m/s}^2$.

Se calculará el peso del disco rotatorio, y de la misma manera se realizarán los cálculos para los demás elementos.

Peso del disco rotatorio:

$$\text{Volumen: } V = A_{\text{elemento}} \cdot l_{\text{elemento}} \quad (4.3)$$

A_{elemento} : Área del elemento.

l_{elemento} : Longitud del elemento.

$$\text{Volumen: } V = \pi(0,625 \text{ m})^2 (0,016 \text{ m}) = 0,0196 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa: } m = \rho \cdot V = (0,0196 \text{ m}^3)(7850 \text{ Kg} / \text{m}^3) = 153,86 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso: } P = m \cdot g = (153,83 \text{ Kg})(9,8 \text{ m} / \text{s}^2) = 1507,83 \text{ N}$$

En la siguiente tabla se mostrarán los pesos del resto de los componentes:

Elemento	Material	ρ [Kg / m ³]	V [m ³]	m [Kg.]	P [N]
Pieza	Acero AISI 1045	7850	0,1886	1480,23	14506,256*
Disco Rotatorio	Acero AISI 1045	7850	0,0196	153,86	1507,83
Disco Soporte	Acero AISI 1045	7850	0,0202	158,57	1553,98
Disco Pequeño	Acero AISI 1045	7850	$1,885 \cdot 10^{-3}$	14,80	145
Eje	Acero AISI 1020	7850	$6,4 \cdot 10^{-4}$	5,03	49,30**
Bocina del eje	Acero AISI 1020	7850	$3,72 \cdot 10^{-3}$	29,20	285,96
Motor	-----	-----	-----	30	294

*El valor real de la bomba es menor a este, ya que la misma presenta muchos espacios vacíos dentro de ella. Este valor para su masa es un estimado, que estaría un poco por encima del valor real, para efectos de cálculo observando el caso más desfavorable.

** Se puede obtener un estimado del peso, ya que el diseño del eje se realizará a partir del diámetro interno de la maza de las poleas y del de los rodamientos, ya disponibles en la empresa. El diámetro interno de la maza de las poleas es de 30 mm, y el de los rodamientos, 60 mm. Diámetro exterior de los rodamientos, 95 mm.

Tabla 4.1.- Pesos de los componentes

4.1.5.- Peso que soportará cada rodillo

El peso que soportará cada rodillo se basará en un estimado de los pesos de mayor influencia: el disco rotatorio, conjunto conformado por el eje central, bocina y disco pequeño, y el correspondiente a la pieza.

Peso del disco rotatorio: 1507,83 N

Peso de la pieza: 14506,256 N

Peso del eje, la bocina y disco pequeño: 49,30 N + 285,96 N + 145 N = 480,26 N

Por lo tanto, el peso que soportará cada rodillo, será:

$$P = 1507,83 \text{ N} + 14506,256 \text{ N} + 480,26 \text{ N} = \frac{16494,33 \text{ N}}{6} = 2749,05 \text{ N}$$

4.1.6.- Cálculo del esfuerzo de contacto sobre cada rodillo

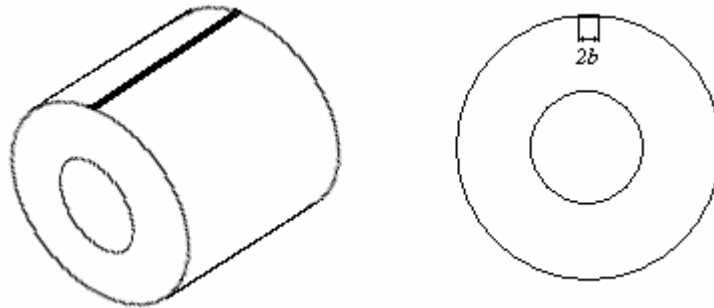


Figura 4.6.- Vista de la superficie de contacto en el rodillo

El semiancho de área rectangular de contacto b , correspondiente a cilindros en contacto (según el libro Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición) es

$$b = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot l} \cdot \frac{[(1 - \nu_1^2/E_1) + (1 - \nu_2^2/E_2)]}{(1/d_1 - 1/d_2)}} \quad (4.4)$$

$$b = \sqrt{\frac{2(2749,05 \text{ N})}{\pi(0,05 \text{ m})} \cdot \frac{2[1 - (0,292)^2] \sqrt{(207 \cdot 10^9 \text{ Pa})}}{1/(0,06 \text{ m})}} = 1,36 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

La resistencia a la fatiga de contacto o resistencia de fatiga hertziana es la presión de contacto máxima que, después de un cierto número de ciclos, originará una falla en la superficie. Esta presión máxima viene dada por (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (4.5)$$

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi \cdot b \cdot l} = \frac{2(2749,05 \text{ N})}{\pi(1,36 \cdot 10^{-4} \text{ m})(0,05 \text{ m})} = 256,98 \text{ MPa}$$

Los valores del límite de fatiga en la superficie, para los aceros, se pueden obtener de la ecuación

$$S_C = \begin{cases} 0,4H_B - 10 & \text{kpsi} \\ 2,76H_B - 70 & \text{MPa} \end{cases} \quad (4.6)$$

$$(4.7)$$

El material de los rodillos es acero AISI 4140, con una dureza $H_B = 197$

$$S_C = 2,76(197) - 70 = 473,72 \text{ MPa}$$

$$P_{\max} = 256,98 \text{ MPa} < 473,72 \text{ MPa} = S_C$$

La presión máxima está por debajo del límite a la fatiga. Por lo tanto, los rodillos no fallarán por contacto.

4.1.7.- Cálculo del esfuerzo máximo y la deflexión máxima en el disco de la base

Debido al complejo enfoque que lleva un análisis estimado de los esfuerzos y las deflexiones para placas circulares con condiciones de carga muy específicas, se buscó una solución más aproximada mediante una asesoría en el uso del programa *Solid Works*, el cual posee herramientas para obtener aproximaciones de los esfuerzos y las deflexiones para las dos placas circulares, mediante elementos finitos.

Las condiciones de apoyo estarán dadas por las vigas que sirven de base debajo de la placa circular y la carga estará aplicada en los seis apoyos donde se ubicarían los rodillos.

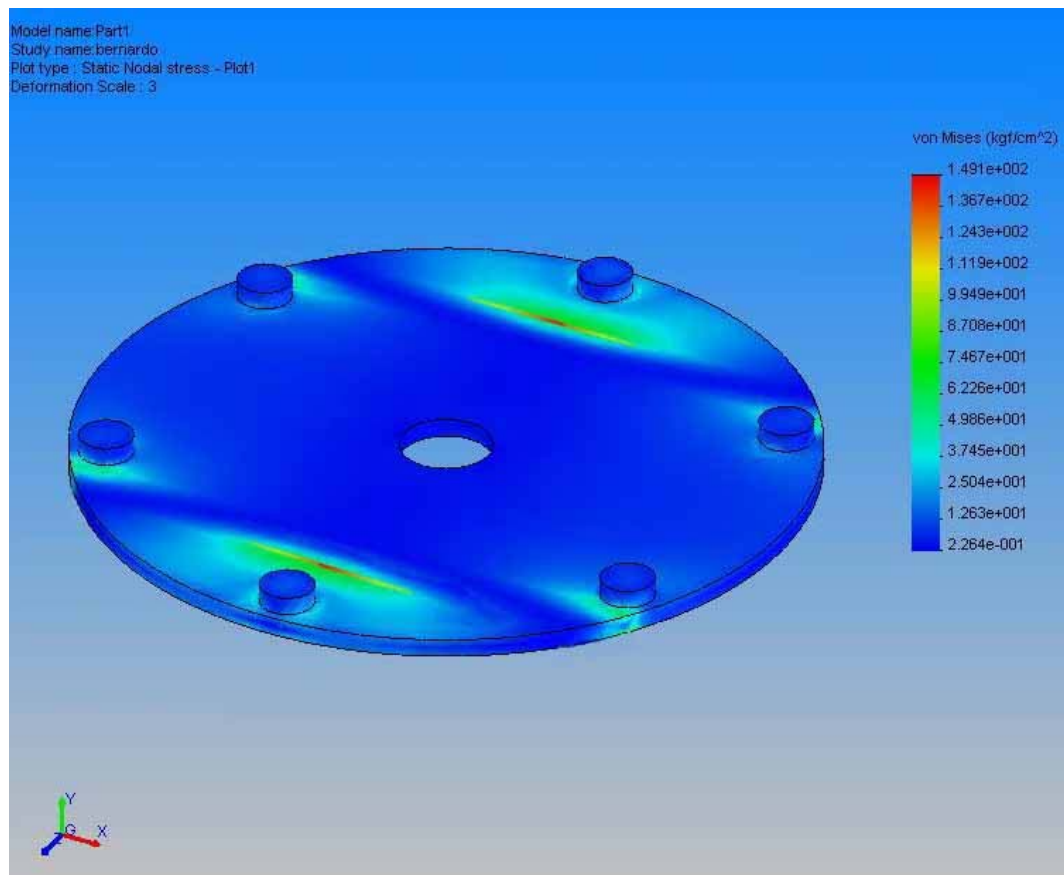


Figura 4.7.- Esfuerzos obtenidos en el disco base del mecanismo, por medio de *Solid Works*

De la figura 4.4, se obtiene que: $\sigma_{m\acute{a}x} = 149,1 \text{ Kg/cm}^2 = 14,6217 \text{ MPa}$

Considerando $n = 3$ para aplicaciones industriales (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición) se comparará el esfuerzo obtenido en el disco, con el esfuerzo admisible mediante la ecuación (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{n} \quad (4.8)$$

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{admisible}$$

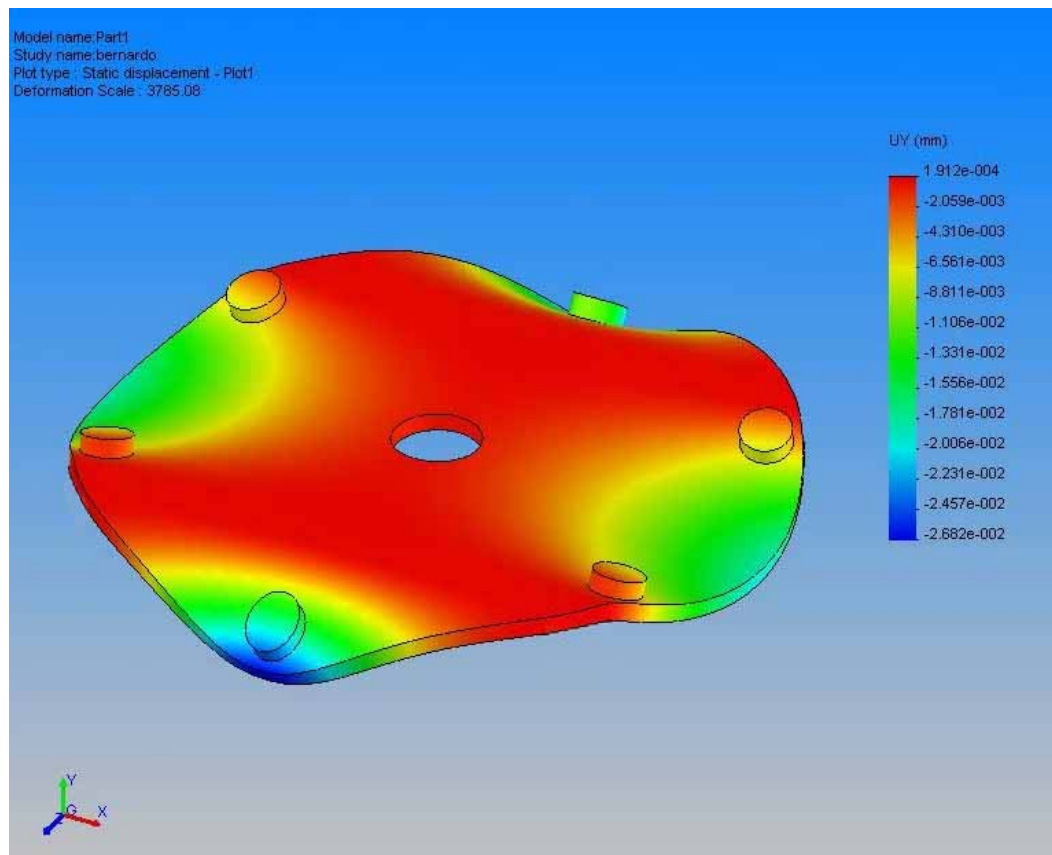


Figura 4.8.- Desplazamientos obtenidos en el disco base del mecanismo, por medio de *Solid Works*

De la figura 4.5, se obtiene el valor para la deflexión máxima en el disco de la base, $Y_{max} = -2,682 \cdot 10^{-2} mm$.

4.1.8.- Cálculo del esfuerzo y la deflexión máxima en el disco grande rotatorio

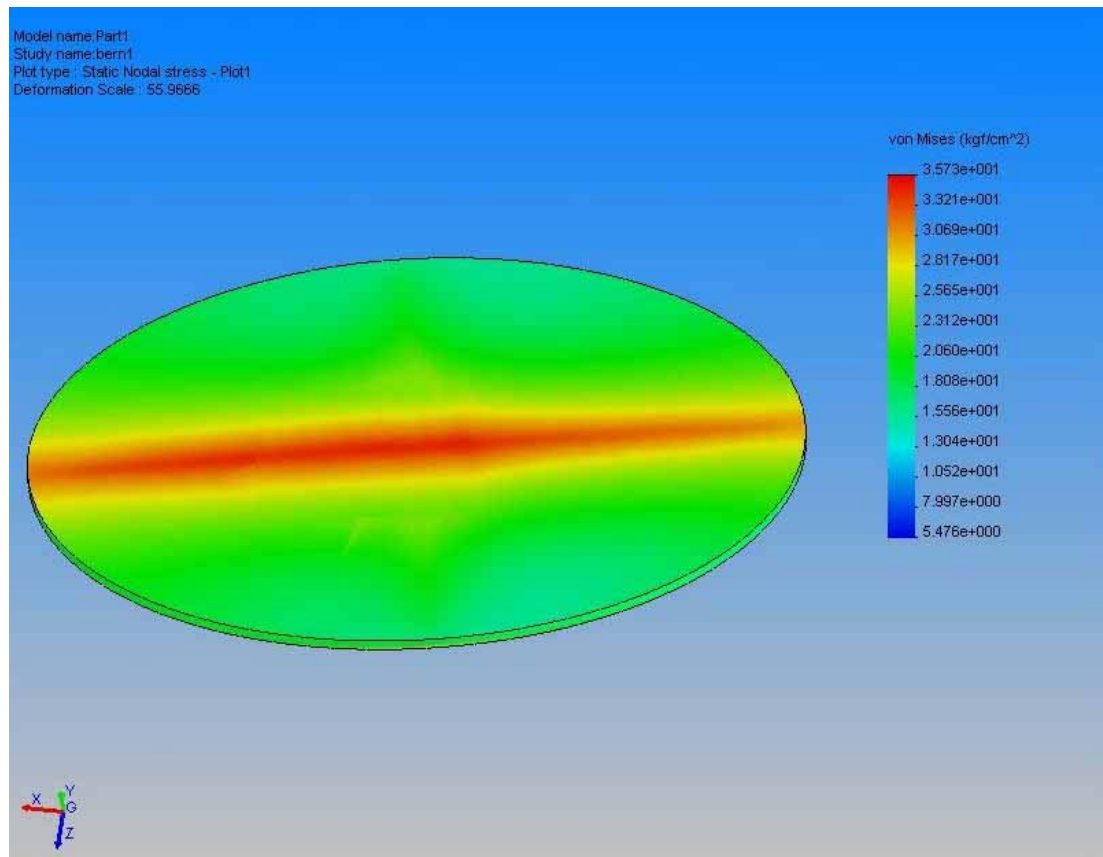


Figura 4.9.- Esfuerzos obtenidos en el disco rotatorio del mecanismo, por medio de *Solid Works*

De la figura 4.6, se obtiene que: $\sigma_{m\acute{a}x} = 35,73 \text{ Kgf/cm}^2 = 3,5068 \text{ MPa}$

Utilizando la ecuación (4.8) y considerando $n = 3$ se hallará el esfuerzo admisible y se comparará con el obtenido en el disco

$$\sigma_{admissible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} \leq \sigma_{\text{admissible}}$$

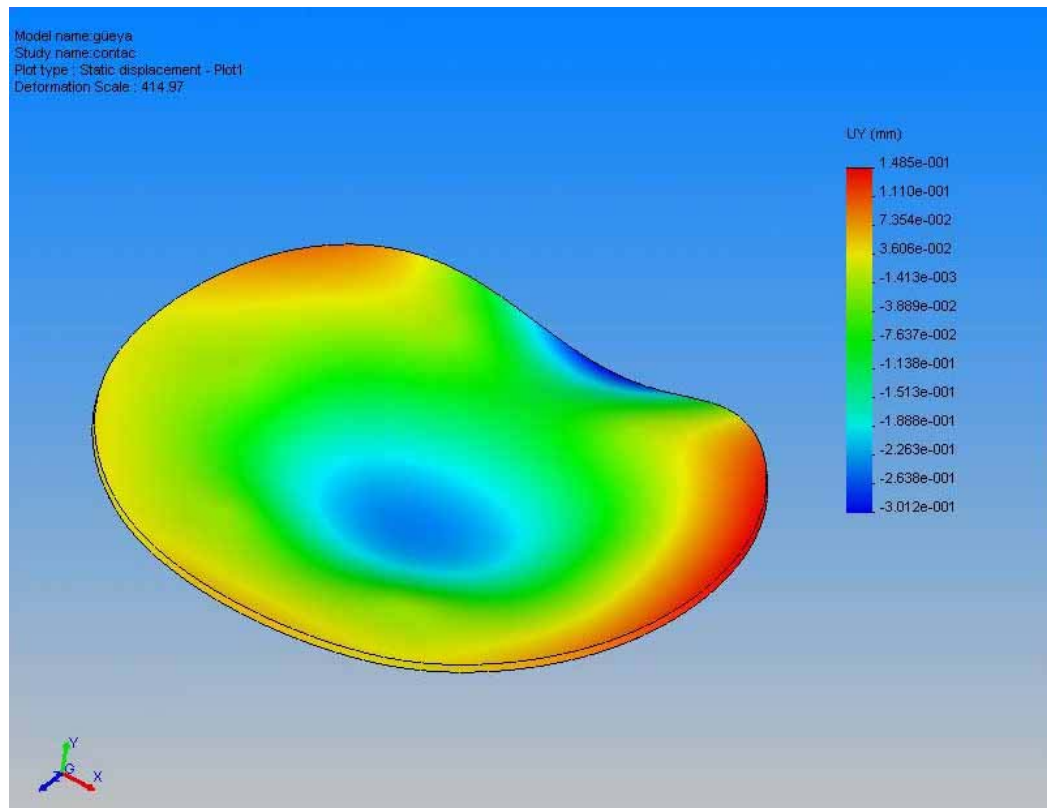


Figura 4.10.- Desplazamientos obtenidos en el disco rotatorio del mecanismo, por medio de Solid Works

De la figura 4.7, se obtiene el valor para la deflexión máxima en el disco de la base, $Y_{\text{max.}} = 3,01 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$

4.1.9.- Cálculo del esfuerzo de compresión sobre cada sección de viga (base del mecanismo de rotación)

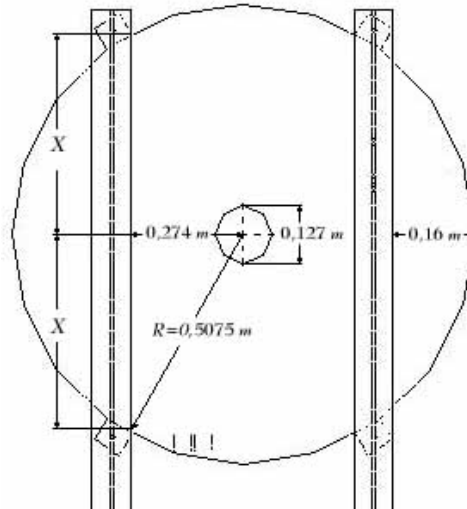


Figura 4.11.- Vista superior del disco base con las vigas base del mecanismo

La longitud de las vigas que estará bajo un esfuerzo de compresión, será la indicada como dos veces la distancia X , que vendrá dada por:

$$X = \sqrt{(50,75 \text{ cm})^2 - (27,40 \text{ cm})^2} = 42,62 \text{ cm} \Rightarrow 2X = 85,64 \text{ cm} \quad (4.9)$$

La sección más crítica de la viga es el alma. El peso total que soportaran las secciones de las vigas IPN será el del disco mediano más la carga total sobre los seis rodillos:

$$P = 1553,98 \text{ N} + 6 \times (2749,05 \text{ N}) = 1553,98 \text{ N} + 16494,33 \text{ N} = 18048,32 \text{ N}$$

El peso que soportara cada viga, o cada lado de la base será

$$P_{c/u} = \frac{(18048,32 \text{ N})}{2} = 9024,16 \text{ N}$$

El área de compresión estará dada por (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$A_{compresión} = d \cdot l \quad (4.10)$$

d : espesor del alma.

l : longitud del alma.

$$A_{compresión} = (6,3 \cdot 10^{-3} \text{ m})(85,24 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 5,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

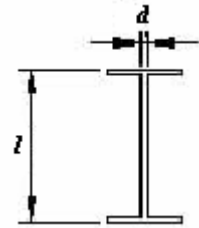


Figura 4.12.- Perfil IPN

El esfuerzo de compresión sobre cada sección de viga será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_{compresión} = \frac{F}{A_{compresión}} \quad (4.11)$$

$$\sigma_{compresión} = \frac{(9024,16 \text{ N})}{(5,37 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2)} = 1,68 \text{ MPa}$$

Para comprobar si hay falla por compresión, se comparará el esfuerzo de compresión obtenido con el admisible mediante la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el obtenido. Se supondrá una factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{admisible} = \frac{245,2 \text{ MPa}}{3} = 81,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compresión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.1.10.- Esfuerzo de compresión en las vigas de perfil UPN

Estas vigas tienen la finalidad de facilitar el transporte del mecanismo de rotación dentro de la empresa, mediante un montacargas.

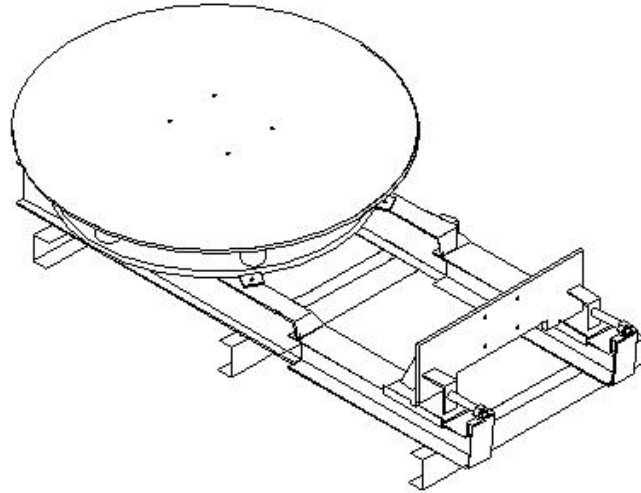


Figura 4.13.- Mecanismo de rotación con las tres vigas de perfil UPN

La sección más crítica de cada viga es el alma. El peso total que soportarán las secciones de las vigas UPN será el de todo el mecanismo de rotación:

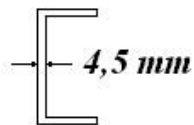


Figura 4.14.- Perfil UPN

$$P = 1507,83 N + 1553,98 N + 294 N + 421 N + 397,72 N + 49,30 N + 145 N + 285,96 N$$

$$P = 4654,79 N$$

Para efectos de cálculo, se aproximará este peso en 5000 N. este valor se dividirá entre seis, ya que serán 6 secciones en total de los tres perfiles UPN que soportarán un esfuerzo de compresión.

Según la distribución de las vigas en el mecanismo, dos perfiles UPN80 estarán debajo de las vigas IPN16, y una debajo de las H12.

Por lo tanto, por la ecuación (4.10), el área de compresión para las partes debajo de los perfiles IPN, será:

$$A_{compresión} = (4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})(74 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 3,33 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

y para el área de compresión para la parte debajo de los perfiles H12, será:

$$A_{compresión} = (4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})(120 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto, según la ecuación (4.11), el esfuerzo de compresión sobre las secciones por debajo de las vigas IPN será:

$$\sigma_{compresión} = \frac{(833,33 \text{ N})}{(3,33 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2)} = 0,250 \text{ MPa}$$

y para las secciones debajo de las vigas H12, será:

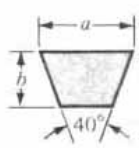
$$\sigma_{compresión} = \frac{(833,33 \text{ N})}{(5,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2)} = 0,154 \text{ MPa}$$

Para comprobar si hay falla por compresión, se comparará el esfuerzo obtenido con el admisible mediante la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el de compresión. Se supondrá una factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{admisible} = \frac{245,2 \text{ MPa}}{3} = 81,73 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compresión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.1.11.- Cálculo y selección de las correas en V



SECCIÓN	ANCHO a , in	ESPESOR b , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	1-10
B	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 o mayor

Tabla 4.2.- Secciones de bandas trapeziales (o en V) estándares

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

La longitud efectiva o de paso de una banda en V está dada por la ecuación (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (4.12)$$

Donde C es la distancia entre centros, D y d los diámetros de paso de la polea mayor y de la polea menor respectivamente y L_p la longitud de paso de la banda.

Para nuestro caso, $D = d = 10'' = 0,254 \text{ m}$

Tomando en cuenta a la o las correas utilizadas, tensadas, se fijará una distancia entre centros de $C = 1,30 \text{ m}$.

Sustituyendo en la ecuación (4.12), se tiene que:

$$L_p = 2 \cdot (1,30 \text{ m}) + 1,57(0,254 \text{ m} + 0,254 \text{ m}) = 3,397 \text{ m} = 133,74''$$

El tamaño estándar o normal más próximo es el A128. Por lo tanto, la longitud de paso es de 129,3”.

La velocidad de desplazamiento de la banda será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad (4.13)$$

$$V = \frac{\pi \cdot (10'') \cdot (60 \text{ RPM})}{12} = 157 \text{ ft/min} = 0,7975 \text{ m/s}$$

Para un diámetro de paso de la polea de 5 o más, se extrapola para obtener la potencia nominal por banda:

$$P_{\text{nominal por banda}} = 0,5 \text{ HP}$$

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min				
		1000	2000	3000	4000	5000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89

Tabla 4.3.- Potenciales nominales en HP de correas trapeciales (o en V) estándares

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

Esta potencia debe corregirse por el ángulo de contacto y la longitud de la banda.

El ángulo de contacto de la polea viene dado por la siguiente expresión:

$$\theta_D = \pi \text{ rad} = 180^\circ \quad (4.14)$$

Las especificaciones de la tabla 4.3 se basan en el ángulo de contacto de 180°.

Ya que el ángulo de contacto es de 180°, no es necesario corregir la potencia nominal con un factor de corrección para el ángulo el contacto. El factor de corrección por longitud de banda es igual a 1,15.

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

Tabla 4.4.- Factores de corrección de correa

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

De tal forma, la potencia corregida por banda es (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$P_{\text{corregida}} = \text{factor de corrección} \times P_{\text{nominal por banda}} \tag{4.15}$$

$$P_{\text{corregida}} = (1,15)(0,5 \text{ hp}) = 0,575 \text{ hp}$$

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Tabla 4.5.- Factores de servicio sugeridos para transmisiones de correas en V

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

De la tabla 4.5, se selecciona un factor de servicio de 1,5 ya que el equipo operará eventualmente, para trabajos específicos.

El factor de servicio del motor ($F.S.$) es 1,5.

La potencia nominal del motor es: $P_{nom} = 0,55 \text{ KW} = 0,737 \text{ hp}$

Por lo tanto, la potencia de diseño será igual a

$$P_{diseño} = P_{nom} \times F.S. \quad (4.16)$$

$$P_{diseño} = (0,737 \text{ hp})(1,5) = 1,1055 \text{ hp}$$

El número de bandas requerido será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$N = \frac{P_{diseño}}{P_{corregida}} \quad (4.17)$$

$$N = \frac{(1,1055 \text{ hp})}{(0,575 \text{ hp})} = 1,92$$

Por consiguiente, 2 bandas de sección A serán lo que se especifique.

4.1.12.- Cálculo del Torque mínimo de fricción necesario que se debe superar, debido al contacto entre los rodillos y el disco grande rotatorio

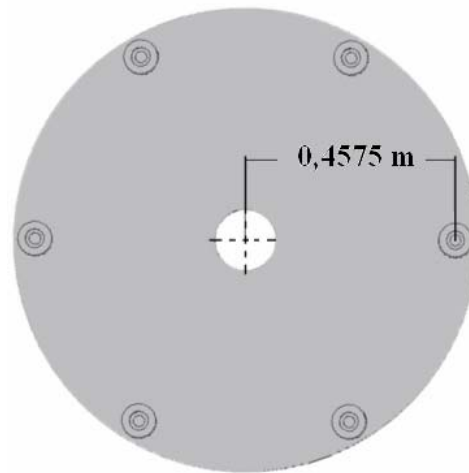


Figura 4.15.- Distancia entre centros del disco base y cada rodillo

El coeficiente de fricción viene dado por la siguiente ecuación (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición):

$$f_r = F_R / C \quad (4.18)$$

Siendo F_R la resistencia por fricción P o fuerza de fricción y C la carga aplicada. Para nuestro caso, la carga aplicada será igual al peso que deberá resistir cada rodillo y es de 2749,05 N.

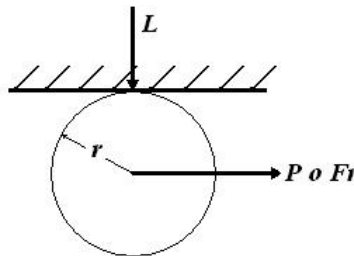


Figura 4.16.- Diagrama de cuerpo libre del rodillo en contacto con el disco superior

Además, para rodillos de acero sobre placas de acero en superficies bien aceitadas, el factor de fricción está comprendido entre 0,001 y 0,002. Para el análisis

numérico, se tomara el valor de 0,002 para este factor, considerando el caso más desfavorable (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición).

Para cada rodillo, la fuerza de fricción será:

$$F_R = (2749,05 \text{ N})(0,002) = 5,4981 \text{ N}$$

El torque debido a la fuerza de fricción F_R será (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición):

$$\tau_f = r \cdot F_R \quad (4.19)$$

$$\tau_f = (0,4575 \text{ m})(5,4981 \text{ N}) = 2,52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, el torque total, debido al efecto de los seis rodillos, será

$$\tau_F = (2,52 \text{ N} \cdot \text{m}) \times 6 = 15,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Este será el torque mínimo necesario que se deberá vencer. Luego, la potencia requerida para vencer este torque, considerando que la máxima velocidad de rotación estará por el orden de $60 \text{ RPM} = 6,28 \text{ rad/seg} = 6,28 \text{ s}^{-1}$, será:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (4.20)$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 60}{60} = 2\pi \text{ rad} / \text{s} = 6,28 \text{ rad} / \text{s}$$

$$P = \tau_F \cdot \omega \quad (4.21)$$

$$P = (15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(6,28 \text{ rad} / \text{s}) = 94,95 \text{ W} \cong 0,127 \text{ hp}$$

El movimiento de rotación se realizará bajo velocidades menores a ésta, según los parámetros que fije Plasmatec Ingenieros. Con las ecuaciones (4.20) y (4.21) se calculará la potencia para velocidades de 20, 30 y 45 *RPM*:

Para 20 *RPM*:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 20 \text{ RPM}}{60} = 2,09 \text{ rad / s}$$

$$P = (15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(2,09 \text{ rad / s}) = 31,60 \text{ W} = 0,03160 \text{ KW} = 0,0424 \text{ hp}$$

Para 30 *RPM*:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 30 \text{ RPM}}{60} = \pi \text{ rad / s} = 3,14 \text{ rad / s}$$

$$P = (15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(3,14 \text{ rad / s}) = 47,50 \text{ W} = 0,04750 \text{ KW} = 0,0637 \text{ hp}$$

Para 45 *RPM*:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 45 \text{ RPM}}{60} = 3/2 \pi \text{ rad / s} = 4,71 \text{ rad / s}$$

$$P = (15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(4,71 \text{ rad / s}) = 71,25 \text{ W} = 0,07125 \text{ KW} = 0,0955 \text{ hp}$$

4.1.13.- Cálculo de la fuerza de flexión en el eje y las tensiones en las bandas

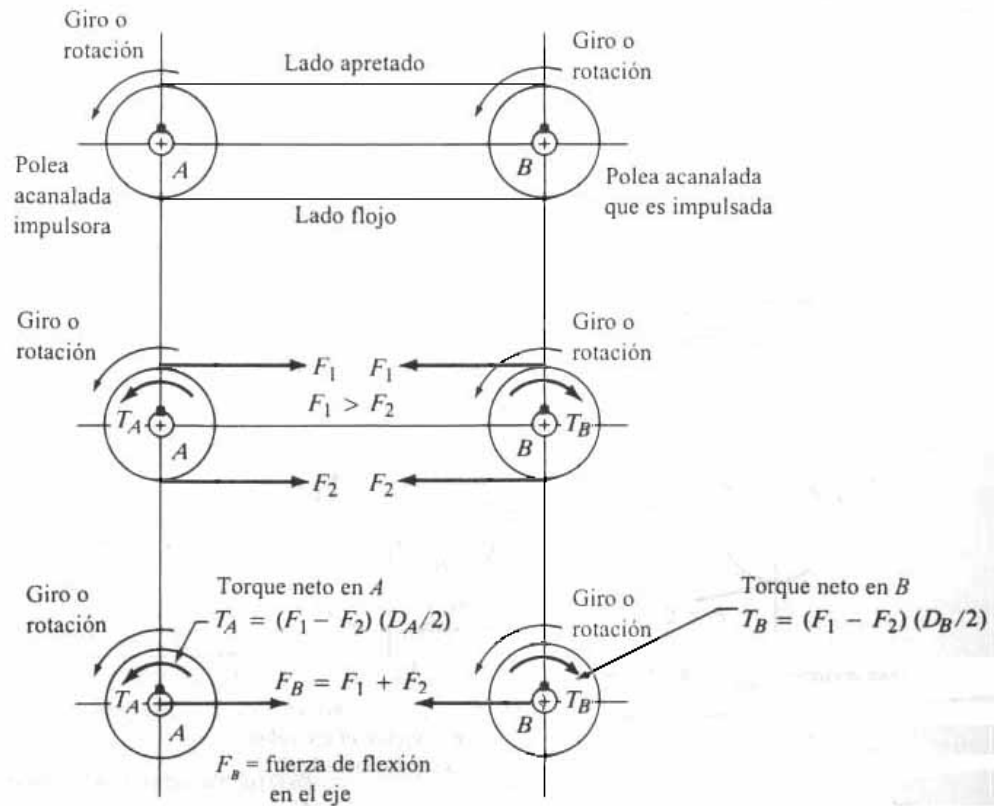


Figura 4.17.- Fuerzas en las poleas acanaladas para correas

$F_1 > F_2 \Rightarrow$ Por consiguiente, existe una fuerza neta de impulso F_N en las poleas acanaladas (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$F_N = F_1 - F_2 \tag{4.22}$$

Su magnitud puede calcularse de la siguiente manera (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$F_N = \frac{T}{(D/2)} \tag{4.23}$$

siendo T el torque que se transmite.

Se tomará como torque mínimo el que hay que vencer debido a la fricción en los rodillos, con toda la carga aplicada, $15,12 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Para impulsores de banda en forma de V, se considera, por lo regular, la relación entre la tensión del lado tenso y la tensión del lado flojo como (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 \quad (4.24)$$

La fuerza de flexión en el eje que soporta la polea acanalada dependerá de

$$F_B = F_1 + F_2 \quad (4.25)$$

De las ecuaciones (4.24) y (4.25) se obtiene que $F_B = 1,5F_N$. Luego, sustituyendo los valores en la ecuación (4-23) y posteriormente en la (4.25) se obtiene:

$$F_N = \frac{(15,12 \text{ N}\cdot\text{m})}{(0,127 \text{ m})} = 119,055 \text{ N}$$

$$F_B = 1,5(119,055 \text{ N}) = 178,6 \text{ N}$$

Se acostumbra a considerar que la fuerza de flexión F_B actúa como una sola fuerza a lo largo de la línea de los centros de las dos poleas acanaladas (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición).

Posteriormente, despejando los valores de las tensiones, se obtiene:

Tensión F_2 del lado más flojo:

$$F_N = F_1 - F_2 = 5F_2 - F_2 = 4F_2 \Rightarrow F_2 = 29,76 \text{ N}$$

La tensión F_1 del lado más tenso, se obtendrá al sustituir el valor de F_2 en la ecuación (4.24):

$$F_1 = 5F_2 = 148,83 \text{ N}$$

Por último, sustituyendo la ecuación (4.22) en la (4.23) y despejando T se obtiene el torque neto para cada polea:

Torque neto para la polea A:

$$T_A = (F_1 - F_2)(D_A/2) = (148,83 \text{ N} - 29,76)(0,254 \text{ m}/2) = 15,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Torque neto para la polea B

$$T_B = (F_1 - F_2)(D_B/2) = (148,83 \text{ N} - 29,76)(0,254 \text{ m}/2) = 15,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.1.14.- Cálculo y diseño del cuñero y la cuña

Se utilizará un cuñero de perfil, fresando el eje. La ranura resultante tiene el fondo plano.

La cuña se instala primero en el cuñero del eje; luego el cuñero de la maza de la polea se alinea con la cuña y la maza se desliza hasta quedar en su sitio.

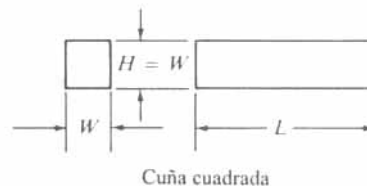


Figura 4.18.- Vista frontal y lateral de la cuña

En la tabla 4.5 están las dimensiones que se prefieren para cuñas paralelas como una función del diámetro del eje, según Norma ANSI B17.1-1967. Nominalmente, el ancho o espesor es de un cuarto del diámetro del eje.

Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta	Espesor, W	Altura, H	
	(incluso)		Cuadrada	Rectangular
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	3/4
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
 Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

Tabla 4.6.- Tamaño de cuña contra tamaño del eje

Fuente: Mott, R. Diseño de Elementos de Maquinas

Para nuestro caso, para un diámetro nominal de eje comprendido entre 7/8" y 1 1/4" ($\phi = 30 \text{ mm} \cong 1,18''$), se tiene que el tamaño nominal de la cuna cuadrada, será de 1/4 de pulgada de espesor y 1/4" de altura.

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñarán de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza.

$$\text{Profundidad del cuñero} = \frac{H}{2} \tag{4.26}$$

El material para la cuña será acero AISI 1020.

Para las cuñas que transmiten potencia existen dos modos potenciales en que pueden presentarse fallas: corte a lo largo de la interfase entre eje y maza, y falla por compresión debida a la acción de apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza.

El torque en el eje genera una fuerza al lado izquierdo de la cuña. A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre el lado derecho del cuñero de la maza. Así la fuerza de reacción de la maza, de nuevo en la cuña, genera un conjunto de fuerzas opuestas que coloca a la cuña en esfuerzo de corte directo a lo largo de su sección transversal.

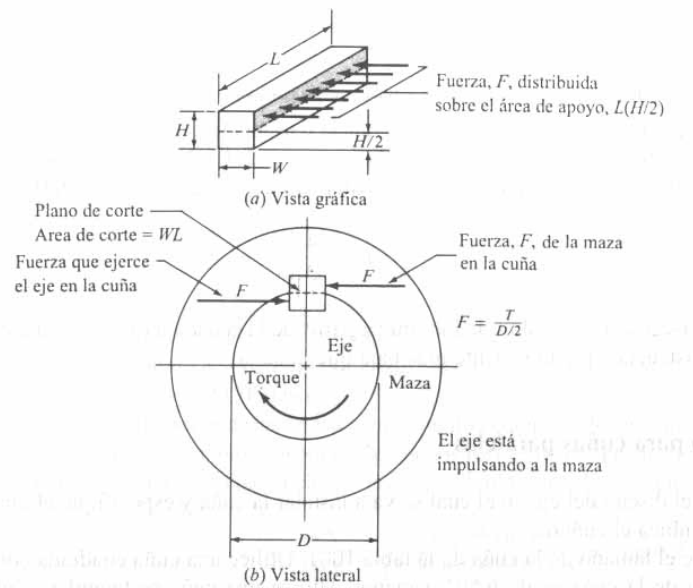


Figura 4.19.- Fuerzas que actúan sobre una cuña

El área de corte viene dada por la ecuación (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$A_{corte} = w \cdot L \tag{4.27}$$

w : ancho de la cuña.

L : longitud de la cuña.

La magnitud de la fuerza de corte puede ser calculada con la ecuación (4.23) y el esfuerzo de corte viene dado por la ecuación (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} \quad (4.28)$$

Ahora sustituyendo la ecuación (4.23) y (4.27) en la ecuación (4.28) se obtiene el esfuerzo de corte en la cuña:

$$\tau = \frac{2T}{DwL} \quad (4.29)$$

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{S_Y}{2n} \quad (4.30)$$

Para aplicaciones industriales, se considera $n = 3$ como un valor adecuado.

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{390 \text{ MPa}}{6} = 65 \text{ MPa}$$

La polea transmite un torque de $15,12 \text{ N.m}$, el diámetro mas pequeño del eje es 30 mm y el espesor de la cuna es: $w = \frac{1}{4} \text{ " } = 6,35 \text{ mm}$

Sustituyendo el esfuerzo de corte admisible y despejando L en la ecuación (4.29) se obtiene:

$$L = \frac{2(15,12 \text{ N} \cdot \text{m})}{(65 \text{ MPa})(0,03 \text{ m})(6,35 \cdot 10^{-3} \text{ m})} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2,44 \text{ mm}$$

Ahora se analizará la falla por compresión debida al apoyo entre los lados de la cuña y el material del eje o de la maza. La falla se presentara en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja.

El área de compresión esta dada por la ecuación:

$$A_{\text{compresión}} = L(H/2) \quad (4.31)$$

H : altura del cuñero.

Sustituyendo las ecuaciones (4.23) y (4.31) en la ecuación (4.11) se obtiene el esfuerzo de compresión en la cuña:

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{4T}{DLH} \quad (4.32)$$

El valor del esfuerzo admisible viene dado por la ecuación (4.8) y se asumirá un factor de seguridad $n = 3$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{390 \text{ MPa}}{3}$$

Longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla será se obtendrá sustituyendo el valor del esfuerzo admisible y despejando L de la ecuación (4.32):

$$L = \frac{4(15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(3)}{(0,03 \text{ m})(6,35 \cdot 10^{-3} \text{ m})(390 \text{ MPa})} = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2,44 \text{ mm}$$

La longitud obtenida anteriormente está muy por debajo del espesor o ancho de la maza de la polea ($2" = 50,8 \text{ mm}$). Para mantener el cuñero libre de ranuras o tuercas de seguridad, la longitud de la cuña se especifica en $30,8 \text{ mm}$ (dejando aproximadamente 1 cm respecto a cada extremo de esta sección del eje).

Resumen de la cuña:

- Material: Acero AISI 1020
- Espesor: $\frac{1}{4}'' = 6,35 \text{ mm}$
- Altura: $\frac{1}{4}'' = 6,35 \text{ mm}$
- Longitud: $30,8 \text{ mm}$

4.1.15.- Cálculos para el eje central

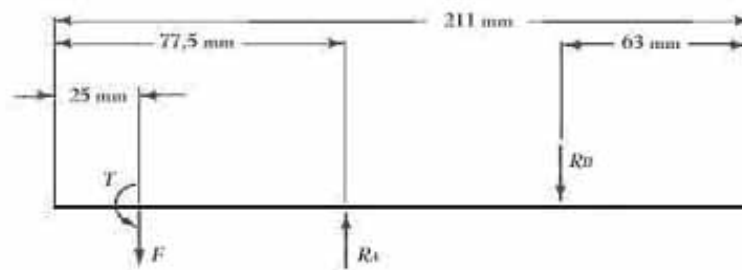


Figura 4.20.- Diagrama de cuerpo libre del eje central

$F = 178,6 \text{ N}$, es igual a la fuerza de flexión F_B (calculado en el inciso 4.1.12) que actúa como una sola fuerza a lo largo de la línea de los centros de las dos poleas acanaladas.

Haciendo sumatorias de fuerzas en "Y" y sumatoria de momentos, se tiene que:

$$R_A = 526,07 \text{ N}$$

$$R_B = 347,47 \text{ N}$$

$$T = 15,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

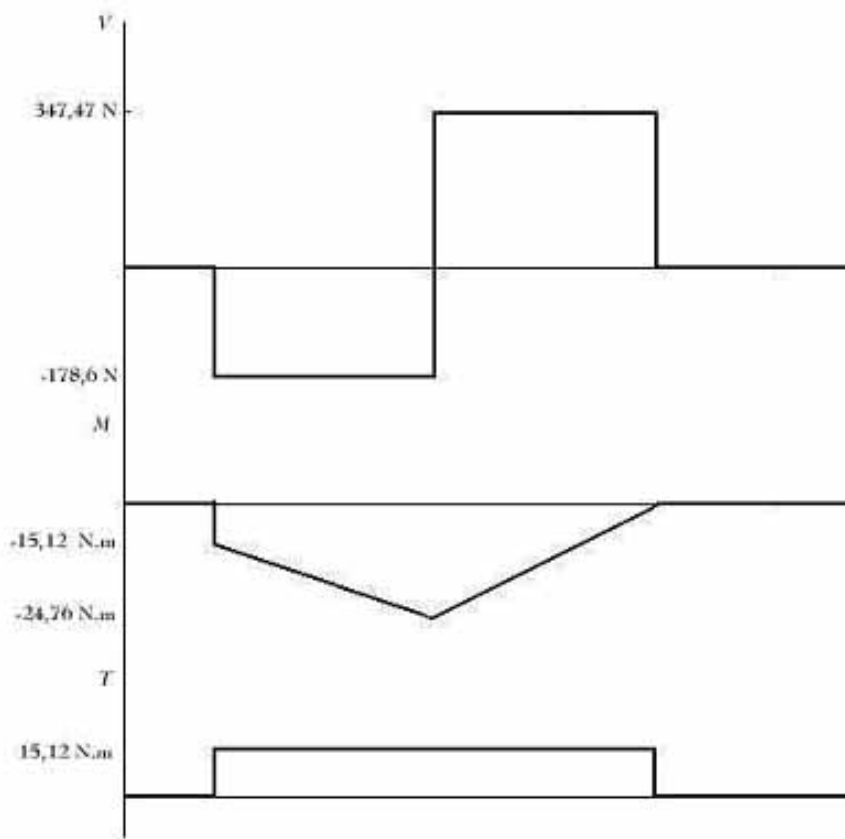


Figura 4.21.- Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor en el eje

La magnitud del momento máximo es $M = 24,76 \text{ N} \cdot \text{m}$ y el momento torsor distribuido a lo largo del eje es $T = 15,12 \text{ N} \cdot \text{m}$. La carga axial se puede despreciar frente a efectos de flexión y torsión.

El material seleccionado para el eje es acero AISI 1020, con $S_y = 390 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 470 \text{ MPa}$.

Para el menor diámetro del eje, 30 mm:

El esfuerzo cortante máximo se obtendrá mediante la siguiente ecuación (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi d^3} \left[(8M)^2 + (8T)^2 \right]^{1/2} \quad (4.33)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{2}{\pi (0,03 \text{ m})^3} \left[(8 \times (24,76 \text{ N} \cdot \text{m}))^2 + (8 \times (15,12 \text{ N} \cdot \text{m}))^2 \right]^{1/2} = 5,4724 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma' = \frac{4}{\pi d^3} \left[(8M)^2 + 48T^2 \right]^{1/2} \quad (4.34)$$

$$\sigma' = \frac{4}{\pi (0,03 \text{ m})^3} \left[(8 \times (24,76 \text{ N} \cdot \text{m}))^2 + 48 \times (15,12 \text{ N} \cdot \text{m})^2 \right]^{1/2} = 10,567 \text{ MPa}$$

Analizando por la teoría del esfuerzo cortante máximo y suponiendo un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales, se tiene mediante la ecuación (4.30) que:

$$\tau_{admissible} = 65 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq \tau_{admissible}$$

Analizando por la teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma'_{admissible} = \frac{390}{3} = 130 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} < \sigma'_{admissible}$$

Para ejes rotatorios, el análisis de fatiga se hace mediante las siguientes ecuaciones (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (4.35)$$

$$\tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (4.36)$$

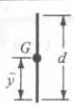
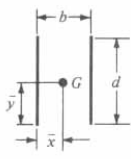
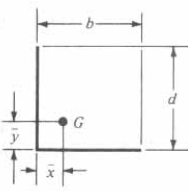
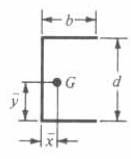
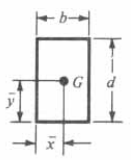

Una vez obtenidos los esfuerzos se compararán con los respectivos esfuerzos admisibles para comprobar que no hay falla:

$$\sigma_a = \frac{32(24,76 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi(0,03 \text{ m})^2} = 0,280 \text{ MPa} < \frac{S_Y}{n} = 130 \text{ MPa}$$
$$\tau_m = \frac{16(15,12 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi(0,03 \text{ m})^2} = 0,0855 \text{ MPa} < \frac{S_Y}{2n} = 65 \text{ MPa}$$

Para que ocurra una falla por fatiga, deben presentarse cargas cíclicas y los esfuerzos presentes deben ser mayores al límite de resistencia a la fluencia. Debido al movimiento rotacional, se presentarán cargas cíclicas, pero los esfuerzos calculados están por debajo del 60 % del S_Y del material del eje, siendo esto equivalente al límite de resistencia a la fatiga. Se puede concluir que debido a estas condiciones, el eje no fallará por fatiga (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición).

4.1.16.- Cálculo de la soldadura entre el eje y el disco pequeño conectado al disco circular superior

Se utilizará un electrodo E6013 para soldar el eje al disco pequeño que estará acoplado al disco grande rotatorio.

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi r$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; h es el tamaño de junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

Tabla 4.7.- Propiedades a la torsión de juntas soldadas

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

El esfuerzo debido a la torsión viene dado por la siguiente expresión (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\tau_{torsión} = \frac{M \cdot r}{J} \tag{4.37}$$

siendo r la distancia existente entre el centroide del grupo de juntas y el punto de interés de la unión soldada y J es el segundo momento polar de área del grupo de juntas con respecto al centroide de éste .

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$J_u = 2\pi(r)^3 = 2\pi(0,03 \text{ m})^3 = 1,69 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \quad (4.38)$$

$$J = 0,707hJ_u = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(1,69 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 3,79 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (4.39)$$

Por lo tanto,

$$\tau_{\text{torsión}} = \frac{(15,12 \text{ N} \cdot \text{m})(0,03 \text{ m})}{(3,79 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4)} = 1,196 \text{ MPa}$$

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

*El factor de seguridad n ha sido calculado considerando la energía de distorsión.

Tabla 4.8.- Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal soldante

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

El esfuerzo admisible para este tipo de esfuerzos en la soldadura según la AISC y utilizando un factor de seguridad $n = 1.44$ (ver tabla 4.8) es:

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{0,40S_y}{2n} \quad (4.40)$$

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{0,40(390 \text{ MPa})}{2(1,44)} = 54,167 \text{ MPa}$$

Finalmente, comparará el esfuerzo por torsión en la junta con el esfuerzo por admisible, lo cual permite concluir que no habrá falla por torsión en la soldadura:

$$\tau_{torsión} \leq \tau_{admisible}$$

4.1.17.- Cálculo de la inercia de la pieza para determinar el mínimo torque de arranque

Este cálculo se realizará para verificar que el motor que se utilizará puede vencer el torque de arranque requerido para hacer girar el disco con la pieza montada.

Para la inercia de la pieza se supondrá un cilindro macizo de 1700 Kg., lo cual es más sencillo para su cálculo, de esta manera, se verificará luego si el análisis es satisfactorio.

Inercia de la pieza:

$$I_Y = \frac{1}{2} mr^2 \quad (4.41)$$

$$I_Y = \frac{1}{2} (1700 \text{ Kg}) (0,525 \text{ m})^2 = 234,28 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$V_1 = 11417,5425201 \text{ pulg}^3$$

$$V_1 = \text{volumen 1}$$

Inercia el disco grande:

$$I_Y = \frac{1}{2} mr^2$$

$$I_Y = \frac{1}{2} (153,86 \text{ Kg}) (0,625 \text{ m})^2 = 30,078 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$V_2 = 1197,590977 \text{ pulg}^3$$

$$V_2 = \text{volumen 2}$$

La inercia total será $I_{total} = 264,358 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$

$$W = \delta w \cdot V \quad (4.42)$$

δw : densidad específica (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición)

$$\delta w_1 = 0,25 \text{ lb} / \text{pulg}^3$$

$$\delta w_2 = 0,282 \text{ lb} / \text{pulg}^3$$

$$W_1 = (0,25 \text{ lb} / \text{pulg}^3)(11417,5425201 \text{ pulg}^3) = 2854,38563 \text{ lbf}$$

$$W_2 = (0,282 \text{ lb} / \text{pulg}^3)(1197,590977 \text{ pulg}^3) = 337,72065 \text{ lbf}$$

$$W_{total} = W_1 + W_2 = 3192,10628 \text{ lbf}$$

$$k = \sqrt{\frac{I}{m}}; k \text{ es el radio de giro y } m \text{ es la masa} \quad (4.43)$$

$$k = \sqrt{\frac{264,358 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2}{1853,86 \text{ Kg}}} \Rightarrow k^2 = 0,14258 \text{ m}^2 = 1,5347 \text{ pie}^2$$

El motor para el mecanismo de rotación de la pieza tiene un período de dos segundos para acelerar la carga. Por lo tanto, el torque de arranque, considerando además las *RPM* máximas a las que podría girar, será (Diseño de Elementos de Máquinas, Mott, 2da Edición):

$$T = \frac{Wk^2(\Delta n)}{308 \cdot t} \quad (4.44)$$

$$T = \frac{Wk^2(\Delta n)}{308 \cdot t} = \frac{(3192,10628 \text{ lbf})(1,5347 \text{ pie}^2)(60 \text{ RPM})}{308(2)} = 477,1680 \text{ lbf} \cdot \text{pie}$$

La potencia de arranque mínima requerida será:

$$P = \frac{(477,1680 \text{ lbf} \cdot \text{pie})}{(2 \text{ seg.})} = 238,584 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{seg} = 0,4337 \text{ hp}$$

$$550 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{seg} \rightarrow 1 \text{ hp}$$

$$283,584 \text{ lbf} \cdot \text{pie} / \text{seg} \rightarrow 0,4337 \text{ hp}$$

La potencia nominal del motor es: $P_{nom} = 0,55 \text{ KW} = 0,737 \text{ hp}$, la cual es mayor que la mínima de arranque requerida para mover la pieza más grande.

4.1.18.- Cálculo de la flexión en la placa de soporte del motor inferior, en el sistema de rotación

El material de la placa es acero AISI 1045, con un $S_{ur} = 570 \text{ MPa}$ y un $S_y = 310 \text{ MPa}$. El momento flexionante resultante sobre la placa que soportará al motor inferior, será la combinación de dos momentos, uno producido por el efecto de la carga de la polea sobre la placa, y el otro, sobre el ancho total de la viga por el efecto de la misma carga.

$$M_{\text{resultante}} = \sqrt{(M_{\text{viga}})^2 + (M_{\text{polea}})^2} \quad (4.45)$$

Si z es la distancia vertical desde la polea hasta el centro de la placa, el momento producido por la polea será

$$M_{\text{polea}} = F_{\text{polea}} \cdot z = (178,6 \text{ N})(0,18 \text{ m}) = 32,15 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.46)$$

Para el momento de la viga, se considera el caso expuesto en la tabla 4.8 para el caso de una barra empotrada en ambos lados con una carga central, que correspondería a la fuerza de la tensión en la polea, 178,6 *N.m*.

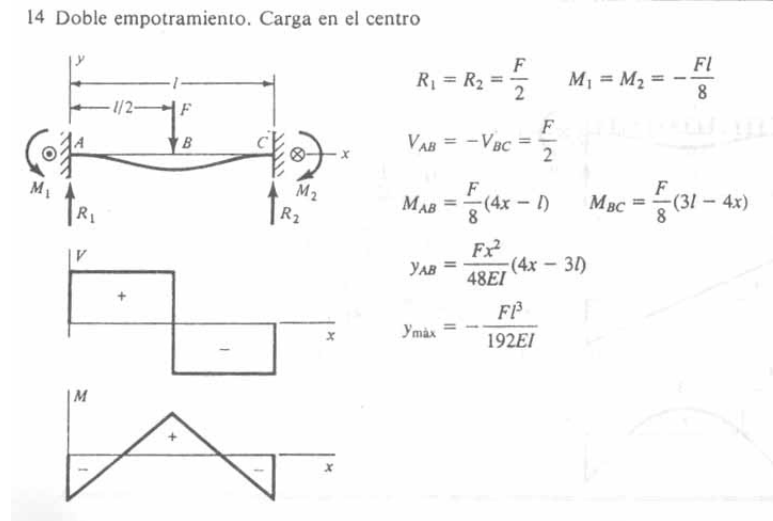


Tabla 4.9.- Cortante, momento y deflexión de vigas, doble empotramiento, carga en el centro

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

$$M_{\text{viga}} = \frac{F}{8}(4x - l) = \frac{(178,6 \text{ N} \cdot \text{m})}{8}[4(0,355 \text{ m}) - (0,71 \text{ m})] = 15,85 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.47)$$

Sustituyendo los valores obtenidos con las ecuaciones (4.46) y (4.47) en la ecuación (4.45) se obtiene el momento resultante:

$$M_{\text{resultante}} = \sqrt{(M_{\text{viga}})^2 + (M_{\text{polea}})^2} = \sqrt{(15,85 \text{ N} \cdot \text{m})^2 + (32,15 \text{ N} \cdot \text{m})^2} = 35,84 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La inercia de la pieza esta dada por la siguiente ecuación (Mecánica Vectorial para Ingenieros, Beer y Johnston, 6ta Edición):

$$I = \frac{t^3 \cdot d}{12} - 2\left(\frac{t^3 \cdot d_p}{12} - Ax^2\right) \quad (4.48)$$

$$I = \frac{(0,017 \text{ m})^3 \cdot (0,18 \text{ m})}{12} - 2 \left[\frac{(0,017 \text{ m})^3 \cdot (9,525 \cdot 10^{-3} \text{ m})}{12} - \pi (9,07 \cdot 10^{-5} \text{ m})^2 \cdot (0,055 \text{ m})^2 \right]$$

$$I = 6,605 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$c = \frac{(0,017 \text{ m})}{2} = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \tag{4.49}$$

El valor para la sensibilidad a la muesca q , se puede obtener de la figura. 4.17 tomando en cuenta un radio de muesca $r = 0,1875$ pulgadas y un $S_y = 82 \text{ kpsi}$, para flexión:

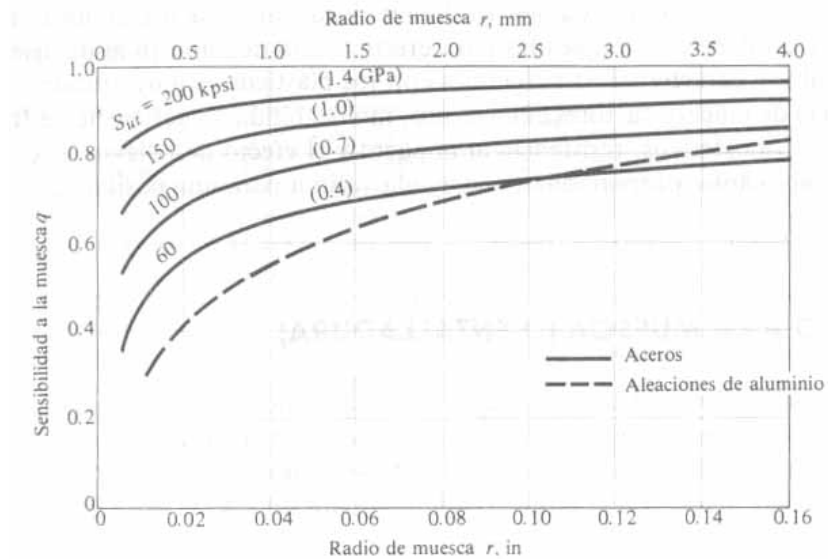
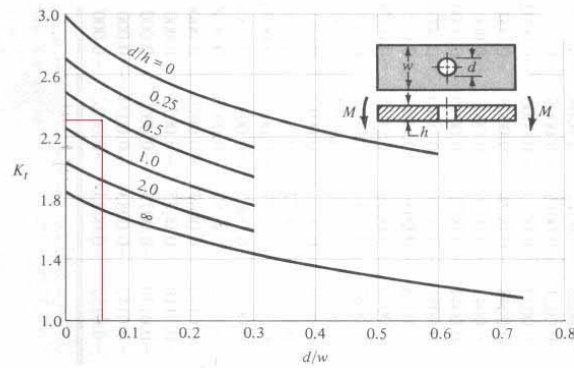


Figura 4.22.- Diagrama de sensibilidad a la muesca para aceros sometidos a cargas de flexión y cargas axiales

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica



Barra rectangular con agujero transversal sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $I = (w - d)h^3/12$.

Figura 4.23.- Diagrama de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

De la figura 4.20, se obtiene el valor para la sensibilidad a la muesca, $q \cong 0,85$.

De la tabla 4.21, con las relaciones $d/w = 0,053$ y $d/h = 0,56$, se obtiene que el factor de concentración de esfuerzos teórico es $K_t = 2,3$, y con este se halla K_f (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \tag{4.50}$$

$$K_f = 1 + (0,85)(2,3 - 1) = 2,105$$

El esfuerzo de flexión será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_{flexión} = \frac{|M_{resul\ tan\ te}| \cdot c \cdot K_f}{I} = \frac{(35,84\ N \cdot m)(8,5 \cdot 10^{-3}\ m)(2,105)}{(6,605 \cdot 10^{-8}\ m^4)} = 9,7\ MPa \tag{4.51}$$

Se comparará el valor del esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el esfuerzo por flexión obtenido. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\sigma_{admissible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flexión} < \sigma_{admissible}$$

4.1.19.- Esfuerzos en los pasadores del motor para el mecanismo de rotación de la pieza

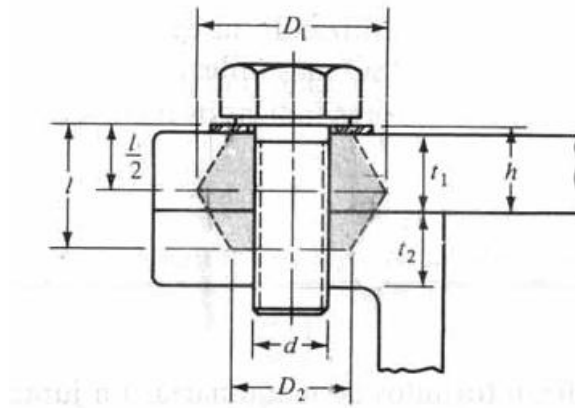


Figura 4.24.- Representación de la unión roscada

Se utilizarán 4 pasadores roscados, con un diámetro nominal de 3/8 de pulgada de acero grado 5, $S_y = 634 \text{ MPa}$, $S_{ut} = 827 \text{ MPa}$ y una arandela de acero templado con un espesor de $\frac{1}{16}$ pulgada $\cong 1,5875 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$$t_1 = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$t_2 = 1,7 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$h = t_1 + 1,5875 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h = 1,9578 \cdot 10^{-2} \text{ m} + 1,5875 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 1,9578 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

d : diámetro nominal del pasador

$$d = 9,525 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

l : agarre efectivo

$$l = \begin{cases} h + \frac{t_2}{2} & \text{si } t_2 < d \\ l = h + \frac{d}{2} & \text{si } t_2 \geq d \end{cases} \quad (4.52)$$

Debido a que t_2 es mayor que el diámetro del pasador se utilizará la ecuación (4.53) para calcular la longitud de agarre efectivo (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$l = 1,9578 \cdot 10^{-2} m + \frac{9,525 \cdot 10^{-3} m}{2} = 2,4340 \cdot 10^{-2} m$$

$$\frac{l}{2} = 1,217 \cdot 10^{-2} m$$

$$D_1 = 1,5d + 0,577l = 1,5(9,525 \cdot 10^{-3} m) + 0,577(2,4340 \cdot 10^{-2} m) = 2,8331 \cdot 10^{-2} m \quad (4.54)$$

$$D_2 = 1,5d = 1,5(9,535 \cdot 10^{-3} m) = 1,4287 \cdot 10^{-2} m \quad (4.55)$$

Con los datos obtenidos anteriormente se calcularán los conos de presión que se forman en la junta.

Cono superior:

$$t = \frac{l}{2} = 1,217 \cdot 10^{-2} m$$

$$D = D_2 = 1,4287 \cdot 10^{-2} m$$

Cono medio:

$$t = h - \frac{l}{2}$$

$$t = 1,9578 \cdot 10^{-2} m - 1,217 \cdot 10^{-2} m = 7,408 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = 1,9777 \cdot 10^{-2} m$$

Cono inferior:

$$t = l - h$$

$$t = 2,4340 \cdot 10^{-2} m - 1,9578 \cdot 10^{-2} m = 4,762 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,4287 \cdot 10^{-2} m$$

Con estos valores, se calculará la constante elástica de los elementos de la unión (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$k = \frac{0,577 \pi E D}{\text{Ln} \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}} \quad (4.56)$$

$$k_1 = 4,84304 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 17,4219 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 9,59439 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Ahora con k_1, k_2 y k_3 se calculará la constante elástica total de los elementos de la unión, los cuales actúan como resortes de compresión en serie (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \quad (4.57)$$

$$k_m = 2,7165 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

La constante de elástica del perno se calculará de la siguiente forma (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$k_b = \frac{A_t E}{l_t} \quad (4.58)$$

A_t = área transversal de esfuerzo de tensión

l_t = longitud roscada de agarre

$$k_b = \frac{(4,999 \cdot 10^{-5} m^2)(207 GPa)}{3,5 \cdot 10^{-2} m} = 0,2083 \cdot 10^9 N/m$$

Con los valores de k_m y k_b se calculará la constante de la unión (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \tag{4.59}$$

$$C = \frac{0,2083 \cdot 10^9 N/m}{0,2083 \cdot 10^9 N/m + 2,7165 \cdot 10^9 N/m} = 0,07121$$

4.1.19.1.- Análisis para la resistencia del pasador

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVF in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono	
2	$\frac{1}{8}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{3}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono	
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	65	115	100	Acero de mediano carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono, templado y revenido (T y R)	
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{4}$	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Tabla 4.10.- Especificaciones SAE para pernos de acero

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

Caso Estático:

Factor de carga en el perno (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (4.60)$$

Factor de seguridad que previene contra la separación de la junta (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$n = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (4.61)$$

S_p : resistencia límite mínima a la tensión

A_t : área transversal del esfuerzo de tensión

F_i : precarga

P : carga de tensión externa

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad (4.62)$$

$$F_i = 0,75(4,999 \cdot 10^{-5} m^2)(586 MPa) = 21970,605 N$$

A continuación se calculará la fuerza externa a la que esta sometido el perno, para ello se descompondrá el momento que se genera en la pieza de estudio

$$M = 2F_A y_A + 2F_B y_B \quad (4.63)$$

$$\frac{F_A}{y_A} = \frac{F_B}{y_B} \quad (4.64)$$

$$y_A = 3,5 \cdot 10^{-2} m$$

$$y_B = 1,45 \cdot 10^{-1} m$$

$$M = 32,15 N.m$$

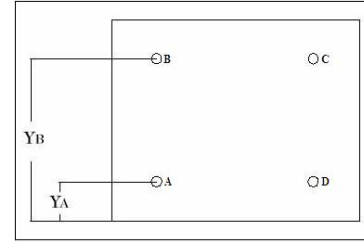


Figura 4.25.- Disposición de los pernos

Despejando F_B y sustituyendo en la ecuación (4.63) se obtiene

$$F_B = \frac{M}{2y_B \left(\frac{y_B^2 + y_A^2}{y_B^2} \right)} \quad (4.65)$$

$$F_B = \frac{32,15 N.m}{2(1,45 \cdot 10^{-1} m) \frac{(1,45 \cdot 10^{-1} m)^2 + (3,5 \cdot 10^{-2} m)^2}{1,45 \cdot 10^{-1} m}}$$

$$F_B = 104,7584 N$$

Sustituyendo el valor de F_B en la ecuación (4.64) se obtiene el valor de F_A

$$F_A = F_D = 25,2865 N$$

El esfuerzo de tensión en los pernos que recibe cada perno superior será:

$$P_B = P_C = F_B + F_i \quad (4.66)$$

$$P_B = P_C = 104,7584 N + 21970,605 N = 22075,3634 N$$

Mediante la ecuación (4.60) se calculará el factor de carga del perno

$$n = \frac{(586 GPa)(4,999 \cdot 10^{-5} m) - 21970,605 N}{0,07121(22075,3634 N)} = 4,6584$$

Mediante la ecuación (4.62) se calculará el factor de seguridad del perno

$$n = \frac{21970,605 \text{ N}}{22075,3634 \text{ N}(1 - 0,07121)} = 1,0716$$

Caso dinámico:

Componente alternante del esfuerzo del perno (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} \quad (4.67)$$

$$\sigma_a = \frac{(0,07121)(22075,3436 \text{ N})}{2(4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2)} = 15,7248 \text{ MPa.}$$

Esfuerzo medio del perno (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad (4.68)$$

$$\sigma_m = 15,7248 \text{ MPa} + \frac{22075,3634 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 457,3199 \text{ MPa.}$$

Factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (4.69)$$

GRADO O CLASE	INTERVALO DE TAMAÑOS	LÍMITE DE FATIGA
SAE 5	$\frac{1}{4}$ –1 in	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ – $1\frac{1}{2}$ in	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$ in	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{4}$ – $1\frac{1}{2}$ in	23.2 kpsi
ISO 8.8	M16–M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6–M16	140 MPa
ISO 10.9	M5–M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6–M36	190 MPa

Tabla 4.11.- Límites de fatiga corregidos totalmente para pernos y tornillos con rosca laminada

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

S_e : límite de fatiga

S_{ut} : resistencia última a la tensión

$$S_a = \frac{S_{ut} - \frac{F_i}{A_t}}{1 + \frac{S_{ut}}{S_e}} \tag{4.70}$$

$$S_a = \frac{827 \text{ MPa} - \left(\frac{21970,605 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \right)}{1 + \left(\frac{827 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right)} = 51,9371 \text{ MPa}.$$

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right) \tag{4.71}$$

$$S_m = 827 \text{ MPa} \cdot \left(1 - \frac{51,9371 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right) = 491,4371 \text{ MPa}.$$

Con la ecuación (4.69) se calculará el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$n = \frac{51,9371 \text{ MPa}}{49,3924 \text{ MPa}} = 3,30$$

Factor de seguridad que previene contra la fluencia (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x.}} = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (4.72)$$

$$n = \frac{634,317 \text{ MPa}}{49,3924 \text{ MPa.} + 490,988 \text{ MPa.}} = 1,34$$

4.1.19.2.- Esfuerzos de corte en los pasadores

Los cuatro pasadores soportarán el peso del motor, el cual es de 30 Kg. aproximadamente. Los pasadores estarán sometidos a esfuerzos de corte simple, son de acero grado 5, con un $S_Y = 634 \text{ MPa}$ (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\tau = \frac{V_{\text{/perno}}}{A_{\text{corte}}} \quad (4.73)$$

$$V_{\text{/perno}} = \frac{294,3N}{4} = 73,575 \text{ N} \quad (4.74)$$

Para un diámetro de 3/8", el área de corte será el área al diámetro menor del perno (ver la tabla 4.12).

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO MAYOR NOMINAL <i>d</i> , in	SERIE BASTA-UNC			SERIE FINA-UNF		
		HILOS POR PULGADA <i>N</i>	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, <i>A_t</i> , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, <i>A_t</i> , in ²	HILOS POR PULGADA <i>N</i>	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN, <i>A_t</i> , in ²	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR, <i>A_t</i> , in ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
1/8	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
3/16	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
1/4	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
5/16	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
3/8	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
7/16	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
1/2	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
3/4	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
7/8	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
1 1/8	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
1 1/2	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

*Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó con la ecuación $d_m = d - 1.299\ 038\ p$, y el diámetro de paso, a partir de $d_m = d - 0.649\ 519\ p$. La media del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para calcular el área de esfuerzo de tensión.

Tabla 4.12.- Características de roscas unificadas UNC y UNF

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

$$A_{corte} = 0,0678in^2 = 4,3741.10^{-5} m^2$$

Sustituyendo el valor obtenido mediante la ecuación (4.74) en la ecuación (4.73) se obtiene el esfuerzo de corte al que está sometido cada pasador:

$$\tau = \frac{73,575\ N}{4,3741.10^{-5} m^2} = 1,6830\ MPa.$$

Se comparará el valor del esfuerzo de flexión obtenido con el esfuerzo de corte admisible según la ecuación (4.30), y deberá ser mayor que el esfuerzo por corte. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\tau_{admissible} = \frac{634\ MPa}{6} = 105,666\ MPa.$$

$$\tau \leq \tau_{admissible}$$

4.1.20.- Cálculos en el sistema de rodillos

Los rodillos servirán de apoyo para el disco superior y facilitarán el movimiento de rotación del mismo. La base de los rodillos consistirá en una bocina, que en su interior tendrá dos rodamientos que servirán de apoyo a un pequeño eje, que a su vez estará soldado a una platina circular. Este eje permitirá la orientación de los rodillos según el movimiento del disco grande superior. El sistema de rodillos se hará con un acero AISI 1045, con un $S_y = 310 \text{ MPa}$. y un $S_{ut} = 570 \text{ MPa}$.

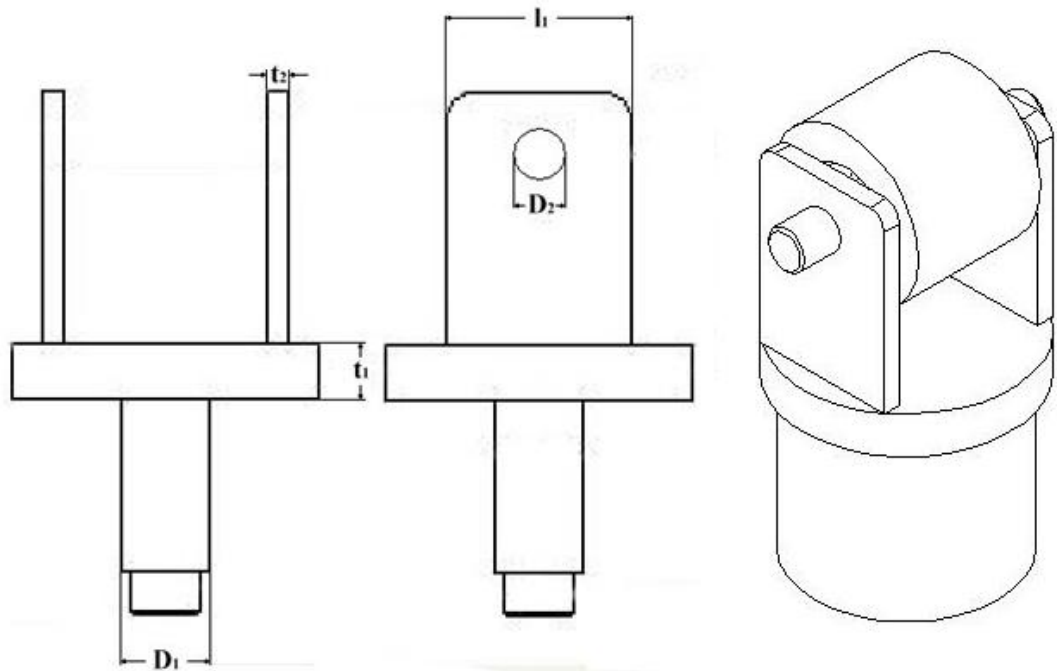


Figura 4.26.-Dibujo del sistema de los rodillos

4.1.20.1.- Esfuerzos de corte en platina circular

$$F = 2749,05 \text{ N.}$$

$$F/2 = 1374,525 \text{ N.}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa.}$$

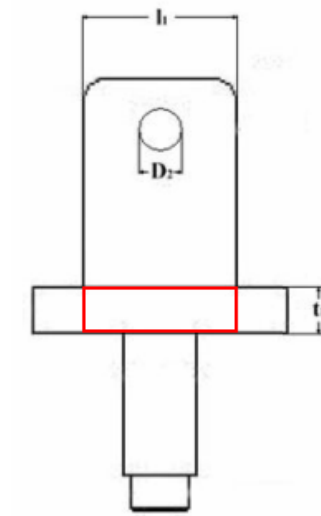


Figura 4.27.- Área de corte en platina circular

$$A_{corte} = l_1 \times t_1 \quad (4.75)$$

l_1 = longitud del área de corte.

t_1 = espesor del área de corte.

$$A_{corte} = 0,0508m \times 0,015m = 7,62 \cdot 10^{-4} m^2$$

$$\tau = \frac{F/2}{A_{corte}} = \frac{1374,525 N}{7,62 \cdot 10^{-4} m^2} = 1,8038 MPa. \quad (4.76)$$

Para verificar si hay falla por esfuerzo de corte, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo de corte admisible utilizando la ecuación (4.30). Se utilizará un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales.

$$\tau_{admisible} = \frac{310 MPa}{6} = 51,666 MPa.$$

$$\tau \leq \tau_{admisible}$$

4.1.20.2.- Esfuerzo de compresión en el eje

El diámetro del eje del rodillo se fijó en 25 *mm* debido a la disponibilidad de rodamientos de bola SKF 61905.

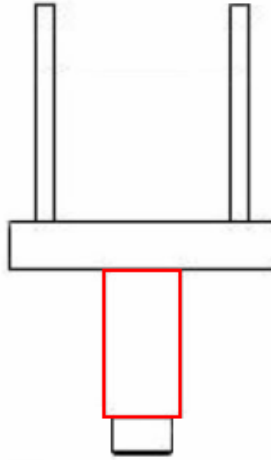


Figura 4.28.- Área de compresión del eje del rodillo

$$A_{\text{compresión}} = \frac{\pi}{4} (D_1)^2 \quad (4.77)$$

D_1 = diámetro del eje.

$$A_{\text{compresión}} = \frac{\pi}{4} (0,025\text{m})^2 = 4,90625 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$$

Mediante la ecuación (4.11) se calculará el valor del esfuerzo por compresión

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{2749,05 \text{ N}}{4,90625 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 5,631 \text{ MPa.}$$

Se comparará el valor del esfuerzo de compresión obtenido con el esfuerzo de compresión admisible según la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el esfuerzo obtenido. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa.}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{compresión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.1.20.3.- Esfuerzo de aplastamiento en agujeros

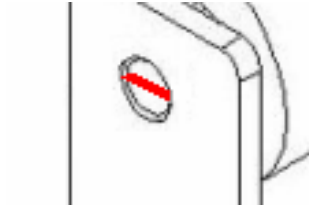


Figura 4.29.- Área de aplastamiento en agujeros

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F/2}{A_{aplastamiento}} \quad (4.78)$$

$$A_{aplastamiento} = D_2 \times t_2 \quad (4.79)$$

D_2 = diámetro del agujero.

t_2 = espesor de la platina rectangular

$$A_{aplastamiento} = 0,00635m \times 0,015m = 9,525 \cdot 10^{-5} m^2$$

Mediante la ecuación (4.78) se obtendrá el esfuerzo de aplastamiento en los agujeros

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{1374,525 \text{ N}}{9,525 \cdot 10^{-5} m^2} = 14,4307 \text{ MPa.}$$

Se comparará el valor del esfuerzo de aplastamiento obtenido con el esfuerzo de aplastamiento admisible según la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el esfuerzo obtenido. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

4.1.20.4.- Cálculos en las bocina de rodillos

Las bocinas, tendrán en su interior dos rodamientos de bolas SKF 61905, con el fin de permitirle al eje de los rodillos girar libremente y así orientarse en el sentido de giro del disco. El rodamiento inferior a este eje estará sujetado por una arandela de sujeción. Las bocinas se harán con un acero AISI 1045, con un $S_y = 310 \text{ MPa}$.

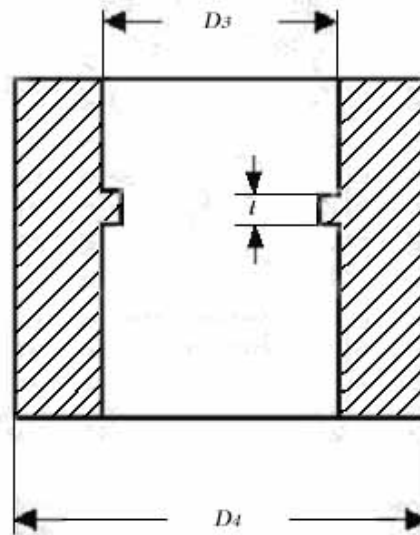


Figura 4.30.- Bocina de rodillos

Esfuerzo de corte en el escalón donde descansa el rodamiento:

$$F = 2749,05 \text{ N.}$$

$$A_{\text{corte}} = \pi \times D_3 \times t \quad (4.80)$$

D_3 = diámetro interno de la bocina.

t = longitud del escalón

$$A_{\text{corte}} = \pi \times 0,042\text{m} \times 0,006\text{m} = 7,9128 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

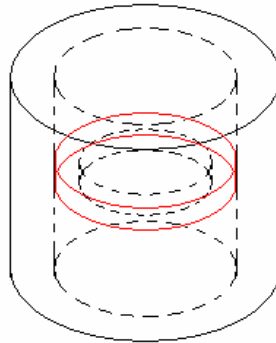


Figura 4.31.- Área de corte en el escalón del rodamiento

Mediante la ecuación (4.28), se calculará el esfuerzo de corte en el escalón del rodamiento

$$\tau = \frac{2749,05 \text{ N}}{7,9128 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 3,474 \text{ MPa.}$$

Se comparará el valor del esfuerzo de corte obtenido con el esfuerzo de corte admisible según la ecuación (4.30), y deberá ser mayor que el esfuerzo obtenido. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{310 \text{ MPa}}{6} = 51,666 \text{ MPa.}$$

$$\tau_{real} \leq \tau_{teórico}$$

Esfuerzo de compresión en la de la bocina. (Contacto entre bocina y disco base):

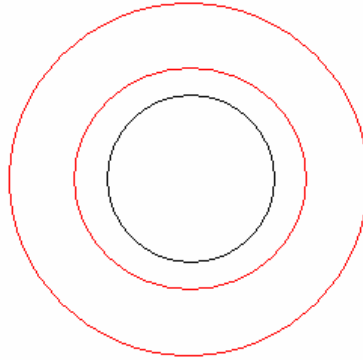


Figura 4.32.- Área de compresión en la base de la bocina

$$A_{compresión} = \frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_3^2) \quad (4.81)$$

D_4 = diámetro externo de la bocina.

D_3 = diámetro interno de la bocina.

$$A_{compresión} = \frac{\pi}{4} [(7,5 \cdot 10^{-2} m)^2 - (4,2 \cdot 10^{-2} m)^2] = 3,0308 \cdot 10^{-2} m^2$$

Mediante la ecuación (4.11) se calculará el esfuerzo de compresión en la base de la bocina

$$\sigma_{compresión} = \frac{2749,05 N}{3,0308 \cdot 10^{-2} m^2} = 907,0377 KPa.$$

Para verificar si hay falla por compresión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por compresión según la ecuación (4.11), el cual

debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{compresión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.1.20.5.- Cálculos en el pasador del rodillo

El diámetro de cada pasador se fijó en 15 mm debido a la disponibilidad de rodamientos de bola SKF 7202 BECBP. Se utilizarán dos rodamientos de este tipo para facilitar el movimiento de giro de cada rodillo.

Esfuerzo de corte en el pasador (en un extremo):

$$\tau = \frac{F/2}{A_{corte}} \quad (4.82)$$

$$A_{corte} = \frac{\pi}{4} (D)^2 \quad (4.83)$$

D = diámetro del pasador.

$$D = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$A_{corte} = \frac{\pi}{4} (1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 = 1,766 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

Con la ecuación (4.82) se calculará el esfuerzo de corte en el pasador del rodillo

$$\tau = \frac{1374,525 \text{ N}}{1,766 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2} = 7,78326 \text{ MPa.}$$

Para verificar si hay falla por corte, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por corte según la ecuación (4.30), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

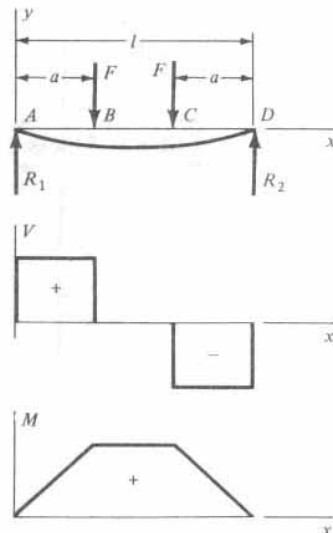
$$\tau_{\text{admisible}} = \frac{310 \text{ MPa}}{6} = 51,666 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{\text{admisible}}$$

Esfuerzos por flexión:

El cálculo del momento máximo, las reacciones y el desplazamiento del pasador se realizó mediante la tabla 4.13:

9 Apoyos simples. Cargas gemelas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

Tabla 4.13.- Cortante, momento y deflexión de vigas, apoyos simples, cargas gemelas

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

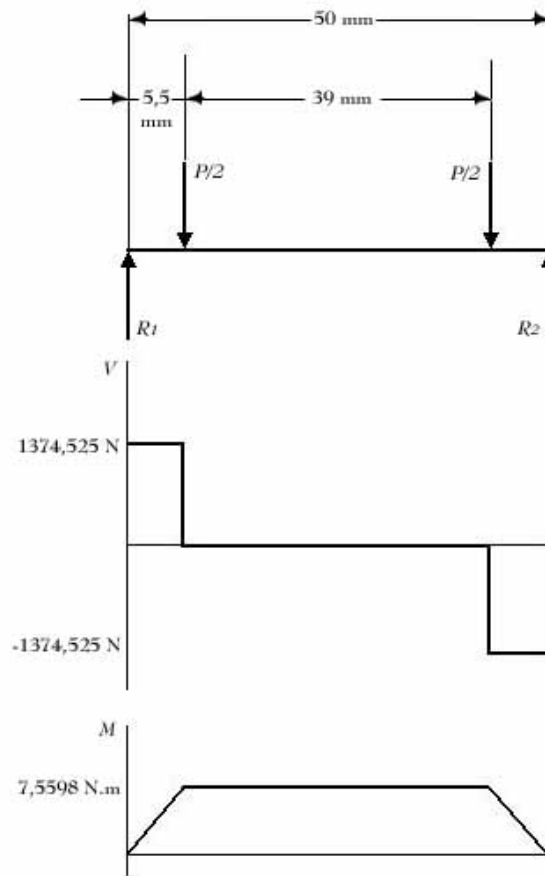


Figura 4.33.- Diagrama de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector

$$R_1 = R_2 = 1374,525 \text{ N.}$$

$$M_{\text{máximo}} = \left(\frac{P}{2}\right)a \quad (4.84)$$

$$Y_{\text{máxima}} = \frac{\left(\frac{P}{2}\right)a}{24EI} (4a^2 - 3l^2) \quad (4.85)$$

a : distancia de aplicación de la fuerza

l : longitud del pasador.

E : módulo de elasticidad.

I : momento de inercia en la sección transversal del pasador

$$a = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$l = 5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$E = 207 \text{ MPa.}$$

$$I = \frac{\pi}{4} \times D^4 \quad (4.86)$$

$$I = \frac{\pi}{4} (1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 = 3,974 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Mediante las ecuaciones (4.84) y (4.85), se obtienen los valores del momento máximo y deflexión máxima para el pasador

$$M_{\text{máximo}} = (1374,525 \text{ N}) (5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}) = 7,5598 \text{ N.m}$$

$$Y_{\text{máxima}} = \frac{7,5598 \text{ N.m}}{24(207 \text{ MPa})(3,974 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4)} \left[4(5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 - 3(5 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 \right] = -2,825 \cdot 10^{-7} \text{ m}$$

Una vez obtenido el momento máximo en el pasador se calculará el esfuerzo por flexión (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{|M_{\text{máximo}}|_c}{I} = \frac{|M_{\text{máximo}}|}{Z} \quad (4.87)$$

Z = módulo de sección. (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición)

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{\pi}{32} \times D^3 \quad (4.88)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} (1,5 \cdot 10^{-2} \text{ m})^3 = 3,31171 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

Sustituyendo los valores calculados anteriormente en la ecuación (4.87), se obtendrá el valor del esfuerzo de flexión en los pasadores de los rodillos

$$\sigma_{flexión} = \frac{7,5598 \text{ N.m}}{3,31171 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3} = 22,8274 \text{ MPa.}$$

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación (4.8), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.1.21.- Cálculos en las barras roscadas (tensores) para la tensión de las correas

Se utilizarán dos barras roscadas de 17 cm de longitud, rosca tipo ACME de 60° truncada, con un diámetro nominal de 1 in y un avance de 8 hilos por pulgada. En el extremo cada barra tendrá un collarín de empuje. Estas barras están disponibles en la compañía.

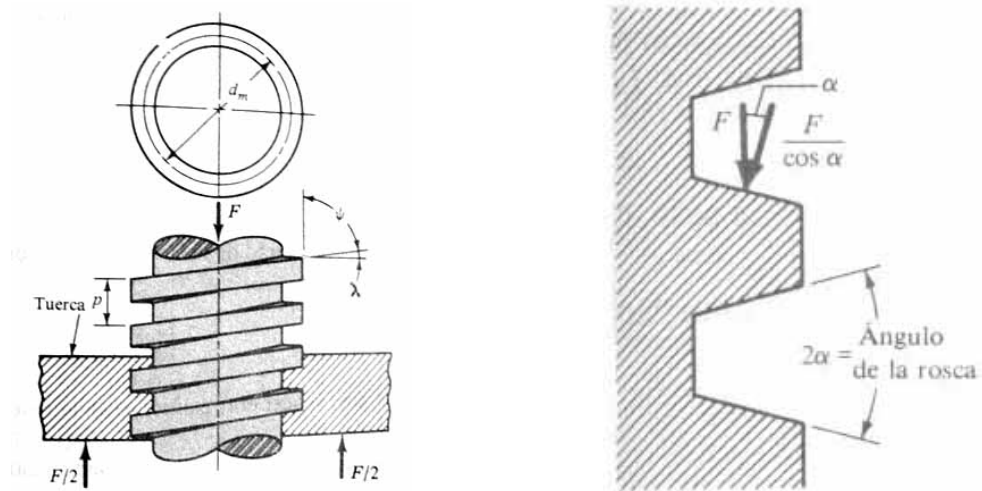


Figura 4.34.- Diagrama de los tensores

4.1.21.1.- Fuerza necesaria para tensar las correas (cálculo en tensor)

$F = 89,3 N$ (Esta fuerza es la división de la fuerza de tensión total de las correas entre los dos tensores, es decir, la que debe vencer cada tensor para tensar las correas).

dm = diámetro de paso

$$dm = D - 0,433p \tag{4.89}$$

D es el diámetro nominal, y p es el paso.

De la tabla 4.14, se obtiene el valor del paso

d , in	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , in	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

Tabla 4.14.- Pasos preferidos para roscas ACME

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

(D = diám. exterior, p = paso. Todas las dimensiones están en pulgadas)
(Véanse las figuras 8.2.2 a 8.2.5)

Símbolos	Dimensiones de la rosca			
	Propósito general, 29°	Truncada, 29°	Truncada, 60°	Modificada, 10°
t = espesor de la rosca	$0.5p$	$0.5p$	$0.5p$	$0.5p$
R = profundidad básica de la rosca	$0.5p$	$0.3p$	$0.433p$	$0.5p^*$
F = ancho básico del plano	$0.3707p$	$0.4224p$	$0.250p$	$0.4563p^\dagger$
G = (véanse figuras 8.2.2, 8.2.3, 8.2.5)	$F - (0.52 \times \text{claro})$	$F - (0.52 \times \text{claro})$	$0.227p$	$F - (0.17 \times \text{claro})$
E = diám. básico de paso	$D - 0.5p$	$D - 0.3p$	$D - 0.433p$	$D - 0.5p$
K = diám. menor básico	$D - p$	$D - 0.6p$	$D - 0.866p$	$D - p$
Gama de roscas, por pulg	1-16	2-16	4-16	

*Se agrega un claro de por lo menos 0.010 pulg a h en las roscas de paso 10 y más bastas, y de 0.005 pulg en los pasos más finos, para producir una profundidad extra; así se evita interferencia con las roscas de las piezas correlativas en los diámetros menor o mayor.
†Medido en la cresta de la rosca del tornillo.

Tabla 4.15.- Serie de rosca Acme

Fuente: Avallone, E. y Baumeister, T. Manual del Ingeniero Mecánico

Se selecciona un paso de 1/5 pulgada, equivalente a 5,08 mm., el cual concuerda con el de las barras roscadas que se utilizarán

Por lo tanto, el diámetro de paso será:

$$dm = 23,20036mm$$

$$2\alpha = \text{ángulo de la rosca} = 60^\circ \Rightarrow \alpha = 30^\circ$$

$$\mu = \text{coeficiente de roce} = 0,133 \text{ (Obtenido de la tabla 4.16)}$$

l = ancho básico del plano

$$l = 0,250p \tag{4.89}$$

$$l = (0,250)(5,08 \text{ mm.})1,27 \text{ mm}$$

Materiales	Estática		Por deslizamiento	
	En seco	Grasosa	En seco	Grasosa
Acero duro sobre acero duro	0.78 (1)	0.11 (1, a)	0.42 (2)	0.029 (5, h)
	0.23 (1, b)	0.081 (5, c)
	0.15 (1, c)	0.080 (5, i)
	0.11 (1, d)	0.058 (5, j)
	0.0075 (18, p)	0.084 (5, d)
	0.0052 (18, h)	0.105 (5, k)
	0.096 (5, l)
Acero suave sobre acero suave	0.74 (19)	0.57 (3)	0.12 (5, a)
			0.09 (3, a)
Acero duro sobre grafito	0.21 (1)	0.09 (1, a)	0.133 (2, f)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 1)	0.70 (11)	0.23 (1, b)	0.33 (6)	0.16 (1, b)
		0.15 (1, c)		0.06 (1, c)
		0.08 (1, d)		0.11 (1, d)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 8)	0.42 (11)	0.085 (1, e)	0.35 (11)	0.14 (1, b)
		0.17 (1, b)		0.065 (1, c)
		0.11 (1, c)		0.07 (1, d)
		0.09 (1, d)		0.08 (11, h)
Acero duro sobre babbitt (ASTM No. 10)	0.08 (1, e)	0.13 (1, b)
		0.25 (1, b)	0.06 (1, c)
		0.12 (1, c)	0.055 (1, d)
		0.10 (1, d)
.....	0.11 (1, e)

Tabla 4.16.- Coeficientes de fricción estática y por deslizamiento

Fuente: Avallone, E. y Baumeister, T. Manual del Ingeniero Mecánico

4.1.21.2.- Fuerza necesaria para tensar las correas

La fuerza necesaria para tensar las correas será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$P_{\text{tensar}} = \frac{F \left(\frac{l}{\pi dm} + \frac{\mu}{\cos \alpha} \right)}{1 - \left(\frac{\mu l}{\pi dm \cos \alpha} \right)} \quad (4.90)$$

$$P_{\text{tensar}} = \frac{89,3N \left[\frac{1,27 \text{ mm}}{\pi(23,20036 \text{ mm})} + \frac{0,133}{\cos 30^\circ} \right]}{1 - \left[\frac{(0,133)(0,1,27 \text{ mm})}{\pi(23,20036) \cos 30^\circ} \right]} = 15,31205 \text{ N}$$

4.1.21.3.- Fuerza para destensar las correas

La fuerza necesaria para destensar las correas será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$P_{\text{destensar}} = \frac{F \left(\frac{\mu}{\cos \alpha} - \frac{l}{\pi dm} \right)}{1 + \left(\frac{\mu l}{\pi dm \cos \alpha} \right)} \quad (4.91)$$

$$P_{\text{destensar}} = \frac{89,3N \left[\frac{0,133}{\cos 30^\circ} - \frac{1,27 \text{ mm}}{\pi(23,20036 \text{ mm})} \right]}{1 + \left[\frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\pi(23,20036 \text{ mm}) \cos 30^\circ} \right]} = 12,1250 \text{ N}$$

4.1.21.4.- Torque en el collarín de empuje

El torque en el collarín de empuje será (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$T_{\text{collarín}} = \frac{F\mu_c d_c}{2} \quad (4.92)$$

μ_c = coeficiente de roce

$$\mu_c = 0,133$$

d_c = diámetro medio del collarín

$$d_c = 0,0381m$$

$$T_{\text{collarín}} = \frac{(89,3 N)(0,133)(0,0381m)}{2} = 0,2262 N.m$$

4.1.21.5.- Torque para tensar las correas

Para hallar el torque de tensión de las correas se debe tomar en cuenta el torque en el collarín de empuje (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición).

$$T_{\text{tensar}} = \frac{Fdm}{2} \left(\frac{l + \frac{\pi\mu dm}{\text{Cos } \alpha}}{\pi dm - \frac{\mu l}{\text{Cos } \alpha}} \right) + T_{\text{collarín}} \quad (4.93)$$

$$T_{\text{tensar}} = \frac{(89,3 N)(23,20036mm)}{2} \left[\frac{1,27mm + \frac{\pi(0,133)(23,20036mm)}{\text{Cos } 30^\circ}}{\pi(23,20036mm) - \frac{(0,133)(1,27mm)}{\text{Cos } 30^\circ}} \right] + 226,2 N.m$$

$$T_{tensar} = 0,40382 \text{ N.m}$$

4.1.21.6.- Torque para destensar las correas

Para calcular el torque necesario para destensar las correas, también se debe tomar en cuenta el torque en el collarín de empuje (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición).

$$T_{destensar} = \frac{Fdm}{2} \left(\frac{\frac{\pi \mu dm}{\cos \alpha} - l}{\pi dm + \frac{\mu l}{\cos \alpha}} \right) + T_{collarín} \quad (4.94)$$

$$T_{destensar} = \frac{(89,3 \text{ N})(23,20036 \text{ mm})}{2} \left(\frac{\frac{\pi(0,133)(23,20036 \text{ mm})}{\cos 30^\circ} - (1,27 \text{ mm})}{\pi(23,20036 \text{ mm}) + \frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\cos 30^\circ}} \right) + 226,2 \text{ N.m}$$

$$T_{destensar} = 0,36685 \text{ N.m}$$

4.1.22.- Esfuerzos en la base del motor del dispositivo de rotación de la pieza

A continuación, se calcularán los esfuerzos en la base donde se fijará el motor debido a la fuerza de tensión que se aplicará a las correas. La base del motor es de acero AISI 1045, $S_y = 310 \text{ MPa}$., y se encuentra disponible en la compañía. Se utilizará un electrodo E6013. La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

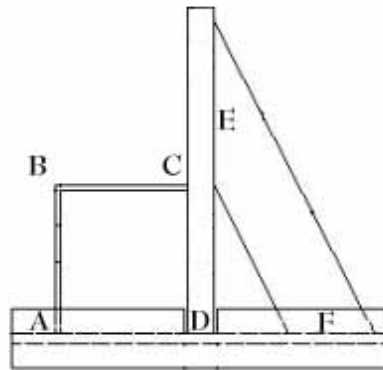


Figura 4.35.- Vista lateral de la base del motor inferior

4.1.22.1.- Esfuerzo de corte en el elemento A-B

$$\tau = \frac{V}{A_{garganta}} \tag{4.95}$$

$F = 178,6 \text{ N}$ (Fuerza que debe ser aplicada por los dos tornillos para la tensión de las correas)

$$F/2 = 89,3 \text{ N} \text{ (Fuerza ejercida por cada tornillo)}$$

$$V = F/2 \tag{4.96}$$

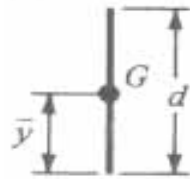


Figura 4.36.- Forma de la unión soldada

$$A_{garganta} = 0,707hd \tag{4.97}$$

h : altura de filete de soldadura.

d : longitud de filete de soldadura

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(5,08 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Con la ecuación (4.95) se halla el valor del esfuerzo de corte en la soldadura.

$$\tau = \frac{89,3 \text{ N}}{1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 783,127 \text{ KPa}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo de corte obtenido, con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{admisible} = \frac{0,4(310) \text{ MPa}}{2(1.44)} = \frac{124 \text{ MPa}}{2,88} = 43,0555 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{admisible}$$

4.1.22.2.- Esfuerzo de tracción en el elemento B-C

El área de la garganta será igual a la utilizada en el caso anterior

$$A_{garganta} = 1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{tracción} = \frac{F/2}{A_{garganta}} \tag{4.98}$$

$$\sigma_{tracción} = \frac{89,3 \text{ N}}{1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 783,127 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo admisible por flexión para la soldadura viene dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_{admissible} = \frac{0,6S_y}{n} \quad (4.99)$$

Para verificar si la soldadura falla por tracción, se comparará el esfuerzo obtenido por tracción con el esfuerzo admisible, el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.67$ según la tabla 4.8

$$\sigma_{admissible} = \frac{0,6(310 \text{ MPa})}{1,67} = \frac{186 \text{ MPa}}{1,67} = 111,3772 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{tracción} \leq \sigma_{admissible}$$

4.1.22.3.- Esfuerzos en el elemento D-E

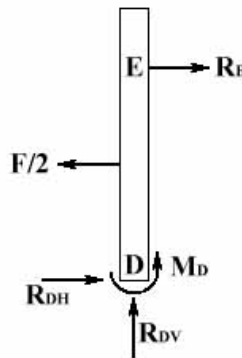


Figura 4.37.- Diagrama de cuerpo libre del elemento D-E

En este elemento se estudiarán las reacciones originadas por la fuerza de tensión del tornillo, una vez obtenido el momento concentrado en el extremo D, se determinarán los esfuerzos en la soldadura.

$$M_D = -3,7638 \text{ N.m}$$

$$R_D = 65,8177 \text{ N}$$

$$R_E = 23,4823 \text{ N}$$

Conocidas las reacciones y el momento que se generan en el elemento de estudio, se procederá a calcular los esfuerzos en la soldadura, utilizando un solo cordón de soldadura. La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

Esfuerzo por flexión:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{|M_{\text{máximo}}| c}{I} \quad (4.100)$$

$$I_u = \frac{d^3}{12} \quad (4.101)$$

$$I = 0.707h \times I_u \quad (4.102)$$

$$c = 5,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

I_u : segundo momento de área unitario

I : segundo momento de área basado en la garganta de la junta

c : centroide del la junta

$$I = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ mm}) \frac{(0,11 \text{ m})^3}{12} = 2,4897 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{(3,7638 \text{ N.m})(5,5 \cdot 10^{-2} \text{ m})}{2,4897 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4} = 831,4368 \text{ KPa.}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo por flexión admisible según la ecuación (4.99) el cual deberá ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.52$ según la tabla 4.8

$$\sigma_{admisible} = \frac{0,6(310 \text{ MPa})}{1.52} = \frac{186 \text{ MPa}}{1,52} = 122,3684 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

Esfuerzo de corte:

$$V = R_D = 65,8177 \text{ N}$$

Con las ecuaciones (4.97) y (4.95) se hallará el valor del área de la garganta y del esfuerzo de corte respectivamente. La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(0,11 \text{ m}) = 2,4691 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{65,8177 \text{ N}}{2,4691 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2} = 266,5655 \text{ KPa.}$$

Esfuerzo combinado:

A continuación se calculará el esfuerzo combinado resultante del esfuerzo de flexión y del esfuerzo de corte

$$\tau_{combinado} = \sqrt{\sigma_{flexión}^2 + \tau^2} \quad (4.103)$$

$$\tau_{combinado} = \sqrt{(831,4368 \text{ KPa})^2 + (266,5655 \text{ KPa})^2}$$

$$\tau_{combinado} = 873,1233 \text{ KPa.}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo combinado obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{admisible} = \frac{0,4(310)}{2(1,44)} = \frac{124 \text{ MPa}}{2,88} = 43,0555 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{combinado} \leq \tau_{admisible}$$

4.1.22.4.- Esfuerzos en el elemento E-F

La reacción en el extremo E es conocida, y será igual a la reacción en el punto F, al conocerse esta reacción, se puede calcular el momento generado en el punto F

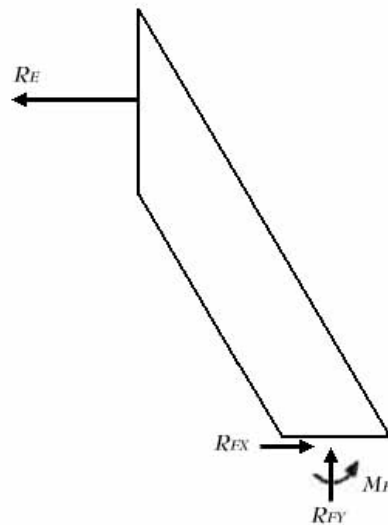


Figura 4.38.- Diagrama de cuerpo libre del elemento E-F

$$R_F = 23,4828 \text{ N.}$$

$$M_F = b \cdot R_F = (0,1625m)(23,4828 N) \quad (4.104)$$

$$M_F = 3,9333 N.m$$

Esfuerzos por flexión:

Se calculará el segundo momento de área basado en la junta con la ecuación (4.102). La altura de filete será 3,175 mm y se obtuvo en el cálculo de la soldadura del vástago soporte del husillo, como se verá mas adelante)

d: longitud de la junta

h: altura del filete

$$I = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} mm) \frac{(9,5 \cdot 10^{-2} m)^3}{12} = 1,6038 \cdot 10^{-7} m^4$$

El cálculo del esfuerzo por flexión se realizará mediante la ecuación (4.100)

$$\sigma_{flexión} = \frac{(3,9333 N)(4,75 \cdot 10^{-2} m)}{1,6038 \cdot 10^{-7} m^4} = 1,1649 MPa.$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo por flexión admisible según la ecuación (4.99) el cual deberá ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.52$ según la tabla 4.8

$$\sigma_{admisible} = \frac{0,6(310 MPa)}{1,52} = \frac{186 MPa}{1,52} = 122,3684 MPa.$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

Esfuerzo de corte:

$$V = R_F = 23,4829 \text{ N.}$$

Con las ecuaciones (4.97) y (4.95) se hallará el valor del área de la garganta y del esfuerzo de corte respectivamente. La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 0,707(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(0,095 \text{ m}) = 2,1324 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{23,4829 \text{ N}}{2,1324 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 110,1242 \text{ KPa.}$$

Esfuerzo combinado:

A continuación se calculará el esfuerzo combinado resultante del esfuerzo de flexión y del esfuerzo de corte mediante la ecuación (4.103):

$$\tau_{combinado} = \sqrt{(1,1649 \text{ MPa})^2 + (266,5655 \cdot 10^3 \text{ KPa})^2}$$

$$\tau_{combinado} = 1,1649 \text{ MPa.}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo combinado obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{admisible} = \frac{0,4(310 \text{ MPa.})}{2(1,44)} = \frac{124 \text{ MPa}}{2,88} = 43,0555 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{combinado} \leq \tau_{admisible}$$

4.2.- Mecanismo de desplazamiento para la pistola de termorrociado

Para el mecanismo de desplazamiento de la pistola, se calculará el peso del brazo, el del husillo, el de su guía, del vástago y el bastidor. También se tomará en cuenta para los cálculos el peso del motor.

Utilizando las ecuaciones (4.1) y (4.2), se calculará el peso aproximado del mecanismo de desplazamiento de la pistola, de la misma manera como se procedió al cálculo de los pesos aproximados del mecanismo de rotación de la pieza.

En la siguiente tabla se mostrarán los pesos de los componentes:

Elemento	Material	ρ [Kg/m ³]	V [m ³]	m [Kg]	P [N]
Brazo	Acero AISI 1045	7850	7,154.10 ⁻⁴	5,6	55,0341
Guía del husillo	Acero AISI 1045	7850	1,58.10 ⁻⁴	1,24	12,1644
Placa de acople con el husillo	Acero AISI 1045	7850	1,96.10 ⁻⁴	1,54	15,1074
Unión del brazo con placa de acople con el husillo	Acero AISI 1045	7850	8,46.10 ⁻⁵	0,63	6,19
Barra roscada	Acero AISI 1045	7850	6,32.10 ⁻⁴	4,96	48,61
Pistola	-----	-----	-----	5	49,05
Soporte de la pistola	Acero AISI 1045	7850	2,254.10 ⁻⁴	1,77	17,3637
Husillo	-----	-----	-----	35,8719	351,9043*
Motor	-----	-----	-----	5	49,05

* Este peso es el correspondiente al conjunto formado por el husillo, tomando en cuenta también el peso del motor.

Tabla 4.17.- Pesos de los componentes

4.2.1.- Cálculo de la deflexión para la placa de soporte del motor superior

Para los cálculos se supondrá como una viga empotrada en uno de los extremos y con una carga puntual en el otro extremo. Se utilizarán las ecuaciones de la tabla 4.18 para calcular las reacciones y el momento flector.

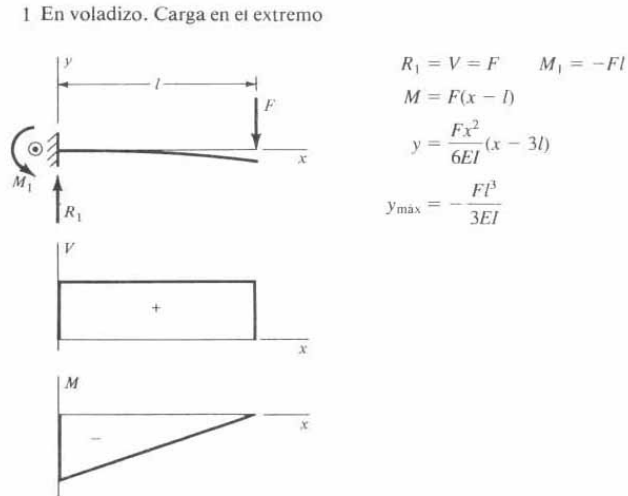


Tabla 4.18.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, cargas en los extremos

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

$$F = R_1 = 49,05 \text{ N}$$

$$M_1 = -Fl = -20,09 \text{ N} \tag{4.105}$$

I: momento de inercia de la sección rectangular de la placa

$$I = \frac{b^3 h}{12} \tag{4.106}$$

$$I = \frac{(0,152 \text{ m})^3 (0,0161 \text{ m})}{12} = 4,71 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$Y_{\text{máxima}}$: Deflexión máxima

$$Y_{\text{máxima}} = \frac{-Fl^3}{3EI} \quad (4.107)$$

$$Y_{\text{máxima}} = \frac{-Fl^3}{3EI} = \frac{(49 \text{ N})(0,41 \text{ m})^3}{3(207 \cdot 10^9 \text{ Pa})(4,71 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4)} = -1,15 \cdot 10^{-7} \text{ m} = -1,15 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

4.2.2.- Cálculo para la transmisión en el motor del dispositivo de la pistola

Para poder mover el brazo de la pistola verticalmente, se utilizará una barra roscada, de 1" de diámetro, con una chumacera en cada extremo para un movimiento de giro. Acoplada a una de las chumaceras, estará una polea de tres pulgadas de diámetro la cual transmitirá el movimiento. El husillo será construido con perfiles estructurales y perfiles de alas iguales.

Para el movimiento vertical del brazo de la pistola, se conectará un inversor para cambiar el sentido de desplazamiento.

La longitud efectiva o de paso de una correa en V se calculará mediante la ecuación (4.12) con los siguientes datos:

d : diámetro de la polea menor

$$d = 2" = 50,8 \text{ mm} = 0,0508 \text{ m}$$

D : diámetro de la polea mayor

$$D = 3 \text{ pulgadas} = 76,2 \text{ mm} = 0,0762 \text{ m}$$

Distancia entre centros:

$$C = 120 \text{ mm} = 0,120 \text{ m}$$

$$L_p = 2(0,120 \text{ m}) + 1,57(0,0762 \text{ m} + 0,0508 \text{ m}) + \frac{(0,0762 \text{ m} - 0,0508 \text{ m})^2}{4(0,120 \text{ m})} = 0,4407 \text{ m} = 17,35 \text{ ''}$$

Con el valor obtenido anteriormente se seleccionará una banda tipo A17, disponible en la empresa. Ahora se calculará la relación de transmisión en las poleas.

Las *RPM* de salida del motor son $n_1 = 120 \text{ RPM}$

La relación de transmisión viene dada por la siguiente expresión (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$\frac{D}{d} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.108)$$

despejando n_2 se tiene que:

$$n_2 = \frac{n_1 \times d}{D} \quad (4.109)$$

La polea conecta al motor será de 2" de diámetro. Para la otra polea, se verá, mediante la velocidad de avance del brazo de la pistola, cual diámetro utilizar para el mecanismo.

El diámetro nominal de la barra roscada es 1", con un paso de 5,08 *mm*, según la tabla 4.14.

Para una polea de 2":

$$n_2 = \left(\frac{2''}{2''} \right) \cdot 120 = 120 \text{ RPM}$$

$$120 \frac{\text{pasos}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{5,08 \text{ mm}}{1 \text{ paso}} = 10,16 \text{ mm/s}$$

Para una polea de 3":

$$n_2 = \left(\frac{2''}{3''} \right) \cdot 120 = 80 \text{ RPM}$$

$$80 \frac{\text{pasos}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{5,08 \text{ mm}}{1 \text{ paso}} = 6,77 \text{ mm/s}$$

Para una polea de 4":

$$n_2 = \left(\frac{2''}{4''} \right) \cdot 120 = 60 \text{ RPM}$$

$$60 \frac{\text{pasos}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times \frac{5,08 \text{ mm}}{1 \text{ paso}} = 5,08 \text{ mm/s}$$

La velocidad de avance de 6,77 mm/s es un valor técnico aceptable por la empresa. Por lo tanto, ésta será la velocidad de avance de la pistola dentro de la pieza.

Velocidad de desplazamiento de la banda se calculará a través de la ecuación (4.13)

$$V = \frac{\pi(2'')(120 \text{ RPM})}{12} = 62,83 \text{ ft/min}$$

Extrapolando en la tabla 4.3 para una velocidad de desplazamiento de 62,83 ft/min. y un diámetro de 2 pulgadas, se tiene una potencia nominal por banda de 0,345 hp.

El ángulo de contacto es $\theta_D = \pi \text{ rad} = 180^\circ$

Potencia corregida se calculará con la ecuación (4.15), el factor de corrección es de 0,85 tomado de la tabla 4.4

$$P_{\text{corregida}} = \text{factor de correccion} \times P_{\text{nominal por banda}}$$

$$P_{\text{corregida}} = (0,85)(0,345 \text{ HP}) = 0,293 \text{ hp}$$

La potencia de diseño se calculará mediante la ecuación (4.16), se utilizará un factor de servicio ($F.S.$) de 1,15, tomado de la tabla 4.5:

La potencia nominal del motor es: $P_{nom} = 0,25 \text{ hp} = 0,1865 \text{ KW}$

$$P_{diseño} = P_{nom} \cdot FS = (0,25 \text{ hp})(1,15) = 0,2875 \text{ hp}$$

El número de bandas requerido se calculará mediante la ecuación (4.17)

$$N = \frac{(0,2875 \text{ hp})}{(0,293 \text{ hp})} = 0,981$$

Por consiguiente, 1 banda de sección A será lo que se especifique.

4.2.2.1.- Torque para subir el brazo de la pistola

El torque para subir el brazo de la pistola viene dado por (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$T_{subir} = \frac{Fdm}{2} \left(\frac{l + \frac{\pi \mu dm}{\cos \alpha}}{\pi dm - \frac{\mu l}{\cos \alpha}} \right) \quad (4.110)$$

$$T_{subir} = \frac{(154,9082 \text{ N})(23,20036 \text{ mm})}{2} \left[\frac{1,27 \text{ m} + \frac{\pi(0,133)(23,20036 \text{ mm})}{\cos 30^\circ}}{\pi(23,20036 \text{ mm}) - \frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\cos 30^\circ}} \right]$$

$$T_{subir} = 308,10 \text{ N.m} \cong 0,30810 \text{ N.m}$$

4.2.2.2.- Torque para bajar el brazo de la pistola

El torque para bajar el brazo de la pistola viene dado por (Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, 5ta Edición):

$$T_{bajar} = \frac{Fdm}{2} \left(\frac{\frac{\pi \mu dm}{\cos \alpha} - l}{\pi dm + \frac{\mu l}{\cos \alpha}} \right) \quad (4.111)$$

$$T_{bajar} = \frac{(154.9082 \text{ N})(23,20036 \text{ mm})}{2} \left[\frac{\frac{\pi(0,133)(23,20036 \text{ mm})}{\cos 30^\circ} - (1,27 \text{ mm})}{\pi(23,20036 \text{ mm}) + \frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\cos 30^\circ}} \right]$$

$$T_{bajar} = 244 \text{ N}\cdot\text{mm} \cong 0,244 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.2.2.3.- Tensiones en las correas

La fuerza neta de impulso en las poleas se calculará mediante la ecuación (4.18), tomándose como torque 0,30810 $N\cdot m$, el correspondiente al torque para subir la carga, que es mayor que para bajar la carga

$$F_N = \frac{(0,30810 \text{ N}\cdot\text{m})}{(0,0762 \text{ m})/2} = 8,08 \text{ N}$$

De las ecuaciones (4.19) y (4.20) se obtiene que:

$$F_B = 1,5(8,08 \text{ N}) = 12,12 \text{ N}$$

Posteriormente, despejando los valores de las tensiones, se obtiene:

Tensión F_2 del lado más flojo:

$$F_N = F_1 - F_2 = 5F_2 - F_2 = 4F_2 \Rightarrow F_2 = 2,02 \text{ N}$$

Tensión F_1 del lado más tenso:

$$F_1 = 5F_2 = 10,10 \text{ N}$$

Por último, el torque neto para la polea de la barra roscada:

$$T_A = (F_1 - F_2)(D_A/2) = (10,10 \text{ N} - 2,02 \text{ N})(0,0762 \text{ m}/2) = 0,3078 \text{ N} \cdot \text{m}$$

4.2.3.- Cálculos en el brazo de la pistola

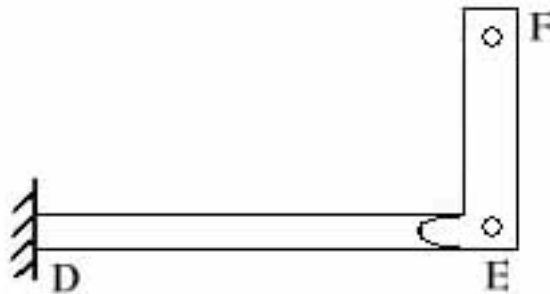
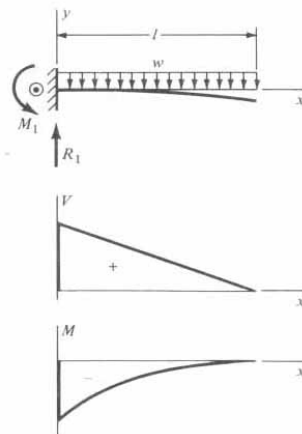


Figura 4.39.- Brazo de la pistola

El cálculo del momento máximo, las reacciones y el desplazamiento del brazo se realizará mediante las tablas 4.18, 4.19 y 4.20. Se utilizará el método de superposición para determinar todas las cargas en el elemento de estudio.

Se utilizará un acero AISI 1045, $S_y = 310 \text{ MPa}$ para la construcción de este elemento y se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para el cálculo de los esfuerzos admisibles.

3 En voladizo. Carga uniforme



$$R_1 = wl \quad M_1 = -\frac{wl^2}{2}$$

$$V = w(l - x) \quad M = -\frac{w}{2}(l - x)^2$$

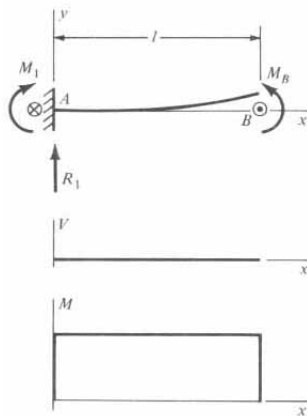
$$y = \frac{wx^2}{24EI}(4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{8EI}$$

Tabla 4.19.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, carga uniforme

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

4 En voladizo. Carga de momento



$$R_1 = 0 \quad M_1 = M_B \quad M = M_B$$

$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\max} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$

Tabla 4.20.- Cortante, momento y deflexión de vigas, en voladizo, carga de momento

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

$$P_{\text{pistola}} = 49,05 \text{ N.}$$

$$P_{\text{base de pistola}} = 17,3637 \text{ N.}$$

$$P_{\text{brazo de pistola}} = 55,0341 \text{ N.}$$

$$W_{\text{brazo de pistola}} = 110,0682 \text{ N/m}$$

Se asume que el elemento que se analizará estará empotrado en uno de sus extremos y estará sometido a un momento concentrado, una carga puntual y una carga distribuida.

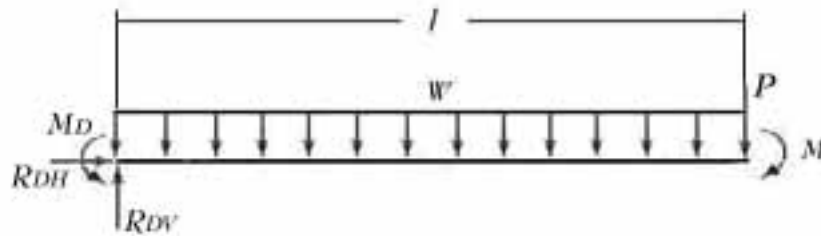


Figura 4.40.- Diagrama de cuerpo libre del brazo

Caso 1:

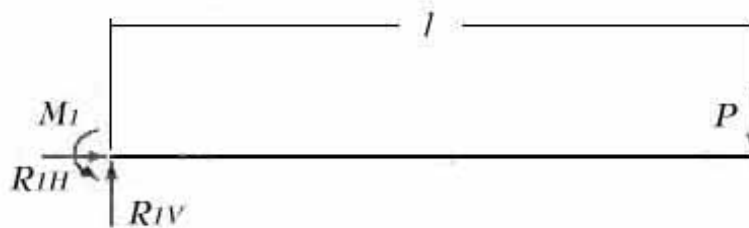


Figura 4.41.- Diagrama de cuerpo libre del brazo con la carga en el extremo

El primer caso será el estudio del elemento solo con la carga puntual en un extremo y empotrado en el otro extremo

$$R_1 = P_{pistola} + P_{base\ pistola} = 66,4137\ N.$$

$$M_{1\text{máximo}} = R_1 \times l \tag{4.112}$$

$$l = 0,5\ m$$

$$M_{1\text{máximo}} = - 66,4137\ N \times 0,5\ m = - 33,2065\ N.m$$

$$Y_{1\text{máxima}} = -\frac{R_1 l^3}{3EI} \quad (4.113)$$

$$E = 207 \text{ GPa.}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (D_2^2 - D_1^2) \quad (4.114)$$

D_2 = diámetro externo del tubo

D_1 = diámetro interno del tubo

$$I = \frac{\pi}{64} [(0,0381)^2 - (0,0254)^2] = 8,2961 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$Y_{1\text{máxima}} = -\frac{(33,2065 \text{ N})(0,5\text{m})^3}{3(207 \text{ GPa})(8,2961 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4)} = -8,0568 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Caso 2:

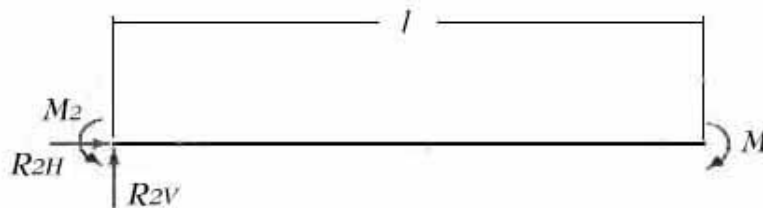


Figura 4.42.- Diagrama de cuerpo libre del brazo con un momento concentrado en el extremo

El segundo caso será el estudio del elemento solo con el momento concentrado en un extremo y empotrado en otro extremo.

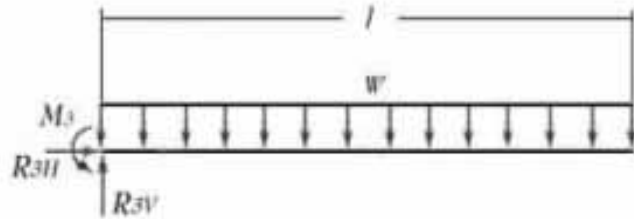
$$R_2 = 0$$

$$M_{\text{concentrado}} = -66,4137 \text{ N} \times 0,12\text{m} = -7,9696 \text{ N.m}$$

$$M_{2\text{máximo}} = M_{\text{concentrado}} = -7,9696 \text{ N.m}$$

$$Y_{2\text{máxima}} = \frac{M_2 l^2}{2EI} \quad (4.115)$$

$$Y_{2\text{máxima}} = \frac{(-7,9696 \text{ N.m})(0,5\text{m})^2}{2(207\text{GPa})(8,2961 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4)} = -1,1601 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Caso 3:**Figura 4.43.- Diagrama de cuerpo libre del brazo con la carga distribuida**

El tercer caso será el estudio del elemento solo con la carga distribuida y empotrado en otro extremo.

$$R_3 = W \times l \quad (4.116)$$

$$R_3 = 110,0682 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times 0,5\text{m} = 55,0341 \text{ N}$$

$$M_{3\text{máximo}} = -\frac{Wl^2}{2} \quad (4.117)$$

$$M_{3\text{máximo}} = -\frac{Wl^2}{2} = -\frac{(110,0682 \text{ N/m})(0,5\text{m})^2}{2} = -13,7585 \text{ N.m}$$

$$Y_{3\text{máxima}} = -\frac{Wl^4}{8EI} \quad (4.118)$$

$$Y_{3\text{máxima}} = -\frac{(110,0682 \text{ N/m})(0,5\text{m})^4}{8(207\text{GPa})(8,2961 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4)} = -5,0073 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Para hallar el momento máximo y el desplazamiento máximo del elemento en estudio se deben sumar los valores obtenidos anteriormente

$$V_{total} = R_1 + R_2 + R_3 = 121,4771 \text{ N}$$

$$M_{máximo} = M_{1máximo} + M_{2máximo} + M_{3máximo} = -54,9346 \text{ N.m}$$

$$M_{mínimo} = -7,9696 \text{ N.m}$$

$$Y_{máximo} = Y_{1máximo} + Y_{2máximo} + Y_{3máximo} = -2,4665 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

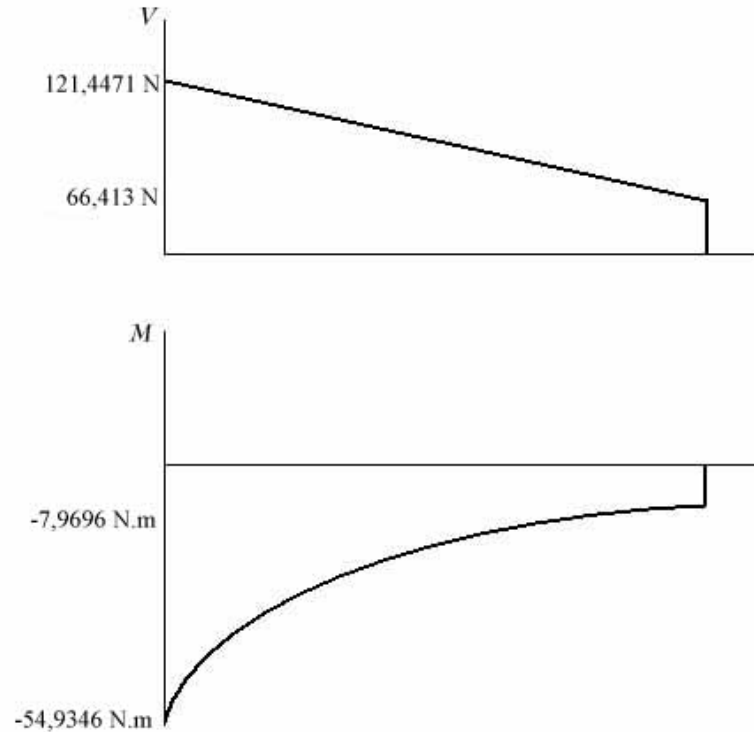


Figura 4.44.- Diagramas fuerza cortante y momento flector del brazo

Una vez obtenido el momento máximo en el elemento se calculará el esfuerzo por flexión a través de la ecuación (4.87)

$$\sigma_{flexión} = \frac{|M_{máximo}|c}{I} = \frac{|M_{máximo}|}{Z}$$

Z = módulo de sección.

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{\pi}{32} \frac{(D_2^2 - D_1^2)}{D_2} \quad (4.119)$$

$$Z = \frac{\pi}{32} \frac{\left[(3,81 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 - (2,54 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 \right]}{3,81 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 4,3547 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{54,9346 \text{ N.m}}{4,3547 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = 12,615 \text{ MPa}.$$

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido por flexión con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.8), el cual deberá ser mayor que el obtenido. Se utilizará un factor de seguridad de $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_{\text{flexión}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

4.2.3.1.- Esfuerzos en la soldadura

Esfuerzo por flexión:

Con la ecuación (4.100) se calculará el esfuerzo por flexión en la soldadura

I_u = segundo momento de área unitario

$$I_u = \pi r^3$$

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$I = 0,707 h \times I_u = 0,707 \pi r h^3 = 0,707 \pi (3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}) (1,905 \cdot 10^{-2} \text{ m})^3$$

$$I = 4,8727 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{(54,9346 \text{ N.m})(1,905 \cdot 10^{-2} \text{ m})}{4,8727 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4} = 21,4768 \text{ MPa.}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo por flexión admisible según la ecuación (4.99) el cual deberá ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.52$ según la tabla 4.8.

$$\sigma_{admisible} = \frac{0,6(310)}{1,52} = \frac{186 \text{ MPa}}{1,52} = 122,3684 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

Esfuerzo por corte:

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 1,414\pi \times h \times r \quad (4.120)$$

h = altura de filete

r = radio

$$A_{garganta} = 1,414\pi(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(1,905 \cdot 10^{-2} \text{ m})$$

$$A_{garganta} = 2,6854 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

El esfuerzo de corte se calculará utilizando la ecuación (4.95):

$$\tau = \frac{121,4471 \text{ N}}{2,6854 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 452,2495 \text{ KPa}$$

Esfuerzo combinado:

A continuación se calculará el esfuerzo combinado resultante del esfuerzo de flexión y del esfuerzo de corte mediante la ecuación (4.103):

$$\tau_{combinado} = \sqrt{(21,4768 \text{ MPa})^2 + (452,2495 \text{ KPa})^2}$$

$$\tau_{combinado} = 21,4815 \text{ MPa.}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo combinado obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{teórico} = \frac{0,4(310 \text{ MPa})}{2(1,44)} = \frac{124 \text{ MPa}}{2,88} = 43,055 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{combinado} \leq \tau_{admisible}$$

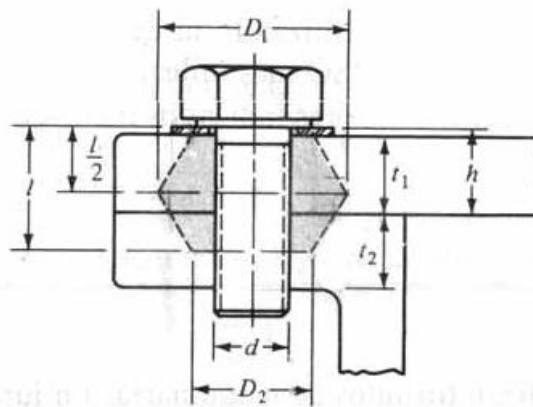
4.2.4.- Esfuerzos en el acople del husillo**4.2.4.1.- Análisis de los pernos que unen la guía del husillo con el brazo de la pistola**

Figura 4.45.- Representación de la unión roscada

Se utilizarán 4 pernos de cabeza hexagonal grado SAE 5, con un diámetro nominal de 3/8 de pulgada. Se hará el cálculo para un solo perno.

Carga estática

$$t_1 = 1,3 \cdot 10^{-2} m$$

$$t_2 = 1,3 \cdot 10^{-2} m$$

$$h = t_1 + 1,5875 \cdot 10^{-3} m$$

$$h = 0,013 \cdot 10^{-3} m + 1,5875 \cdot 10^{-3} m = 1,4587 \cdot 10^{-2} m$$

l : agarre efectivo.

d : diámetro nominal del perno

El cálculo de la longitud de agarre efectivo se realizará mediante la ecuación (4.53) debido a que $t_2 \geq d$

$$l = 1,4587 \cdot 10^{-2} m + \frac{9,525 \cdot 10^{-3} m}{2} = 1,9359 \cdot 10^{-2} m$$

$$l/2 = 9,6745 \cdot 10^{-3} m$$

Los diámetros de los conos de presión D_1 y D_2 se calcularán mediante las ecuaciones (4.54) y (4.55) respectivamente:

$$D_1 = 1,5(9,525 \cdot 10^{-3} m) + 0,577(1,9345 \cdot 10^{-2} m) = 2,5451 \cdot 10^{-2} m.$$

$$D_2 = 1,5(9,535 \cdot 10^{-3} m) = 1,42875 \cdot 10^{-2} m$$

Con los datos obtenidos anteriormente se calcularán los conos truncados de presión que se forman en la junta.

Cono superior

$$t = \frac{l}{2} = 9,6745 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,42875 \cdot 10^{-2} m$$

Cono medio

$$t = h - \frac{l}{2}$$

$$t = 1,4587 \cdot 10^{-2} m - 9,6745 \cdot 10^{-3} m = 4,9125 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = 1,9778 \cdot 10^{-2} m$$

Cono inferior

$$t = l - h$$

$$t = 1,9349 \cdot 10^{-2} m - 1,4587 \cdot 10^{-2} m = 4,762 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,42875 \cdot 10^{-2} m$$

Con estos valores se calculará la constante elástica de cada elemento de la unión mediante la ecuación (4.56)

$$k = \frac{0,577 \pi E D}{\text{Ln} \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}}$$

Los valores obtenidos son los siguientes:

$$k_1 = 6,52242 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 28,24625 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 11,09076 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Ahora con k_1 , k_2 y k_3 se calculará la constante elástica total de los elementos sujetos mediante la ecuación (4.57)

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

$$k_m = 3,58569 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

La constante elástica del perno se calculará con la ecuación (4.58):

$$k_b = \frac{A_t E}{l_t}$$

k_b = rigidez en el sujetador

A_t = área transversal de esfuerzo de tensión

l_t = longitud de la porción roscada de agarre

E = módulo de elasticidad

$$k_b = \frac{(4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m})(207 \text{ GPa})}{2,6 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 0,39799 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Con los valores obtenidos de k_b y k_m se calculará la constante de la unión mediante utilizando la ecuación (4.59)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0,39799 \cdot 10^9 \text{ N/m}}{0,39799 \cdot 10^9 \text{ N/m} + 3,58569 \cdot 10^9 \text{ N/m}} = 9,9907 \cdot 10^{-2}$$

Análisis para la resistencia de los pernos

Caso estático

Se debe calcular el factor de carga en el perno y el factor de seguridad que previene la separación de la junta.

Primero se calculará la fuerza externa en cada perno por efecto del momento generado en la pieza, para esto se descompondrá dicho momento y mediante la ecuación (4.65) se obtiene el valor de la fuerza en el perno B:

$$M = 66,7959 \text{ N.m}$$

$$y_A = 2,77375 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$y_B = 9,72625 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

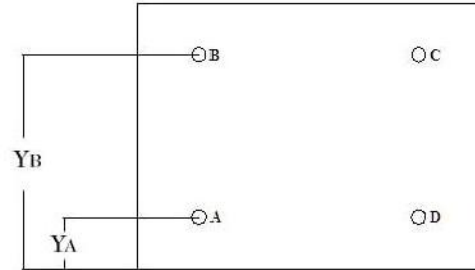


Figura 4.46.- Vista frontal de los agujeros de la guía del husillo

$$F_B = \frac{66,7959 \text{ N.m}}{2(9,72625 \cdot 10^{-2} \text{ m}) \left[\frac{(9,72625 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2 + (2,77375 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2}{(9,72625 \cdot 10^{-2} \text{ m})^2} \right]}$$

$$F_B = 317,55331 \text{ N}$$

El valor de F_B se sustituye en la ecuación (4.64) y se despeja F_A

$$F_A = 90,56044 \text{ N}$$

$$F_B = F_C$$

$$F_A = F_D$$

Con la ecuación se (4.62) calculará la precarga en e perno:

S_p : resistencia límite mínima a la tensión

$$S_p = 586 \text{ MPa.}$$

A_t : área transversal del esfuerzo de tensión

$$A_t = 4,999 \cdot 10^{-5} m^2 \text{ (Ver tabla 4.12)}$$

$$F_i = 0,75 A_t S_p = 0,75 (4,999 \cdot 10^{-5} m^2) (586 MPa) = 21970,605 N$$

La carga total de tensión en el perno viene dada por la suma de la precarga y de la fuerza externa al momento.

$$P_B = P_D = F_B + F_i = 317,5533 N + 21970,605 N = 22288,1583 N$$

$$P_A = P_D = 90,56044 N + 21970,605 N = 22061,16544 N$$

S_p : resistencia límite mínima a la tensión

El factor de carga y el factor que previene contra la separación de la junta para cada perno superior se calcularán mediante las ecuaciones (4.60) y (4.61) respectivamente:

Factor de carga del perno:

$$n = \frac{(586 GPa)(4,999 \cdot 10^{-5} m) - 21970,605 N}{9,9907 \cdot 10^{-2} (22288,1583 N)}$$

$$n = 3,28$$

Factor contra la separación de la junta:

$$n = \frac{21970,605 N}{22288,1583 N (1 - 9,9907 \cdot 10^{-2})}$$

$$n = 1,095$$

Caso dinámico

La componente alternante del esfuerzo del perno se calculará mediante la ecuación (4.67)

$$\sigma_a = \frac{(9,9907 \cdot 10^{-2}) (22288,1589 \text{ N})}{2(4,999 \cdot 10^{-2} \text{ m})} = 22,2718 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo medio del perno se calculará mediante la ecuación (4.68):

$$\sigma_m = 22,2718 \text{ MPa} + \frac{21970,605 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}} = 461,7718 \text{ MPa.}$$

Mediante las ecuaciones (4.70) y (4.71) se calculará los valores de S_a y S_m respectivamente:

S_e : límite de fatiga (Ver tabla 4.10)

S_{ut} : resistencia última a la tensión

S_a : resistencia alternante

S_m : resistencia media

$$S_a = \frac{827 \text{ MPa} - \left(\frac{21970,605 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \right)}{1 + \left(\frac{827 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right)} = 51,9371 \text{ MPa.}$$

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right)$$

$$S_m = 827 \text{ MPa.} \left(1 - \frac{51,9371 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa.}} \right) = 491,4371 \text{ MPa.}$$

Con las ecuaciones (4.69) y (4.72) se calculará el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman y el factor de seguridad contra la fluencia respectivamente

$$n = \frac{51,9371 \text{ MPa}}{22,2728 \text{ MPa}} = 2,33$$

$$n = \frac{634,317 \text{ MPa}}{461,77181 \text{ MPa.} + 22,2718 \text{ MPa.}} = 1,31$$

Esfuerzo de corte en los pernos

Para calcular el esfuerzo de corte en cada perno se debe dividir entre cuatro la fuerza P

$$P = 142,7445 \text{ N}$$

$$V = P_{\text{/perno}} = \frac{142,7445 \text{ N}}{4} = 35,6861 \text{ N.}$$

Para el área de corte se tomará el área al diámetro menor del perno

$$A_{\text{corte}} = 0,0678 \text{ in}^2 = 4,3741 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ (Ver tabla 4.12)}$$

Mediante la ecuación (4.28) se calculará el esfuerzo de corte que soportará cada perno

$$\tau = \frac{35,6861 \text{ N}}{4,3741 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 815,8501 \text{ KPa.}$$

Para verificar si hay falla por esfuerzo de corte, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo de corte admisible utilizando la ecuación (4.30), el

cual deberá ser mayor que el obtenido. Se utilizará un factor de seguridad $n=3$ para aplicaciones industriales.

$$\tau_{admisible} \frac{248,2112 \text{ MPa}}{6} = 41,3685 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{admisible}$$

4.2.4.2.- Esfuerzo de aplastamiento en los agujeros de la guía del husillo

Para calcular el esfuerzo de aplastamiento en los agujeros de la guía del husillo se utilizará la ecuación (4.79)

$$A_{aplastamiento} = D \times t$$

D = diámetro del agujero.

t = espesor de la placa.

$$A_{aplastamiento} = (9,525 \cdot 10^{-3} \text{ m})(1,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 1,2382 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Con el valor del área de aplastamiento calculada anteriormente, se calculará el esfuerzo de aplastamiento en los agujeros mediante a ecuación (4.78)

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{P_{\text{c/perno}}}{A_{aplastamiento}}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{35,6861 \text{ N}}{1,2382 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 288,2094 \text{ KPa.}$$

Se comparará el valor del esfuerzo de aplastamiento obtenido con el esfuerzo de aplastamiento admisible según la ecuación (4.8), y deberá ser mayor que el esfuerzo obtenido. Se asumirá un valor de $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{310 \text{ MPa}}{3} = 103,333 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{aplastamiento} \leq \sigma_{admisible}$$

4.2.5.- Esfuerzos en el perno sujetador del brazo

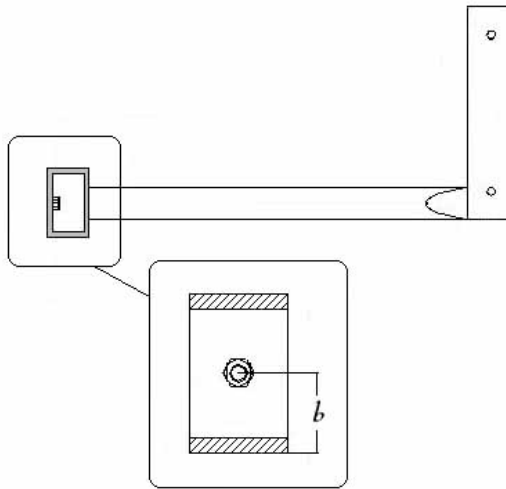


Figura 4.47.- Figura del perno que conecta el brazo con la guía del husillo

4.2.5.1.- Precarga en el perno que une el brazo de la pistola con la guía del husillo

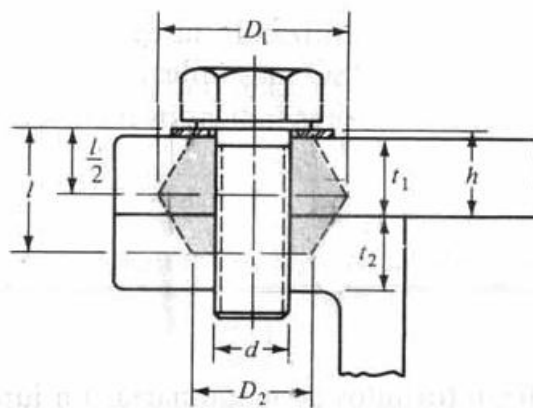


Figura 4.48.- Representación de la unión roscada

Se utilizará un perno de cabeza hexagonal grado SAE 5, con un diámetro nominal de 3/8 de pulgada.

$$t_1 = 6,35 \cdot 10^{-3} m$$

$$t_2 = 1,3 \cdot 10^{-2} m$$

$$h = t_1 + 1,5875 \cdot 10^{-3} m$$

$$h = 6,35 \cdot 10^{-3} m + 1,5875 \cdot 10^{-3} m = 7,9375 \cdot 10^{-3} m$$

l : agarre efectivo.

d : diámetro nominal del perno

$$d = 9,525 \cdot 10^{-3} m$$

El cálculo de la longitud de agarre efectivo se realizará mediante la ecuación (4.53) debido a que $t_2 \geq d$

$$l = 7,9375 \cdot 10^{-3} m + \frac{9,525 \cdot 10^{-3} m}{2}$$

$$l = 1,27 \cdot 10^{-2} m$$

$$\frac{l}{2} = 6,35 \cdot 10^{-3} m$$

Los diámetros de los conos de presión D_1 y D_2 se calcularán mediante las ecuaciones (4.54) y (4.55) respectivamente

$$D_1 = 1,5(9,525 \cdot 10^{-3} m) + 0,577(1,27 \cdot 10^{-2} m) = 2,1615 \cdot 10^{-2} m$$

$$D_2 = 1,5(9,535 \cdot 10^{-3} m) = 1,4287 \cdot 10^{-2} m$$

Con los datos obtenidos anteriormente se calcularán los conos de presión que se forman en la junta.

Cono superior

$$t = l/2 = 6,35 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,4287 \cdot 10^{-2} m$$

Cono medio

$$t = h - l/2$$

$$t = 7,937 \cdot 10^{-3} m - 6,35 \cdot 10^{-3} m = 1,5875 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = 1,9781 \cdot 10^{-2} m$$

Cono inferior

$$t = l - h$$

$$t = 1,27 \cdot 10^{-2} m - 7,9375 \cdot 10^{-3} m = 4,7625 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,4287 \cdot 10^{-2} m$$

Con estos valores se calculará la constante elástica de cada elemento de la unión mediante la ecuación (4.56):

$$k = \frac{0,577 \pi E D}{Ln \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}}$$

Los valores obtenidos son los siguientes:

$$k_1 = 8,0925 \cdot 10^9 N/m$$

$$k_2 = 118,7136 \cdot 10^9 N/m$$

$$k_3 = 9,5937 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Ahora con k_1, k_2 y k_3 se calculará la constante elástica total de los elementos sujetos mediante la ecuación (4.57):

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

$$k_m = 4,2331 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

La constante elástica del perno se calculará a través de la ecuación (4.58):

$$k_b = \frac{A_t E}{l_t}$$

k_b = rigidez en el sujetador

A_t = área transversal de esfuerzo de tensión

l_t = longitud de la porción roscada de agarre

E = módulo de elasticidad

$$k_b = \frac{(4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m})(207 \text{ GPa})}{2,09375 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 0,4942 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Con los valores obtenidos de k_b y k_m se calculará la constante de la unión mediante utilizando la ecuación (4.59)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0,4942 \cdot 10^9 \text{ N/m}}{0,4942 \cdot 10^9 \text{ N/m} + 4,2331 \cdot 10^9 \text{ N/m}} = 0,1045$$

4.2.5.2.- Análisis para la resistencia del perno

Caso estático

Se debe calcular el factor de carga en el perno y el factor de seguridad que previene la separación de la junta.

Primero se calculará la fuerza externa que recibe el perno por efecto del momento generado en la pieza, para esto se descompondrá dicho momento mediante la siguiente ecuación

A continuación se calculará la fuerza externa a la que está sometido el perno, para ello se despejara la fuerza de la siguiente ecuación

$$M = b \times F \quad (4.122)$$

$$F = \frac{M}{b}$$

$$b = 4,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$F = \frac{66,7959 \text{ N.m}}{4,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 1629,1682 \text{ N}$$

Con la ecuación (4.62) se calculará la precarga en el perno:

S_p : resistencia límite mínima a la tensión

$$S_p = 586 \text{ MPa.}$$

A_t : área transversal del esfuerzo de tensión

F_i : precarga

P : carga de tensión externa

$$F_i = 0,75 A_t S_p = 0,75 (4,999 \cdot 10^{-5} m^2) (586 MPa) = 21970,605 N$$

La carga total de tensión en el perno viene dada por la suma de la precarga y de la fuerza externa al momento.

$$P = F + F_i = 1629,1682 N + 21970,605 N = 23599,7732 N$$

El factor de carga y el factor que previene contra la separación de la junta para el perno se calcularán mediante las ecuaciones (4.60) y (4.61) respectivamente:

Factor de carga del perno

$$n = \frac{(586 GPa)(4,999 \cdot 10^{-5} m) - 21970,605 N}{0,1045 (23599,7732 N)}$$

$$n = 2,96$$

Factor contra la separación de la junta:

$$n = \frac{21970,605 N}{23599,7732 N(1 - 0,1045)}$$

$$n = 1,039$$

Carga dinámica:

La componente alternante del esfuerzo del perno se calculará mediante la ecuación (4.67)

$$\sigma_a = \frac{(0,1045)(23599,7732 \text{ N})}{2(4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m})} = 24,666 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo medio del perno se calculará mediante la ecuación (4.68):

$$\sigma_m = 24,666 \text{ MPa} + \frac{21970,605 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} = 464,1666 \text{ MPa.}$$

Mediante las ecuaciones (4.70) y (4.71) se calculará los valores de S_a y S_m respectivamente:

S_e : límite de fatiga (Ver tabla 4.10)

S_{ut} : resistencia última a la tensión

S_a : resistencia alternante

S_m : resistencia media

$$S_a = \frac{827 \text{ MPa} - \left(\frac{21970,605 \text{ N}}{4,999 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \right)}{1 + \left(\frac{827 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right)} = 51,9371 \text{ MPa.}$$

$$S_m = 827 \text{ MPa} \cdot \left(1 - \frac{51,9371 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right) = 491,4371 \text{ MPa.}$$

Con las ecuaciones (4.69) y (4.72) se calculará el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman y el factor de seguridad contra la fluencia respectivamente

$$n = \frac{51,9371 \text{ MPa}}{24,666 \text{ MPa}} = 2,10$$

$$n = \frac{634,317 \text{ MPa}}{464,1666 \text{ MPa} + 24,666 \text{ MPa}} = 1,29$$

4.2.6.- Esfuerzos de corte en la soldadura de la guía del husillo

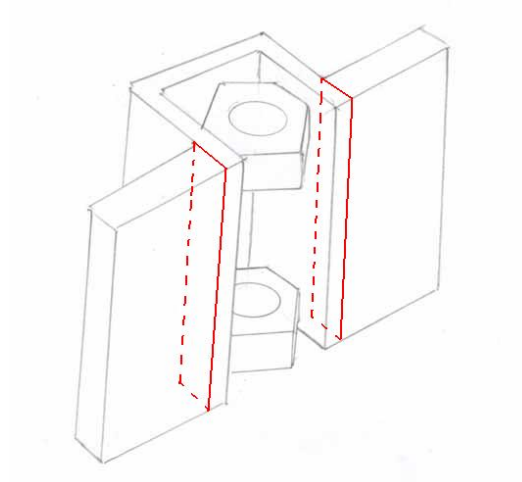


Figura 4.49.- Vista de la soldadura en la guía del husillo

El peso que soportará cada placa será el peso del brazo, el peso de la pistola con su base y el peso de la placa que se acopla con la guía del husillo, el material es acero AISI 1045, $S_y = 310 \text{ MPa}$. Se utilizará un electrodo E6013 por la soldadura

$$V_{c/placa} = \frac{154,9082 \text{ N}}{2} = 77,4541 \text{ N}.$$

$$\tau = \frac{V_{c/placa}}{A_{garganta}} \quad (4.123)$$

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 1,414 h(b + d) \quad (4.124)$$

$$A_{garganta} = 1,414(3,175 \cdot 10^{-3} m)(0,15 m + 0,125 m) = 1,234510^{-3} m^2$$

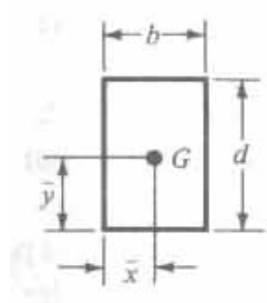


Figura 4.50.- Forma de la unión soldada

Con la ecuación (4.123) se calculará el esfuerzo de corte en la unión soldada

$$\tau = \frac{77,4541 N}{1,2345 \cdot 10^{-3} m^2} = 62,7412 KPa.$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo de corte obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{admisible} = \frac{0,4S_y}{2n} = \frac{0,4(310 MPa.)}{2,88} = 43,055 MPa.$$

$$\tau_{corte} \leq \tau_{admisible}$$

4.2.7.- Esfuerzo en la unión de las tuercas con la guía del husillo

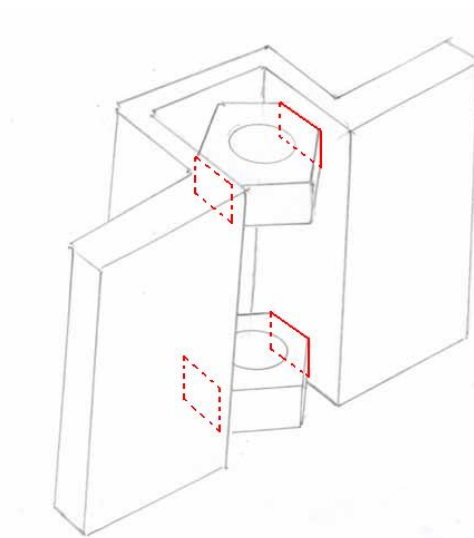


Figura 4.51.- Vista de la soldadura en las tuercas de la guía del husillo

Se utilizarán 2 tuercas SAE grado 5 cuyo S_y es 248,211 MPa.

El peso total que soportara el sistema conformado por la guía del husillo, es el siguiente:

$$P = 154,9089 \text{ N}$$

El peso que soportara cada unión soldada de las tuercas a la guía será:

$$V = \frac{P}{4} = 38,7272 \text{ N}$$

Ahora se calculará los esfuerzos de corte en la soldadura:

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{arganta}}}$$

El área de la garganta se calculará con la ecuación (4.124)

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{garganta} = 1,414 (3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}) (2 \cdot 10^{-2} \text{ m} + 2,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 1,8855 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

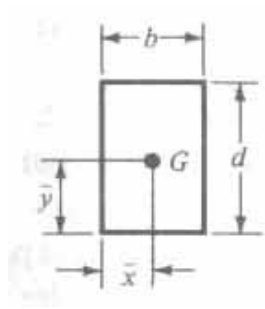


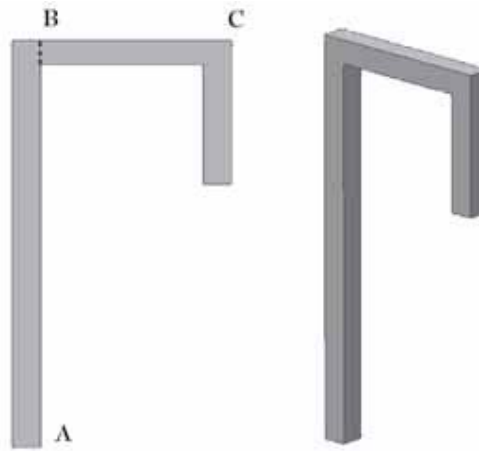
Figura 4.52.- Forma de la unión soldada

$$\tau = \frac{38,7272 \text{ N}}{1,8855 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 205,4493 \text{ KPa}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo de corte obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando, y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8.

$$\tau = \frac{0,4S_y}{2n} = \frac{0,4(248,211 \text{ MPa})}{2(1,44)} = 34,4737 \text{ MPa}$$

$$\tau_{corte} \leq \tau_{admissible}$$

4.2.8.- Cálculos en el vástago soporte del husillo**Figura 4.53.- Figura del vástago**

El vástago se realizará con un perfil de acero estructural ASTM A500 grado C de sección cuadrada. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para calcular los esfuerzos admisibles

$$S_y = 247,128 \text{ MPa.}$$

$$E = 199,076 \text{ GPa.}$$

El cálculo del momento máximo, las reacciones y el desplazamiento se realizará mediante las tablas 4.18, 4.19 y 4.20, se utilizará el método de superposición para determinar todas las cargas en el elemento de estudio. El valor de P se obtiene al sumar el peso del husillo, la pistola, y el brazo de la pistola

$$P = 473,3521 \text{ N}$$

4.2.8.1.- Análisis de la sección horizontal B-C

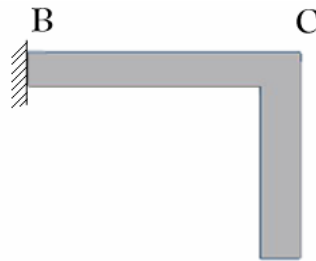


Figura 4.54.- Sección B-C del vástago

Se asume que el elemento que se analizará estará empotrado en uno de sus extremos y estará sometido a un momento concentrado, una carga puntual y una carga distribuida.

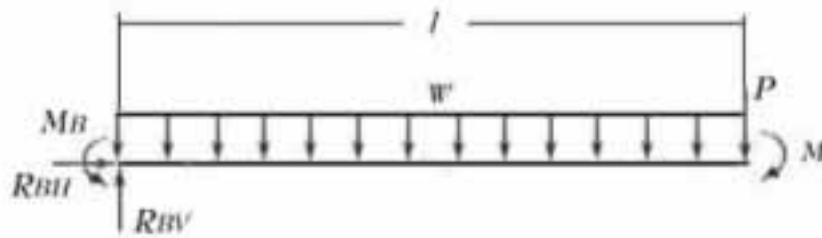


Figura 4.55.- Diagrama de cuerpo libre de la sección B-C

Caso 1:

El primer caso será el estudio del elemento solo con la carga puntual en un extremo y empotrado en el otro extremo

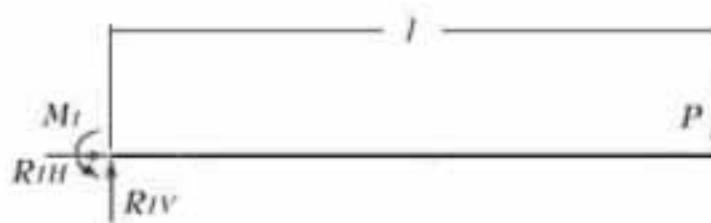


Figura 4.56.- Diagrama de cuerpo libre de la sección B-C, con una carga en el extremo

Se utilizarán las ecuaciones (4.112) y (4.113) para calcular el momento máximo y la deflexión máxima respectivamente

$$R_1 = P = 473,3521 \text{ N}$$

$$M_{1\text{máximo}} = -P \times l$$

$$l = 0,68 \text{ m}$$

$$M_{1\text{máximo}} = -473,3521 \text{ N} \times 0,68 \text{ m} = -321,8794 \text{ N.m}$$

$$Y_{1\text{máxima}} = -\frac{Pl^3}{3EI}$$

$$E = 199,076 \text{ GPa}$$

$$I = \frac{H^4 - h^4}{12} \quad (4.125)$$

I : momento de inercia

H = longitud de la cara exterior

h = longitud de la cara interior

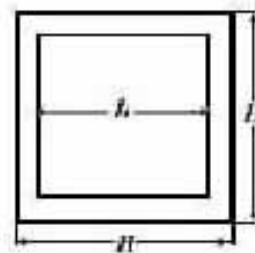


Figura 4.57.- Sección transversal de la sección B-C

$$I = \frac{(0,1 \text{ m})^4 - (0,092 \text{ m})^4}{12} = 2,3633 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$Y_{1\text{máxima}} = -\frac{(473,3521 \text{ N})(0,68 \text{ m})}{3(199,076 \text{ GPa})(2,3633 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)} = -1,0545 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

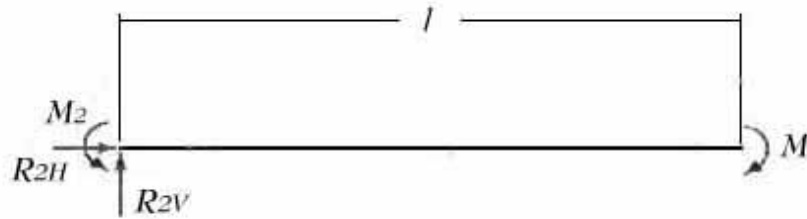
Caso 2:

Figura 4.58.- Diagrama de cuerpo libre de la sección B-C, con un momento concentrado

El segundo caso será el estudio del elemento solo con el momento concentrado en un extremo y empotrado en otro extremo. El cálculo de la deflexión máxima se calculará mediante la ecuación (4.115):

$$R_2 = 0$$

$$M_{2\text{ máximo}} = M_{\text{concentrado}} = -71,6914 \text{ N.m}$$

$$Y_{2\text{ máxima}} = \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{(-71,6914 \text{ N.m})(0,68\text{m})^2}{2(199,076 \text{ GPa})(2,3633 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)} = -7,0460 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

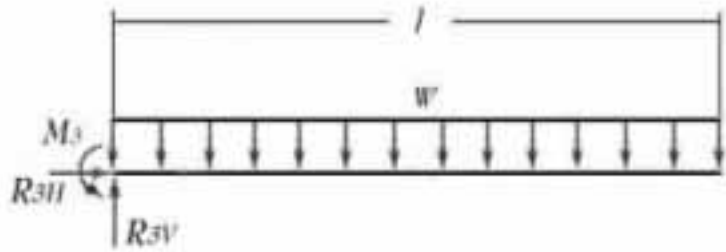
Caso 3:

Figura 4.59.- Diagrama de cuerpo libre de la sección B-C, con una carga distribuida

El tercer caso será el estudio del elemento solo con la carga distribuida y empotrado en otro extremo. El cálculo de las reacciones, el momento máximo y la deflexión máxima se calcularán con las ecuaciones (4.116), (4.117) y (4.118) respectivamente:

$$W = \frac{P}{l} = \frac{80,2599 \text{ N}}{0,68 \text{ m}} = 118,2599 \text{ N/m}$$

$$R_3 = W \times l = 118,2599 \text{ N/m} \times 0,68 \text{ m} = 80,2598 \text{ N}$$

$$M_{3\text{máximo}} = -\frac{Wl^2}{2} = -\frac{(118,0292 \text{ N/m})(0,68\text{m})^2}{2} = -27,3948 \text{ N.m}$$

$$Y_{3\text{máxima}} = -\frac{Wl^4}{8EI} = -\frac{(118,0292 \text{ N/m})(0,68\text{m})^4}{8(199,076 \text{ GPa})(2,3633 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4)} = -6,7049 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Para hallar el momento máximo y el desplazamiento máximo del elemento en estudio se deben sumar los valores obtenidos anteriormente

$$R_B = V_{\text{total}} = R_1 + R_2 + R_3 = 553,3521 \text{ N}$$

$$M_B = M_{\text{máximo}} = M_{1\text{máximo}} + M_{2\text{máximo}} + M_{3\text{máximo}} = -420,9656 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{mínimo}} = -71,6914 \text{ N.m}$$

$$Y_{\text{máximo}} = Y_{1\text{máximo}} + Y_{2\text{máximo}} + Y_{3\text{máximo}} = -2,4229 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

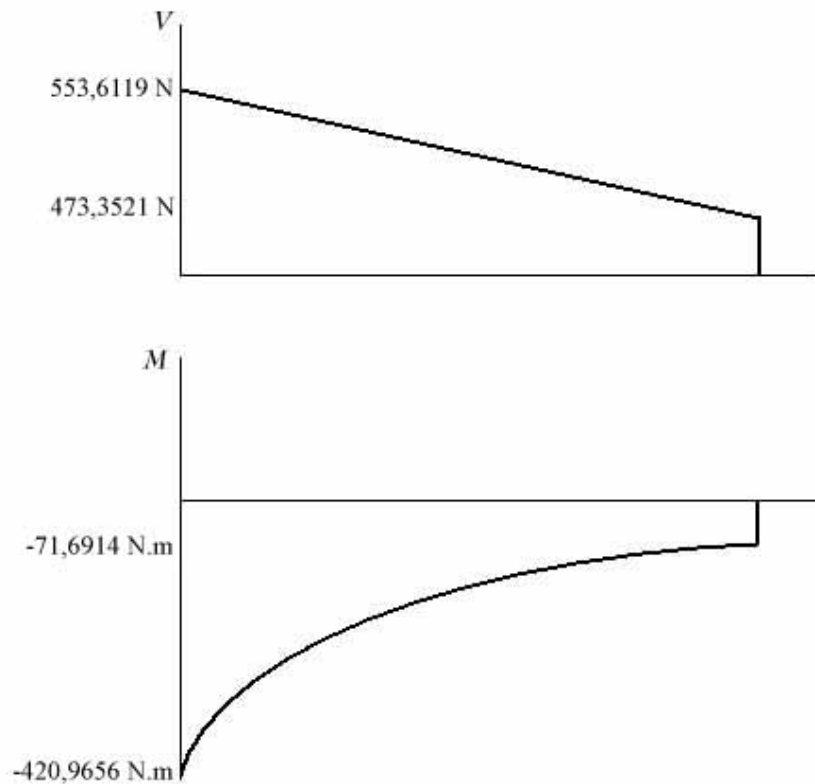


Figura 4.60. Diagrama fuerza cortante y momento flector de la sección B-C

Una vez obtenido el momento máximo en el elemento se calculará el esfuerzo por flexión a través de la ecuación (4.87)

$$\sigma_{flexión} = \frac{|M_{máx.}|c}{I} = \frac{|M_{máx.}|}{Z}$$

Z = módulo de sección. (Marks – Manual del Ingeniero Mecánico, 3ra Edición):

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{1}{6} \frac{H^4 - h^4}{H} \quad (4.126)$$

$$Z = \frac{1}{6} \frac{(0,1m)^4 - (0,092m)^4}{0,1m} = 4,7267 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{420,9656 \text{ N.m}}{4,7267 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3} = 8,9061 \text{ MPa.}$$

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación (4.8), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{n} = \frac{247,128 \text{ MPa}}{3} = 82,376 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.2.8.2.- Análisis de la sección vertical A-B



Figura 4.61.- Sección A-B del vástago

Para la sección vertical, se supondrá que es una columna empotrada en un extremo y libre en el otro, se calculará la carga crítica para la cual la columna pandea y se comparará con la carga aplicada.

$$P_{crítica} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2} \quad (4.127)$$

donde l es la longitud de la barra (Mecánica de Materiales, Gere–Timoshenko, 2da Edición)

$$P_{crítica} = \frac{\pi^2 (199,076 \text{ GPa}) (2,3633 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)}{4(1,7\text{m})^2} = 402,2723 \text{ KPa}$$

$$P = 553,6119 \text{ N}$$

Si $P \leq P_{crítica}$, se puede decir que la columna está en equilibrio estable en la posición recta (Mecánica de Materiales, Gere–Timoshenko, 2da Edición).

Ahora se calculará la deflexión de la columna, para ello, se supondrá que esta empotrada en un extremo y libre en el otro, con un momento concentrado aplicado en el extremo libre

El cálculo del momento máximo, las reacciones y el desplazamiento de la columna se realizará mediante la ecuación (4.115)

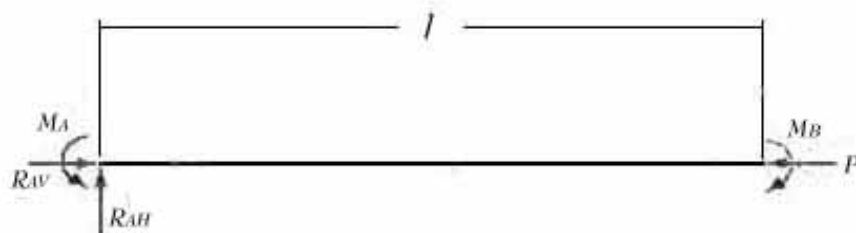


Figura 4.62.- Diagrama de cuerpo libre de la sección A-B del vástago



Figura 4.63.- Diagramas fuerza cortante y momento flector de la sección A-B

$$R_A^H = 0$$

$$M_{\text{concentrado}} = M_B = -420,9656 \text{ N.m}$$

$$Y_{\text{máxima}} = \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{(-420,9656 \text{ N.m})(1,7\text{m})^2}{2(199,076 \text{ GPa})(2,3633 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4)} = -1,2929 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

4.2.8.3.- Cálculo de la soldadura

Para construir el vástago que servirá de soporte para el husillo, se soldarán las secciones A-B y B-C, a continuación se determinará la altura de filete necesaria para que no falle la unión soldada. Este valor se utilizará para las demás uniones soldadas ya que será la unión que estará sometida a mayor esfuerzo, por consiguiente será la que necesite mayor altura de filete. Se la soldadura se realizará en las cuatro caras de viga. Los cálculos se dejaron en función de la altura de filete.

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{|M_{\text{máxima}}| c}{I}$$

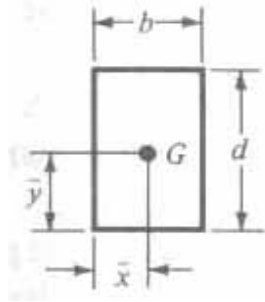


Figura 4.64.- Forma de la unión por soldadura, de la sección A-B

$$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$$

$$I = 0.707 h \times I_u$$

$$I = 4,7133 \cdot 10^{-4} m(h)$$

Para calcular la altura del filete necesaria, se utilizarán las ecuaciones para calcular el esfuerzo por flexión, el esfuerzo por corte y el área de garganta, las cuales estarán en función de h

$$\sigma_{flexión} = \frac{(420,9656 \text{ N.m})(0,05m)}{4,7133 \cdot 10^{-4} m^3(h)} = \frac{44657,2040 \text{ N/m}}{h} \quad (4.127)$$

$$A_{g \text{ arg anta}} = 1,414 h(b + d)$$

$$A_{g \text{ arg anta}} = 0,2828m(h)$$

$$\tau = \frac{V_{total}}{A_{g \text{ arg anta}}} = \frac{553,6119 \text{ N}}{0,2828m(h)} = \frac{1957,6343 \text{ N/m}}{h} \quad (4.128)$$

$$\tau_{combinado} = \sqrt{\sigma_{flexión}^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{44657,2040 \text{ N/m}}{h}\right)^2 + \left(\frac{1957,6343 \text{ N/m}}{h}\right)^2} \quad (4.129)$$

$$\tau_{\text{combinado}} = \frac{44700,0917 \text{ N/m}}{h}$$

La altura del filete se obtendrá igualando el esfuerzo de corte admisible con el resultado de la ecuación (4.129):

$$\tau \leq \frac{0,4S_y}{2n}$$

$$\frac{44700,0917 \text{ N/m}}{h} \leq \frac{98,8512 \text{ MPa}}{2,88}$$

$$h \geq 1,3023 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$h \geq 1,3023 \text{ mm}$$

La altura del filete debe ser mayor de 1,3023 mm., debido a que es un número muy pequeño, se utilizará un electrodo E6013 de diámetro de $\frac{1}{8}$ " (3.175 mm), con el cual se conseguirá esta altura.

4.2.8.4.- Esfuerzo por flexión

El esfuerzo por flexión se calculará mediante la ecuación (4.128)

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{42879,5960 \text{ N/m}}{h} = \frac{42879,5960 \text{ N/m}}{3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 13,5053 \text{ MPa}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo por flexión admisible según la ecuación (4.99) el cual deberá ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.52$ según la tabla 4.8

$$\sigma_{admisible} = \frac{0,6(247,128)}{1,52} = \frac{148,2768 \text{ MPa}}{1,52} = 97,5505 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.2.8.5.- Esfuerzo por corte

El esfuerzo por corte se calculará mediante la ecuación (4.129)

$$\tau = \frac{1957,6092 \text{ N/m}}{h} = \frac{1957,6092 \text{ N/m}}{3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 616,569 \text{ KPa}$$

4.2.8.6.- Esfuerzo combinado

El esfuerzo combinado se calculará mediante la ecuación (4.130)

$$\tau_{combinado} = \frac{42924,2587 \text{ N/m}}{h} = \frac{42924,2587 \text{ N/m}}{3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 13,5173 \text{ MPa}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo combinado obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.40), el cual debe ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1,44$ según la tabla 4.8

$$\tau_{admisible} = \frac{0,4(247,128 \text{ MPa})}{2(1,44)} = \frac{98,8512 \text{ MPa}}{2,88} = 34,3233 \text{ MPa.}$$

$$\tau \leq \tau_{combinado} \leq \tau_{admisible}$$

4.2.9.- Cálculo en la conexión del brazo con el husillo

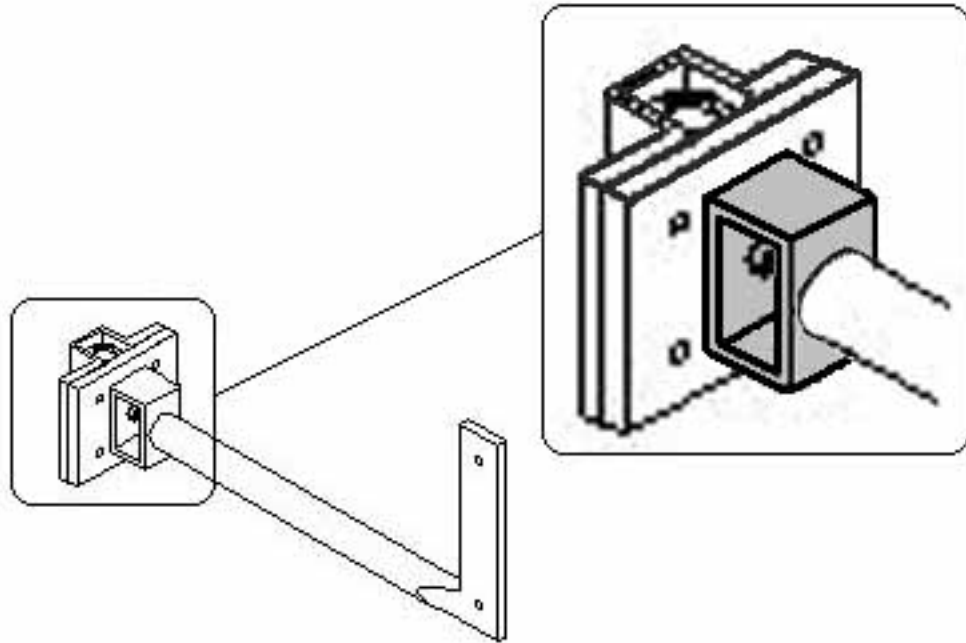


Figura 4.65.- Figura de la conexión del brazo con el husillo

Esta conexión está formada por una lámina rectangular de acero AISI 1045 doblada en forma de C, a la cual se suelda en sus extremos una placa rectangular del mismo material, la cual está unida al brazo de soldadura mediante soldadura. $S_y = 310 \text{ MPa}$.

$$F = P_{\text{brazo}} + P_{\text{pistola}} + P_{\text{base pistola}} = 119,4858 \text{ N}$$

Se debe descomponer el momento que se generará por efecto del peso que soporta esta pieza. Despejando F de la ecuación (4.122) se determinará el esfuerzo de tracción que experimenta la parte superior de la conexión

$$F = \frac{M}{b} = \frac{59,7429 \text{ N.m}}{8,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}} = 728,5719 \text{ N}$$

Solo se calculará el esfuerzo superior en la parte superior ya que está será la más crítica.

El área de tracción se calculará con la ecuación (4.97)

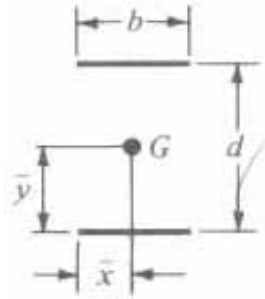


Figura 4.66.- Forma de la unión soldada

La altura de la soldadura, $h = 3,175 \text{ mm}$, se obtuvo del cálculo de la soldadura en el vástago que soporta al husillo (ver cálculos referentes al inciso 4.2.8.3).

$$A_{\text{garganta}} = 1,414hb = 1,414(3,175 \cdot 10^{-3} \text{ m})(5,08 \cdot 10^{-2} \text{ m}) = 1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ahora se calculará el esfuerzo de tracción ecuación con la siguiente ecuación

$$\sigma_{\text{tracción}} = \frac{F}{A_{\text{tracción}}} \quad (4.131)$$

$$\sigma_{\text{tracción}} = \frac{728,5719 \text{ N}}{1,1403 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 6,3893 \text{ MPa}$$

Para verificar si la soldadura falla, se comparará el esfuerzo por flexión obtenido con el esfuerzo por flexión admisible según la ecuación (4.99) el cual deberá ser mayor. Se utilizará el S_y del material más blando y un factor de seguridad $n = 1.67$ según la tabla 4.8

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{0,6S_y}{n} = \frac{186 \text{ MPa}}{1,67} = 111,3772 \text{ MPa.}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

4.2.10.- Esfuerzos en el bastidor

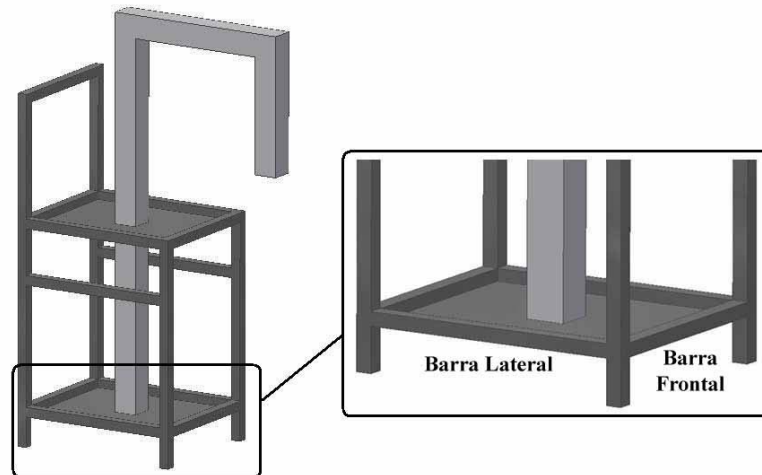


Figura 4.67.- Figura de la parte inferior del bastidor

Debido a que el bastidor ya estaba disponible en la compañía, se adaptó a nuestro diseño, por esta razón se calcularán los esfuerzos en la parte inferior para garantizar que no falle. Para calcular los esfuerzos en el bastidor se harán dos análisis, uno para la placa que está en el centro y otro para los cuatro perfiles de sección cuadrada que forman un marco para dicha placa.

Para el marco, se analizarán dos perfiles de longitudes diferentes, se supondrán empotrados en ambos extremos y el peso que soportarán será el peso total de la estructura, dividido entre cuatro, obteniéndose así el peso que soportará cada elemento. Se utilizarán la tabla 4.21 para los cálculos. Los perfiles son de acero estructural ASTM A500 clase C, $S_y = 247,128 \text{ MPa}$.

16 Doble empotramiento. Carga uniforme

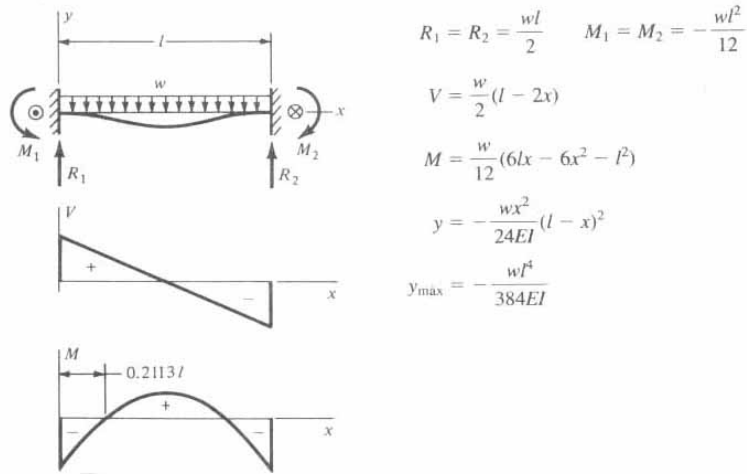


Tabla 4.21.- Cortante, momento y deflexión de vigas, doble empotramiento, carga uniforme

Fuente: Shigley, J. y Mischke, C. Diseño en Ingeniería Mecánica

4.2.10.1.- Análisis de los perfiles

$$P_{total} = 612,93181 \text{ N.}$$

$$P_{c/barra} = \frac{612,93181 \text{ N}}{4} = 153,23295 \text{ N.}$$

Caso 1:

Barra lateral, $l_1 = 73\text{cm}$

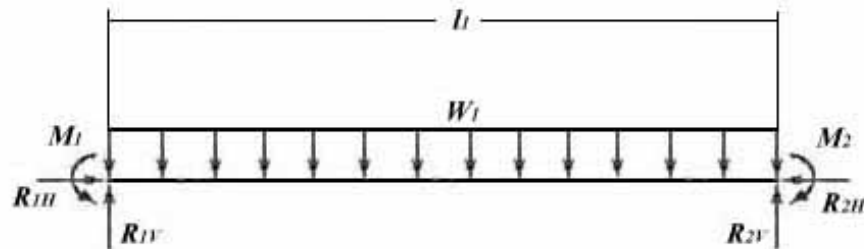


Figura 4.68.- Diagrama de cuerpo libre de la barra lateral

W_1 : carga distribuida

$$W_1 = \frac{P_{c/barra}}{l_1} = \frac{153,23295 \text{ N}}{0,73 \text{ m}} = 209,90815 \text{ N/m}$$

l_1 = longitud de la barra

Las reacciones se calcularán mediante la siguiente ecuación (Ver tabla 4.21):

$$R_1 = R_2 = \frac{W_1 l_1}{2} \quad (4.132)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{(209,90815 \text{ N/m})(0,73 \text{ m})}{2} = 76,6164 \text{ N}$$

Los momentos que se genera en los extremos se calcularan con la siguiente ecuación (Ver tabla 4.21):

$$M_1 = M_2 = -\frac{W_1 l_1^2}{12} \quad (4.133)$$

$$M_1 = M_2 = -\frac{(209,90815 \text{ N/m})(0,73 \text{ m})^2}{12} = -9,321671 \text{ N.m}$$

El momento generado en le punto medio del elemento de estudio será (Ver tabla 4.21):

$$M_{\text{punto medio}} = \frac{W}{12} (6lx - 6x^2 - l^2) \quad (4.134)$$

$$M_{\text{punto medio}} = \frac{209,90815 \text{ N/m}}{12} [6(0,73 \text{ m})(0,365 \text{ m}) - 6(0,365 \text{ m})^2 - (0,73 \text{ m})^2]$$

$$M_{\text{punto medio}} = 4,66083 \text{ N.m}$$

La deflexión máxima se calculará mediante la siguiente ecuación (Ver tabla 4.21):

$$Y_{m\acute{a}xima} = -\frac{W_1 l_1^4}{38EI} \quad (4.135)$$

$$E = 199,076 \text{ GPa.}$$

El momento de inercia del elemento se calculará con la ecuación (4.125):

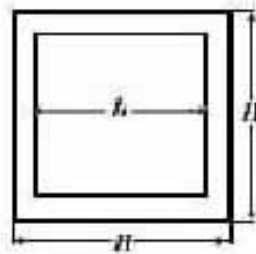


Figura 4.69.- Sección transversal de la barra lateral

$$I = \frac{H^4 - h^4}{12} = \frac{(0,04m)^4 - (0,036m)^4}{12} = 2,5333 \cdot 10^{-5} m^4$$

$$Y_{m\acute{a}xima} = -\frac{(209,90815 \text{ N/m})(0,73m)^4}{38(199,076 \text{ GPa})(2,5333 \cdot 10^{-5} m^4)} = -3,07847 \cdot 10^{-8} m$$

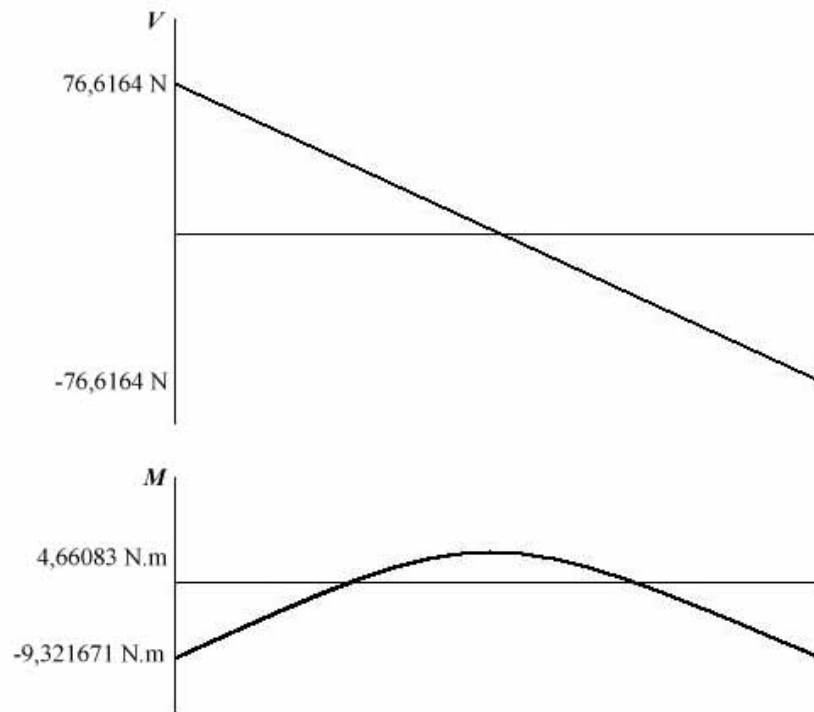


Figura 4.70.- Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la barra lateral

Ahora se calculará el esfuerzo por flexión mediante la ecuación (4.87)

$$\sigma_{flexión} = \frac{|M_{máx.}| \cdot c}{I} = \frac{|M_{máx.}|}{Z}$$

Z = módulo de sección.

El modulo de sección se calculará con la ecuación (4.126)

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{1}{6} \frac{H^4 - h^4}{H}$$

$$Z = \frac{1}{6} \frac{(0,04m)^4 - (0,036m)^4}{0,04m} = 3,66826 \cdot 10^{-6} m^3$$

El esfuerzo por flexión será:

$$\sigma_{flexión} = \frac{9,321671 \text{ N.m}}{3,99826 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3} = 2,5411 \text{ MPa.}$$

Este es el esfuerzo al que están sometidos los perfiles laterales en la base del bastidor

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación (4.8), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{n} = \frac{247,128 \text{ MPa}}{3} = 82,376 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

Caso 2:

Barra frontal $l_2 = 42 \text{ cm}$

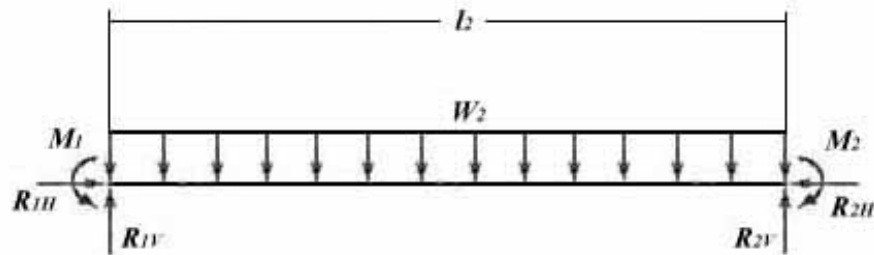


Figura 4.71.- Diagrama de cuerpo libre de la barra frontal

La carga distribuida que soportara este perfil, se calculará al dividir el peso que soportará entre su longitud:

$$W_2 = \frac{P_{c/barra}}{l_2} = \frac{153,23295 \text{ N}}{0,42 \text{ cm}} = 364,84035 \text{ N/m}$$

El cálculo de las reacciones, los momentos y la deflexión máxima se calcularán mediante las ecuaciones (4.132), (4.133), (4.134) y (4.135) respectivamente

$$R_1 = R_2 = \frac{(364,84035 \text{ N/m})(0,42 \text{ m})}{2} = 76,6164 \text{ N}$$

$$M_1 = M_2 = -\frac{(364,84035 \text{ N/m})(0,42 \text{ m})^2}{12} = -5,36315 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{punto medio}} = \frac{364,84035 \text{ N/m}}{12} [6(0,42 \text{ m})(0,21 \text{ m}) - 6(0,21 \text{ m})^2 - (0,42 \text{ m})^2]$$

$$M_{\text{punto medio}} = 2,681576 \text{ N/m}$$

$$Y_{\text{máxima}} = -\frac{(364,84035 \text{ N/m})(0,42 \text{ m})^4}{38(199,076 \text{ GPa})(2,5333 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4)} = -5,86223 \cdot 10^{-9} \text{ m}$$

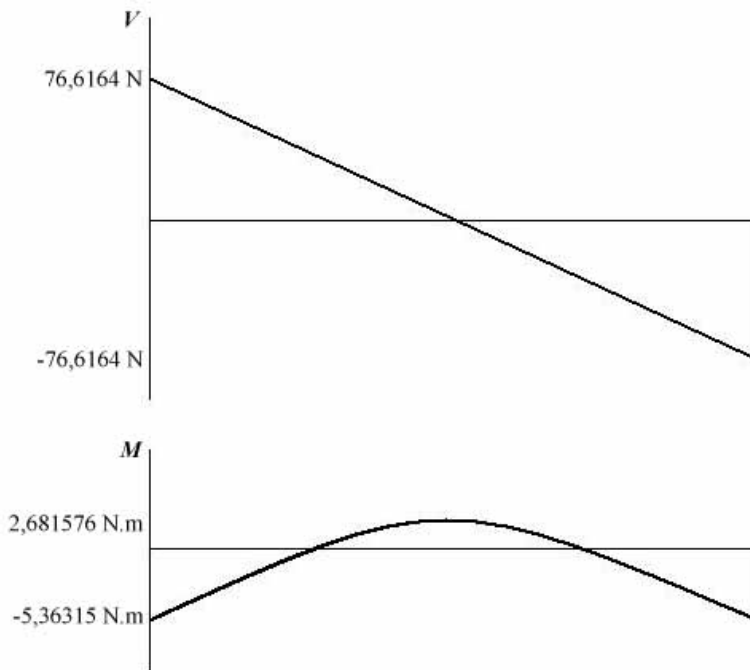


Figura 4.72.- Diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra frontal

Ahora se calculará el esfuerzo por flexión mediante la ecuación (4.87). El módulo de sección el perfil se calculara con la ecuación (4.126):

$$\sigma_{flexión} = \frac{|M_{máx.}| \cdot c}{I} = \frac{|M_{máx.}|}{Z}$$

Z = módulo de sección.

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{1}{6} \frac{H^4 - h^4}{H}$$

$$Z = \frac{1}{6} \frac{(0,04m)^4 - (0,036m)^4}{0,04m} = 3,66826 \cdot 10^{-6} m^3$$

$$\sigma_{real} = \frac{5,36315 N.m}{3,99826 \cdot 10^{-6} m^3} = 1,3413 MPa.$$

Este es el esfuerzo al que están sometidos los perfiles frontales en la base del bastidor.

Para verificar si hay falla por flexión, se comparará el esfuerzo obtenido con el esfuerzo admisible por flexión según la ecuación (4.8), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{admisible} = \frac{S_y}{n} = \frac{247,128 MPa}{3} = 82,376 MPa$$

$$\sigma_{flexión} \leq \sigma_{admisible}$$

Ahora se calculará el esfuerzo de compresión para los apoyos del bastidor, se realizará el cálculo para un solo apoyo. Se tomará una fuerza de 175 N en cada apoyo, este valor es exagerado, pero se tomará así para comprobar que no falla el elemento

$$F_{c/apoyo} = 175 N$$

El esfuerzo de compresión que soportará cada apoyo se calculará mediante a ecuación (4.11),

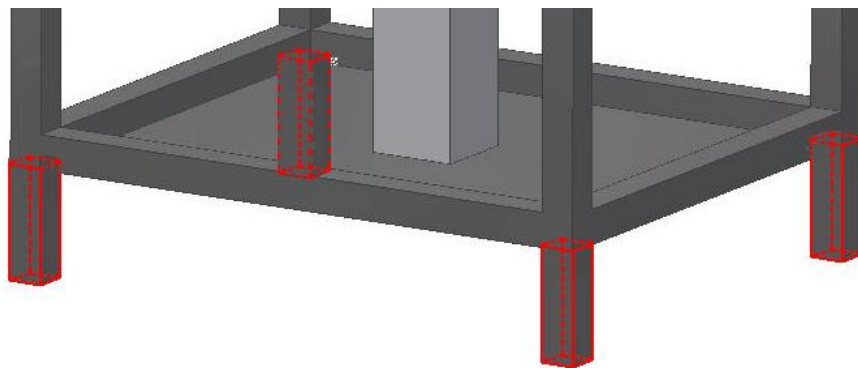


Figura 4.73.- Área de compresión en los apoyos

$$\sigma_{compresión} = \frac{F_{c/apoyo}}{A_{compresión}}$$

El área de compresión se calculará mediante la siguiente ecuación:

$$A_{compresión} = A_1 - A_2 \quad (4.136)$$

$$A_1 = l_1^2 = (0,04 \text{ m})^2 = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.137)$$

$$A_2 = l_2^2 = (0,036 \text{ m})^2 = 1,296 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.138)$$

$$A_{compresión} = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 - 1,296 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 = 3,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{compresión} = \frac{175 \text{ N}}{3,04 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} = 504,0557 \text{ KPa.}$$

Para verificar si hay falla por compresión, se comparará el esfuerzo de compresión obtenido con el esfuerzo admisible según la ecuación (4.8), el cual debe ser mayor que el obtenido. Se supondrá un factor de seguridad $n = 3$ para aplicaciones industriales

$$\sigma_{compresión} = \frac{S_y}{n} = \frac{247,128 \text{ MPa}}{3} = 82,376 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{compresión} \leq \sigma_{admisible}$$

Para hallar un valor aproximado de los esfuerzos que soportara la placa del bastidor, debido al peso del vástago y del sistema de movimiento de la pistola, y la deflexión producida, se utilizará un programa de análisis de elementos finitos (Solid Works), tomándose en cuenta las condiciones de carga a la cual estará sometida. La placa es de acero AISI 1045 y su $S_y = 310 \text{ MPa}$.

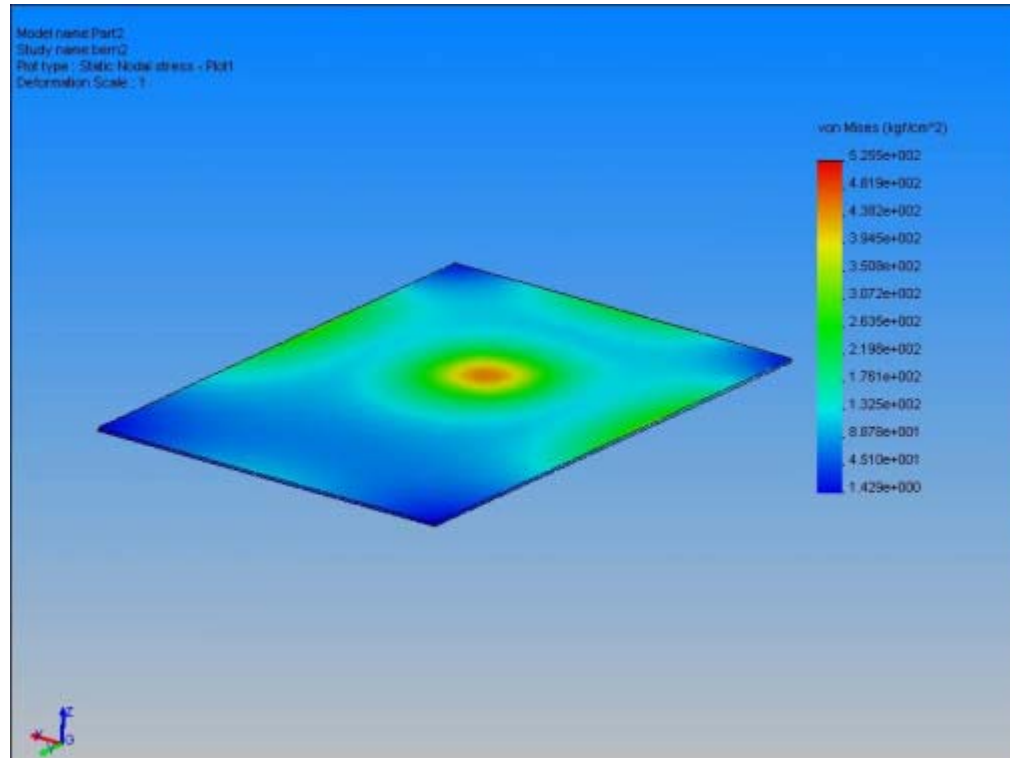


Figura 4.74.- Esfuerzos obtenidos en la placa del bastidor, por medio de Solid Works

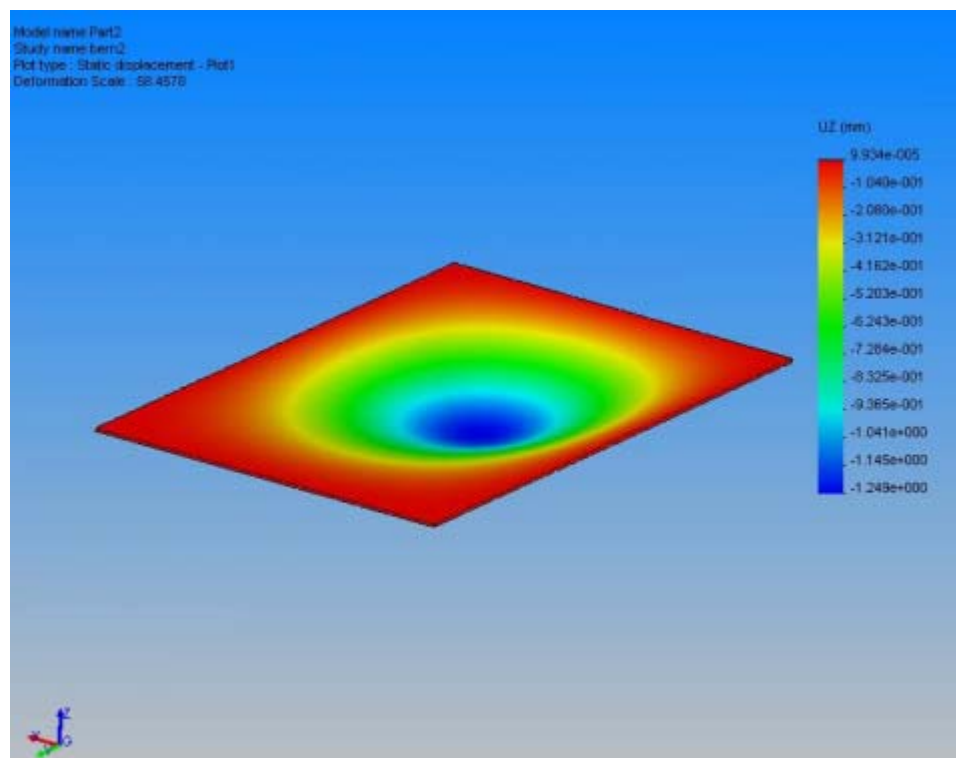


Figura 4.75.- Desplazamientos obtenidos en la placa del bastidor, por medio de Solid Works

El valor del esfuerzo máximo por flexión es $\sigma_{real} = 51,5339 MPa$. y la deflexión máxima es $Y_{máxima} = -1,249mm$. Ahora se comparará el esfuerzo máximo obtenido con el esfuerzo teórico de flexión, el cual deberá ser mayor que el esfuerzo obtenido, se supondrá un factor de seguridad $n = 3$.

$$\sigma_{teórico} = \frac{S_y}{n} = \frac{310 MPa}{3} = 103,333 MPa.$$

$$\sigma_{real} \leq \sigma_{teórico}$$

4.2.11.-Cálculo en los pernos sujetadores del husillo

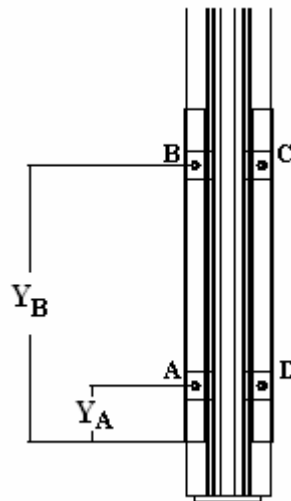


Figura 4.76.- Distancias entre los pernos sujetadores del husillo

Se utilizarán 4 pernos de cabeza hexagonal grado SAE 5, con un diámetro nominal de 7/16" y arandelas de acero templado con un espeso de 1/16". Se hará el cálculo para un solo perno.

$$\text{Espesor de la arandela} = \frac{1}{16}'' \approx 1,5875 \cdot 10^{-3} m$$

$$t_1 = 4 \cdot 10^{-3} m$$

$$t_2 = 4 \cdot 10^{-3} m$$

$$h = t_1 + \text{espesor de la arandela}$$

$$h = 4 \cdot 10^{-3} m + 1,5875 \cdot 10^{-3} m = 5,5875 \cdot 10^{-3} m$$

l : agarre efectivo.

d : diámetro nominal del perno

El cálculo de la longitud de agarre efectivo se realizará mediante la ecuación (4.52) debido a que $t_2 \leq d$

$$l = 5,5875 \cdot 10^{-3} m + \frac{4 \cdot 10^{-3} m}{2} = 7,5875 \cdot 10^{-3} m$$

$$l/2 = 3,7937 \cdot 10^{-3} m$$

Los diámetros de los conos de presión D_1 y D_2 se calcularán mediante las ecuaciones (4.54) y (4.55) respectivamente:

$$D_1 = 1,5(1,1125 \cdot 10^{-2} m) + 0,577(7,5875 \cdot 10^{-2} m) = 2,1065 \cdot 10^{-2} m.$$

$$D_2 = 1,5(1,1125 \cdot 10^{-2} m) = 1,6687 \cdot 10^{-2} m$$

Con los datos obtenidos anteriormente se calcularán los conos truncados de presión que se forman en la junta.

Cono superior

$$t = l/2 = 3,7937 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,6687 \cdot 10^{-2} m$$

Cono medio

$$t = h - \frac{l}{2}$$

$$t = 5,5875 \cdot 10^{-3} m - 3,7937 \cdot 10^{-3} m = 1,7938 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = 1,8993 \cdot 10^{-2} m$$

Cono inferior

$$t = l - h$$

$$t = 7,5875 \cdot 10^{-3} m - 5,5875 \cdot 10^{-2} m = 2 \cdot 10^{-3} m$$

$$D = D_2 = 1,6687 \cdot 10^{-2} m$$

Con estos valores se calculará la constante elástica de cada elemento de la unión mediante la ecuación (4.56)

$$k = \frac{0,577\pi ED}{Ln \frac{(1,15t + D - d)(D + d)}{(1,15t + D + d)(D - d)}}$$

Los valores obtenidos son los siguientes:

$$k_1 = 14,44127 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_2 = 42,75701 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$k_3 = 23,47198 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Ahora con k_1 , k_2 y k_3 se calculará la constante elástica total de los elementos sujetos mediante la ecuación (4.57)

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

$$k_m = 7,3943710^9 \text{ N/m}$$

La constante elástica del perno se calculará con la ecuación (4.58):

$$k_b = \frac{A_t E}{l_t}$$

k_b = rigidez en el sujetador

A_t = área transversal de esfuerzo de tensión

l_t = longitud de la porción roscada de agarre

E = módulo de elasticidad

$$k_b = \frac{(6,858 \cdot 10^{-5} m^2)(207 GPa)}{8 \cdot 10^{-3} m} = 1,7745 \cdot 10^9 N/m$$

Con los valores obtenidos de k_b y k_m se calculará la constante de la unión mediante utilizando la ecuación (4.59)

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{1,7745 \cdot 10^9 N/m}{1,7745 \cdot 10^9 N/m + 7,39437 \cdot 10^9 N/m} = 1,7745 \cdot 10^{-2}$$

4.2.11.1.- Análisis para la resistencia de los pernos

Caso estático

Se debe calcular el factor de carga en el perno y el factor de seguridad que previene la separación de la junta.

Primero se calculará la fuerza externa en cada perno por efecto del momento generado en la pieza, para esto se descompondrá dicho momento y mediante la ecuación (4.65) se obtiene el valor de la fuerza en el perno B:

$$M = 71,6914 N.m$$

$$y_A = 5 \cdot 10^{-2} m$$

$$y_B = 4,2 \cdot 10^{-1} m$$

$$F_B = \frac{71,6914 N \cdot m}{2(9,72625 \cdot 10^{-2} m) \left[\frac{(4,2 \cdot 10^{-1} m)^2 + (5 \cdot 10^{-2} m)^2}{(4,2 \cdot 10^{-1} m)^2} \right]}$$

$$F_B = 84,1542 N$$

El valor de F_B se sustituye en la ecuación (4.64) y se despeja F_A

$$F_A = 10,0183 N$$

$$F_B = F_C$$

$$F_A = F_D$$

Con la ecuación se (4.62) calculará la precarga en e perno:

S_p : resistencia límite mínima a la tensión

$$S_p = 586 MPa.$$

A_t : área transversal del esfuerzo de tensión (Ver tabla 4.12)

$$A_t = 6,858 \cdot 10^{-5} m^2$$

$$F_i = 0,75 A_t S_p = 0,75 (6,858 \cdot 10^{-5} m^2) (586 MPa) = 30140,91 N$$

La carga total de tensión en el perno viene dada por la suma de la precarga y de la fuerza externa al momento.

$$P_B = P_D = F_B + F_i = 88,1542 \text{ N} + 30140,91 \text{ N} = 30225,0642 \text{ N}$$

$$P_A = P_D = 10,0183 \text{ N} + 30140,91 \text{ N} = 30150,9283 \text{ N}$$

El factor de carga y el factor que previene contra la separación de la junta para cada perno superior se calcularán mediante las ecuaciones (4.60) y (4.61) respectivamente:

Factor de carga del perno:

$$n = \frac{(586 \text{ GPa})(6,858 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2) - 30140,91 \text{ N}}{0,1935 (30225,0642 \text{ N})}$$

$$n = 1,71$$

Factor contra la separación de la junta:

$$n = \frac{30140,91 \text{ N}}{30225,0642 \text{ N}(1 - 0,1935)}$$

$$n = 1,095$$

Caso dinámico

La componente alternante del esfuerzo del perno se calculará mediante la ecuación (4.67)

$$\sigma_a = \frac{(0,1935)(30225,0642 \text{ N})}{2(6,858 \cdot 10^{-2} \text{ m})} = 42,6482 \text{ MPa.}$$

El esfuerzo medio del perno se calculará mediante la ecuación (4.68):

$$\sigma_m = 42,6482 \text{ MPa} + \frac{30140,91 \text{ N}}{6,858 \cdot 10^{-5} \text{ m}} = 482,1482 \text{ MPa}.$$

Mediante las ecuaciones (4.70) y (4.71) se calculará los valores de S_a y S_m respectivamente:

S_e : límite de fatiga

S_{ut} : resistencia última a la tensión

S_a : resistencia alternante

S_m : resistencia media

$$S_a = \frac{827 \text{ MPa} - \left(\frac{30225,0642 \text{ N}}{6,858 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \right)}{1 + \left(\frac{827 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right)} = 51,71402 \text{ MPa}.$$

$$S_m = S_{ut} \left(1 - \frac{S_a}{S_e} \right)$$

$$S_m = 827 \text{ MPa} \cdot \left(1 - \frac{51,71407 \text{ MPa}}{128 \text{ MPa}} \right) = 492,8786 \text{ MPa}.$$

Con las ecuaciones (4.69) y (4,72) se calculará el factor de seguridad de acuerdo con el criterio de Goodman y el factor de seguridad contra la fluencia respectivamente

$$n = \frac{51,71402 \text{ MPa}}{42,6482 \text{ MPa}} = 1,21$$

$$n = \frac{634,317 \text{ MPa}}{482,1482 \text{ MPa} + 42,6482 \text{ MPa}} = 1,20$$

4.3.- Cálculos adicionales

Debido a irregularidades superficiales en el lugar de trabajo del mecanismo, se le anexó a la base del mismo, 6 tornillos para nivelar el dispositivo.

Estos anexos que se realizaron, no forman parte de nuestro diseño, pero se realizó el cálculo respectivo, para verificar su seguridad.

4.3.1.- Torques en los tornillos de nivelación

El peso total que deberá subir o bajar cada tornillo será:

$$P = 1507,83 \text{ N} + 1553,98 \text{ N} + 294 \text{ N} + 421 \text{ N} + 397,72 \text{ N} + 49,30 \text{ N} + 145 \text{ N} + 285,96 \text{ N} + 148,36 \text{ N}$$

$$P = 4803,15 \text{ N}$$

Para efectos de cálculo, se aproximará este peso en 5000 N. este valor se dividirá entre seis, ya que serán 6 tornillos en total.

$$P = \frac{5000}{6} = 833,33 \text{ N}$$

4.3.2.1- Torque para subir la carga

Según la ecuación (4.110), el torque para subir la carga es

$$T_{\text{subir}} = \frac{(833,33 \text{ N})(23,20036 \text{ mm})}{2} \left[\frac{1,27 \text{ m} + \frac{\pi(0,133)(23,20036 \text{ mm})}{\text{Cos } 30^\circ}}{\pi(23,20036 \text{ mm}) - \frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\text{Cos } 30^\circ}} \right]$$

$$T_{subir} = 1657,54 \text{ N.mm} \cong 1,657,54 \text{ N.m}$$

Por otro lado, el torque para bajar la carga, según la ecuación (4.111), será:

$$T_{bajar} = \frac{(833,33 \text{ N})(23,20036 \text{ mm})}{2} \left[\frac{\pi(0,133)(23,20036 \text{ mm})}{\text{Cos } 30^\circ} - (1,27 \text{ mm}) \right]$$

$$\left[\pi(23,20036 \text{ mm}) + \frac{(0,133)(1,27 \text{ mm})}{\text{Cos } 30^\circ} \right]$$

$$T_{bajar} = 1312,62 \text{ N.mm} \cong 1,31262 \text{ N.m}$$

MANUAL DE OPERACIÓN
Y
MANTENIMIENTO

MANUAL DE OPERACIÓN

- Tensar las correas del mecanismo de rotación de la pieza.
- Colocar y centrar la pieza en el disco giratorio.
- Verificar el funcionamiento del equipo de termorrociado.
- Fijar la pistola a su soporte.
- Orientar la pistola a la superficie interna de la pieza.
- Fijar la distancia de la pistola a la superficie a termorrociar
- Fijar la velocidad de giro de la pieza a termorrociar
- Encender el mecanismo de rotación.
- Encender el mecanismo de desplazamiento de la pistola.
- Introducir la pistola dentro de la pieza.
- Accionar el equipo de termorrociado.
- Al final del recorrido, cambiar el sentido de desplazamiento de la pistola con el inversor. Repetir esto cuantas veces lo requiera el trabajo respectivo.
- Voltar la pieza, en caso de ser necesario.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

- Cada 100 horas de operaciones se procederá con la revisión del estado general de las correas procediendo con su reemplazo en caso de ser necesario.
- Cada 10 horas de operación se procederá a lubricar manualmente la barra roscada del husillo y los rodillos del mecanismo de rotación.
- Cada 200 horas de operación se procederá con la revisión del estado de los rodillos, procediendo a su reemplazo en caso de presentar desgaste.
- Cada 200 horas de operación se procederá a revisar el estado de los rodamientos y se reemplazarán de ser necesario.
- Cada 50 horas de operación se procederá a la lubricación de las chumaceras, en el mecanismo de desplazamiento de la pistola.
- Cada 100 horas de operación, ajustar todos los pernos y tornillos del mecanismo.
- Cada 20 horas, se procederá a lubricar los tornillos tensores, del mecanismo de rotación de la pieza.
- Retirar y limpiar el material de desecho del termorrociado sobre el mecanismo.

CONCLUSIONES
Y
RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un mecanismo para el termorrociado interno de piezas cilíndricas huecas, con recursos disponibles en Plasmatec Ingenieros C.A., cuyo propósito operativo fue cumplido satisfactoriamente.
- Después de haber realizado el termorrociado a una pieza de prueba, el mecanismo ofreció una mayor uniformidad en la deposición del recubrimiento, lo cual provocará una disminución en el tiempo de mecanizado posterior.
- La velocidad de avance de la pistola se fijó en $6,77 \text{ mm/s}$, según los parámetros técnicos de la empresa.
- La distancia mínima de la pistola a la superficie es de 15 cm , siendo este un parámetro fijado por la propia empresa dentro de sus operaciones.
- Se pudo constatar la resistencia y la rigidez de los diversos componentes de los mecanismos. Todas las piezas presentan la resistencia requerida a los esfuerzos a las que están sometidas.
- Luego de haber probado el mecanismo, se comprobó que los cálculos teóricos satisfacen en condiciones óptimas la fase experimental.
- La metodología del diseño utilizada, fue de gran utilidad para la selección del diseño final.
- Se mantuvo constante la distancia entre la pistola y la superficie termorrociada, al igual que la velocidad de rotación de la pieza y la velocidad de avance de la pistola. Estos son parámetros operativos dados por la compañía.

- El mecanismo diseñado es útil para diámetros interiores con un mínimo de 25 *cm*, llegando a un máximo de 40 *cm*, correspondiente al diámetro interno del cuerpo de la bomba. Podría termorrociarse cuerpos cilíndricos huecos con diámetros internos mayores a estos valores, ya que la base mide 1,25 *m*.

RECOMENDACIONES

- Instalar un limitador de carga al mecanismo de desplazamiento de la pistola, en el husillo, para cambiar el sentido del movimiento de la pistola.
- Colocar un contador de ciclos digital en el mecanismo de rotación de la pieza, para obtener las RPM a las que se esté trabajando.
- Cambiar los motores utilizados, por otros equipos más nuevos, para evitar problemas de aspecto técnico que puedan surgir al momento de realizar un trabajo.
- Mejorar la superficie sobre la cual estará el mecanismo, de tal manera que presente una óptima nivelación al momento de operar, y no presente inconvenientes al momento de trabajar.
- Utilizar unos apoyos más adecuados sobre la disco rotatorio, para evitar posibles daños superficiales a la pieza, y ofrecer una mejor distribución de su peso sobre el mecanismo.
- Las teorías y herramientas de cálculo utilizadas se adaptan muy bien al diseño, por esta razón son ampliamente recomendadas para modelar las estructuras que constituyen el sistema, así como la metodología de la matriz de decisiones, la cual representa una herramienta muy útil, ya que facilitó la selección de la solución más adecuada.

- La preparación superficial de la pieza es un factor importante para obtener buenos resultados en el termorociado.

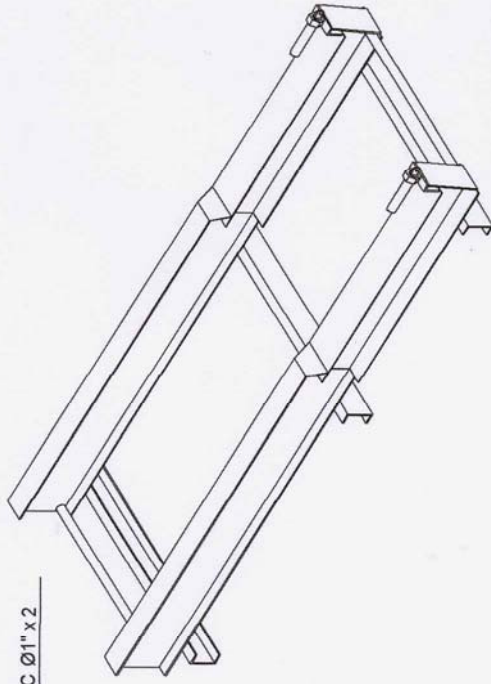
BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

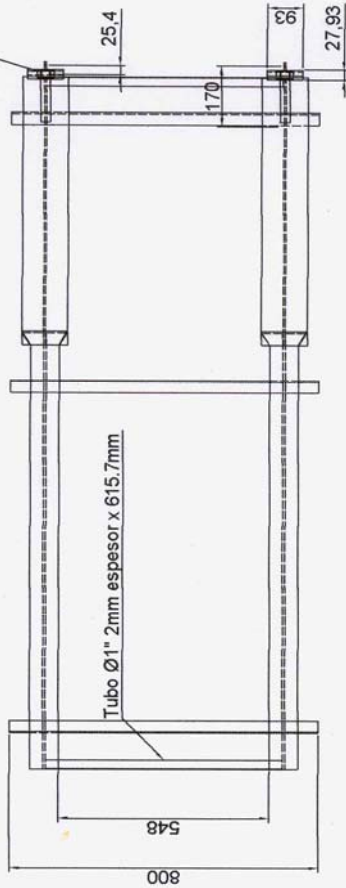
- [1] **ASM Internacional**, *ASM Handbook Surface Engineering*, Volumen 5, Materials Information Society, 1996.
- [2] **ASM Internacional**, *ASM Handbook Surface Engineering*, Volumen 6, Materials Information Society, 1996.
- [3] **Alfieri G.**, *Maquinas – Tecnología Mecánica*, Primera Parte, Venezuela, 1997.
- [4] **Avallone E. y Baumeister III T.**, *Marks – Manual del Ingeniero Mecánico*, 3ra Edición en español, México, 1995, Tomo I y Tomo II.
- [5] **Beer, F. y Johnston E.**, *Mecánica Vectorial para Ingenieros*, 6ta Edición, México, Editorial McGraw-Hill, 1997.
- [6] **Casillas, A.**, *Máquinas y Cálculos de Taller*, Ediciones Máquinas, España, 1972.
- [7] **Ferrum**, *Catálogo de Aceros especiales*, Caracas, Venezuela, 1998.
- [8] **Finco D. A. y Núñez I.**, 2002, *Diseño y construcción de un sistema automático de desplazamiento longitudinal y rotacional para termorrociado de cojinetes babbitt*, Trabajo especial de grado. Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V.
- [9] **Gere J. y Timoshenko S.**, *Mecánica de Materiales*, 2da Edición, Grupo Editorial Iberoamérica, 1986.
- [10] **Gil L.**, *Thermal Spraying in Venezuela*, 2001, Spraytime, Revista técnica publicada por la *ASM Thermal Spray Society* y la *International Thermal Spray Association*, Volumen 8, N° 1, Pág. 7, 8 y 9.
- [11] **Guilemany J. y Calero J.**, *Proyección térmica de alta velocidad (HVOF): Fenomenológica físico-química involucrada*, Enero-Febrero 1999, N° 55, Artículo Técnico, Centro de Proyección Térmica (CPT), Ingeniería de Materiales, Dep. De Ingeniería Química y Metalurgia, Universidad de Barcelona.
- [12] **Krick, E.**, *Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería*, 2da Edición, México, Editorial Limusa, 1992.

- [13] **Milani, R.**, *Diseño para Nuestra Realidad*, Venezuela, Editorial Equinoccio.
- [14] **Mott, R.**, *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2da Edición, México, Editorial Prentice Hall Hispanoamericana, 1995.
- [15] **Pope J.**, *Soluciones Practicas para el Ingeniero Mecánico*, Editorial McGraw-Hill, 2000.
- [16] **Popov E.**, *Introducción a la Mecánica de Sólidos*, Editorial Limusa, México, 1976.
- [17] **Rodríguez D. y Vassallo M.**, 2001, *Diseño concurrente y construcción de un sistema de plataforma elevadora para aparcar vehículos*, Trabajo especial de grado. Escuela de Ingeniería Mecánica de la U.C.V.
- [18] **Scott K. y Kingswell R.**, *Advance Surface Coatings*, European Standard, DIN EN 657, Thermal Spraying, 1989.
- [19] **Shigley J. y Mischke C.**, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 5ta Edición, Editorial McGraw-Hill, 1990.
- [20] **Singer F. y Pytel A.**, *Resistencia de Materiales*, 3ra Edición, México, 1982.
- [21] **Timoshenko S., Woinowsky-Krieger S.**, *Teoría de Placas y Laminas*, Ediciones Urmo, España, 1970.
- [22] **ASM Internacional**, <http://www.asminternational.org/>
- [23] **SKF de Venezuela**, <http://skf.com.ve>
- [24] **SKF de Venezuela, Catalogo Interactivo** http://skf.com.ve/info_tec_n.htm
- [25] **Spraytime**, http://www.thermalspray.org/site_spraytime.asp

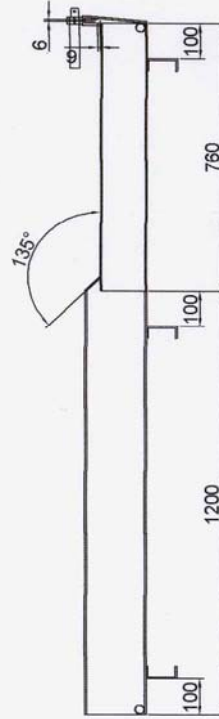
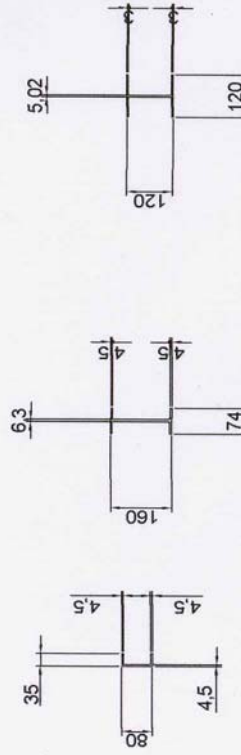
PLANOS



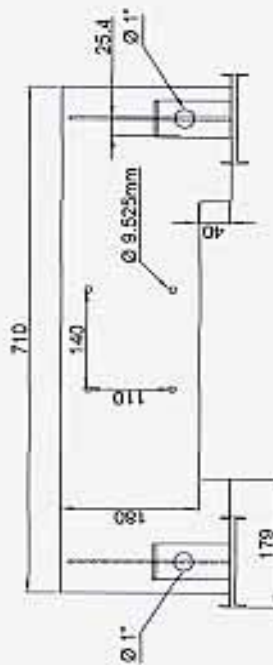
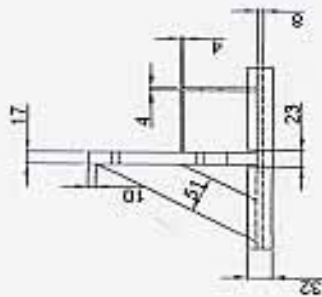
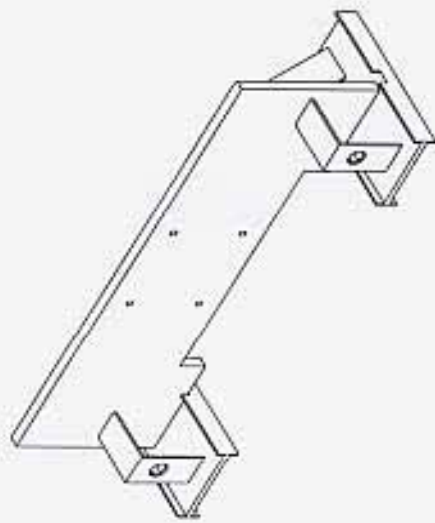
Tuerca UNC Ø1" x 2



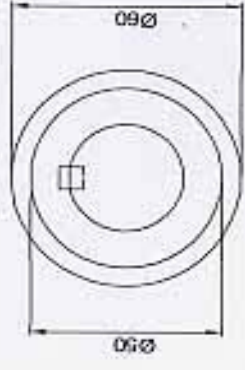
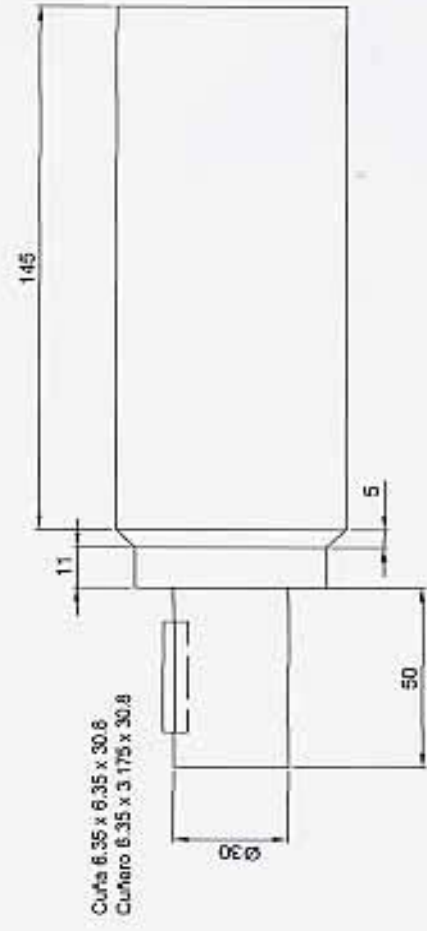
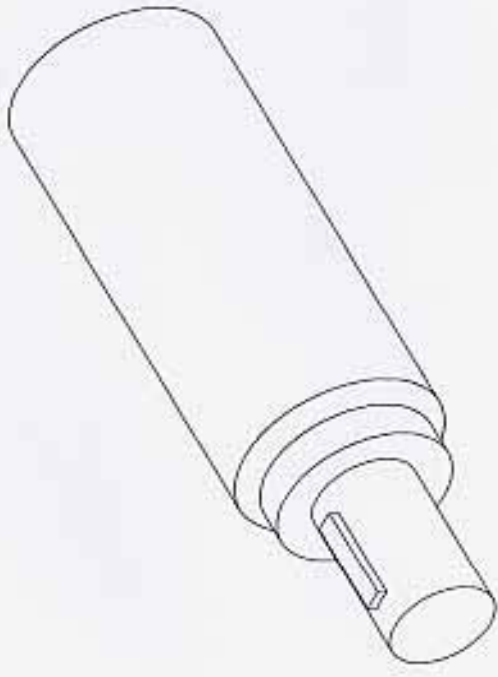
Tubo Ø1" 2mm espesor x 615.7mm



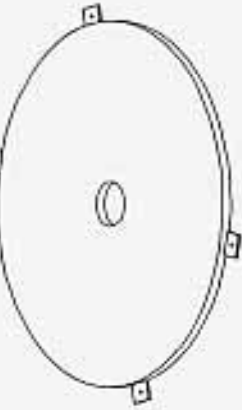
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título: Base del Mecanismo de Rotación
Aprobado:	Notas: Dos perfiles IPN 16, dos perfiles H12, tres perfiles UPN	Plano nº 1
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



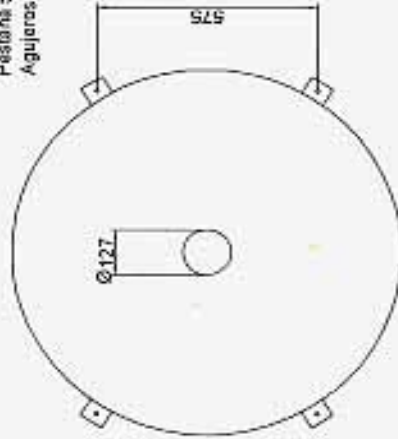
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 10	Título:
Aprobado:		Soporte del Motor Inferior
Notas:		Piano nº 2
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



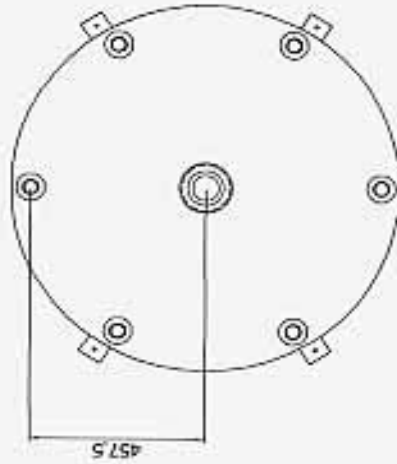
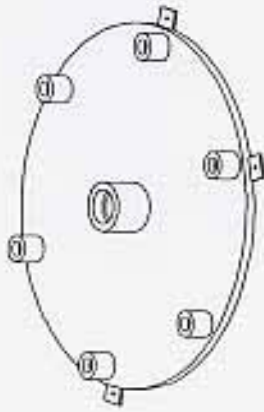
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 2	Título : Eje de los Discos
Aprobado:		
Notas:		
Plano nº 3		
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



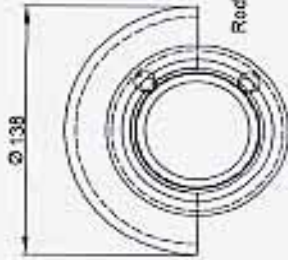
Pestaña 58.6x65x6.35 mm x 4
 Agujeros 9.525 mm Ø



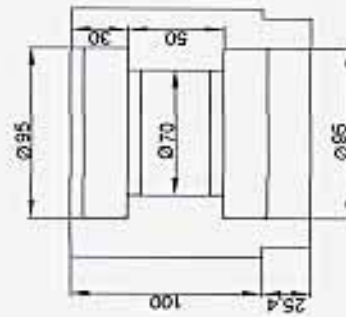
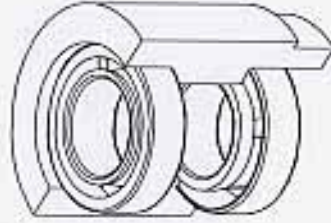
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título: Disco Base
Aprobado:	Notas:	
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		Plano nº 4



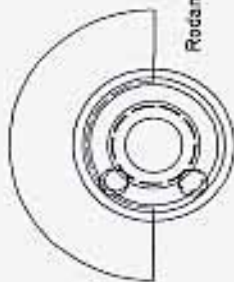
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título:
Aprobado:		Ensamble Disco
Notas: Disco pequeño con la Bocina y las bases de los radillos		Base con
		Bocina del Eje
		Página nº 5
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



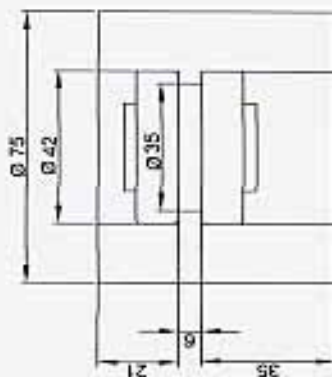
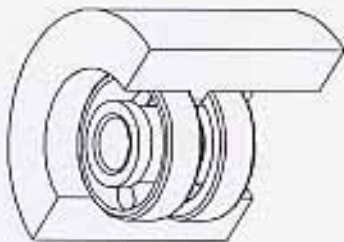
Rodamiento Cónico 30012X x 2



Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 4	Título: Bocina del Eje con Rodamientos
Aprobado:	Notas:	
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		Plano nº 6

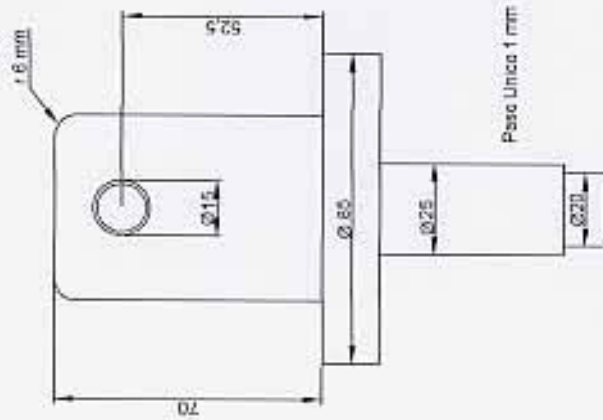
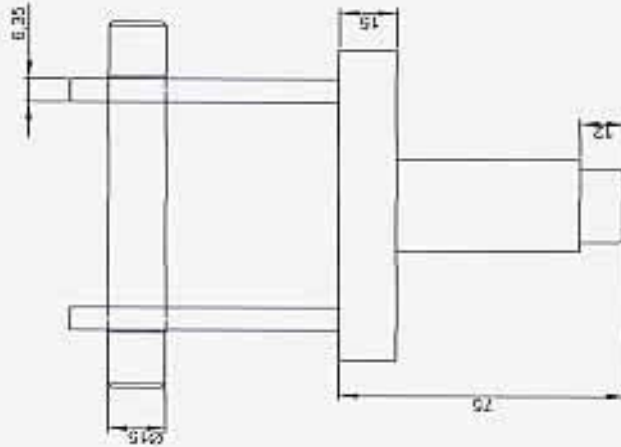
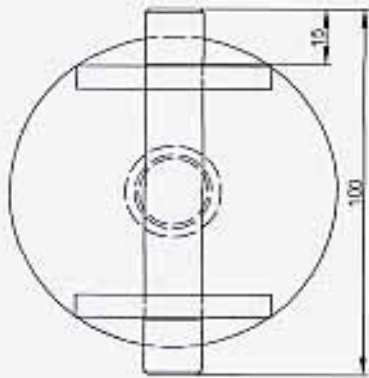


Reclutamiento de Bola SKF 61905 x 2

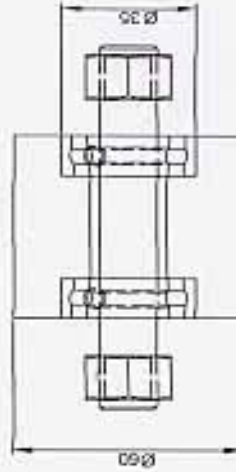
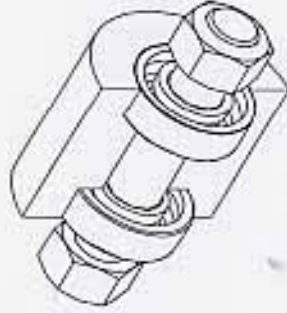
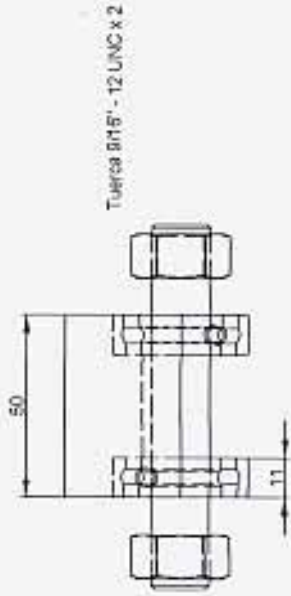


Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 2	Título :
Aprobado:		Bocina de Rodillos
Notas:		Plano nº 7
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		

Rosca 12 Hilos por pulgada



Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1:2	Título:
Aprobado:		Soporte de Rodillos
Notas:		
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		Plano nº 8

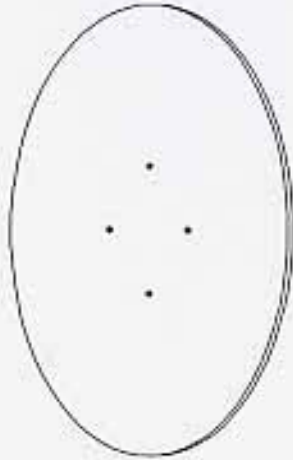
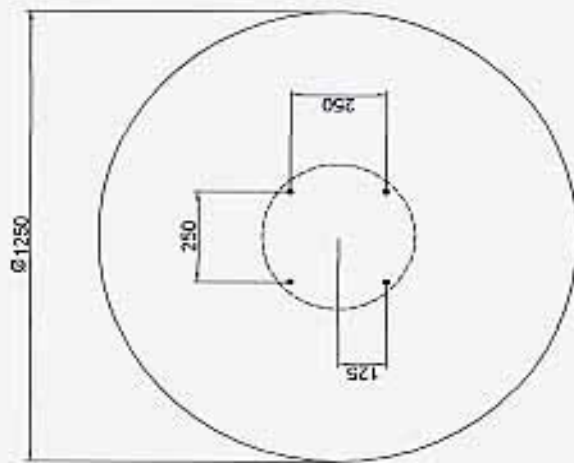
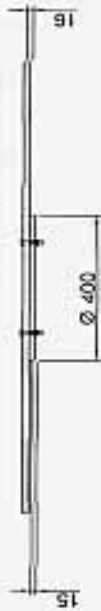


Rodamiento de Bola SKF 7202 BECBP x 2

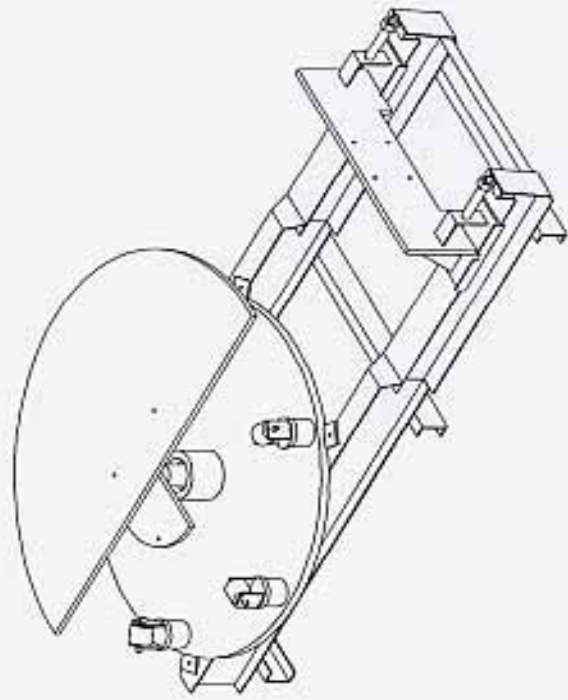
Diseño: Parte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Parte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 2	Título :
Aprobado:		Rodillo y Pasador
Notas: son seis rodillos con su pasador		
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		Página nº 9

Tuerca UNC 3/8" x 4
Perno UNC 3/8" 1/2" x 4

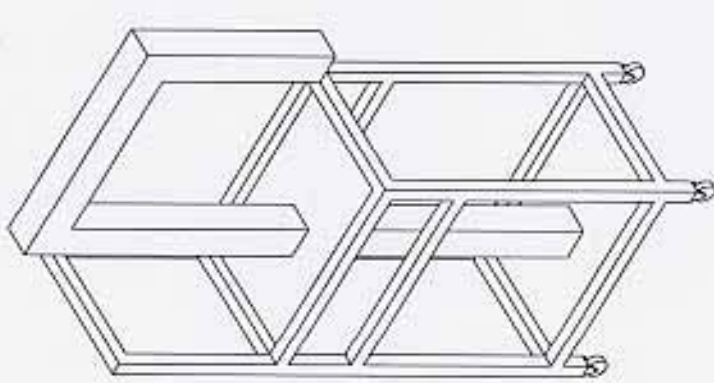
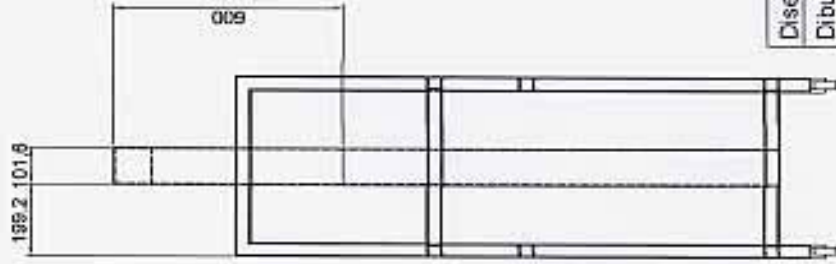
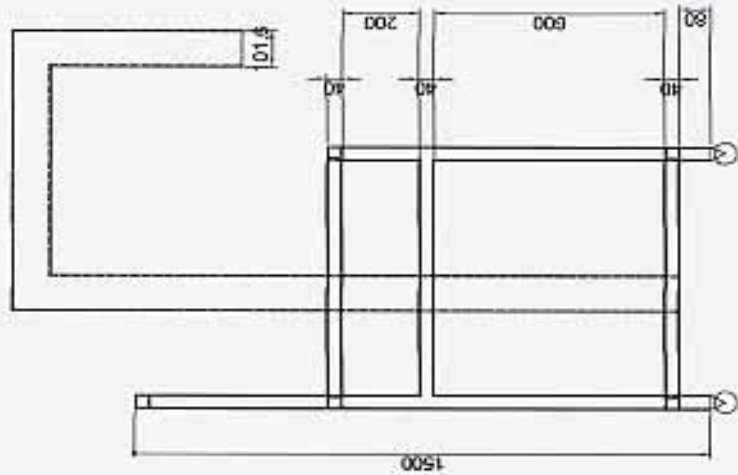
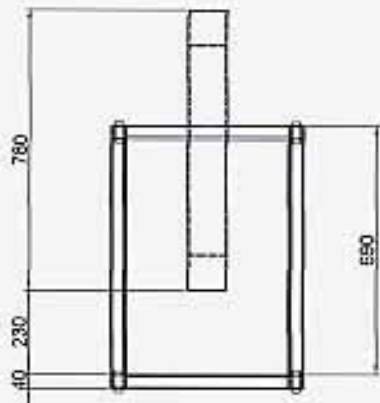
Agujero pasante \varnothing 9.525 x 4



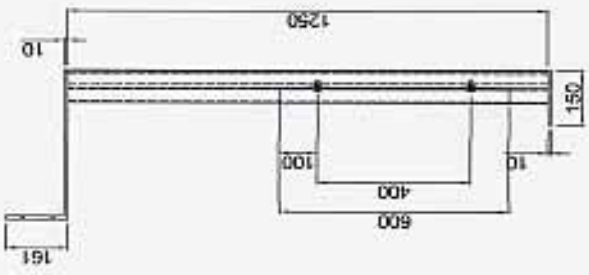
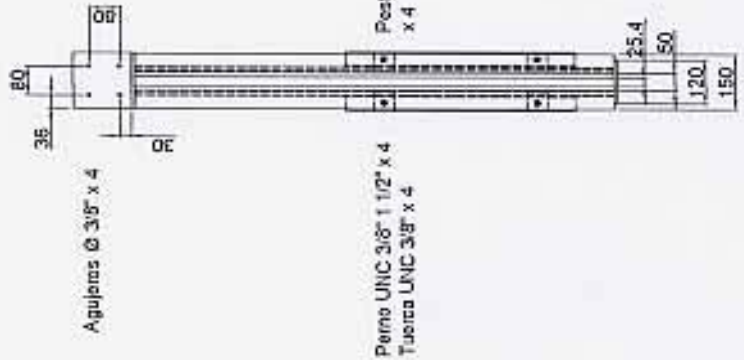
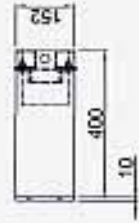
Diseño: Ponte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Ponte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Titulo: Disco Rotatorio, Disco acople al Eje
Aprobado:	Notas:	
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		
Plano nº 10		



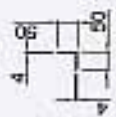
Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título:
Aprobado:		Mecanismo de Rotación de la Pieza
Notas: Ensamblaje inferior		Piano nº 11
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título: Bastidor con el Vastago del Husillo
Aprobado:	Notas:	Página nº 12
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		



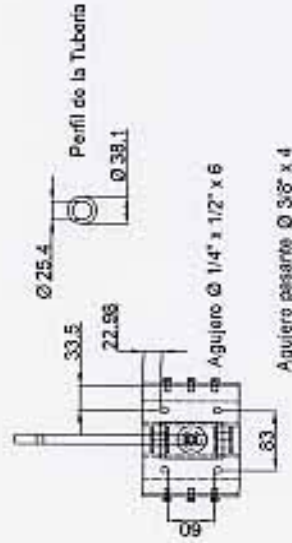
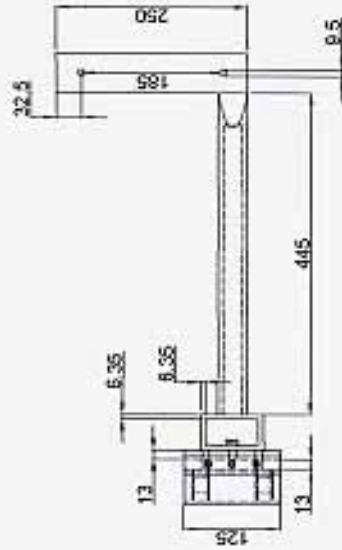
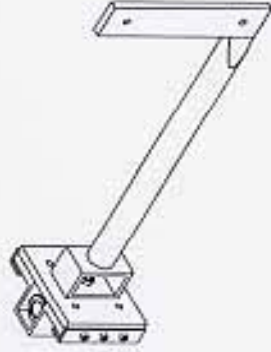
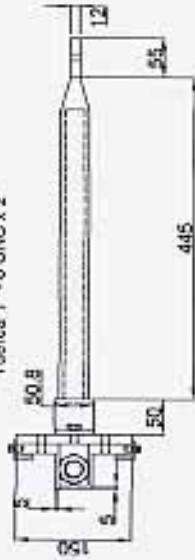
Perfil L longitud 1250mm x 2



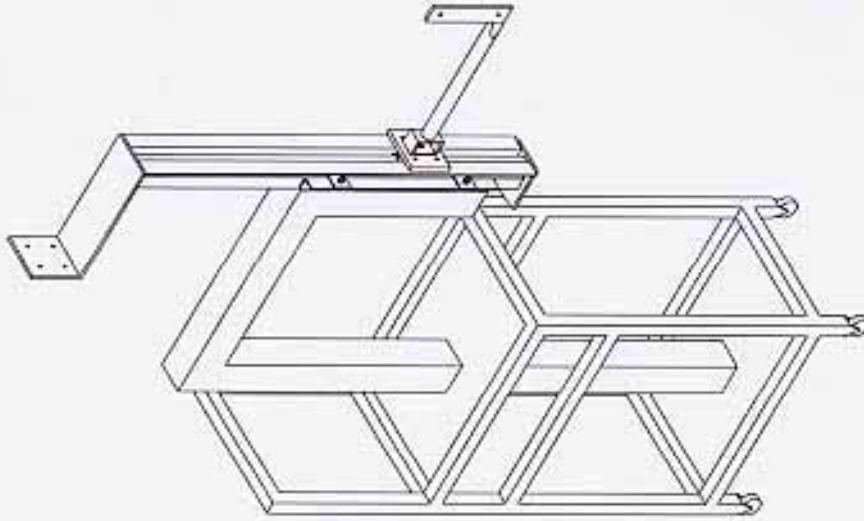
Perfil L longitud 600mm x 2

Diseño: Porte B., Aguado A.	Materia:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Titulo: Husillo
Aprobado: Notas		
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		
Plano nº 13		

Perfil L alas iguales 1" x 125mm x 4mm espesor
 Perno con casquillo hexagonal 1/4" x 1/2" x 6
 Tuercas 1" - 8UNC x 2



Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 10	Título: Brazo de la Pistola con guía al Husillo
Aprobado:		Piano nº 14
Notas:		Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica

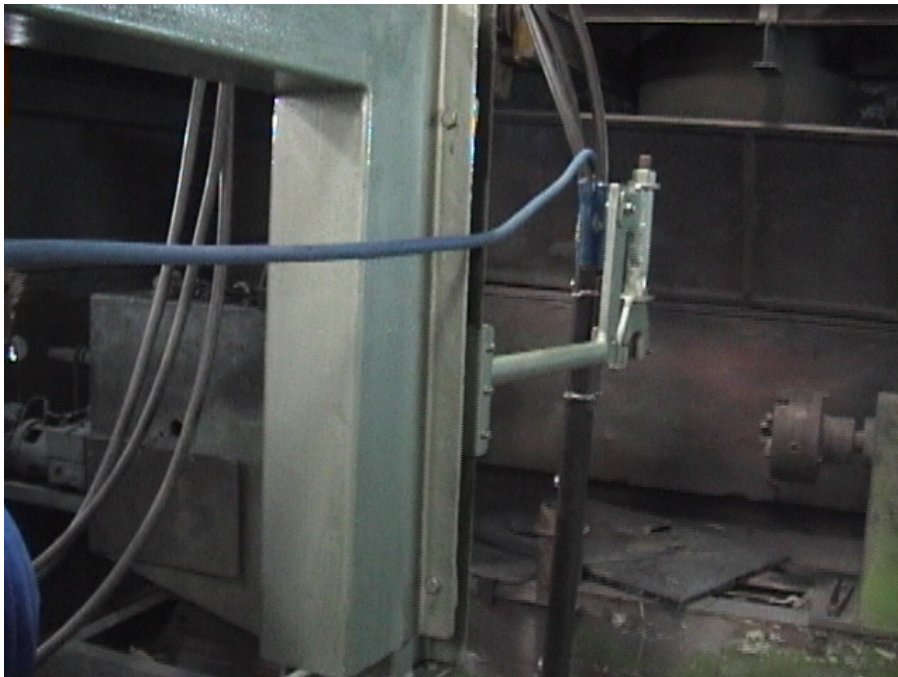


Diseño: Porte B., Aguado A.	Material:	U.C.V.
Dibujo: Porte B., Aguado A.	Cantidad:	
Revisado:	Escala: 1 : 20	Título:
Aprobado:		Montaje
Notas:		Superior
Universidad Central de Venezuela - Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Mecánica		Plano nº 15

ANEXOS



Montaje de la extensión de arco eléctrico al brazo



Extensión del arco eléctrico conectada al brazo



Probando el equipo de termorrociado



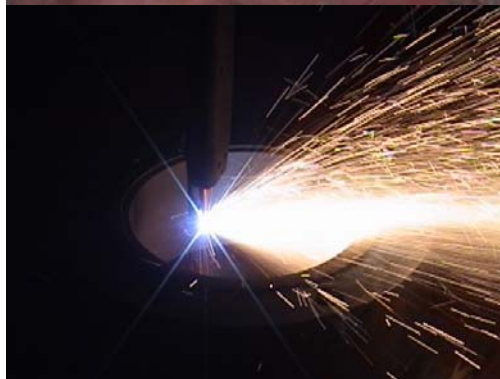
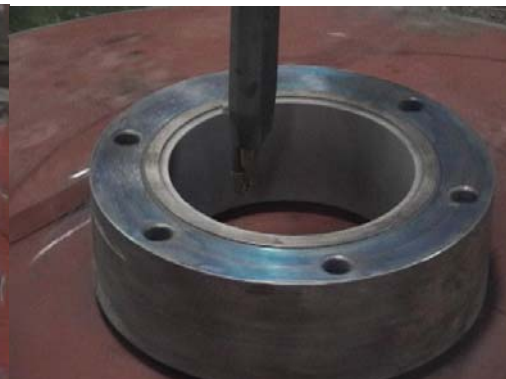
Extensión del arco eléctrico



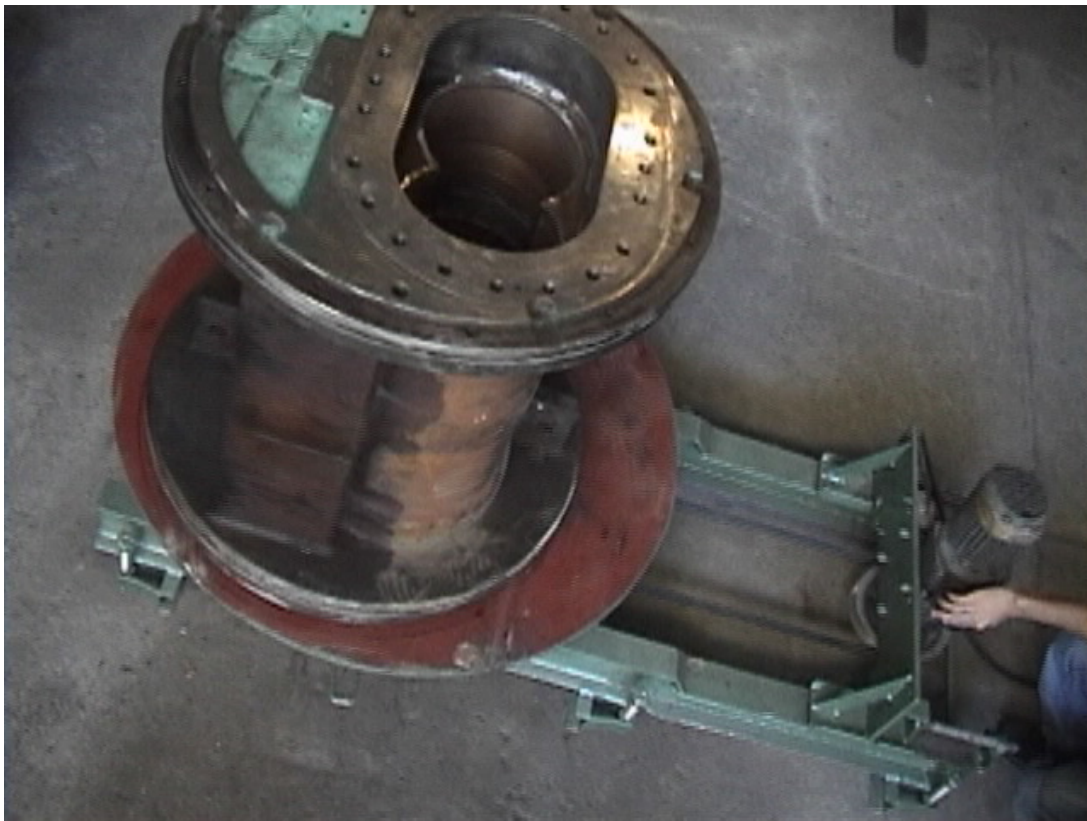
Grit Blasting



Colocación de la pieza en el mecanismo



Termorrociado de la pieza de prueba en el mecanismo



Mecanismo de rotación y el cuerpo de bomba



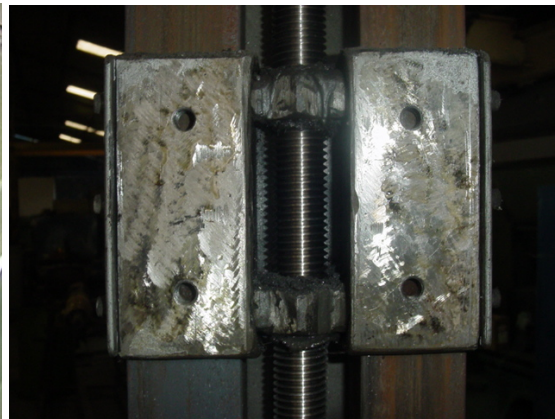
Transporte del mecanismo de rotación mediante un montacargas



Mecanismo de rotación de la pieza y mecanismo de desplazamiento de la pistola



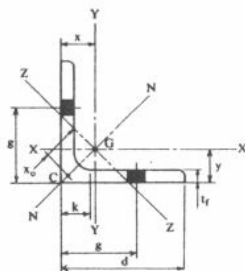
Unión del brazo de la pistola con la guía del husillo



Guía del husillo



Mecanismo de desplazamiento de la pistola



PERFILES L SIDOR

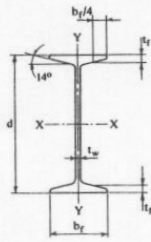
Alas Iguales
Dimensiones y Propiedades para el Diseño

Designación	k	Peso P	Area A	Propiedades										Constante Torsión J
				Ejes X-X e Y-Y				Eje Z-Z r _z	Eje N-N r _n	Pandeo Flexotorsional ⁽¹⁾				
				I	S	r	x = y			x _o	r _o	j	β	
mm x mm x t _r	mm	kgf/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm	cm ⁴
L 20x 20x 3	7	0,879	1,12	0,388	0,276	0,589	0,596	0,376	0,743	-0,631	1,04	1,29	0,635	0,037
x 4	7	1,14	1,45	0,488	0,358	0,580	0,635	0,378	0,728	-0,616	1,03	1,21	0,640	0,083
L 25x 25x 3	7	1,11	1,42	0,796	0,447	0,749	0,721	0,476	0,946	-0,808	1,33	1,65	0,632	0,046
x 4	7	1,45	1,85	1,01	0,582	0,740	0,761	0,476	0,931	-0,793	1,31	1,58	0,635	0,104
L 30x 30x 3	8	1,36	1,74	1,40	0,649	0,899	0,835	0,567	1,14	-0,969	1,60	2,01	0,633	0,061
x 5	10	2,18	2,78	2,16	1,04	0,883	0,918	0,569	1,11	-0,945	1,57	1,88	0,636	0,251
L 35x 35x 4	9	2,09	2,67	2,95	1,18	1,05	1,00	0,669	1,33	-1,14	1,87	2,31	0,632	0,156
x 6	11	3,04	3,87	4,13	1,71	1,03	1,08	0,669	1,30	-1,11	1,83	2,18	0,636	0,488
L 40x 40x 4	10	2,42	3,08	4,47	1,55	1,21	1,12	0,762	1,52	-1,30	2,14	2,67	0,632	0,185
x 6	12	3,52	4,48	6,31	2,26	1,19	1,20	0,762	1,50	-1,28	2,11	2,55	0,634	0,577
L 50x 50x 4	11	3,06	3,89	8,97	2,46	1,52	1,36	0,956	1,92	-1,64	2,70	3,40	0,632	0,237
x 5	12	3,77	4,80	11,0	3,05	1,51	1,40	0,957	1,91	-1,63	2,69	3,34	0,632	0,443
x 7	14	5,15	6,56	14,6	4,16	1,49	1,49	0,956	1,88	-1,61	2,65	3,21	0,633	1,15
L 65x 65x 5	14	4,99	6,36	25,0	5,27	1,98	1,76	1,25	2,51	-2,14	3,53	4,40	0,632	0,606
x 6	15	5,91	7,53	29,2	6,21	1,97	1,80	1,24	2,49	-2,13	3,50	4,37	0,632	1,01
x 7	16	6,83	8,70	33,4	7,18	1,96	1,85	1,24	2,48	-2,12	3,49	4,31	0,632	1,56
L 75x 75x 7	17	7,94	10,1	52,3	9,67	2,27	2,09	1,44	2,88	-2,46	4,05	5,03	0,631	1,83
x 8	18	9,00	11,5	58,9	11,0	2,27	2,13	1,44	2,86	-2,45	4,03	4,97	0,632	2,66
L 90x 90x 7	18	9,61	12,2	92,5	14,1	2,75	2,45	1,74	3,48	-2,97	4,89	6,11	0,631	2,22
L 100x100x 8	20	12,2	15,5	145	19,9	3,06	2,74	1,93	3,87	-3,30	5,44	6,77	0,631	3,64
x10	22	15,0	19,2	177	24,6	3,04	2,82	1,93	3,84	-3,28	5,41	6,66	0,631	6,86
L 110x110x 8	20	13,4	17,1	195	24,4	3,38	2,99	2,13	4,27	-3,66	6,02	7,48	0,630	3,98
x10	22	16,6	21,2	239	30,1	3,36	3,07	2,13	4,25	-3,64	5,98	7,37	0,630	7,53
L 120x120x10	23	18,2	23,2	313	36,0	3,67	3,31	2,33	4,65	-3,98	6,54	8,09	0,630	8,30
x12	25	21,6	27,5	368	42,7	3,65	3,40	2,32	4,62	-3,95	6,51	7,98	0,631	14,0

(1) Estas propiedades se entregan para ser utilizadas en el diseño de Columnas, conforme al criterio de la Especificación AISI 1968 (Secciones 3.6.1.2 y 3.6.1.3). Para estos perfiles se ha considerado $C_w = 0$.

Notas: El coeficiente de reducción de tensión máxima admisible ($0,60 F_y$) por efecto de pandeo local de los elementos no atiesados uniformemente comprimidos, Q_s , se entrega en las correspondientes tablas de diseño como COLUMNAS.

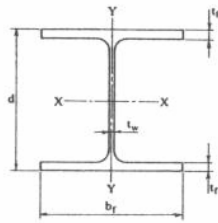
Para los correspondientes valores de gramiles, g, ver Recomendaciones para Gramiles.



PERFILES I SIDOR

Dimensiones y Propiedades para el Diseño

Designación	Peso	Area	Dimensiones				Propiedades						Constantes						
			I d x b _f	P	A	Altura		Alas		Alma		Eje X-X			Eje Y-Y			Flexión	
						d	b _f	t _f	t _w	I _x	S _x	r _x	I _y	S _y	r _y	r _T	d/A _f		
mmxmm	kgf/m	cm ²	mm				cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm ⁻¹				
I 80x 42	6,01	7,66	80	42	5,40	4,60	74,9	18,7	3,13	5,69	2,71	0,86	1,02	3,74					
100x 50	8,34	10,6	100	50	6,80	4,50	170	34,1	4,00	12,1	4,86	1,07	1,24	3,08					
120x 58	11,1	14,2	120	58	7,70	5,10	327	54,5	4,80	21,4	7,38	1,23	1,43	2,81					
I 140x 66	14,3	18,2	140	66	8,60	5,70	572	81,8	5,60	35,1	10,6	1,39	1,62	2,58					
160x 74	17,9	22,8	160	74	9,50	6,30	934	117	6,40	54,6	14,7	1,55	1,81	2,38					
180x 82	21,9	27,9	180	82	10,4	6,90	1440	160	7,20	81,2	19,8	1,71	2,00	2,20					
I 200x 90	26,2	33,4	200	90	11,3	7,50	2140	214	8,00	116	25,9	1,87	2,19	2,05					
240x106	36,2	46,1	240	106	13,1	8,70	4240	353	9,59	220	41,5	2,19	2,57	1,80					
300x125	54,2	69,0	300	125	16,2	10,8	9790	652	11,9	449	71,9	2,55	3,03	1,55					



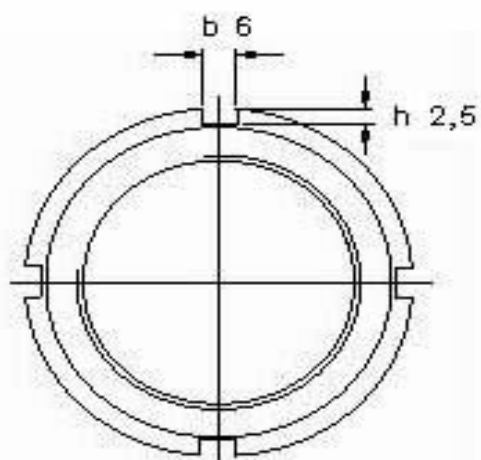
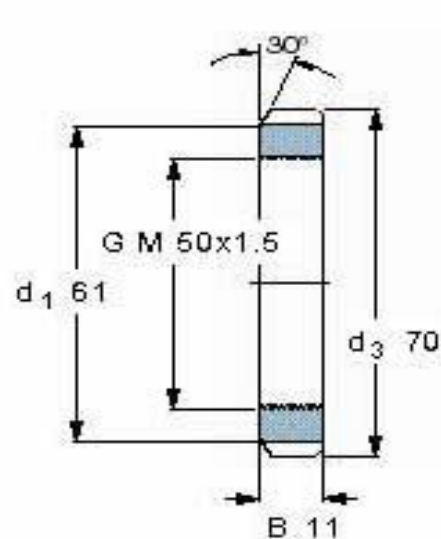
PERFILES HEB

Dimensiones y Propiedades para el Diseño

Designación	Peso	Area	Dimensiones				Propiedades						Constantes	
			Altura		Alas		Eje X-X			Eje Y-Y			Flexión	
HEB d	P	A	d	b _f	t _f	t _w	I _x	S _x	r _x	I _y	S _y	r _y	r _T	d/A _f
mm	kgf/m	cm ²	mm				cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁻¹
HEB 100	20,4	26,0	100	100	10,0	6,00	449	89,9	4,15	167	33,4	2,53	2,78	1,00
120	26,7	34,0	120	120	11,0	6,50	864	144	5,04	317	52,9	3,05	3,33	0,909
140	33,7	43,0	140	140	12,0	7,00	1510	216	5,93	549	78,5	3,58	3,89	0,833
160	42,6	54,3	160	160	13,0	8,00	2490	311	6,78	889	111	4,05	4,43	0,769
180	51,2	65,3	180	180	14,0	8,50	3830	426	7,66	1360	151	4,57	4,99	0,714
HEB 200	61,3	78,1	200	200	15,0	9,00	5700	570	8,54	2000	200	5,06	5,54	0,667
220	71,5	91,0	220	220	16,0	9,50	8090	736	9,43	2840	258	5,59	6,10	0,625
240	83,2	106	240	240	17,0	10,0	11300	938	10,3	3920	327	6,08	6,65	0,588
260	93,0	118	260	260	17,5	10,0	14900	1150	11,2	5130	395	6,58	7,21	0,571
280	103	131	280	280	18,0	10,5	19300	1380	12,1	6590	471	7,08	7,76	0,556
HEB 300	117	149	300	300	19,0	11,0	25200	1680	13,0	8560	571	7,58	8,32	0,526
320	127	161	320	300	20,5	11,5	30800	1930	13,8	9230	616	7,57	8,31	0,520
340	134	171	340	300	21,5	12,0	36700	2160	14,6	9680	646	7,53	8,29	0,527
360	142	181	360	300	22,5	12,5	43200	2400	15,5	10100	676	7,49	8,27	0,533
HEB 400	155	198	400	300	24,0	13,5	57700	2880	17,1	10800	721	7,39	8,22	0,556
450	171	218	450	300	26,0	14,0	79900	3550	19,1	11700	781	7,33	8,19	0,577
500	187	239	500	300	28,0	14,5	107000	4290	21,2	12600	841	7,27	8,16	0,595
550	199	254	550	300	29,0	15,0	137000	4970	23,2	13100	871	7,17	8,11	0,632
HEB 600	212	270	600	300	30,0	15,5	171000	5700	25,2	13500	902	7,08	8,06	0,667
650	225	286	650	300	31,0	16,0	211000	6480	27,1	14000	932	6,99	8,01	0,699
HEB 700	241	306	700	300	32,0	17,0	257000	7340	29,0	14400	962	6,86	7,95	0,729
800	262	334	800	300	33,0	17,5	359000	8980	32,8	14900	993	6,68	7,86	0,808
900	291	371	900	300	35,0	18,5	494000	11000	36,5	15800	1050	6,52	7,77	0,857
1000	314	400	1000	300	36,0	19,0	645000	12900	40,1	16300	1080	6,38	7,68	0,926

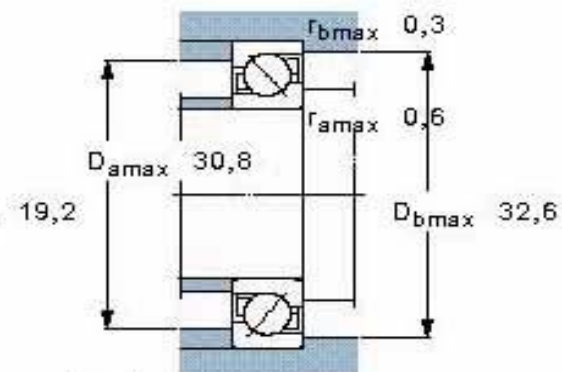
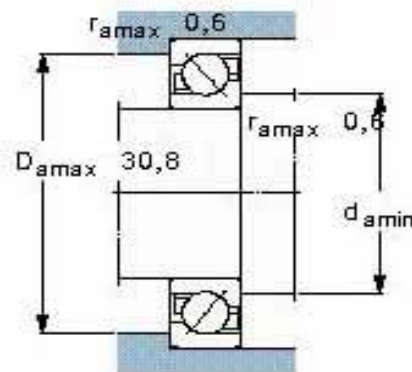
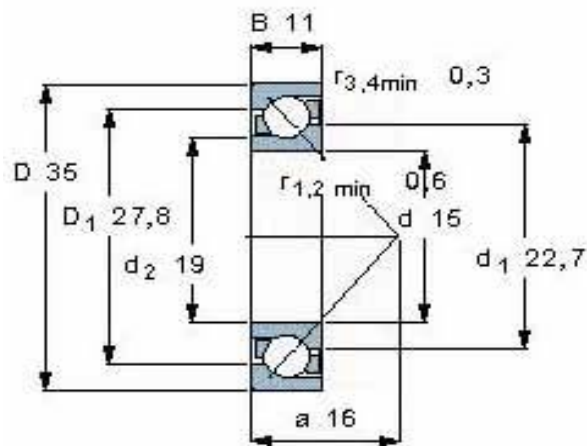
Tuercas de fijación KM(L) con arandela de fijación

Tamaño de la rosca	Dimensiones			Capacidad de carga axial	Masa	Designaciones		
	d_3	B	G			Tuerca de fijación	Arandela de fijación adecuada	llave
mm	mm			kN	kg			
50	70	11	M 50x1.5	91,5	0,14	KM 10	MB 10	HN 10-11



Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
15	35	11	8,84	4,8	0,204	24000	24000	0,045	7202 BECBP

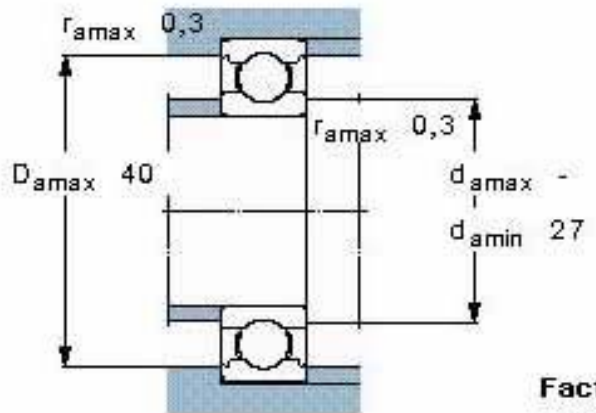
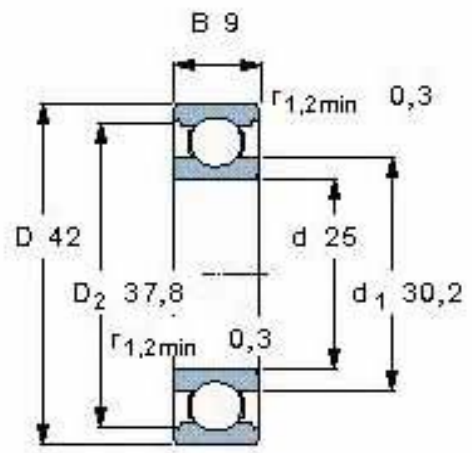


Factores de cálculo

- k_r 0,095
- k_a 1,4
- e 1,14
- X 0,35

Rodamientos rigidos de bolas, de una hilera

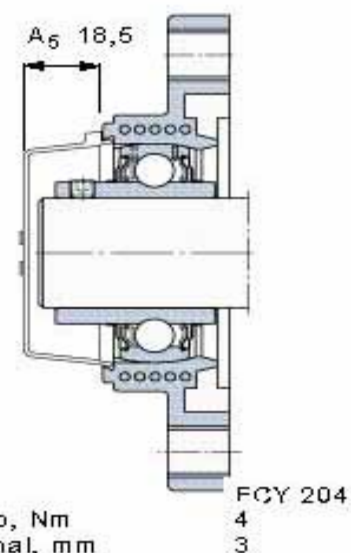
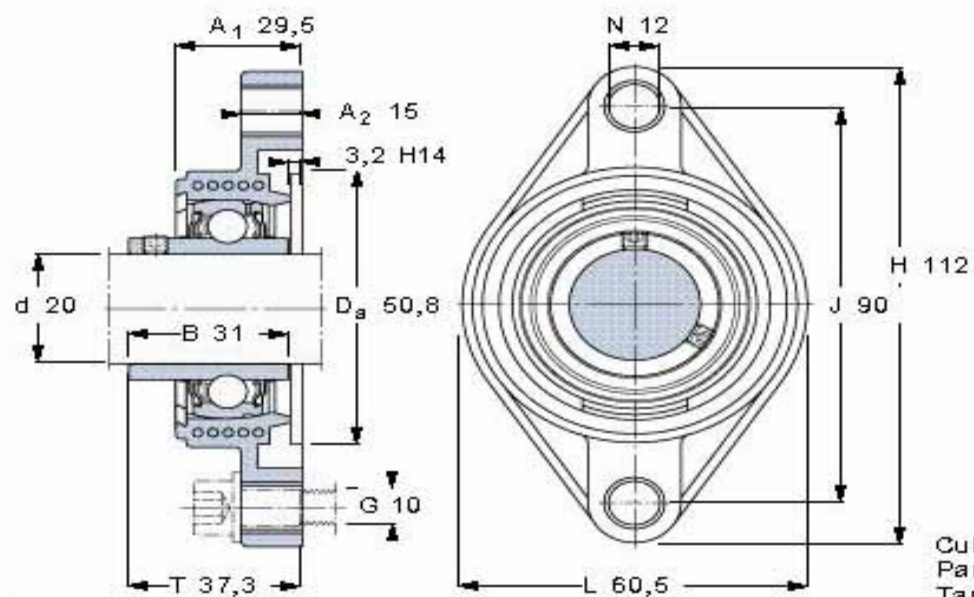
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045	61905



Factores de cálculo
 $k_r = 0,02$
 $f_0 = 15$

Soportes ovalados Y-TECK con bridas y prisioneros

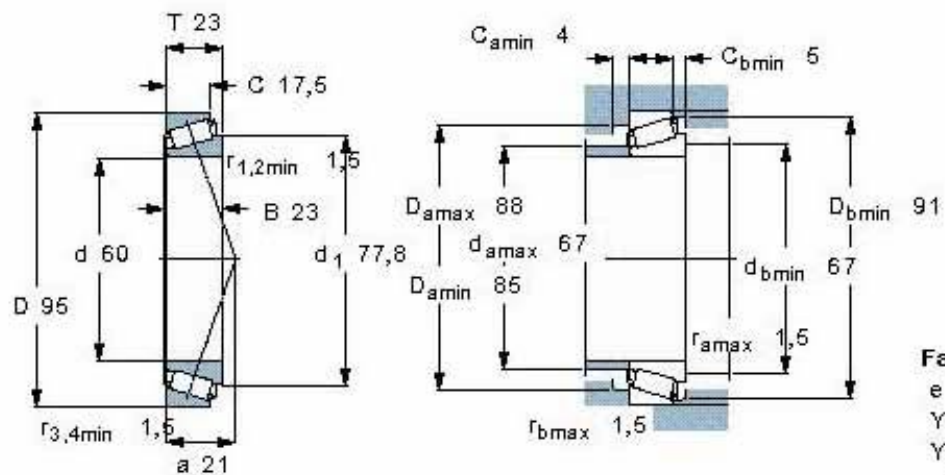
Dimensiones					Capacidad de carga dinámica estática		Limitación velocidad con el eje tolerancia h6	Masa	Designaciones	
d	A ₁	J	L	T	C	C ₀			Unidad con rodamiento	Rodamiento
mm					kN		rpm	kg	-	
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	8500	0,24	FYTBK 20 TF	YAR 204-2F



Cubierta final
Par de apriete recomendado, Nm
Tamaño de la llave hexagonal, mm

Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos

Dimensiones principales			Capacidad de carga dinámica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	C	C_D		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
60	95	23	95	122	13,4	5300	6700	0,59	32012 X/QCL7C *



Tuercas de fijación KM(L) con arandela de fijación

Tamaño de la rosca	Dimensiones			Capacidad de carga axial	Masa	Designaciones		
	d_3	B	G			Tuerca de fijación	Arandela de fijación adecuada	llave
mm	mm			kN	kg	-		
20	32	6	M 20x1	24	0.025	KM 4	MB 4	HN 4

