

01173

1
2ej

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO DE UN POSICIONADOR
PARA EQUIPO ELECTRICO

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS
QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERIA
(MECANICA, OPCION DISEÑO Y MANUFACTURA)

PRESENTA:
VICENTE BORJA RAMIREZ

CD. UNIVERSITARIA, D.F.

OCTUBRE 1992

ASESOR: DOCTOR ANGEL ROJAS SALGADO



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

RESUMEN

Este trabajo presenta un proyecto de diseño mecánico realizado en el Centro de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, para el Instituto de Investigaciones Eléctricas.

El diseño consiste en un mecanismo que complementa un equipo eléctrico cuya finalidad es hacer pruebas de capacidad a máquinas eléctricas de gran potencia. Dicho equipo es una innovación tecnológica destinada a sustituir y competir con aparatos extranjeros.

En un principio, la necesidad presentada fue detallar una alternativa de configuración. Al iniciar el proceso de diseño, se redefinió el problema y luego de realizado el diseño conceptual, se llegó a una configuración que presentó grandes ventajas respecto a la planteada inicialmente.

Los planos y la lista de partes comerciales obtenidos del diseño de detalle se entregaron al Instituto el cual se encargó de la fabricación y del ensamble. El Centro, por su parte, supervisó y brindó asesoría.

El prototipo obtenido se probó con buenos resultados, cumpliendo con las especificaciones planteadas al inicio del proyecto.

Luego de las pruebas, se cambiaron algunas características de los componentes eléctricos del equipo para aumentar su capacidad, por lo que fue necesario hacer una revisión del diseño original. Esta revisión comprendió, inicialmente, la memoria de cálculo, pero también se plantearon mejoras para facilitar el ensamble y la fabricación.

Las aportaciones principales del trabajo son el diseño obtenido y la capacitación de personal.

C O N T E N I D O

1	INTRODUCCIÓN	1
2	OBJETIVO Y ALCANCES	3
3	METODOLOGÍA DE TRABAJO	4
3.1	Etapas del proyecto	4
3.2	Método de diseño	5
4	PLANTEAMIENTO DE LA NECESIDAD	8
5	DEFINICION DEL PROYECTO	10
5.1	Análisis del problema	10
5.2	Objetivo y especificaciones del proyecto	12
6	REALIZACIÓN DEL PROYECTO	14
6.1	Investigación	14
6.2	Diseño conceptual	15
6.2.1	Alternativas de solución	15
6.2.2	Evaluación y selección	16
6.3	Diseño de configuración	17
6.3.1	Alternativas de solución	17
6.3.2	Evaluación y selección	21
6.3.3	Descripción de la opción seleccionada	23
6.4	Diseño de detalle	25
6.4.1	Especificaciones para el diseño	25
6.4.2	Sistema de posicionamiento	26
6.4.3	Sistema de guiado	28
6.4.4	Sistema motriz	29
6.4.5	Sistema estructural	30
7	ASESORÍA Y SEGUIMIENTO	33
7.1	Fabricación y ensamble	33
7.2	Pruebas	34
7.3	Seguimiento	34
8	EVALUACIÓN	38
8.1	Sistema de posicionamiento	40
8.2	Sistema de guiado	47
8.3	Sistema motriz	52
8.4	Sistema estructural	54
9	CONCLUSIONES	55

OBRAS CONSULTADAS	57
APÉNDICE A: MEMORIA DE CALCULO	A - 1
A.1 SISTEMA DE POSICIONAMIENTO	A - 1
A.2 SISTEMA DE GUIADO	A - 3
A.3 SISTEMA MOTRIZ	A - 5
A.4 SISTEMA ESTRUCTURAL	A - 9
APÉNDICE B: LISTA DE PLANOS	B - 1
APÉNDICE C: LISTA DE PARTES COMERCIALES	C - 1

1 INTRODUCCIÓN

El problema de la vinculación Universidad-Industria es ya muy viejo, y parte importante de él ha sido la realización de proyectos conjuntos.

Una empresa recurre a la Universidad por varias razones, algunas son: puede plantear proyectos específicos que satisfagan una necesidad particular; la empresa tiene cierta garantía de capacidad y, sobre todo, de formalidad; el realizar un proyecto con la Universidad en muchos casos resulta mas económico para una empresa que emprenderlo sola; agencias de crédito, y gubernamentales, en muchos casos, proporcionan recursos para incentivar este tipo de proyectos.

La Universidad y específicamente sus facultades en este tipo de proyectos buscan: mantener actualizados a sus profesores y que éstos tengan un desarrollo profesional; dar experiencia profesional a alumnos mientras éstos realizan su servicio social o su tesis; obtener material didáctico; hacerse de ingresos extraordinarios provenientes del financiamiento de los proyectos.

Debido a todo lo anterior y a la situación de apertura económica del país, se ha venido notando que cada vez mas ambas partes, tanto las empresas como la Universidad, se buscan mutuamente con mayor interés para realizar desarrollos conjuntos,

varios de los cuales constituyen innovaciones tecnológicas.

En particular, en la Facultad de Ingeniería, se han tomado varias medidas para incentivar esta actividad, entre ellas la creación de centros de servicio en áreas ingenieriles específicas y la actualización de su equipamiento.

El centro mas antiguo de la Facultad es el Centro de Diseño Mecánico, fundado en 1976, donde se han realizado cerca de 50 proyectos a solicitud específica de empresas y entes externos a la Facultad. Los proyectos han sido de muy diversas características, pero todos ellos relacionados con el diseño de máquinas, de elementos de máquinas o mecanismos.

En este trabajo se presenta un proyecto de desarrollo tecnológico realizado en el Centro de Diseño Mecánico (CDM), para el Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE).

El proyecto se plantea describiendo las diferentes etapas de su desarrollo, desde la presentación de la necesidad que lo originó, hasta la evaluación del diseño obtenido.

2 OBJETIVO Y ALCANCES

El objeto de esta tesis se divide en dos partes.

El primer propósito de este trabajo es la realización del diseño mecánico de un equipo eléctrico, es decir, resolver una necesidad específica mediante un diseño original. En segundo lugar, se pretende evaluar dicho proyecto, tanto en el aspecto metodológico como en el técnico, para proponer cambios.

El proyecto incluye el diseño y fabricación de un prototipo inicial, sus pruebas y una evaluación, a partir de la cual se hace una revisión y mejora del diseño.

3 METODOLOGÍA DE TRABAJO

3.1 Etapas del proyecto

La realización del proyecto, desde que se presentó la necesidad a la fecha, se puede dividir en las siguientes etapas:

- a) **Planteamiento de la necesidad.**- el IIE presentó la necesidad y proporcionó información técnica. El Centro expuso brevemente su forma de trabajo, mostró algunos proyectos desarrollados y sus instalaciones. El planteamiento de la necesidad se describe en el capítulo 4.
- b) **Definición del proyecto.**- luego de conocer la necesidad, se estudió, y se decidió enfrentarla. Se designó un jefe de proyecto y un equipo de trabajo. Se definió el proceso para la realización del proyecto. Se hizo una investigación preliminar y con ella una cotización y un plan de trabajo. Con lo anterior se elaboró una propuesta de proyecto que se presentó al IIE. Esta propuesta presentaba especificaciones del diseño, actividades a desarrollar, resultados a entregar, duración, costo y forma de pago. La definición del proyecto se detalla en el capítulo 5.
- c) **Negociación.**- junto con la propuesta de proyecto, se

presentó una orden de servicio para formalizar el proyecto sin necesidad de que fuera aprobado por el departamento jurídico del IIE y por el de la UNAM. Debido al monto del proyecto fue necesario hacer un contrato que negociaron ambos jurídicos. Independientemente, las personas involucradas directamente en el desarrollo del proyecto pactaron la forma de trabajo, la entrega de resultados y demás pormenores.

- d) **Realización del proyecto.**- sentadas las condiciones de trabajo, se inició el diseño siguiendo un método (se describe posteriormente en este apartado), que concluyó con la entrega y aceptación de resultados. Esta etapa se detalla en el capítulo 6.
- e) **Asesoría y seguimiento.**- luego de que se concluyó el trabajo, se brindó asesoría para que el Instituto pudiera aplicar la solución proporcionada (se menciona al respecto en el capítulo 7). Por otro lado, se ha mantenido el contacto para detectar fallas y posibles mejoras para el diseño, y para realizar desarrollos conjuntos futuros.
- f) **Evaluación.**- posteriormente a la terminación y a las pruebas de funcionamiento del prototipo, se modificaron especificaciones de los componentes eléctricos, por lo que se evaluó el diseño original y se vio la necesidad de rediseñar algunas partes.
- g) **Difusión.**- en cuanto a la divulgación del proyecto, se han presentado algunos de sus aspectos en conferencias, se ha escrito un artículo y se elaboraron dos tesis, una de licenciatura y otra, éste trabajo, de maestría.

Cabe destacar que las etapas descritas no estaban completamente definidas durante el proyecto, son producto de un análisis posterior, aunque las actividades que agrupan sí. Lo anterior no incluye la etapa f), que por lo general no se realiza en ningún proyecto del Centro. Por otro lado, las etapas no se llevaron a cabo en orden cronológico; varias se desarrollaron simultáneamente.

3.2 Método de diseño

Es importante aclarar que, aunque para realizar el proyecto que nos ocupa fue necesario pasar por todas las etapas descritas anteriormente, en realidad, no todas ellas tienen relación directa con el diseñar, por eso no se incluyen en la metodología.

El método de diseño seguido fue, básicamente, el mismo que se aplica a todos los proyectos del Centro de Diseño Mecánico, aunque, debido a sus alcances, presenta algunas particularidades. Se resume

a continuación:

- a) **Planteamiento de la necesidad.**- en este caso coincide con la etapa del mismo nombre.
- b) **Análisis del problema.**- se analizó la necesidad, se definieron el objetivo y los alcances del proyecto, se establecieron especificaciones, restricciones, criterios y políticas (se detalla más en el apartado 5). Esta parte del método está comprendida en la etapa de definición del proyecto.
- c) **Investigación.**- esta actividad se realizó durante todo el proyecto. Consistió principalmente en la búsqueda de información técnica y comercial (se detalla en el apartado 6.1). Esta parte del método está comprendida, al igual que las restantes, en la etapa de realización del proyecto.
- d) **Diseño conceptual.**- luego del análisis del problema y de contar con cierta información, se dividió el problema en partes, se plantearon alternativas de principios (conceptos) de funcionamiento, y alternativas de solución para estos principios. Estas posibles soluciones se evaluaron y se seleccionaron las mejores (se detalla en el apartado 6.2).
- e) **Diseño de configuración.**- se plantearon elementos, sus formas, dimensiones relativas y su distribución, para obtener configuraciones que pudieran realizar los principios de funcionamiento, y se seleccionaron las mejores (se detalla en el apartado 6.3).
- f) **Diseño de detalle.**- se establecieron formas geométricas, dimensiones, materiales, acabados superficiales y tolerancias dimensionales de los elementos a fabricar; por otro lado, se definieron las características técnicas y posibles proveedores de equipo y materiales (se detalla en el apartado 6.4).
- g) **Asesoría.**- con toda la información del paso anterior, se hicieron las compras necesarias, se fabricó y ensambló, y finalmente se probó la solución planteada. Debido a los alcances del proyecto, las actividades anteriores fueron desempeñadas por el IIE. Durante ellas se realizó una supervisión y asesoría constante (se detalla en el apartado 6.5). Luego de tener el prototipo probado, se efectuaron varias visitas al IIE, algunas a solicitud del propio Instituto para opinar sobre accesorios al diseño o bien para proponer mejoras (se detalla en el apartado 7).
- h) **Rediseño.**- como ya se mencionó, luego de las pruebas, se modificaron componentes por lo que se requirió una revisión

del diseño original y un rediseño de algunas partes (se detalla en el apartado 8).

Los pasos presentados, en varias ocasiones, se realizaron en forma simultánea, y en más de un caso, fue necesario retroceder uno o varios pasos para lograr la meta establecida para alguna actividad.

Es conveniente aclarar que el seguimiento y la difusión no se consideran dentro del método porque en realidad no tienen relación directa con el diseñar.

4 PLANTEAMIENTO DE LA NECESIDAD

En el mes de septiembre de 1989, el IIE solicitó al CDM el diseño de detalle de un mecanismo de elevación para un equipo eléctrico que estaba desarrollando. El propio Instituto, luego de generar varias alternativas de solución, había seleccionado la que a su parecer era la más conveniente. A pesar de que se tenía adelantado el diseño de detalle y se habían elaborado algunos planos de fabricación, el IIE no estaba posibilitado para finalizar el diseño debido a su carga de trabajo.

El equipo eléctrico en desarrollo, una inductancia variable, formaba parte de un proyecto, que tenía un tiempo y presupuesto limitados, por lo que los investigadores solicitaban sólo la revisión, la corrección y la conclusión del diseño que se había elaborado.

La inductancia estaba integrada por un núcleo magnético, formado por un arco superior y uno inferior, y por dos bobinas. Dichos elementos estaban dispuestos como se muestra en la figura 4.1.

El problema era elevar el arco superior de la inductancia con cierta precisión. Por otro lado, el mecanismo que realizara esta función, estaría situado dentro de un campo magnético que no debía ser perturbado, además de permitir la fácil transportación de todo

el equipo.

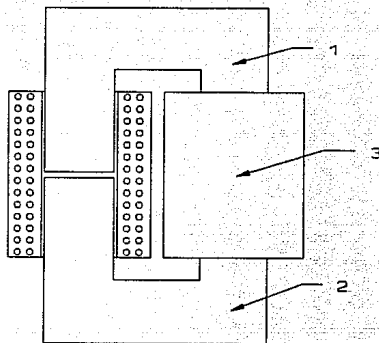


Figura 4.1. Diagrama de inductancia variable.
1) arco superior; 2) arco inferior; 3) bobina.

5 DEFINICION DEL PROYECTO

5.1 Análisis del problema

El equipo eléctrico que desarrollaba el IIE, una inductancia variable como ya se mencionó, consistía en un prototipo que trabajaría a un potencial máximo de 50 Kvolts con un flujo magnético en el núcleo de 16 mil Gauss.

En la figura 5.1 se muestra una inductancia de menor capacidad con la que se hacían pruebas en el Instituto. Su núcleo era laminado, tenía entrehierro¹ y contaba con dos bobinas. En la figura 5.2 se presenta una bobina encapsulada con un borne de conexión. Los componentes de esta inductancia eran muy similares a los del prototipo que se desarrollaba. Para variar el valor de la inductancia, se levantaba el arco superior cargándolo con una cuerda, y para mantener la separación, se colocaban pedazos de material dieléctrico entre los dos arcos del núcleo.

El núcleo del prototipo de inductancia que se desarrollaba, sería laminado, de acero al silicio y recubierto con aislante para

¹ Entrehierro: separación que existe entre las partes que constituyen el núcleo magnético

aproximar su sección transversal a un círculo y lograr una unión confiable entre las láminas que lo compondrían para disminuir al máximo posibles vibraciones. El entrehierro estaría a la mitad de las bobinas. La parte horizontal de la mitad inferior del núcleo iría ahogada en resina epóxica con carga de arena-silica (desarrollada por el IIE), sobre la cual se fijarían las bobinas. El "gap", la separación entre las mitades del núcleo, se haría usando un motor eléctrico de corriente directa colocado bajo la parte ahogada del núcleo, para no tener potencial eléctrico que variara el campo magnético. Dicha separación, hasta de 4 cm, debía ser regulable con una exactitud de ± 0.3 mm.

La inductancia contaría con dos bobinas de alambre de cobre, encapsuladas en la misma resina que el núcleo junto con separadores entre sus embobinados. Dichas bobinas tendrían cinco bornes de conexión y una capacidad de 30 KVA cada una, estarían colocadas de modo que el entrehierro quedara en medio de ellas y separadas cuando menos 1 cm una de otra. Todo el conjunto iría protegido por una cubierta que tendría en un costado una compuerta, para permitir la conexión de las bobinas por medio de tubos rígidos distando de éstos cuando menos 8 cm por razones dieléctricas; en su parte superior contaría con una tapa de lámina, a través de la cual se harían las conexiones al exterior; incluiría un medio de sujeción para transportación y no contendría ningún líquido dieléctrico. Se estimaba que al conectar la inductancia, en las dos mitades del núcleo se generaría una fuerza de atracción de hasta cuatro toneladas, dos mil kilogramos de cada lado, pudiéndose presentar el caso de que sólo una bobina estuviese energizada provocando, por pérdidas, una disminución del 20 % en la fuerza del lado de la bobina no alimentada. Las fuerzas presentarían una vibración de 60

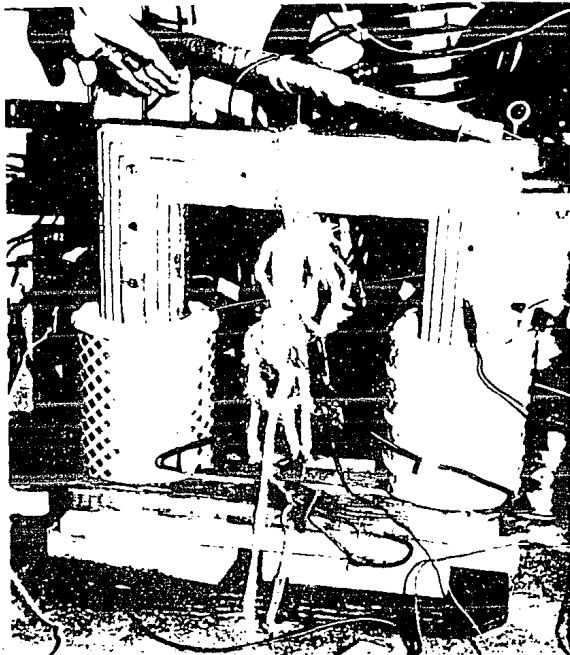


Figura 5.1. Inductancia de prueba.

Hertz, en sentido normal a la sección transversal, y otra en el sentido radial a ella debido a que el núcleo sería laminado. No se conocía la amplitud. La temperatura de trabajo del equipo sería máximo de 90° C. La configuración general de la inductancia se muestra en la figura 5.3.

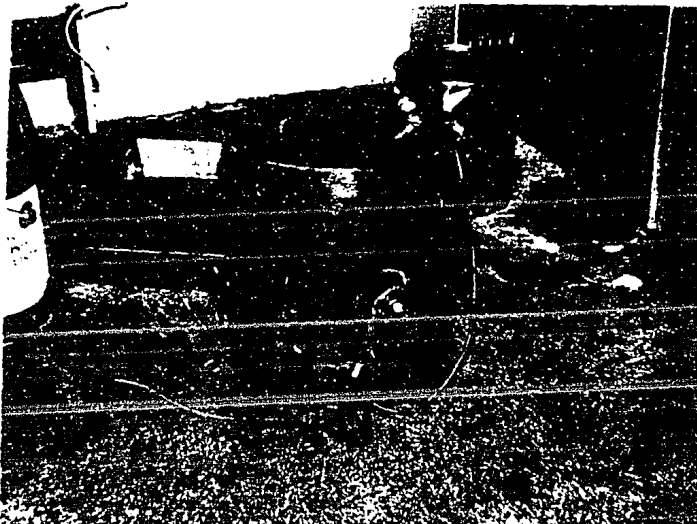


Figura 5.2. Bobina encapsulada.

De las consideraciones técnicas para el diseño lo más importante era: sólo se deseaba un detalle de su diseño, aunque e s t a b a n dispuestos a contemplar alternativas; se requería el diseño mecánico, el control correría a cargo del Instituto; se trataba de parte de un posible producto comercial; y la fabricación correría a cargo del IIE con asesoría del CDM. Por otro lado, y pensando en el futuro del producto, se quería que el concepto del mecanismo pudiera adaptarse para mover equipos mayores, o bien, modulares. Además de lo anterior, se deseaba que los materiales y el equipo necesario, hasta donde fuera factible, fuesen nacionales.

5.2 Objetivo y especificaciones del proyecto

Con base en lo anterior, se definió que el problema era diseñar un mecanismo de posicionamiento, que separase las dos mitades del núcleo, considerando lo siguiente:

a) Requerimientos funcionales:

- posicionar una porción de núcleo magnético energizado, respecto a la otra, con una exactitud de ± 0.3 mm;

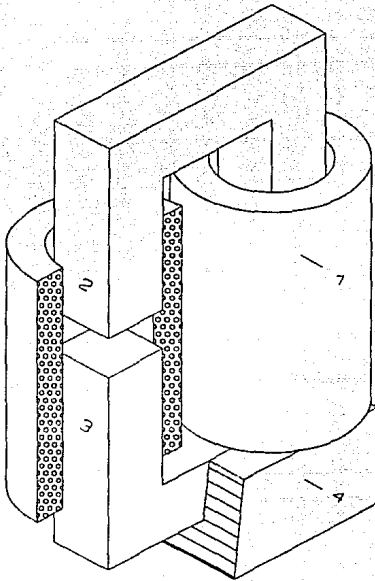


Figura 5.3 Inductancia variable.

1) bobina; 2) arco superior; 3) arco inferior; 4) base de resina.

- soportar una carga máxima de 4 toneladas provocadas por el campo magnético;
- permitir el transporte del equipo en cualquier posición de la porción móvil del núcleo;

b) Restricciones

- no perturbar el campo magnético;

c) Criterios

- alta confiabilidad
- mínimo mantenimiento
- emplear en el diseño materiales y equipos nacionales o de posible adquisición en el país;
- basarse en el diseño de detalle propuesto por el IIE;
- tiempo de realización del diseño (dos meses);
- presupuesto limitado para la realización del diseño;
- para hacer posible un equipo que trabajase a mayor potencia, el concepto del mecanismo debe ser adaptable para separar más de un núcleo a la vez.

6 REALIZACIÓN DEL PROYECTO

6.1 Investigación

La investigación fue una actividad constante durante el proyecto. Cuando se definía el proyecto, la investigación consistió en obtener todos los datos referente al problema: especificaciones, restricciones, alcances, entorno, equipos similares, etc. Esta información, debido a lo específico de la necesidad, se obtuvo de los investigadores del IIE que presentaron el problema.

En las primeras etapas de diseño, también se contó con datos del Instituto, éstos referentes a posibles alternativas de solución, materiales dieléctricos y sus proveedores.

Durante la generación de alternativas y, en especial, mientras se hacía el diseño de detalle, se realizó una intensa búsqueda de equipo comercial, tal como motores, reductores, motorreductores, rodamientos, tornillos de bolas, materiales dieléctricos, transmisiones, así como de proveedores. Como fruto de esta actividad se consiguieron varios catálogos, referencias bibliográficas, entrevistas y cotizaciones. También se solicitaron asesorías de profesores de la Facultad, lo que apoyó a la obtención de información comercial y de citas bibliográficas. Lo anterior sirvió para generar alternativas y evaluarlas, realizar cálculos,

elaborar planos y órdenes de compra.

6.2 Diseño conceptual

6.2.1 Alternativas de solución

Puesto que la finalidad es separar los dos componentes del núcleo de la inductancia, y considerando que la posición de las bobinas debía ser vertical, los principios básicos de operación pueden ser tres:

- Desplazar la mitad superior manteniendo fija la inferior (figura 6.1 a)
- Desplazar la mitad inferior manteniendo fija la superior (figura 6.1 b)
- Desplazar ambas partes del núcleo (figura 6.1 c)

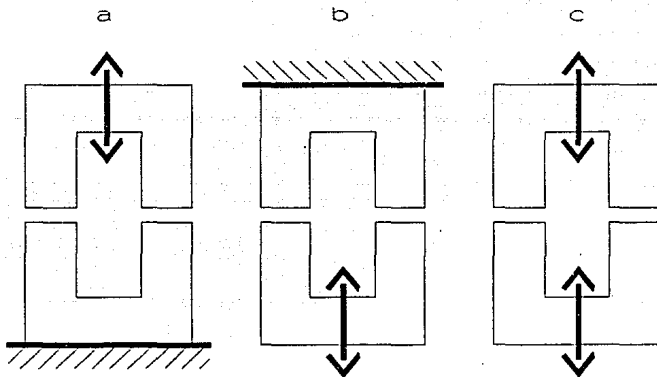


Figura 6.1. Opciones de principios básicos

Por otro lado, e independientemente del principio de operación, se establecieron tres funciones principales a realizar por el mecanismo, cada una de ellas dio lugar a un sistema:

- Sistema de posicionamiento, cuya función es la principal, separar las dos mitades con las especificaciones solicitadas.

- b) Sistema de guiado, cuya función es restringir el desplazamiento para que fuera únicamente vertical, absorbiendo posibles momentos o cargas horizontales.
- c) Sistema motriz, cuya función es proporcionar la potencia al sistema de posicionamiento para que éste cumpla con su función. El componente principal, la fuente de potencia está restringida, como ya se mencionó, a ser un motor eléctrico por cuestiones de control.
- d) Sistema estructural, cuyas funciones son ubicar y soportar todos los otros sistemas en el espacio y de mantener inmóvil la parte del núcleo fija durante el transporte y el funcionamiento del mecanismo.

Cabe hacer notar que otro sistema es el de control, pero éste no se considera porque el IIE sólo solicitó el diseño mecánico.

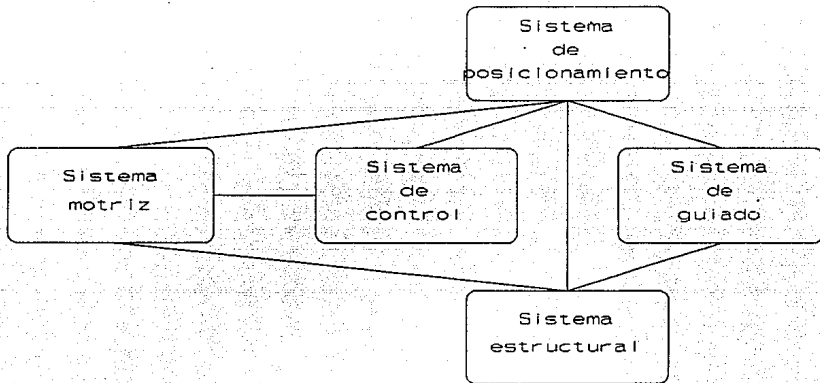


Figura 6.2. Diagrama de bloques del mecanismo.

6.2.2 Evaluación y selección

De los tres principios de operación, el que representaría mayores complicaciones es el c), mover ambas partes del núcleo; cualquiera de las otras dos alternativas simplifica los sistemas. En cuanto a las otras dos alternativas, no se decidió sobre ellas sino hasta el diseño de configuración. Lo mismo se hizo con las

opciones de solución de los sistemas.

6.3 Diseño de configuración

6.3.1 Alternativas de solución

A continuación se presentan las principales opciones de solución analizadas. La alternativa A fue propuesta por el Instituto de Investigaciones Eléctricas. De hecho la necesidad del diseño de detalle de esta alternativa originó que el IIE buscara al CDM. Las otras dos alternativas fueron propuestas por el Centro de Diseño Mecánico. Se presenta una breve descripción de cada una, seguida de una pequeña evaluación.

Alternativa A.- Esta alternativa se basa en el movimiento de la parte superior del núcleo. El mecanismo propuesto por el Instituto, figura 6.3, básicamente consiste en un tornillo sin fin que mueve dos coronas roscadas en su parte interna. Dichas coronas se desplazan a lo largo de tubos con cuerda externa unidos a la parte superior de las bobinas. Cada corona tiene acoplado un anillo de fijación para sostener el arco superior. Al igual que las coronas, el sin fin está soportado en el arco superior. Para mover el sin fin se utiliza un motor de corriente directa aislado, eléctrica y magnéticamente, de la inductancia, por una placa de resina que ahoga el arco inferior del núcleo. Este motor se une al sin fin con un eje telescópico y una transmisión de 90° . Para no afectar el campo magnético. Todos los elementos del mecanismo son de material dieléctrico, exceptuando al motor y a su reductor.

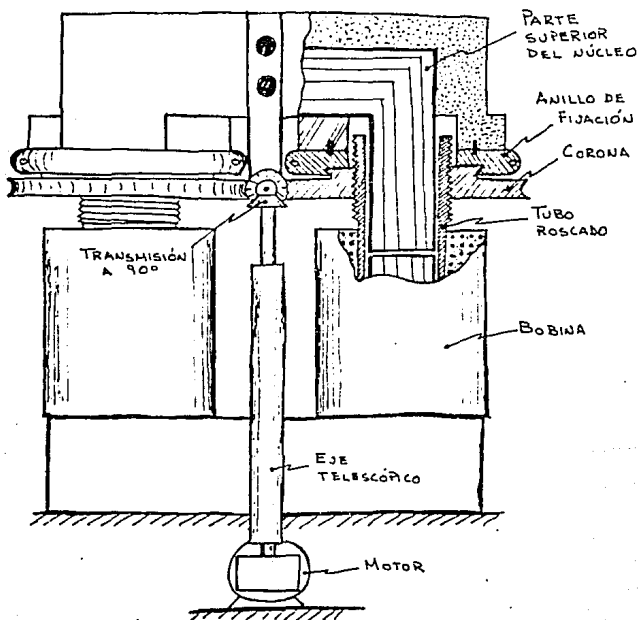


Figura 6.3. Alternativa A.

Alternativa B.- Esta opción tiene el mismo concepto de funcionamiento que la anterior, elevar el arco superior, figura 6.4. Es muy similar a la del IIE; la diferencia consiste en que el sistema motriz (eje, transmisión, tornillo sin fin y coronas), se encuentra fijo, apoyado en las bobinas, y solamente la parte superior del núcleo se mueve. En este caso, la rosca está unida a la parte superior del núcleo. Esta diferencia da mayor rigidez al mecanismo y elimina la flecha telescópica.

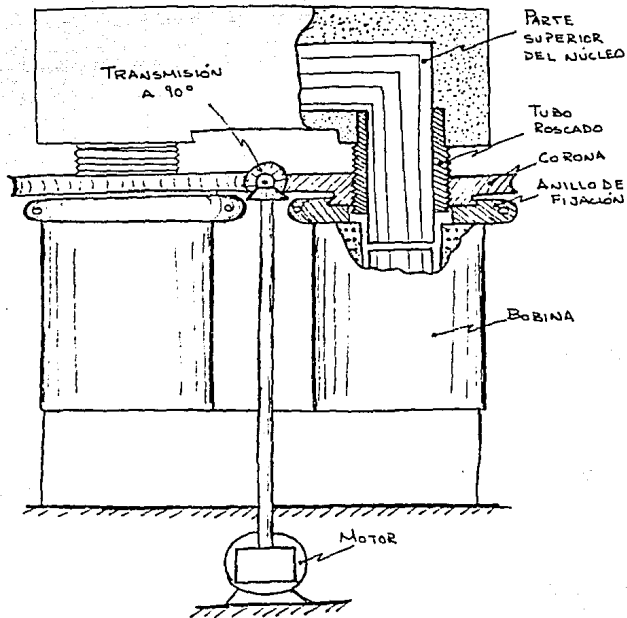


Figura 6.4. Alternativa B.

Alternativa C.- En esta alternativa se mueve el arco inferior del núcleo, se fija el superior y las bobinas a una estructura, de tal modo que no tengan movimiento alguno, figura 6.5. El arco inferior está ahogado en una base de resina, que como en los casos anteriores es aislante, sostenida por un tornillo de potencia conectado, mediante una transmisión, a un motor de corriente directa. El mecanismo se complementa con guías.

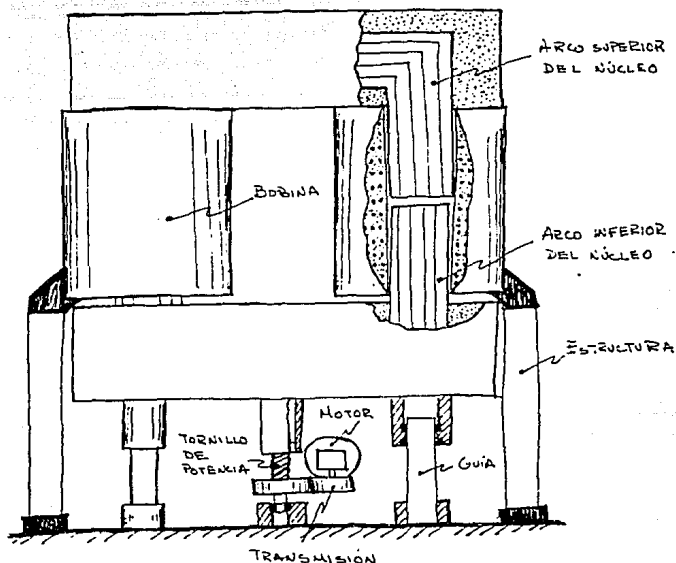


Figura 6.5. Alternativa C.

6.3.2 Evaluación y selección

Los criterios para evaluar las alternativas fueron los siguientes:

- a) **Funcionalidad.**
- b) **Confiabilidad.**
- c) **Tiempo de realización.**
- d) **Posibilidad de realización.**
- e) **Tamaño.**
- f) **Costo.**
- g) **Mantenimiento.**

De acuerdo a los criterios antes mencionados, se puede comentar de cada alternativa de solución:

Alternativa A: cumple con el objetivo del diseño, sin embargo presenta algunos inconvenientes: las coronas propuestas son de difícil fabricación además de ser necesario sincronizarlas junto con las roscas; debido a que el sin fin se mueve con la parte superior del núcleo, la flecha que le transmite potencia debe ser telescópica, lo cual implica una compleja fabricación; se requiere una alta precisión y emplear materiales dieléctricos y preferentemente prelubricados lo que implica problemas de resistencia mecánica y de fabricación; en general ninguno de los componentes del mecanismo es comercial, todos tienen que ser fabricados en especial.

Alternativa B: en general es muy similar a la A. El tener la rosca unida a la parte superior del núcleo da mayor rigidez al mecanismo y elimina la flecha telescópica.

Alternativa C: cumple con el objetivo establecido para el diseño; como todo el mecanismo se encuentra bajo el aislante del arco inferior del núcleo y por tanto fuera de la zona de alto potencial eléctrico, se pueden emplear elementos metálicos sin riesgo de afectar el campo, facilita la adquisición de materiales, reduce su costo, hace mas sencilla la fabricación y aumenta la confiabilidad del diseño; por otro lado, se vuelve independiente hasta cierto punto, el mecanismo de elevación, del núcleo y de las bobinas; se reducen de tamaño varios de los componentes; la mayoría se simplifican y algunos pueden conseguirse comercialmente.

De acuerdo a lo anterior, se seleccionó la Alternativa C como la mejor opción por las ventajas que presenta respecto a las otras

dos.

Contando ya con el principio de funcionamiento y los componentes principales, es posible definir los sistemas.

- a) Sistema de posicionamiento. Se contemplaron alternativas a base de tornillo de potencia, de cremallera, y cables principalmente. Por las restricciones del sistema motriz, usar un motor eléctrico, se descartó el uso de pistones (figura 6.6).

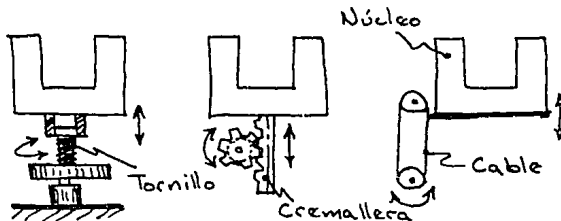


Figura 6.6. Algunas opciones para el sistema de posicionamiento.

- b) Sistema de guiado. Se plantearon opciones que variaban el número y la geometría de las guías (figura 6.7).

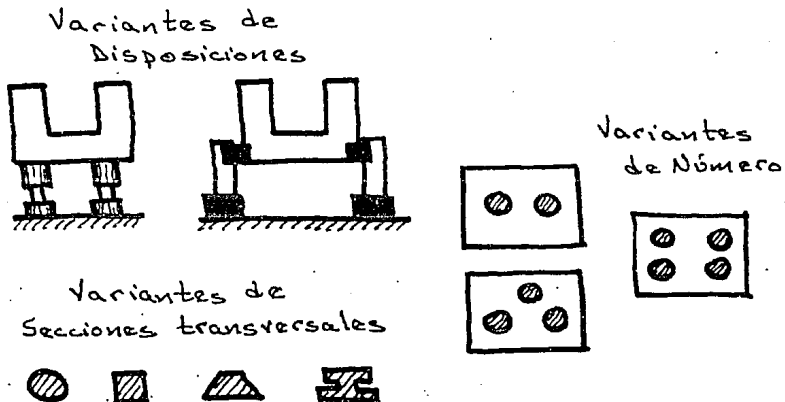


Figura 6.7. Algunas opciones para el sistema de guiado.

- c) Sistema motriz. Se pensó en diversos tipos de transmisiones y

posiciones del motor (figura 6.8).

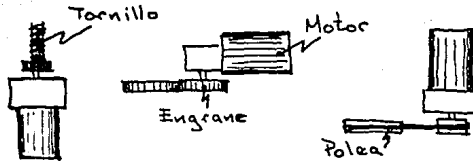


Figura 6.8. Algunas alternativas para el sistema motriz.

- d) Sistema estructural. Se propusieron diversas formas de sujeción para las bobinas y los núcleos (figura 6.9).

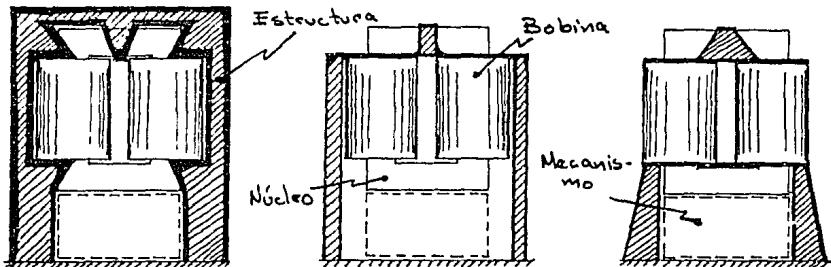


Figura 6.9. Algunas opciones para el sistema estructural.

La configuración final se presenta en la figura 6.10. Para llegar a ella se tomó en cuenta, además de los criterios ya mencionados, el número de componentes necesarios y su complejidad.

6.3.3 Descripción de la opción seleccionada

Como se observa en la figura 6.10, el sistema de posicionamiento está constituido por un tornillo de potencia sujeto, en su parte inferior, por baleros. El tornillo recibe potencia de un engrane. La tuerca del tornillo tiene un separador en su extremo superior y está fija a la placa que sujeta la parte inferior del núcleo.

Como principal componente del sistema de guiado tenemos una placa de referencia, con respecto a la cual se alinean los componentes de los sistemas. Parte de este sistema lo son también dos guías cilíndricas. Estas guías están fijas a la placa de referencia, y sobre ellas se desplazan dos chumaceras sujetas a la misma placa superior que es movida por la tuerca del tornillo de

potencia. Esta última placa, como ya se mencionó, está unida a la parte inferior del núcleo. Tanto las chumaceras como la placa superior, son parte del sistema de guiado.

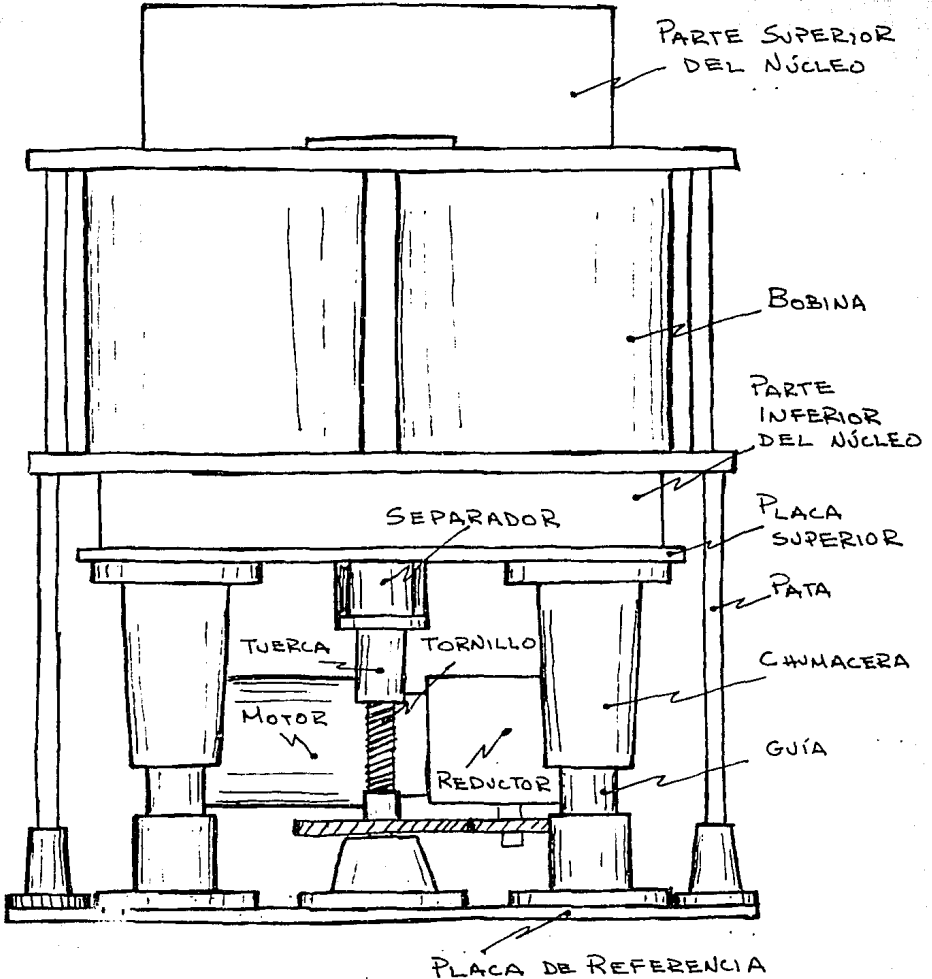


Figura 6.10. Configuración final.

Un motor acoplado a un reductor de sin fin y corona a 90° de

alta relación, junto con una transmisión de engranes que proporciona un alto par al tornillo de potencia, constituyen el sistema motriz.

Por último, cuatro columnas sostienen una placa sobre la cual descansan las bobinas de la inductancia. La parte superior del núcleo se asegura a las bobinas por medio de otra placa. Tanto las patas como las placas mencionadas integran el sistema estructural.

El funcionamiento del diseño final es el siguiente. El sistema de control (no presentado por razones ya explicadas), actúa al motor. Este, por medio de los otros componentes del sistema, hace girar con un alto par y baja velocidad al tornillo de potencia.

El tornillo gira desplazando verticalmente a la tuerca, y con ella mueve también a la placa superior y a la parte inferior del núcleo. Se asegura que la parte del núcleo en movimiento sólo se pueda mover linealmente en dirección vertical por medio de las guías sobre las que se desliza por medio de las chumaceras lineales.

6.4 Diseño de detalle

Para la realización de planos, para el dimensionamiento y definición de formas geométricas de varias de las piezas, y para la verificación de ensamblajes y determinación de interferencias, se hizo uso de un programa de CAD.

Los diseños de las piezas se hicieron, preferentemente en sistema internacional, aunque, debido a cuestiones prácticas, algunos elementos de máquinas (materiales, roscas, engranes, etc.), se seleccionaron con base en la norma más comúnmente empleada en cada caso.

La memoria de cálculo se presenta en el Apéndice A, los planos de conjunto y de definición de piezas se presentan en el Apéndice B y los componentes comerciales se enlistan en el Apéndice C.

6.4.1 Especificaciones para el diseño

Los requerimientos funcionales, restricciones y criterios para el diseño se presentaron ya en el apartado 5.2, pero un dato fundamental no se especificó, la velocidad de movimiento de la parte inferior del núcleo.

La velocidad con que el mecanismo mueve al núcleo se fijó considerando que para los sistemas de control y de posicionamiento convenía que ésta fuese baja. De acuerdo a lo anterior, se estableció que la carrera total del mecanismo (4 cm) se recorra en 40 s. Con los datos anteriores, es posible calcular la velocidad angular del tornillo fijando su paso.

6.4.2 Sistema de posicionamiento

El sistema de posicionamiento (ver figura 6.11), está constituido por un tornillo de potencia, una chumacera, un juego de rodamientos cónicos, y accesorios de fijación y ensamble.

La chumacera está sujeta sobre la placa de referencia (sistema de guiado), y es la que sujeta y ubica al resto del sistema. Aloja un arreglo de rodamientos cónicos, a una tuerca de precarga para los baleros, a otra de fijación para el tornillo de potencia, y a un buje separador. El buje se apoya en la pista interior del rodamiento superior y presiona al engrane que proporciona la potencia al tornillo (sistema motriz), contra un escalón maquinado en este último. Se asegura la transmisión del par por medio de una cuña.

En la parte superior del tornillo se encuentra su tuerca, la cual cuenta con una brida. Para permitir que la tuerca se desplace sobre el tornillo, se colocó, entre la brida y la placa superior del mecanismo (sistema de guiado), un separador sujeto por cuatro tornillos.

La memoria de cálculo correspondiente se presenta en el Apéndice A.1.

A continuación se resumen las consideraciones de diseño empleadas para definir los elementos del sistema.

- a) Tornillo de potencia.- se seleccionó un tornillo de bolas recirculantes por su alta eficiencia, y por las ventajas que representa usar un componente comercial. El diámetro, paso y tuerca, se escogieron considerando la carga a desplazar y la velocidad de trabajo. Para determinar su longitud se consideró el avance total requerido para el núcleo, y el espacio necesario para el montaje del engrane y el arreglo de rodamientos cónicos. Sus terminaciones se diseñaron considerando el ensamble y la fijación. Junto con el tornillo se consideran su tuerca y brida.
- b) Chumacera.- se diseñó considerando las especificaciones para el montaje y precarga del arreglo de los rodamientos cónicos y la fijación del tornillo.
- c) Rodamientos cónicos.- se seleccionaron tomando en cuenta la posible carga transversal ejercida sobre el tornillo ocasionada por pérdidas magnéticas en el núcleo o por movimiento del equipo durante el transporte, y la carga de tensión a soportar.
- d) Accesorios de fijación y ensamble.- constituidos por tornillería, tuercas de fijación para el tornillo y precarga para los baleros, el buje separador del engrane y el separador de la tuerca. Se diseñaron por restricciones dimensionales de

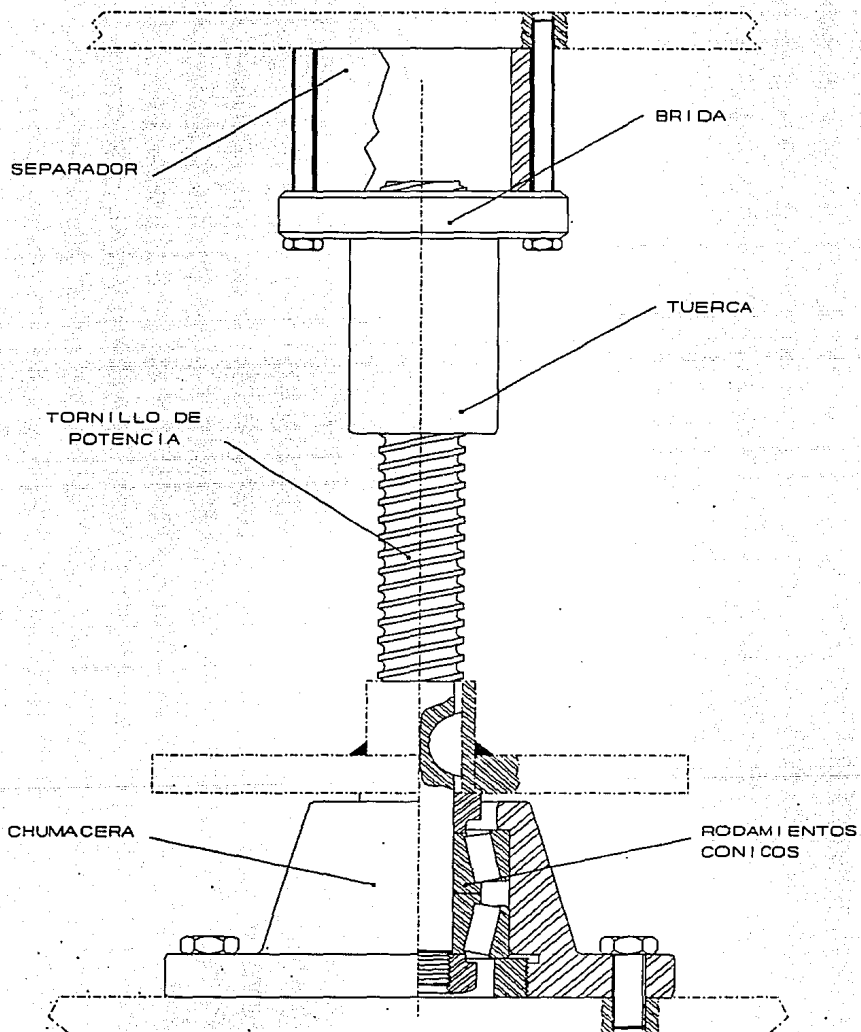


Figura 6.11. Sistema de posicionamiento

los otros componentes y por resistencia.

6.4.3 Sistema de guiado

El sistema de guiado (ver figura 6.12), está integrado por una placa de referencia, una superior y un par de guías con candeleros y chumaceras.

La placa de referencia es la base en que se apoyan, como ya se

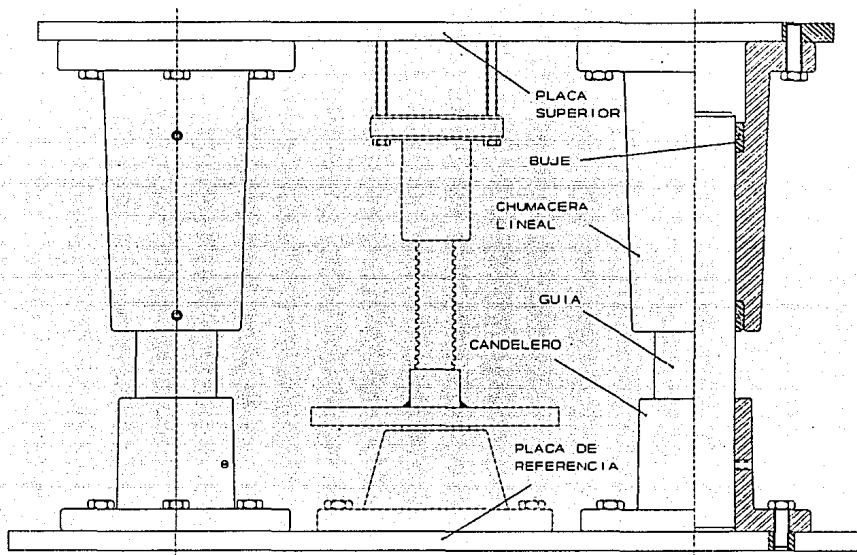


Figura 6.12. Sistema de guiado

mencionó, todos los componentes del equipo eléctrico, incluyendo los del sistema de guiado. Sobre ella se fijan los candeleros del sistema estructural, la chumacera del sistema de posicionamiento, la base del motor del sistema motriz, y los candeleros de las guías. Los candeleros posicionan y fijan a las guías. Sobre las guías deslizan las chumaceras lineales. Estas chumaceras cuentan con dos bujes y proporcionan la separación necesaria entre la parte superior de las guías y la placa superior, para que ésta última pueda moverse verticalmente sin que la guía deje de estar en contacto con estos bujes.

La placa superior está sujeta a la tuerca del tornillo de

potencia (sistema de posicionamiento), a las chumaceras lineales y a la parte inferior del núcleo, como ya se explicó.

La memoria de cálculo correspondiente se presenta en el Apéndice A.2.

A continuación se resumen las consideraciones de diseño empleadas para definir los elementos del sistema.

- a) Placa de referencia.- se diseñó considerando la resistencia mecánica necesaria, y buscando la geometría mas compacta para el arreglo de sistemas de posicionamiento, motriz, y estructural seleccionado.
- b) Placa superior.- se diseñó considerando la resistencia requerida y las especificaciones para el ensamble con la brida del tornillo de potencia, con las chumaceras y con el núcleo magnético.
- c) Guías.- se calcularon por deformación considerando la restricción de precisión del movimiento del núcleo y los posibles pares debidos a pérdidas magnéticas y al transporte del aparato.
- d) Candeleros.- se diseñaron tomando en cuenta las dimensiones de las guías.
- e) Chumaceras lineales.- se especificaron tratando de reducir lo mas posible la fuerza de fricción sobre los bujes, asegurando la resistencia mecánica y considerando el desplazamiento de las guías en su interior.

6.4.4 Sistema motriz

El sistema motriz (ver figura 6.13), está constituido por un motor eléctrico, un reductor, una transmisión de engranes y accesorios de fijación y montaje.

El motor está fijo al reductor, el cual se encuentra sobre un soporte, que a su vez está montado sobre la placa de referencia (sistema de guiado). La flecha de salida del reductor atraviesa el soporte, dentro del cual se encuentra un engrane helicoidal. Este engrane helicoidal engrana con otro similar en dimensiones, y este último es el que mueve al tornillo de potencia (sistema de posicionamiento). Se eligieron engranes helicoidales para asegurar una buena precisión.

La memoria de cálculo correspondiente se presenta en el Apéndice A.3.

A continuación se describen las consideraciones de diseño para los elementos del sistema.

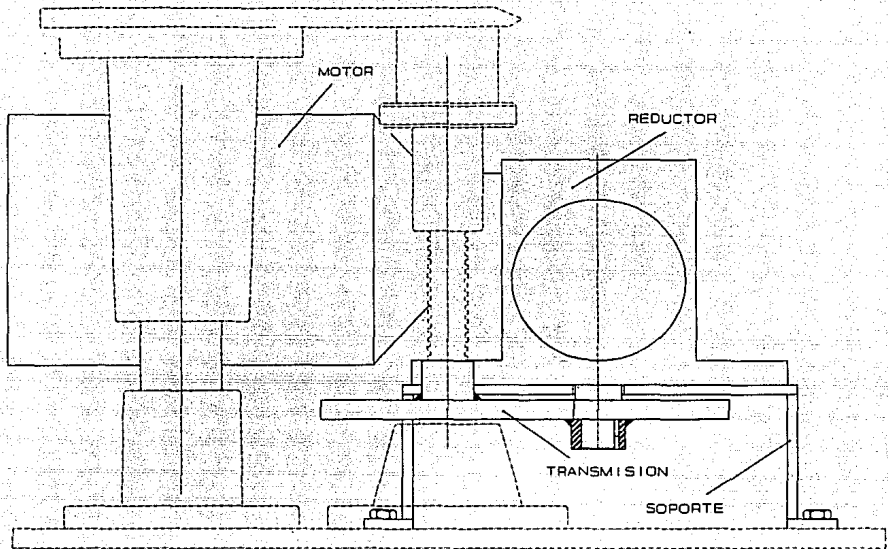


Figura 6.13. Sistema motriz

- a) Motor.- se seleccionó con base en la potencia necesaria para mover al tornillo a la velocidad establecida. Por otro lado, se consideró que proporcionara el par necesario, y que se pudiera acoplar a un reductor de alto par y relación de reducción.
- b) Reductor.- el reductor se escogió considerando el par y la relación de reducción requeridas. Además de lo anterior, también se tomó en cuenta la disposición de la flecha de salida y la forma de montaje.
- c) Transmisión de engranes.- se diseño buscando el arreglo mas compacto posible, y considerando aspectos de resistencia, ensamble y precisión.
- d) Accesorios de fijación y montaje.- constituidos principalmente por el soporte del motor, el cual se diseñó considerando las restricciones geométricas de la transmisión y el reductor.

6.4.5 Sistema estructural

El sistema estructural (ver figura 6.14), está constituido por cuatro patas con sus respectivos candeleros, por una placa

inferior, por cuatro tirantes, por una placa superior y por accesorios de fijación y montaje.

Las patas, por medio de sus candeleros, están fijas a la placa de referencia (sistema de guiado). Las patas sostienen la placa inferior de la estructura en la cual descansan las bobinas. La placa superior está unida a la inferior por medio de tirantes, con lo que las bobinas quedan atrapadas entre las placas. La parte superior del núcleo magnético va sujeta a la placa superior del mecanismo. De esta forma, las patas con la placa inferior soportan las bobinas y la parte inmóvil del núcleo.

La memoria de cálculo correspondiente se presenta en el Apéndice A.4.

A continuación se describen las consideraciones de diseño para los elementos del sistema.

- a) Candeleros.- se diseñaron con base en consideraciones geométricas de las patas y del montaje, y de resistencia.
- b) Patas.- se diseñaron tomando en cuenta la resistencia mecánica, los requerimientos dimensionales y la deformación permitida para mantener la precisión requerida. Su material se seleccionó previendo que no perturbara el campo magnético.
- c) Placas inferior y superior.- se diseñaron considerando el montaje de las patas, las bobinas, los tirantes y el núcleo; y la resistencia mecánica.
- d) Accesorios de fijación y montaje.- dentro de estos se encuentran los tirantes, piezas de fijación para las bobinas que se montan sobre la placa inferior, y refuerzos para la placa inferior. Se diseñaron tomando en cuenta principalmente, restricciones geométricas y requerimientos de resistencia.

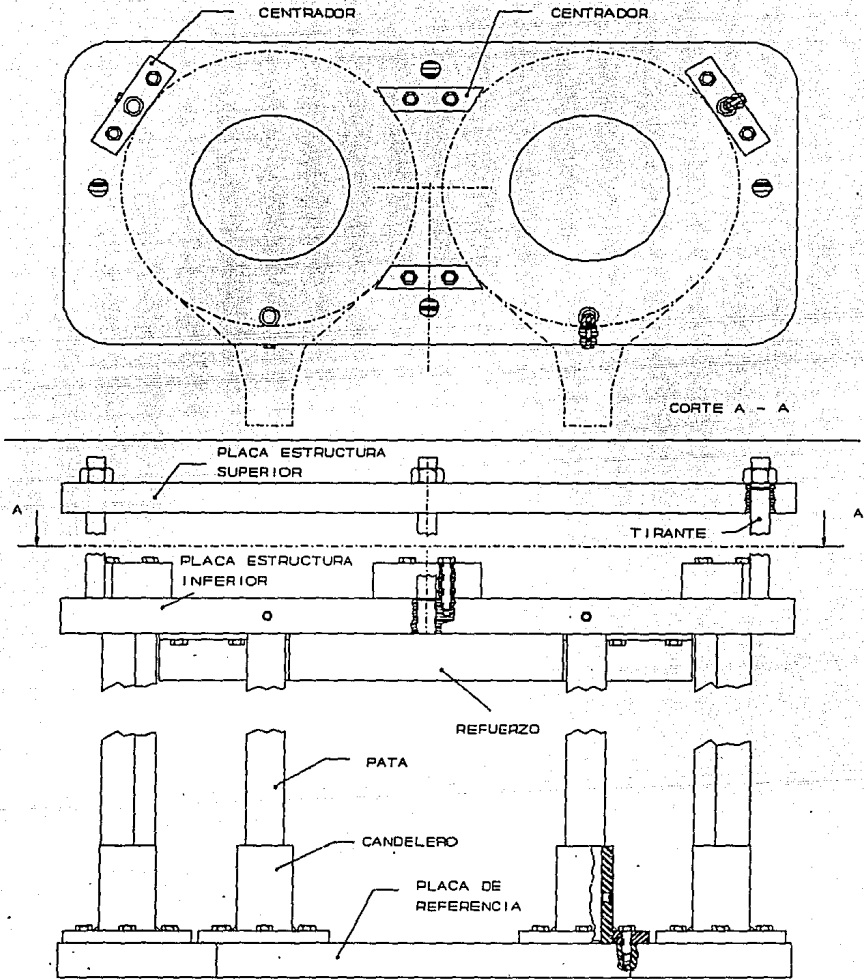


Figura 6.14. Sistema de guiado

7 ASESORÍA Y SEGUIMIENTO

Como se mencionó con anterioridad, el IIE se encargó de la compra de los materiales, de la adquisición de equipo comercial, de la fabricación y del ensamble. El Centro dió toda la información necesaria y se mantuvo en contacto para aclarar dudas, hacer modificaciones y mejoras.

Al final del capítulo se presentan fotografías del prototipo final.

7.1 Fabricación y ensamble

En cuanto a las adquisiciones, se proporcionó al Instituto junto con los datos de catálogos e información adicional para las adquisiciones, los datos de los proveedores. De los materiales se encargó totalmente el IIE.

La fabricación se hizo casi totalmente en los talleres del Instituto. La excepción fueron los engranes y la placa de referencia. Cabe destacar, que antes de iniciar la fabricación, se tuvieron reuniones con los responsables del taller mecánico para aclarar dudas o recibir sugerencias sobre posibles modificaciones. Gracias a este contacto estrecho, la fabricación y ensamble del prototipo no presentó graves problemas.

7.2 Pruebas

Aunque el prototipo no se ha trabajado en campo, ya se ha probado a cargas mayores de las especificadas para el diseño, en una prensa hidráulica de una planta automotriz, y el funcionamiento integrado al sistema de control y a los componentes eléctricos en los laboratorios del IIE en Palmira, Cuernavaca, y en los Laboratorios de Pruebas de Equipo y Materiales (LAPEM) de CFE en Irapuato, Guanajuato. Sólo se presentó la necesidad de un control retroalimentado para el motor, una pequeña oscilación al trabajar a altas cargas y una fuerte vibración en la transmisión de engranes. La oscilación se atribuye a que no se habían colocado los refuerzos correspondientes a la placa inferior de la estructura, y por esto, se deformaba al aplicar cargas muy elevadas. En cuanto a la vibración, ésta fue ocasionada por un error en el ajuste del mamelón de uno de los engranes helicoidales. La corrección de los dos inconvenientes antes mencionados no prestó dificultad alguna. Por lo anterior, el Instituto quedó muy satisfecho con el prototipo.

7.3 Seguimiento

Como ya se mencionó, luego de concluir el diseño, se mantuvo la relación con los investigadores del IIE responsables del proyecto. Durante este contacto se plantearon posibles modificaciones al mecanismo y el diseño de accesorios.

En cuanto a las modificaciones, debido a un cambio en las dimensiones de las bobinas, y por tanto del núcleo, se solicitó la revisión del diseño. La revisión se presenta en el apartado 8.

Por otro lado, se presentó al IIE una propuesta de realización del diseño del tanque que contendría a la inductancia, y del exterior de equipo adicional.

También se ha comentado la posibilidad de un nuevo desarrollo conjunto para, con base en el proyecto desarrollado, diseñar un mecanismo que mueva varias inductancias variables a la vez.

A octubre de 1992, no se ha concretado un nuevo desarrollo, y aunque el contacto ha sido esporádico, permanece una relación de confianza proveniente de los buenos resultados del proyecto.

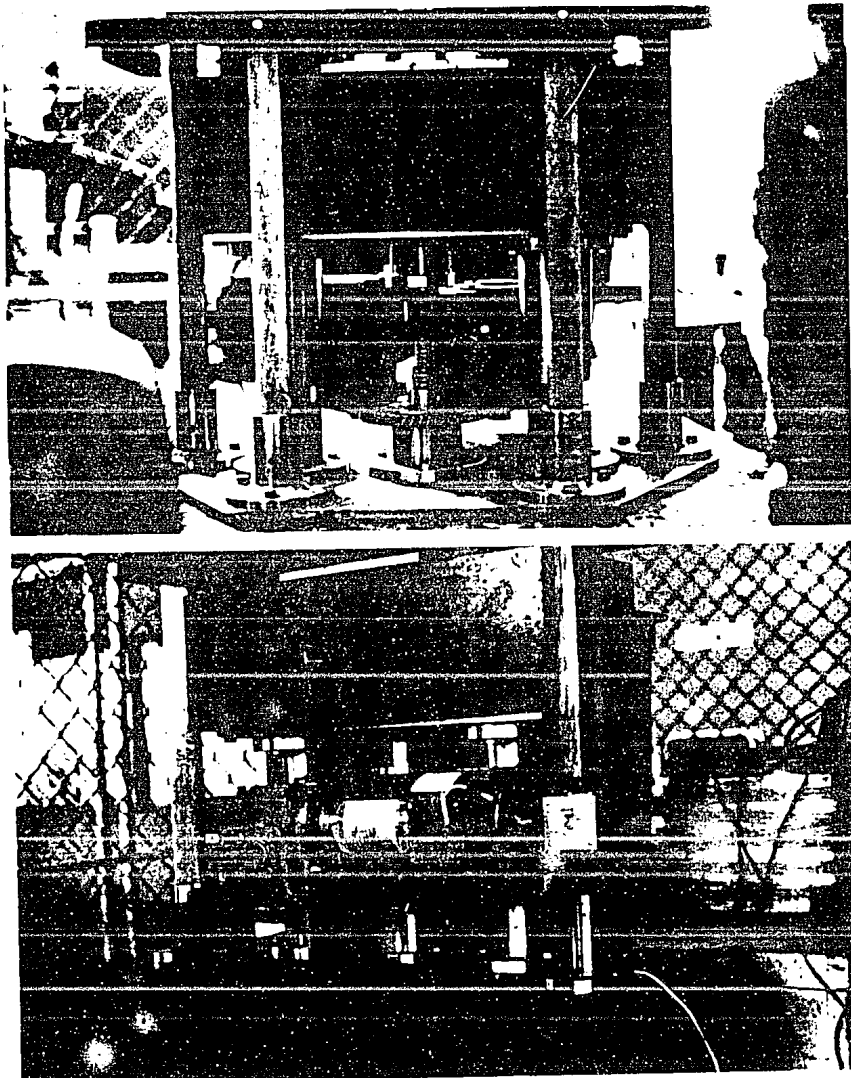


Figura 7.1. Aspectos del prototipo final

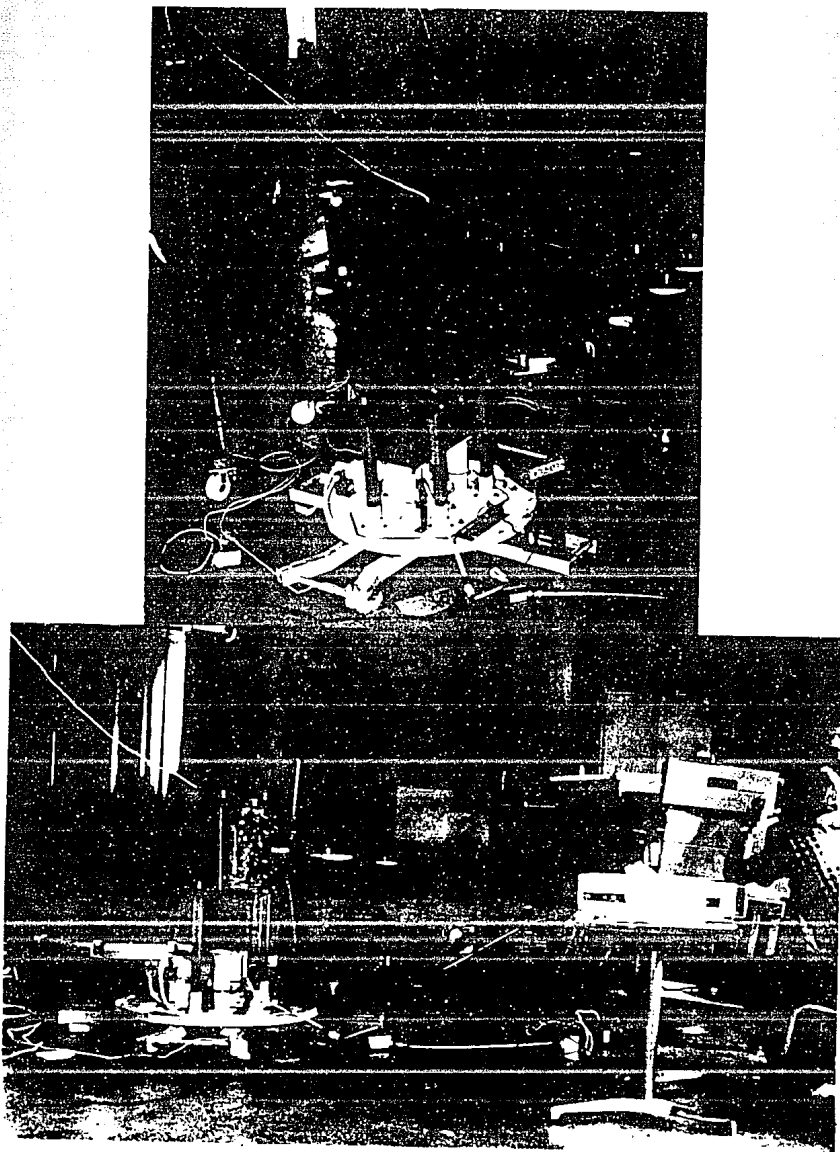


Figura 7.1 (Continuación)

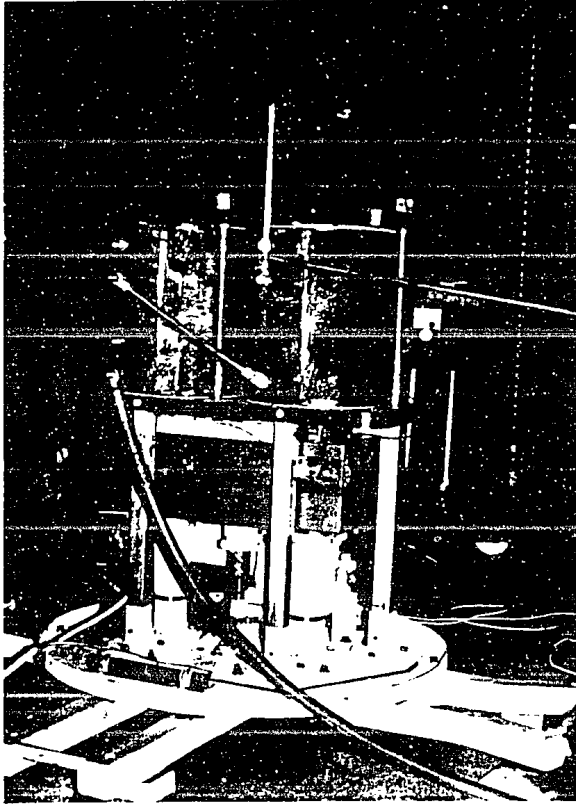


Figura 7.1 (Continuación)

8 EVALUACIÓN

El diseño original del mecanismo cumplió, como ya se mencionó, con los objetivos planteados, sin embargo, luego de las pruebas, el IIE decidió cambiar la especificaciones de los componentes eléctricos. Por otro lado, durante la fabricación y el ensamble se detectaron dificultades posibles de solventar haciendo modificaciones en el diseño de algunas piezas.

Con base en lo anterior, se realizó una evaluación del diseño cuya finalidad fue revisar su comportamiento ante la variación de los componentes, y por otro lado, proponer modificaciones. Se verifica el diseño original por medio de procedimientos de cálculo distintos, en la mayoría de los casos, a los empleados en el Apéndice A.

La evaluación se presenta por sistemas.

Un dato importante para la revisión es el peso de la parte inferior del núcleo, de las bobinas, del zoclo que une al núcleo con la placa superior y de la placa superior. Las nuevas dimensiones de estas partes se presentan en la figura 8.1. Cabe señalar que no fue necesario calcular los pesos pues el IIE contaba ya con ellos. Así pues, tenemos que: peso de la parte inferior del núcleo (igual a la de la parte superior) es $P_{y1} = 148.5 \text{ Kg.}$; peso de cada bobina $P_b = 100 \text{ Kg.}$; peso del zoclo de resina $P_z = 20.5 \text{ Kg.}$; peso

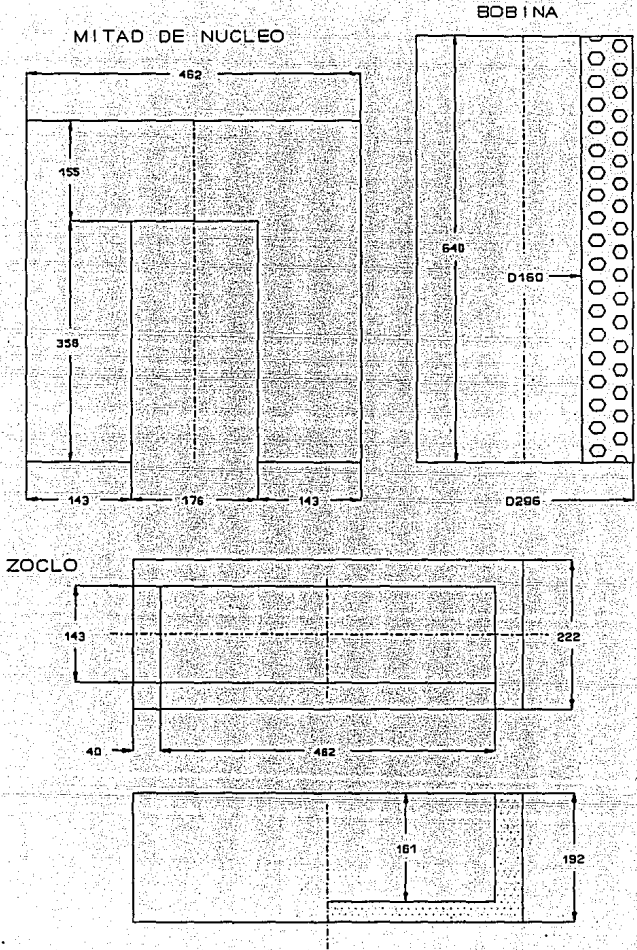


Figura. 8.1. Diagramas de componentes eléctricos

de la placa superior $P_A = 18.3$ Kg. Sumando todos estos pesos,

tenemos que el peso total es $P_T = 187.3 \text{ Kg}_f$.

8.1 Sistema de posicionamiento

El componente principal del sistema es el tornillo de potencia. Para seleccionarlo es necesario estimar la carga total que debe mover. Para realizar lo anterior, además de la fuerza magnética y el peso de los elementos, se debe considerar la fuerza de fricción en las guías.

En el caso extremo de carga por flexión para la parte inferior del núcleo se tiene una diferencia de un 20% en la fuerza de tracción máxima debida a pérdidas magnéticas, entre extremos del núcleo, es decir, en un extremo tenemos $2,000 \text{ Kg}_f$ y en el otro $1,600 \text{ Kg}_f$. Por lo anterior, considerando las dimensiones del núcleo dadas en las figuras 8.1 y 8.2, el núcleo transmite a los apoyos un momento M_T de:

$$M_T = 400 \times (319 \times 10^{-3}) / 2 \quad \Rightarrow \quad M_T = 63.8 \text{ Kg}_f \cdot \text{m}$$

Puesto que las guías no están sujetas a la placa superior, toda la carga vertical es soportada por el tornillo de potencia. Suponiendo que, en el caso crítico, sólo una guía soporta el momento M_T , que las guías están aproximadamente en el eje de aplicación de las fuerzas, que se emplearan dos bujes de bronce (dimensionados de acuerdo a criterios mencionados posteriormente) separados como se muestra en la figura 8.2, y que la distribución de esfuerzos en los bujes es triangular, tenemos que el punto de aplicación de la carga está definida por $b = 13.33 \text{ mm}$, y de acuerdo a esto la distancia d es:

$$d = a + 26.66 \quad \Rightarrow \quad F_N = M_T / d = 63.8 / (a + 26.66) \times 10^{-3} \text{ [Kg}_f\text{]}$$

Para estimar las reacciones (F_N) para diferentes separaciones (a) de los bujes se realizó la Tabla I.

T A B L A I

REACCIONES EN LOS BUJES PARA DIFERENTES SEPARACIONES.

a [mm]	50	70	75	80	100
F_N [Kg _f]	832.17	660.00	627.54	598.12	503.68

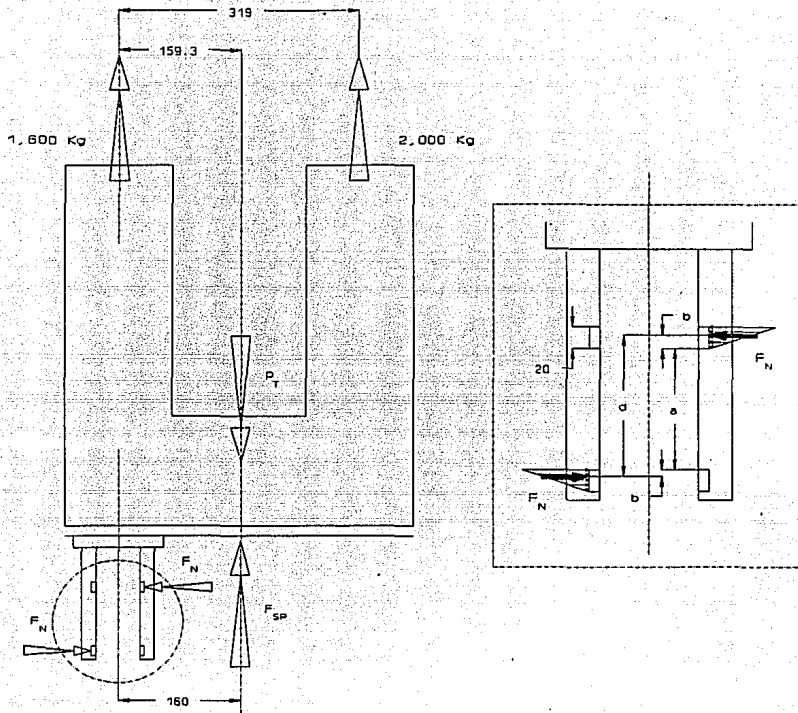


Figura. 8.2. Diagrama de carga de bujes

Tomando el caso extremo: $F_N = 832.17 \text{ Kg}_f$

Considerando los bujes de bronce y la guía de acero, el coeficiente de fricción es $\mu = 0.19$, por lo tanto, la fuerza de fricción en ambos bujes es de:

$$F\mu = 2(\mu \times F_N)$$

$$\therefore F\mu = 316.23 \text{ Kg}_f$$

Para calcular la fuerza que debe ejercer el sistema de posicionamiento (F_{SP}), es necesario tomar en cuenta los dos casos de movimiento del mecanismo, el de cierre (hacia arriba) y el de apertura (hacia abajo). Ambos movimientos con los sentidos de las fuerzas que intervienen se presentan en la figura 8.3.

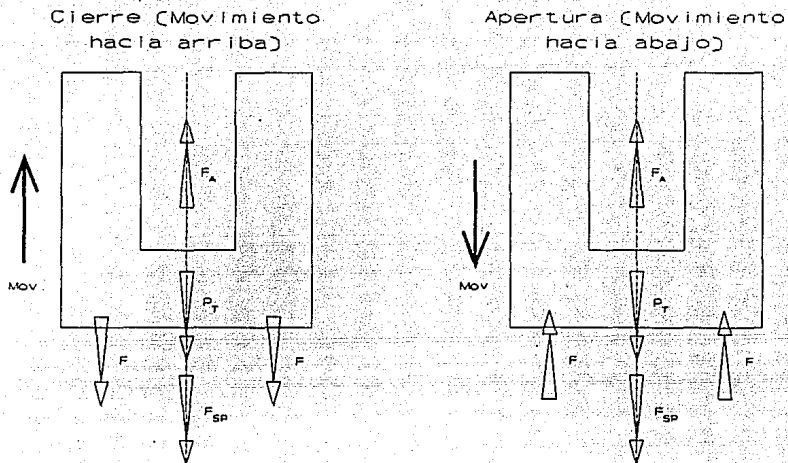


Figura. 8.3. Diagramas de carga para movimientos

En la figura 8.3 se usa la siguiente nomenclatura:

- P_T = Peso total a mover
 F_μ = Fuerza de fricción en guías
 F_A = Fuerza de atracción magnética
 F_{SP} = Fuerza del sistema de posicionamiento

De acuerdo a la figura, empleando los casos extremos de fuerzas ya calculados, para el cierre tenemos:

$$F_{SP} = F_A - (2F_\mu + P_T) = 4,000 - [2(316.23) + 187.3] \quad \therefore F_{SP} = 3,180.24 \text{ Kg}_f$$

para la apertura tenemos:

$$F_{SP} = F_A + (2F_\mu - P_T) = 4,000 + [2(316.23) - 187.3] \quad \therefore F_{SP} = 4,445.16 \text{ Kg}_f$$

De lo anterior se considerará $F_{SP} = 4,500 \text{ Kg}_f$, como carga para el diseño.

Para la selección del tornillo de bolas recirculantes, se tienen los siguientes datos:

- Carga de 4,500 Kg_f (9,900 lb_f)
- Movimiento en ambas direcciones
- Carrera de 4 cm

- Velocidad angular deseada de 9 rpm

Para hacer un estimado de la vida útil deseada, se considera: un número de ciclos por operación de 10 operaciones/hora; un tiempo de operación de 2 horas/día; 24 días de trabajo por año; vida útil deseada de 10 años. Con los datos anteriores, se tiene una vida útil esperada de 15,118.11 pulg.

Considerando la carga de 9,900 lb_f y la vida útil esperada de 15,118.11 pulg, de acuerdo a la tabla de selección por carga de tensión del fabricante [Ref. 6], se puede utilizar un tornillo de diámetro de 0.5 pulg y paso de 0.5 pulg, o bien cualquier otro tornillo de diámetro mayor sin importar su paso.

Para hacer la selección del tornillo de acuerdo a la carga de compresión, se partió de las condiciones de montaje del diseño original (Figura 8.4).

El tornillo está sometido a compresión solamente cuando no hay atracción solamente cuando no hay atracción magnética o bien ésta es muy pequeña. Así, considerando el caso en que no hay tracción, la carga de compresión sobre el tornillo es $P_f = 187.3 \text{ Kg}_f = 412.06 \text{ lb}_f$. La carga de compresión máxima segura para un tornillo de bolas está dada por [Ref. 6]:

$$P_{cr} = C_c \times 14.05 \times 10^6 \times (D^4 / Y^2);$$

$$P_s = P_{cr} \times F_s$$

donde

- P_{cr} = Carga crítica de Euler [lb_f]
- P_s = Carga máxima segura [lb_f]
- D = Diámetro menor del tornillo [pulg]
- Y = Distancia sin soporte [pulg]
- F_s = Factor de seguridad
- C_c = Factor de sujeción

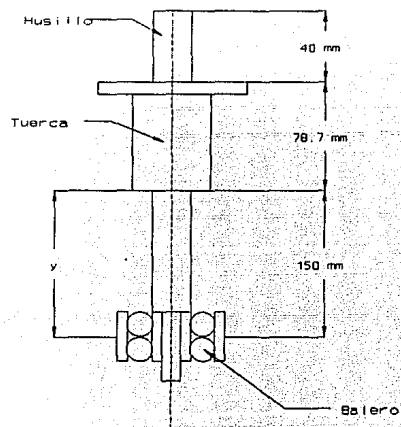


Figura. 8.4. Montaje del tornillo.

Para nuestro caso, y de acuerdo al catálogo del fabricante [Ref. 6], $F_s = 0.8$ y $C_c = 0.25$. El cálculo de las cargas seguras para varios tornillos se presenta en la Tabla II.

T A B L A I I
VALORES DE C_c PARA DIFERENTES TORNILLOS.

Cat.*	D	y	C_c	P_{cr}	F_s	P_s
R-0502	0.405	7.5	0.25	1680.00	0.8	1344.01
R-0702	0.629	7.5	0.25	9774.54	0.8	7819.63
R-1001	0.836	7.5	0.25	30501.30	0.8	24401.1
R-1004	0.836	7.5	0.25	30501.30	0.8	24401.1

* Designación del tornillo de acuerdo al catálogo del fabricante

De la tabla se observa que hay un amplio margen de seguridad respecto al funcionamiento por compresión.

Para calcular el par necesario para mover la carga se emplea la ecuación [Ref. 6]:

$$T_d = (P \times L) / 2\pi e = 0.177 P \times L \quad [\text{lb}_f \cdot \text{pulg}]$$

donde T_d = Par necesario [$\text{lb}_f \cdot \text{pulg}$]
 P = Carga [lb_f]
 L = Paso del tornillo [pulg]
 e = Eficiencia del tornillo (90 %)

En las especificaciones para el diseño, se estableció la velocidad de la tuerca del tornillo en $V = 1 \times 10^{-3} \text{ m/s} = 2.4 \text{ pulg/min}$. Con este dato y el avance del tornillo, se calcula la velocidad angular del mismo con la relación [Ref. 6]:

$$n = V/A$$

donde n = Velocidad angular [rpm]
 V = Velocidad lineal de la tuerca [pulg/min]
 A = Avance del tornillo [pulg/rev]

Con la información anterior, la potencia requerida por el tornillo es [Ref. 6]:

$$\text{Pot} = (n \times T_d) / 63,000$$

donde n = Velocidad angular [rpm]
 T_d = Par necesario [$\text{lb}_f \cdot \text{pulg}$]
 Pot = Potencia requerida [HP]

Con base en las relaciones anteriores, se calcularon los pares, velocidades y potencias para diferentes tornillos. Los resultados se presentan en la Tabla III.

T A B L A III

VALORES DE POTENCIA PARA DIFERENTES TORNILLOS **.

Cat.*	P	A	T_d	V	n	Pot
R-0502	9,900	0.50	876.15	2.4	4.8	0.07
R-0702	9,900	0.50	876.15	2.4	4.8	0.07
R-1001	9,900	1.00	1,752.30	2.4	2.4	0.07
R-1004	9,900	0.25	438.08	2.4	9.6	0.07
R-1105	9,900	0.20	350.46	2.4	12.0	0.07

* Designación del tornillo de acuerdo al catálogo del fabricante
 ** Unidades de acuerdo a relaciones presentadas con anterioridad

Tomando en cuenta las tablas presentadas, se puede seleccionar entre los tornillos R-1004 y el R-1105 para obtener la velocidad angular deseada. La selección final se hace junto con los baleros.

Las cargas que actúan sobre los baleros, se presentan en la figura 8.5.

En la figura 8.5 se usa la siguiente nomenclatura:

F_{SP} = Fuerza del sistema de posicionamiento (4,500 Kg, = 44,145 N)

F_E = Fuerza de empuje sobre el eje debida a transmisión de engranes (319.38 lb, = 1,421.57 N)

R_x = Fuerza radial en los baleros (1,421.57 N)

R_y = Fuerza axial en los baleros (44,145 N)

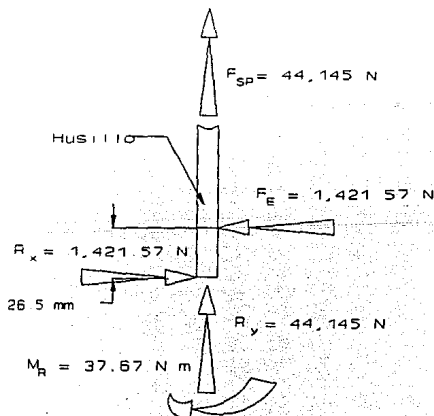


Figura. 8.5. DCL de tornillo

$M =$ Momento transmitido a los baleros (37.67 N·m)

El cálculo de la fuerza de empuje de la transmisión de engranes, se presenta en el cálculo del sistema motriz. El par se estimó considerando una distancia de 26.5 mm de el eje de aplicación de la fuerza F_e al apoyo del tornillo.

Se observa que el momento no es grande y que el arreglo de baleros seleccionado debe soportar una carga combinada en la que la fuerza axial es importante. De acuerdo a lo anterior, se recomienda el empleo de un juego de baleros cónicos dispuestos en "X". En el caso de seleccionar el tornillo R-1004, el diámetro máximo interior del balero a emplear es de 20 mm debido a la profundidad de la rosca del husillo; el rodamiento cónico correspondiente a esta medida no soporta la carga especificada. El tornillo R-1105 permite el uso de baleros de hasta 25 mm de diámetro máximo interior, y en el mercado se encuentran juegos de baleros apareados espalda con espalda (SKF 31305/DF) [Ref. 11]. Haciendo el cálculo de la carga a manejar por esta última alternativa:

$$P_o = F_r + Y_o \times F_a$$

donde $P_o =$ Carga total
 $F_r =$ Fuerza radial
 $F_a =$ Fuerza axial
 $Y_o =$ Factor de cálculo

De acuerdo a las cargas de la figura 8.5 y al factor de cálculo correspondiente, $Y_o = 0.8$ [Ref. 11], se tiene que $P_o = 36,737.57$ N. Considerando un factor de seguridad de 1.5, la carga de diseño es 55,106.35 N que brinda un amplio margen con respecto a la carga límite del rodamiento que es de 80,000 N. De acuerdo a las especificaciones del fabricante, se requiere en el balero una precarga de 1,288 N. Esta carga se puede aplicar indirectamente a través de la fuerza radial que ejerce la transmisión de engranes sobre el tornillo de potencia.

En cuanto a la complejidad de las piezas, el ensamble de la tuerca de precarga de los baleros (ver planos MPF03 y MEC02) es particularmente complicado. Debido al poco espacio no es posible colocar una contratuerca ni tampoco se puede dar un par de apriete alto, por lo que no se puede asegurar su posición. En vista de lo anterior, se propone una nueva configuración que incluye modificaciones en la tuerca que sujeta a los baleros y en la chumacera. Se presenta un diagrama de la nueva configuración en la figura 8.6.

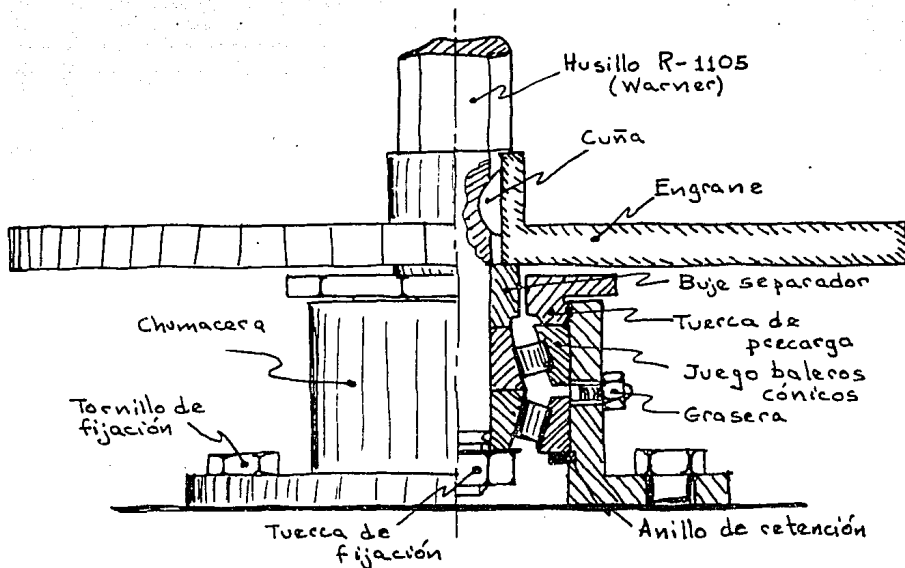


Figura 8.6. Croquis de detalle de modificación de configuración de sistema de posicionamiento

8.2 Sistema de guiado

La distancia entre los bujes de las guías y sus dimensiones se definieron con base en los cálculos de la fuerza de fricción en las guías presentados con anterioridad (sistema de posicionamiento).

Verificando por deformación el sistema de guiado, es necesario saber la deflexión que se tiene en la parte superior del núcleo en el caso extremo de carga. En la figura 8.7 se presenta un diagrama del sistema de guiado en la posición extrema con las dimensiones principales de sus partes. Puesto que las guías no soportan carga axial y suponiendo que el sistema de posicionamiento no contrarresta el par producido por pérdidas magnéticas (M_f), este par es completamente soportado por las guías y es la única carga que produce deformación durante el funcionamiento del sistema. Aplicando una carga virtual en la placa superior (Q) para calcular en este punto la deflexión y de acuerdo al teorema de Castigliano [Ref. 5]:

$$\delta = \frac{\partial U}{\partial Q} = \int \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial Q} dx$$

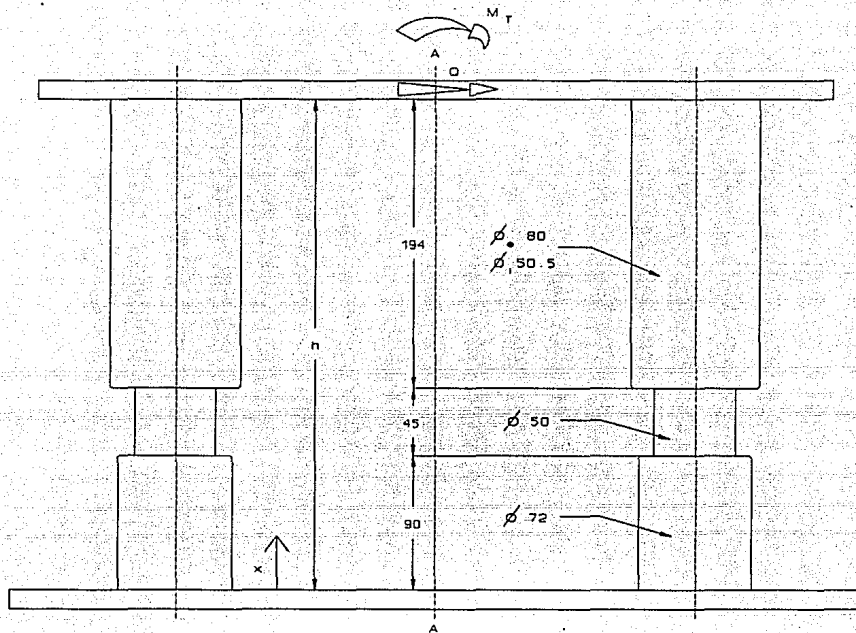


Figura. 8.7. Diagrama de sistema de guiado

donde U = energía de deformación
 δ = deflexión en dirección de la carga Q
 M = momento flector
 Q = carga virtual
 E = módulo de elasticidad del material
 I = momento de inercia de área

Debido a la diferencia geométrica en las secciones del sistema de guiado, la integral de la ecuación anterior se resuelve para tres intervalos: de 0 a 90 mm, de 90 a 135 mm y de 135 a 329 mm. De acuerdo a la figura 8.7, tenemos que:

$$M = M_T + Q(h-x)$$

donde M = Momento en las guías
 M_T = Momento total producido por pérdidas magnéticas
 Q = Fuerza virtual
 h = Altura del sistema de guiado (329 mm)
 x = Variable independiente

Sustituyendo M en la ecuación para obtener la deflexión, obteniendo la derivada parcial e integrando, obtenemos:

$$\delta = -\frac{M_I}{2EI} (h-x)^2 \Big|_0^h$$

Como ya se mencionó, es necesario evaluar la integral anterior en tres intervalos, en cada uno de los cuales el momento de inercia es diferente. Los momentos de inercia se calcularon considerando que el eje neutro pasa por la línea A de la figura 8.7. Así, tenemos que [Ref. 5]:

$$I_1 = 2 \left[\frac{\pi \phi^4}{64} + Ad^2 \right]$$

$$I_2 = 2 \left[\frac{\pi (\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64} + Ad^2 \right]$$

donde I_1 = momento de inercia de sección sólida
 I_2 = momento de inercia de sección hueca
 ϕ = diámetro
 ϕ_e = diámetro exterior
 ϕ_i = diámetro interior
 A = área de sección transversal
 d = distancia de eje centroidal de las guías a eje respecto al eje A-A

Considerando los candeleros como sólidos de un solo material al igual que las guías, a las chumaceras como ejes huecos, calculando los momentos correspondientes y valuando en los intervalos respectivos, obtenemos que $\delta = 9.9 \times 10^{-6}$ m.

Si suponemos que la parte inferior del núcleo y sus elementos de sujeción no se deforman, de acuerdo a la figura 8.8, la deflexión en la parte superior es de 27×10^{-3} mm, que es aceptable considerando la holgura entre el núcleo y las bobinas dentro de las que se mueve.

De acuerdo a los requerimientos del diseño, el mecanismo debe permitir el

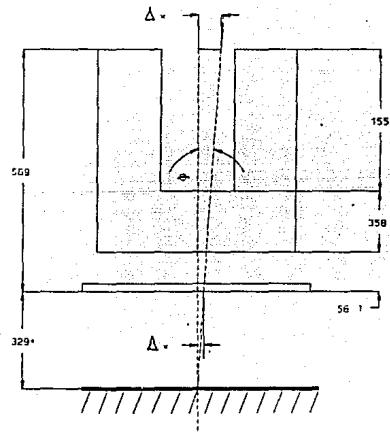


Figura. 8.8. Deflexión en funcionamiento

ESTA TESIS NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

transporte del equipo eléctrico en cualquier posición del núcleo, por lo tanto, las guías deben soportar al núcleo mientras se transporta.

Para analizar el comportamiento de las guías al transportar el equipo, se supuso una condición de frenado de 60 km/hr al reposo en una distancia de 15 m, caso que podría ocurrir si el transporte se realiza en una camioneta que viaja por carretera y tiene que frenar repentinamente. Con los datos anteriores, se puede calcular la aceleración [Ref. 10]

$$a = \frac{v_f^2 - v_i^2}{2d}$$

donde a= aceleración
 v_f = velocidad final (0)
 v_i = velocidad inicial (16.67 m/s)
 d= distancia recorrida (15 m)

Sustituyendo valores, tenemos una aceleración $a = -9.26 \text{ m/s}^2$.

La fuerza de inercia producida por la masa que se frena se puede obtener mediante la segunda ley de Newton ($F = ma$). Si consideramos la masa de los elementos que mueve el mecanismo de posicionamiento (P_r), ya calculada, tenemos que la fuerza F es igual a 1,734.26 N. Debido a la masa de la parte inferior del núcleo, se consideró que la fuerza antes calculada se aplica en su centroide, el cual está a 228.38 mm de su base (ver figura 8.9).

Transportando la fuerza a la parte superior del sistema de guiado, haciendo las mismas suposiciones que en el cálculo de la deflexión anterior y de acuerdo a la figura 8.9, la deflexión para el caso de transporte es:

$$\Delta y = \frac{\partial U}{\partial F} = \int \frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial F} dx$$

donde Δy = deflexión en dirección de la carga F'
 U = energía de deformación
 M = momento flector
 F' = carga transportada
 E = módulo de elasticidad del material
 I = momento de inercia de área

De acuerdo a la figura 8.9, el momento flector es

$$M = M' + F'(h-x)$$

donde M = Momento en las guías
 M' = Momento
 F' = Fuerza de transporte

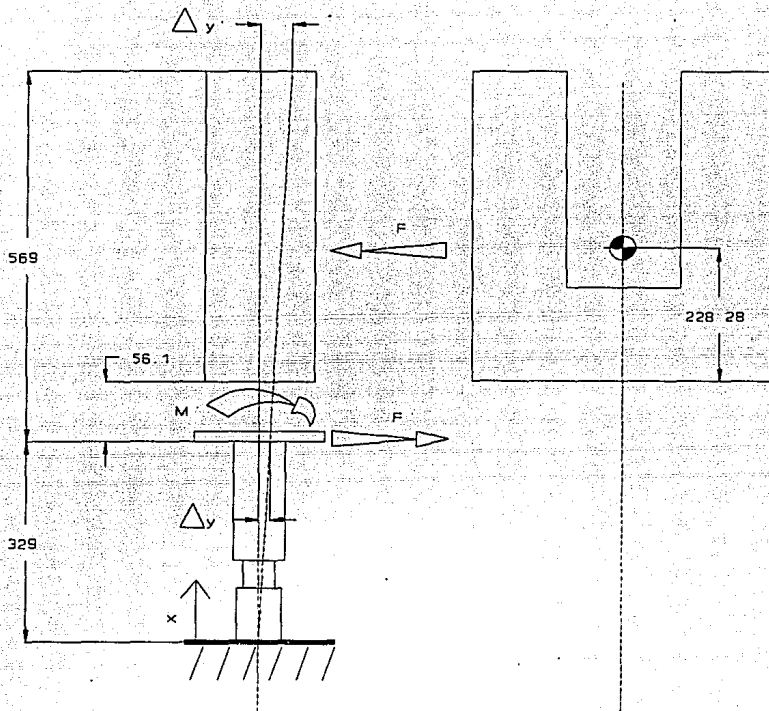


Figura. 8.9. Deflexión por transporte

h = Altura del sistema de guiado (329 mm)

x = Variable independiente

De la figura se tiene $M' = 493 \text{ N}\cdot\text{m}$ y $F' = 1,734.26 \text{ N}$. En este caso, el plano neutro pasa por los dos planos de simetría de las guías, por lo tanto, los momentos de inercia para ejes sólidos y huecos se calculan respectivamente con las relaciones [Ref. 5]

$$I_1 = 2 \frac{\pi \phi^4}{64}$$

donde I_1 = momento de inercia de sección sólida
 I_2 = momento de inercia de sección hueca
 ϕ = diámetro

$$I_2 = 2 \frac{\pi (\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64}$$

ϕ_e = diámetro exterior
 ϕ_i = diámetro interior

Resolviendo la derivada parcial, integrando y evaluando en los intervalos correspondientes, se obtiene que $\Delta y = 1.34 \times 10^{-3}$ m, por lo que la deflexión en la parte superior del núcleo, de acuerdo a la figura 8.9 es de $\Delta y' = 3.66 \times 10^{-3}$ m, que es correcta para el transporte.

En cuanto a la manufactura, es recomendable fabricar los candeleros y las chumaceras de fundición.

8.3 Sistema motriz

Con base en los cálculos del sistema de posicionamiento, del sistema motriz se requiere un par (T_d) de 440 lb·pulg, una velocidad angular de $n = 9$ rpm y una potencia $Pot = 1/10$ HP.

No hay motorreductores comerciales de 1/10 HP que proporcionen 440 lb·pulg. Es necesario emplear un motor y acoplarle un reductor. En el mercado se encuentran reductores estandarizados para acoplarse a la carcasa de motores de 1/4 HP y potencias mayores, por lo anterior, se optó por un motor de 1/4 HP y, para facilitar su control, corriente constante e imán permanente. Por cuestiones de disposición y costo, se seleccionó un reductor de sin fin y corona de relación 250:1, aunque con una velocidad angular de salida de 7 rpm, velocidad comercial mas cercana a la especificada, la cual no afecta el funcionamiento de modo considerable.

Con los datos anteriores, recordando que la distancia entre centros de los engranes es de 6 pulg ($d_p = 6$ pulg) y suponiendo un paso diametral de $P = 13$ dte/pulg y un material AISI 1045 ($\sigma = 45$ Kpsi), tenemos una velocidad angular de [Ref. 2]:

$$V = \pi (d_p) (n) / 12$$

donde V = velocidad tangencial [pie/min]
 d_p = diámetro de paso [pulg]
 n = velocidad angular [rpm]

La fuerza tangencial transmitida por el engrane se obtiene de [Ref. 2]:

$$W_t = 33(10^3) H / V$$

donde W_t = fuerza tangencial [lb_f]

H= potencia [HP]

Sustituyendo los datos que se tienen en las relaciones anteriores se tiene $V = 10.996$ pie/min y $W_t = 300.121$ lb_f.

El número de dientes del engrane (N), está dado por $N = \frac{d_p P}{\pi}$
 $\Rightarrow N = 78$ dtes; por lo que el factor de forma de Lewis es [Ref. 2] $Y = 0.436$.

La relación de Lewis para el esfuerzo de flexión engranes es [Ref. 2]:

$$\sigma = \frac{W_t P}{F Y}$$

donde F= espesor del engrane

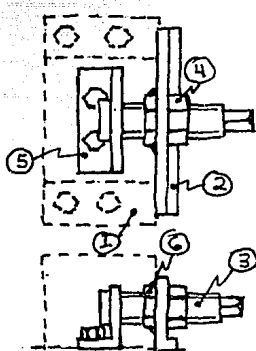


Figura 8.10. Croquis de nueva configuración de sistema matriz

- ① Soporte del motor
- ② Placa de empuje
- ③ Tornillo de empuje
- ④ Tuerca
- ⑤ Placa de fijación
- ⑥ Contra tuerca

Despejando en la relación anterior F, y sustituyendo los datos que se tienen encontramos que $F = 0.199$ pulg. En vista de lo anterior, se puede fijar el espesor del engrane en $F = 0.5$ pulg con un aceptable factor de seguridad. Cabe destacar que el espesor seleccionado no cumple con la relación $3\pi/P < F < 5\pi/P$, sugerida para dimensionar engranes [Ref. 2], pero se hizo la selección considerando que se requiere un arreglo compacto, la baja velocidad angular y el poco uso.

Con base en el engrane anterior, se diseña otro para compensar el desgaste. Para este engrane se seleccionaron 77 dtes., y se tiene un diámetro de paso de 5.923 pulg.

Calculando la carga que transmite el engrane al tornillo de bolas (F_E), tenemos que la carga radial que transmite en engrane (W_r) es [Ref. 2]:

$$W_r = W_t (\tan 20^\circ) \quad \Rightarrow W_r = 109.235 \text{ lb}_f$$

De lo anterior, se tiene que la carga sobre el tornillo es $F_E = 319.382$ lb_f = 1,421.569 N.

En cuanto al ensamble, en el diseño original se dificulta un

poco la precarga sobre los engranes porque no se tiene un empuje eficaz sobre la línea que une los centros de los engranes. Por lo anterior, se propone adicionar un dispositivo que proporcione un empuje sobre la base del motor. Se presenta un diagrama de este dispositivo y su disposición en la figura 8.10.

8.4 Sistema estructural

De acuerdo a las pruebas que se realizaron del mecanismo, el sistema estructural funcionó adecuadamente y de acuerdo a los cálculos del Apéndice A.4, las patas soportarán sin problemas la carga adicional debida a las modificaciones de los componentes eléctricos. Sin embargo, puesto que la mayoría de los componentes son dieléctricos, los cuales tienen alta resistencia a la compresión pero son muy rígidos y pueden presentar grandes riesgos durante el transporte de todo el equipo.

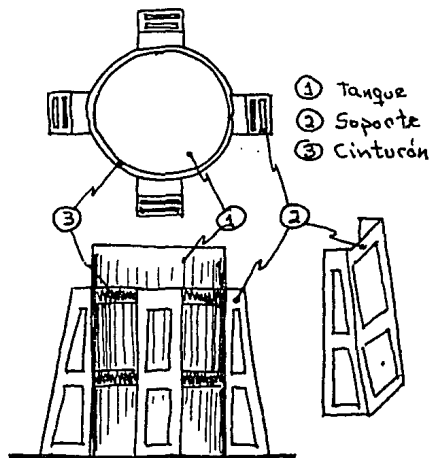


Figura 8.11. Croquis de soportería para el transporte

Por lo anterior, se plantea el eliminar del sistema estructural la función de soportar los momentos ocasionados por el transporte del equipo y diseñar una soportería, fácil de acoplar a la cubierta² externa del equipo eléctrico, destinada únicamente al transporte. Se presenta un croquis de esta soportería en la figura 8.11.

² El equipo eléctrico, núcleo, bobinas, mecanismo y estructura, están contenidos en un tanque de fibra de vidrio que los protege del ambiente y le da presentación al aparato.

9 CONCLUSIONES

A continuación se presentan las conclusiones del trabajo.

- a) Con respecto a los objetivos establecidos para el trabajo, se puede decir que se cumplieron. El prototipo obtenido cumplió satisfactoriamente con las expectativas del IIE. La evaluación del diseño se centró en la revisión de los componentes y en la propuesta de nuevas configuraciones y accesorios; con la información que se presenta se puede mejorar el diseño original.
- b) Las aportaciones del trabajo desarrollado son varias. En primer lugar, el mecanismo diseñado constituye un desarrollo tecnológico pues el equipo del cual forma parte es una innovación cuyo propósito es competir con equipos similares que se fabrican en el extranjero. Por otro lado, puesto que el proyecto se manejó por medio de un convenio con el IIE, se obtuvieron ingresos extraordinarios para la Facultad de Ingeniería. Y por último, se contribuyó a la formación de cuatro ingenieros en el área del diseño mecánico quienes participaron en el proyecto realizando sus tesis.
- c) El tener una visión clara de cómo se va a desarrollar el proyecto de diseño, puede ser una técnica que facilite su realización y seguimiento, pero es muy importante que todas

las personas relacionadas con él la conozcan.

- d) El éxito de un proyecto depende en gran parte del equipo de trabajo, de su disposición ante el diseño y de su capacidad. En este particular, las experiencias tenidas con alumnos que realizan su tesis son las mas satisfactorias. Es fundamental la figura de jefe de proyecto.
- e) La fabricación y ensamble de prototipos dificilmente se pueden desempeñar en los talleres del Centro mientras no se tenga personal capacitado. Por lo anterior, hasta donde sea posible es conveniente evitar tener la responsabilidad de realizar estas actividades.
- f) Luego de concluido un proyecto, es muy importante que el jefe de proyecto, además de un reporte final, elabore una evaluación y conclusiones, para el CDM, destinadas a eficientar el desarrollo de futuros proyectos y a transmitir lo asimilado.

OBRAS CONSULTADAS

- 1 Andrade, Fragoso, Hurtado, "Diseño de un Mecanismo de Posicionamiento para un Dispositivo de Medición" (Tesis de licenciatura), FI UNAM, México, 1991
- 2 Shigley, Josep E., "Diseño en Ingeniería Mecánica". 4a Edición, Mc Graw-Hill. México, 1990.
- 3 Marks, "Manual del Ingeniero Mecánico" Vol. I, II y III. 2a Edición, Mc Graw-Hill. México, 1984.
- 4 Dieter, "Engeneering Design", 1a Edición, Mc Graw-Hill. Japón, 1983.
- 5 Beer y Johnston, "Mecánica de Materiales", 1a Edición, Mc Graw-Hill. México, 1982.
- 6 Warner Electric®, "Ball Bearing Screws", Catálogo P-626. EUA, 1989.
- 7 SKF, "Rodamientos Lineales"
- 8 FAG Interamericana AG, "Programa standard FAG", Catálogo WL41510/2 SE. EUA, 1988.
- 9 Casillas A. L., "Máquinas, Cálculos de Taller", 33a Edición, Ediciones Máquinas. España, 1984.
- 10 Gieck, "Manual de Fórmulas Técnicas", 18a Edición, Representaciones y Servicios de Ingeniería A.C. México, 1981.
- 11 SKF, "Catálogo General", Catálogo 4000 Sp. Italia, 1989.
- 12 Aguirre, "Diseño de elementos de máquinas", 1a Edición, Trillas-UNAM, México, 1990.

APÉNDICE A: MEMORIA DE CÁLCULO

A.1 SISTEMA DE POSICIONAMIENTO

A.1.1 Especificaciones

- Longitud de desplazamiento: 0.04 m
- Exactitud: ± 0.3 mm
- Tiempo para desplazamiento: 40 s
- Carga radial: 1311.417 N (ver A.3.4)

En la figura A.1, se muestran las cargas que intervienen en el movimiento de la parte inferior del núcleo.

En la figura A.1, se usa la siguiente nomenclatura:

F_p = peso del dispositivo
($F_p = 173$ Kg_f, dato proporcionado por el IIE)

F_{μ} = fuerza de fricción en las guías ($F_{\mu g} = 99$ Kg_f, ver A.2.4)

R_T = fuerza de reacción en el tornillo

De la figura tenemos que $R_T = 4025$ Kg_f = 39485.25 N = 8871.1 lb_f.

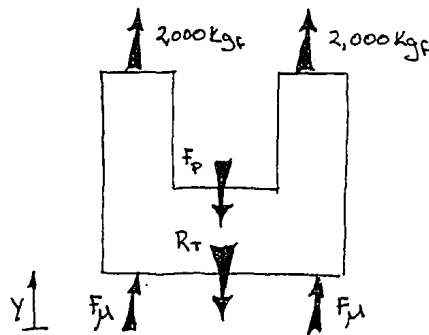


Figura A.1. Diagrama de cuerpo libre de parte inferior del núcleo

A.1.2 Tornillo de potencia

De catálogos de fabricante de tornillos de bolas recirculantes [Ref. 6], se seleccionó con base en la carga un modelo R-1004 de Warner, con capacidad de carga estática de 30750 lb_f.

Calculando el par necesario para mover la carga tenemos:

$$T_d = (P \times L) / 2\pi e = 0.177 P \times L \quad [\text{lb}_f \cdot \text{pulg}]$$

donde:

- T_d = Par necesario [lb_f · pulg]
- P = Carga [lb_f]
- L = Paso del tornillo [pulg]
- e = Eficiencia del tornillo (90 %)

Para nuestro caso $P = R_T$ y, de acuerdo al catálogo del fabricante [Ref. 6], $L = 0.25$ pulg. Así, tenemos que $T_d = 392.55$ lb_f · pulg.

La potencia requerida por el tornillo es:

$$\text{Pot} = (n \times T_d) / 63000$$

donde n = Velocidad angular [rpm]
 T_d = Par necesario [lb·pulg]
 Pot = Potencia requerida [HP]

Como el paso del tornillo es de 0.25 pulg, para recorrer 4 cm se requieren 6.3 vueltas o revoluciones, que deben ser recorridas en 40 s, por lo que la velocidad angular es de aproximadamente 9 rpm. De lo anterior, la potencia requerida es $\text{Pot} = 0.06$ HP.

Debido a la baja velocidad de funcionamiento, no es necesario comprobar ni la vida útil ni la velocidad crítica de trabajo del tornillo.

A.1.3 Rodamientos cónicos

Las cargas que debe soportar el arreglo de baleros son:

W_r = carga radial engrane = 294.935 lb_f = 1311.417 N (ver A.3.4)
 W_a = carga axial engrane = -277.148 lb_f = -1232.328 N (ver A.3.4)
 R_r = reacción en el tornillo = 39485.25 N (ver A.1.1)

De lo anterior, tenemos que la carga axial total sobre los baleros es $F_R = 38251.742$ N.

La capacidad de carga estática para un arreglo de baleros es [Ref. 8]:

$$C_o' = 2 C_o$$

donde C_o' = capacidad carga estática de par de baleros
 C_o = capacidad carga de un balero

Considerando las cargas, se seleccionaron dos baleros cónicos marca Fag modelo 32304A en un arreglo X (frente a frente), para los cuales, de acuerdo al catálogo del fabricante [Ref. 8] $C_o = 48000$ N. Así, tenemos que $C_o' = 96000$ N.

La carga estática equivalente se define [Ref. 8]:

$$P_{od} = F_r + 2 Y_o F_R$$

donde P_{od} = carga estática de diseño
 Y_o = factor de carga ($Y_o = 1.1$ [Ref. 8])

Sustituyendo las cargas y factores correspondientes en la relación anterior, $P_{od} = 85466.239$ N.

Estimando el factor de seguridad (FS) con que se cuenta:

$$FS = C_o' / P_{od} = 1.123$$

Debido a la baja velocidad angular, no es necesario verificar el funcionamiento dinámico del arreglo de baleros.

A.2 SISTEMA DE GUIADO

A.2.1 Especificaciones

La carga de tensión producida por el núcleo es de 4000 Kg_f, pero se tiene por pérdidas magnéticas una diferencia del 10%. La fuerza de tensión la soporta el sistema de guiado y el momento debido a la diferencia descrita antes, lo debe soportar el sistema de guiado.

En la figura A.2, se muestran las cargas que intervienen en el sistema de guiado.

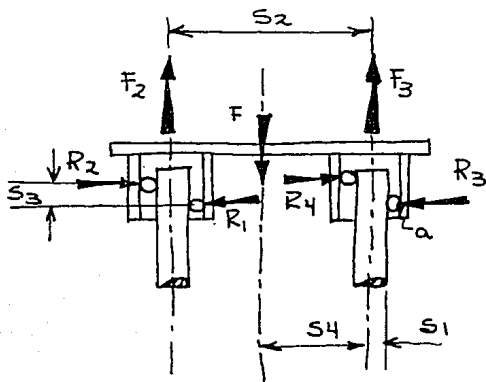


Figura A.2. Diagrama de cuerpo libre de sistema de guiado

En la figura A.2, se usa la siguiente nomenclatura:

$S_1 =$	2.54 cm	(ver A.2.2)
$S_2 =$	35.54 cm	(de geometría del arreglo)
$S_3 =$	10.00 cm	(ver A.2.4)
$S_4 =$	19.04 cm	(de geometría del arreglo)
$F_1 =$	4000 Kg _f	
$F_2 =$	1800 Kg _f	
$F_3 =$	2200 Kg _f	
$R_i =$	reacciones en los bujes	

De la figura, aplicando ΣF_x , ΣF_y y ΣM_a , tenemos que $R_1 + R_2 = 660 \text{ Kg}_f$. Si suponemos que las

reacciones tienen la misma magnitud entre sí, el par que ejercen sobre cada guía es $M = R_2 \times S_3 = 323.73 \text{ N}\cdot\text{m}$.

A.2.2 Guías

Utilizando dos bujes o cojinetes por guía, separados una distancia de 6 cm se obtiene que, para soportar esta carga con rodamientos lineales antifricción, se requiere de un diámetro de 50 mm de eje sólido [Ref. 7], obteniéndose una designación SKF LBAR50 para las guías. Puesto que en nuestro caso, se tiene una distancia mayor

entre los bujes y éstos son de bronce, se optó por un diámetro similar.

A.2.3 Bujes

De la teoría de Hertz [Ref. 2], la presión máxima sobre dos superficies en contacto es:

$$P_{\max} = 2F / (\pi b l)$$

donde P_{\max} = esfuerzo máximo sobre el elemento
 F = fuerza aplicada sobre el buje
 b = ancho del área de contacto del buje de forma simétrica
 l = longitud del buje o largo del área de contacto

La presión máxima está en la línea que une los centros de los cilindros en el punto que corta al perímetro. El área de contacto es un rectángulo de ancho $2b$ y longitud l . La distribución de presiones sobre este rectángulo se muestra en la figura A.3, y está dada por [Ref. 2]:

$$b = \frac{2F \sqrt{[(1-\mu_1^2)/E_1] + [(1-\mu_2^2)/E_2]}}{\pi l \left((1/d_1) + (1/d_2) \right)}$$

donde b = ancho del área de contacto del buje de forma simétrica
 F = fuerza aplicada al buje
 l = longitud del buje
 μ_1 = módulo de Poisson del eje
 μ_2 = módulo de Poisson del buje
 E_1 = módulo de elasticidad del eje
 E_2 = módulo de elasticidad del buje
 d_1 = diámetro del eje
 d_2 = diámetro del buje

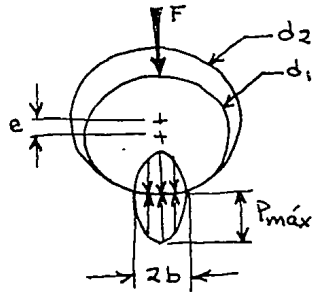


Figura A.3. Distribución de esfuerzos de contacto

Como se trata de un cilindro y una superficie cilíndrica interna, el valor d_1 se considera negativo.

Considerando que la guía es de acero AISI 4140, el buje de bronce fosforado, la fuerza sobre el buje (ver A.2.4), $d_1 = 50$ mm, $d_2 = 50.1$ mm, el módulo de Poisson para ambos materiales de 0.3, y suponiendo una longitud $l = 2$ cm, se obtiene que $b = 8.93 \times 10^{-3}$ m.

Calculando la dimensión de b mínima (b_m) para llegar al esfuerzo de

aplastamiento permisible para el bronce fosforado (σ_c), que es de 33 a 50 MPa [Ref. 10], para longitud de 2 cm:

$$b_m = 2F / (\sigma_c \pi l) = 6.69 \times 10^{-3} \text{ m}$$

En la dimensión final, se considera un espesor de 1 cm para el buje.

A.2.4 Chumaceras lineales

El dimensionamiento de las chumaceras se hizo por medio de un método iterativo para disminuir la fuerza de fricción y satisfacer los requerimientos de funcionamiento. De acuerdo a lo anterior, se fijó una distancia entre bujes de 10 cm.

Con base en la figura A.4, en la que se supone una distribución de esfuerzos triangular en los bujes, y considerando el momento que actúa en la guía (ver A.2.1), se tiene que $F = 2556.237 \text{ N}$.

La fuerza de fricción en la guía está dada por:

$$F_\mu = \mu F$$

donde $F_\mu =$ fuerza de fricción en el buje
 $\mu =$ coeficiente de fricción entre el bronce y el acero ($\mu = 0.19$ [Ref. 10])

Sustituyendo valores, obtenemos que $F_\mu = 485.685 \text{ N}$, una fuerza de fricción en la guía de $F_{\mu g} \approx 99 \text{ Kg}_f$, por lo que la fuerza de fricción total debida a todos los bujes es $F_{\mu t} = 1942.74 \text{ N}$.

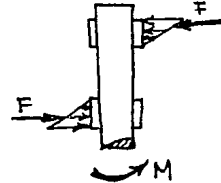


Figura A.4. Diagrama de carga en los bujes

A.3 SISTEMA MOTRIZ

A.3.1 Especificaciones

- Velocidad angular: 9 rpm (ver A.1.2)
- Par máximo: $T_d = 392.55 \text{ lb}_f \text{ pulg}$ (ver A.1.2)
- Potencia necesaria: $Pot = 0.06 \text{ HP}$ (ver A.1.2)
- Fuente de potencia motor eléctrico

A.3.2 Motor

Debido a la baja velocidad requerida, es necesario acoplar al motor un reductor de alta relación, aproximadamente 250:1. Los reductores con estas características que soportan el par requerido están

diseñados para ser acoplados a motores con carcasa estandarizada NEMA de cuando menos 1/4 HP.

Por otro lado, con base en la experiencia tenida con controladores para motores, se ha visto que es mas fácil controlar los de corriente directa y campo constante.

Por lo anterior, se seleccionó un motor CD de campo constante de 1/4 HP y 1750 rpm.

A.3.3 Reductor

Con base en el alto par, la baja velocidad angular y la configuración, se seleccionó un reductor de doble sinfín y corona de relación 250:1. Se tiene una velocidad de salida de 7 rpm, que es menor a la de 9 rpm establecida como requerimiento, pero fue la mas cercana y no ocasiona problemas en el funcionamiento del mecanismo.

A.3.4 Transmisión de engranes

De la configuración del mecanismo, se definió una distancia entre centros de engranes de 0.152 m (6 pulg). Considerando una relación de transmisión entre engranes de 1:1, ya que la relación del reductor es suficiente, tenemos que el diámetro de paso $d_p = 0.152$ m = 6 pulg.

Fijando el ángulo de presión normal, $\phi_n = 20^\circ$, y el ángulo de hélice, $\psi = 20^\circ$ [Ref. 2], y suponiendo el paso diametral normal $P_n = 9$ dte/pulg y el número de dientes $N = 50$, tenemos que el paso diametral transversal P_t es [Ref. 2]:

$$P_t = P_n \cos\psi = 8.457 \text{ dte/pulg}$$

Con base en los datos anteriores, sabiendo que la velocidad angular de la transmisión es $n = 7$ rpm, la potencia a transmitir es $H = 1/4$ HP; se calculan los parámetros geométricos y de funcionamiento de los engranes [Ref. 2]:

- paso circular: $p_t = \pi / P_t = 0.371$ pulg/dte
- diámetro de paso: $d_p = N / P_t = 5.912$ pulg = 0.15 m
- ángulo de presión transversal: $\phi_t = \tan^{-1}(\tan \phi_n / \cos \psi) = 21.173^\circ$
- paso circular normal: $p_n = \pi / P_n = 0.349$ pulg/dte
- adendo: $a = 1 / P_n = 0.111$
- radio de base: $r_{bp} = (d_p / 2) \cos \phi_t = 2.756$

- velocidad en la línea de paso: $V = \pi d_p n / 12 = 10.834 \text{ pie/min}$
- carga tangencial: $W_t = 33000H / V = 761.457 \text{ lb}_f$
 $= 3391.331 \text{ N}$
- carga radial: $W_r = W_t \tan \phi_t = 294.935 \text{ lb}_f$
 $= 1311.417 \text{ N}$
- carga axial: $W_a = W_t \tan \psi = 277.148 \text{ lb}_f$
 $= 1232.328 \text{ N}$
- carga total: $W = W_t / (\cos \phi_n \cos \psi) = 862.33 \text{ lb}_f$
 $= 3840.593 \text{ N}$

Haciendo el análisis de resistencia de los engranes tenemos [Ref. 2]:

$$\sigma = \frac{W_t P_t}{K_v F J}$$

$$\sigma_H = -C_p \sqrt{\frac{W_t}{C_v F d_p I}}$$

- donde
- σ = esfuerzo por flexión
 - σ_H = esfuerzo de compresión de la superficie
 - F = ancho de cara
 - J = factor geométrico (flexión)
 - I = factor geométrico (durabilidad de la superficie)
 - C_p = coeficiente elástico

Para engranes helicoidales el factor de velocidad generalmente se toma como:

$$K_v = C_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}}$$

Sustituyendo valores, tenemos $K_v = 0.9795$

Se recomienda que, para engranes helicoidales, F sea como mínimo 2 veces el paso axial para aprovechar el efecto de la forma de los dientes, aunque se aceptan excepciones. En este caso, el ancho debería de ser 2 pulg, pero por limitaciones de espacio y considerando que se trabaja a muy baja velocidad, se fijó un ancho de cara de 1/2 pulg.

El factor J se obtiene de tablas [Ref. 2] con el ángulo de hélice $\psi = 20^\circ$ y el número de dientes $N = 50$. Así tenemos $J = 0.55$.

Con los datos anteriores, el esfuerzo por flexión es $\sigma = 23.9$ Kpsi.

El factor geométrico I para engranes helicoidales externos está dado por:

$$I = \frac{\text{sen}\phi_t \cos\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

donde $m_N =$ relación de compartición de carga
 $m_G =$ relación de reducción entre engranes

La relación de compartición de carga está dado por:

$$m_N = p_N / (0.95Z)$$

donde $p_N =$ paso base norma
 $Z =$ longitud de la línea de acción en el plano transversal

El paso base normal está dado por: $p_N = p_n \cos \phi_n = 0.328$

Z se puede obtener de:

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{bp}^2} - \sqrt{(r_g + a)^2 - r_{bg}^2} - (r_p + r_g) \text{sen}\phi_t$$

donde $r_p =$ radio de paso del piñón
 $r_g =$ radio de paso del engrane
 $r_{bp} =$ radio de base del piñón
 $r_{bg} =$ radio de base del engrane

Debido a que en nuestro caso el piñón y el engrane son iguales, la expresión anterior se reduce a:

$$Z = 2\sqrt{(d_p + a)^2 - r_{bp}^2} - d_p \text{sen}\phi_t$$

y sustituyendo valores tenemos que $Z = 0.555$.

Por último, el coeficiente elástico para dos engranes de acero es $C_p = 2300$ [F.f. 2].

Con los datos anteriores, se obtiene $\sigma_n = -99.409$ Kpsi.

Seleccionando un acero AISI 1045 templado y revenido a 600° F para fabricar los engranes, se tiene un amplio margen de seguridad.

A.4 SISTEMA ESTRUCTURAL

A.4.1 Especificaciones

En la figura A.5 a), se presentan los elementos que debe soportar el sistema estructural y la carga magnética máxima.

En dicha figura, tenemos la siguiente nomenclatura:

F_p = peso del dispositivo ($F_p = 173$ Kg., dato proporcionado por el IIE)

P_b = peso de una bobina considerándola de cobre ($P_b = 182$ Kg.)

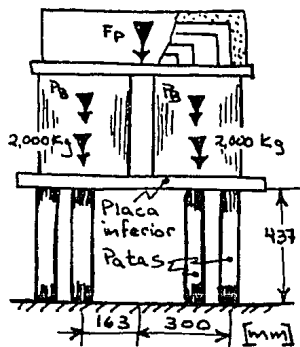


Figura A.5. Diagramas de carga del sistema estructural

De la figura tenemos la carga total que deben soportar tanto la placa inferior como las patas. Está distribuida en la superficie inferior de ambas bobinas, las cuales tienen un diámetro mayor de 297 mm (dato proporcionado por el Instituto).

La carga total P_T sobre la estructura es:

$$P_T = 2(200) + 2P_b + F_p \quad \Rightarrow \quad P_T = 4537 \text{ Kg.}$$

La carga distribuida P_D sobre la placa tiene un valor de:

$$P_D = P_T / 2(297) \quad \Rightarrow \quad P_D = 7.64 \text{ Kg./mm}$$

A.4.2 Patas

Suponiendo que la carga se distribuye equitativamente entre las cuatro patas, tenemos que la compresión sobre cada una de ellas (C_p) es:

$$C_p = P_T / 4 \quad \Rightarrow \quad C_p = 1134.25 \text{ Kg.}$$

Seleccionando, por su alta rigidez, perfil de epoxifibra de vidrio de 40×40 mm de sección transversal, sabiendo que la longitud es de 437 mm (ver figura A.5 y plano MEF03); el radio de giro (r) se obtiene de [Ref. 12]:

$$I = Ar^2$$

donde I = momento de inercia de área transversal respecto a eje centroidal

A= área de la sección transversal

Haciendo los cálculos correspondientes y despejando, se obtiene $r = 11.5 \times 10^{-3}$ m. Considerando la pata empotrada, la longitud efectiva está dada por $L_e = 0.5(437)$ [Ref. 12]. Con los datos anteriores, tenemos que la relación de esbeltez de la pata es $L_e/r = 19$.

De acuerdo a [Ref. 12], para columnas en las que la relación de esbeltez es grande, para determinar el esfuerzo y la carga críticos se aplica la relación de Euler. En el caso de columnas muy cortas, el esfuerzo crítico se considera igual al de fluencia del material. Para determinar la carga crítica en columnas intermedias se recomienda la relación de J. B. Johnson. La aplicación de la relación de Johnson y la de Euler está determinada por la relación de esbeltez: si la relación es menor de un valor crítico, se aplica Johnson, si es mayor se emplea Euler. El valor crítico de la relación de esbeltez está dado por [Ref. 12]:

$$\frac{L_e}{r} = \left(\frac{2\pi^2 E}{S_y} \right)$$

donde $L_e/r =$ relación de esbeltez
 $E =$ módulo de elasticidad del material
 $S_y =$ resistencia a la fluencia del material

El módulo de elasticidad de la epoxifibra de vidrio es 340000 kg_f/cm^2 y la resistencia a la compresión es $\sigma_c = 4500 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ para el material (dato proporcionado por el fabricante). Puesto que se trata de un material frágil no se cuenta con la resistencia a la fluencia, pero empleando en su lugar la resistencia a la compresión y sustituyendo valores, tenemos que la relación de esbeltez crítica es $L_e/r = 38.6$, por lo que se debe aplicar Johnson.

De acuerdo a Johnson, el esfuerzo crítico para pandeo es [Ref. 12]:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 E} \left(\frac{L_e}{r} \right)^2$$

donde $\sigma_{cr} =$ esfuerzo crítico
 $P_{cr} =$ carga crítica
 $A =$ área de la sección transversal
 $S_y =$ resistencia a la fluencia
 $E =$ módulo de elasticidad
 $L_e/r =$ relación de esbeltez

Sustituyendo valores, tenemos que $\sigma_{cr} = 3960 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$ y que $P_{cr} = 63300 \text{ kg}_f$. Se observa que $P_{cr} > C_p$.

A.4.3 Placa inferior

A.4.3 Placa inferior

Suponiendo una placa de Nylamid® de 1.25 pulg de espesor (ver plano MEF02), y considerando que sólo tenemos dos apoyos simples a una distancia de 300 mm del eje de simetría de la estructura, las reacciones en dichos apoyos, de acuerdo a las cargas obtenidas en el apartado A.4.1, son $R_A = R_B = 2268.5 \text{ kg}$. En la figura A.6 a) se representa la mitad del diagrama de cuerpo libre de la placa.

Por la geometría de la placa y las cargas, la deflexión mayor se tiene en el punto C y el esfuerzo mayor en la sección D de la figura A.6 a).

La figura A.6 b) presenta el diagrama de fuerzas cortantes y la A.6 c) el de momentos flectores. Un diagrama de placa deflectada se presenta en la figura A.6 d). Nótese que en todos los diagramas el origen de la coordenada es el punto en que inicia la carga distribuida P_D .

La ecuación de momento flector (M) para $11 < x < 297$, considerando positivo el momento que comprime la parte superior de la placa, es:

$$M = -P_D x^2 / 2 + R_A x - 11R_A$$

Igualando la ecuación anterior a 0 y resolviendo obtenemos que el diagrama de momentos cruza el eje de las abscisas (punto E), en $x = 11.21 \text{ mm}$.

Sustituyendo $x_0 = 148.5 \text{ mm}$, en la ecuación de momentos, tenemos que el momento en el punto D es $M_D = 227.68 \text{ kg} \cdot \text{m}$.

El módulo de elasticidad del Nylamid® es $E = 24000 \text{ Kg}_f/\text{cm}^2$ (dato

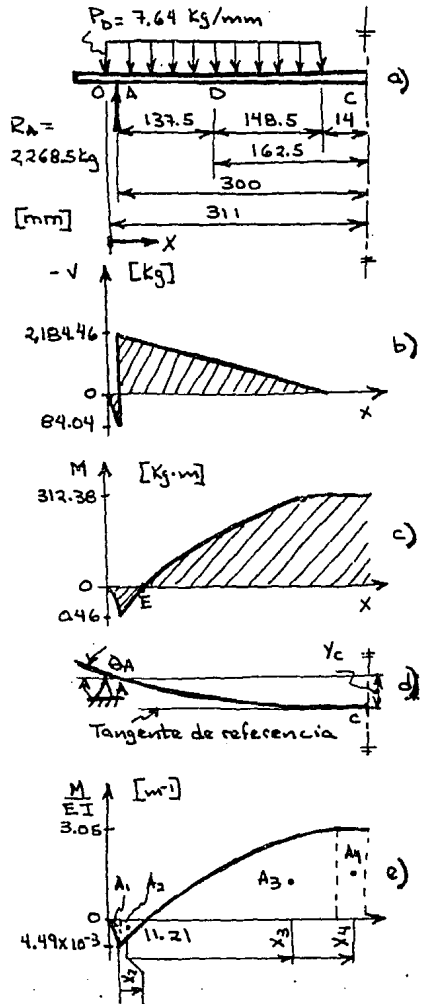


Figura A.6. Diagramas de placa inferior

proporcionado por el fabricante).

Considerando que toda la carga es soportada por una sección de la placa de 160 mm de longitud por 1.25 pulg de espesor, el momento de inercia con respecto al eje neutro es $I = 426746.46 \text{ mm}^4$, por lo que la rigidez de la sección considerada es $EI = 102.42 \text{ kg}_f \cdot \text{m}^2$.

Dividiendo el diagrama de momentos entre la rigidez obtenida, obtenemos el diagrama de la figura A.6 e), en el cual se han indicado secciones de área (A_i) y las distancias de sus centroides al apoyo A (x_i).

La pendiente en el punto A (θ_A) de la placa deflectada y la deflexión en el punto C (y_C), están dados respectivamente por [Ref. 5]:

$$\theta_A = -A_2 + A_3 + A_4$$

$$y_C = -A_2 x_2 + A_3 x_3 + A_4 x_4$$

Haciendo los cálculos correspondientes, obtenemos que $\theta_A = 35.74^\circ$ y $y_C = 115.44 \text{ mm}$.

En el caso de que se hubiese considerado la mitad de la carga, tendríamos que $y_C = 57.72 \text{ mm}$, la cual aún es muy grande.

Calculando los esfuerzos normales en los puntos críticos y considerando la placa completa (ver plano MEF02), tenemos que [Ref. 5]:

$$\sigma = Mc/I$$

donde $\sigma =$ esfuerzo normal
 $M =$ momento flector
 $c =$ distancia del eje neutro al punto donde se calcula el esfuerzo
 $I =$ momento de inercia de la sección transversal respecto al eje neutro

Para el punto C tenemos $M_c = 312.38 \text{ kg}_f \cdot \text{m}$, $c_c = 15.88 \times 10^{-3} \text{ m}$, $I_c = 8.8 \times 10^{-3} \text{ m}^4$
 $\Rightarrow \sigma_c = 563.7 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$

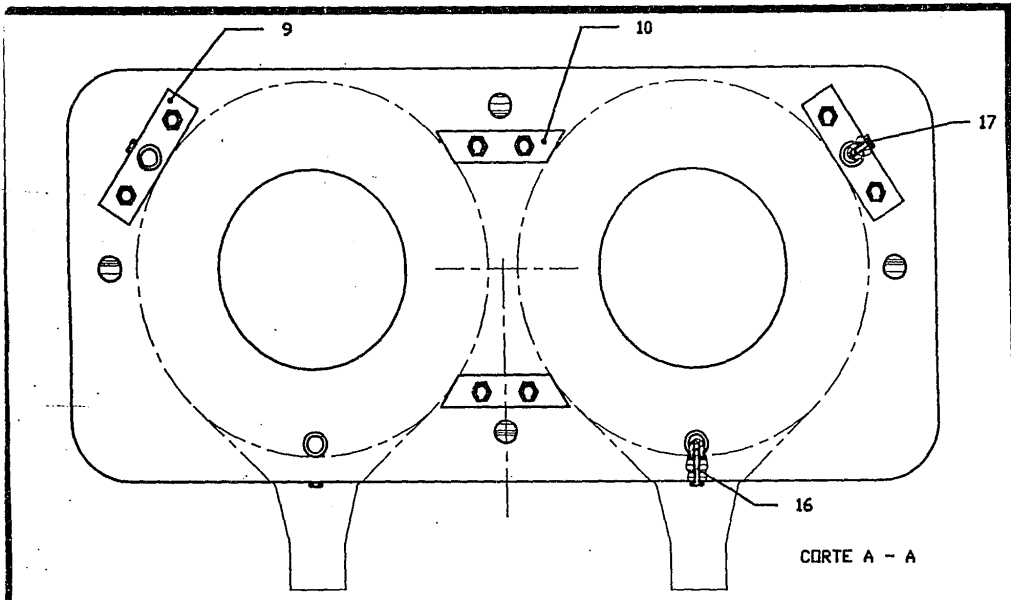
En el punto D tenemos el diámetro de un agujero, por lo que se tiene que multiplicar el momento flector por un factor de concentración de esfuerzos (K_t), el cual, de acuerdo a la referencia [Ref. 2] es $K_t = 1.7$. Para el punto D tenemos $M_D = 227.68 \text{ kg}_f \cdot \text{m}$, $c_D = 15.88 \times 10^{-3} \text{ m}$, $I_D = 6.67 \times 10^{-7} \text{ m}^4$
 $\Rightarrow \sigma_D = 921.5 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$.

Considerando que la resistencia a la flexión del material es $\sigma_{cr} = 1,200 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$, se tiene un margen de 1.3 sobre el esfuerzo en el punto D.

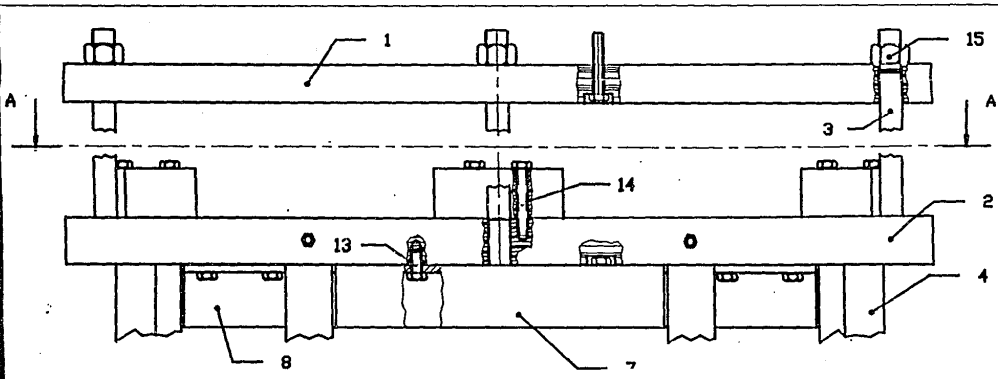
Debido a la deflexión tan grande que se presenta en el punto C, se reforzó la placa con ángulo de epoxifibra de vidrio (ver plano MEF04).

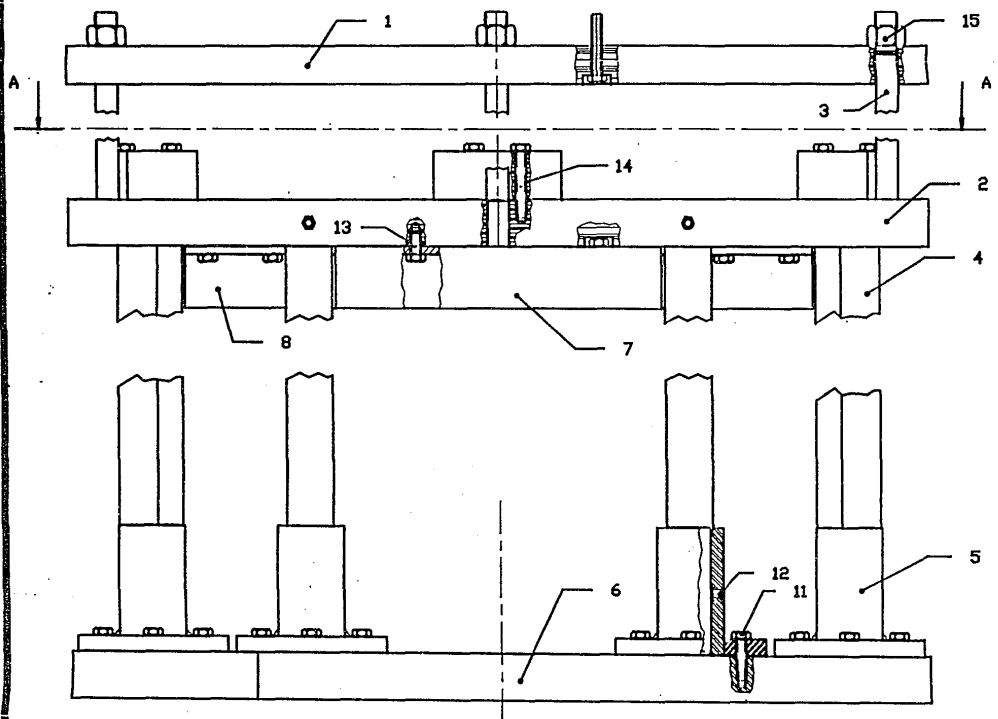
APÉNDICE B: LISTA DE PLANOS

No.	TITULO	TIPO
MEC01	Estructura	Conjunto
MEC02	Vista frontal	Conjunto
MEC03	Vista de planta	Conjunto
MPF01	Tornillo de bolas	Definición
MPF02	Soporte de rodamientos	Definición
MPF03	Accesorios del tornillo	Definición
MPF04	Accesorios del tornillo	Definición
MPF05	Accesorios del tornillo	Definición
MPF06	Accesorios del tornillo	Definición
MGF01	Placa referencia	Definición
MGF02	Placa superior	Definición
MGF03	Candelero guía	Definición
MGF04	Chumacera guía	Definición
MGF05	Guía	Definición
MGF06	Guía	Definición
MMF01	Engranés helicoidales	Definición
MMF02	Soporte del motor	Definición
MEF01	Placa de est. superior	Definición
MEF02	Placa de est. inferior.	Definición
MEF03	Pata, tirante, candelero	Definición
MEF04	Accesorios para est.	Definición



CORTE A - A





NO.	DESCRIPCION	CANT.	NO. PLANI / DTS.	NO.	DESCRIPCION	CANT.	NO. PLANI / DTS.
1	Placa estructura superior	1	ME701	10	Centrador interno	2	ME704
2	Placa estructura inferior	1	ME702	11	Tornillo hex. 3/8"-24UNF-1800"	12	Conercial
3	Trasite	4	ME703	12	Prisionero Allen 1/4" X 3/8"	4	Conercial
4	Pala	4	ME703	13	Tornillo 3/8"-16UNC-RH X 3/4"	16	EpoxiFibra de vidrio
5	Condensero	4	ME703	14	Tornillo 3/8"-16UNC-RH X 2"	4	Nylamid
6	Placa de referencia	1	ME701	15	Tuerca 3/4"-16UNC-RH	4	Nylamid
7	Anillo 2" X 2" X 1/4"	1	ME704	16	Tornillo 1/4" X 1"	2	Nylamid
8	Anillo 2" X 2" X 1/4"	1	ME704	17	Tornillo 1/4" X 1/2"	2	Nylamid
9	Centrador lateral	2	ME704				

PROYECTO *Abandono de Particionamiento*

Subestructura

REVISADO: *E.A.A.*

ESCI: *E.A.*

CANT. *1000*

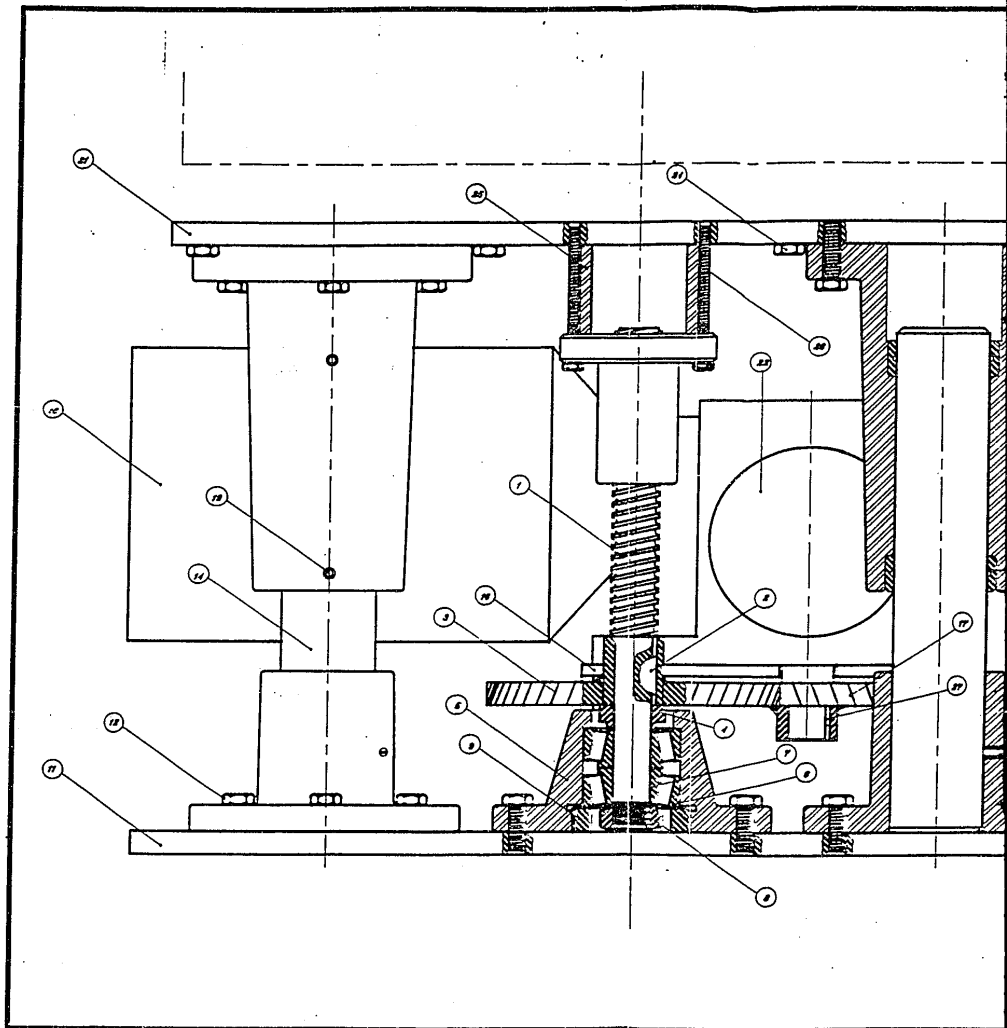
REVISADO: *ABOY*

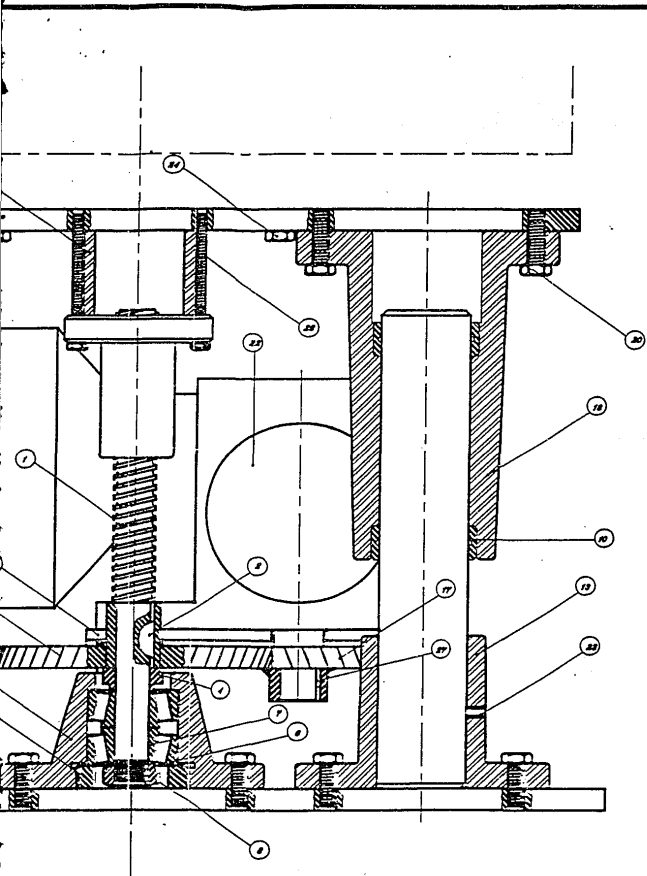
FECHA: *8/22/80*

CANT. *1000*

NO PLANI *ABOY*

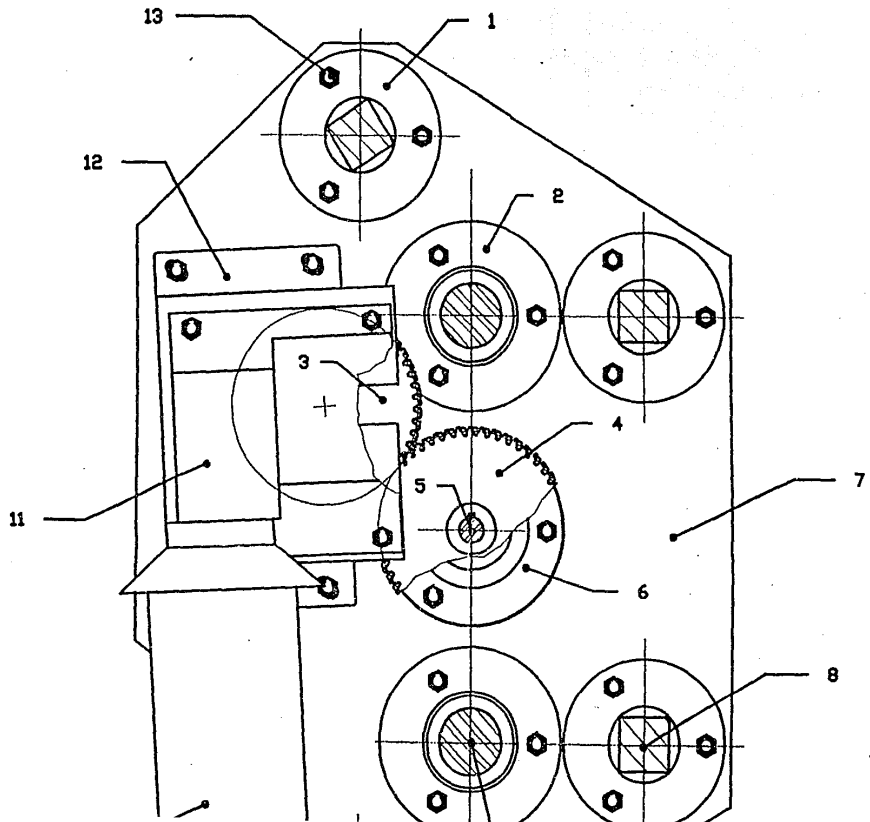
CLAVE

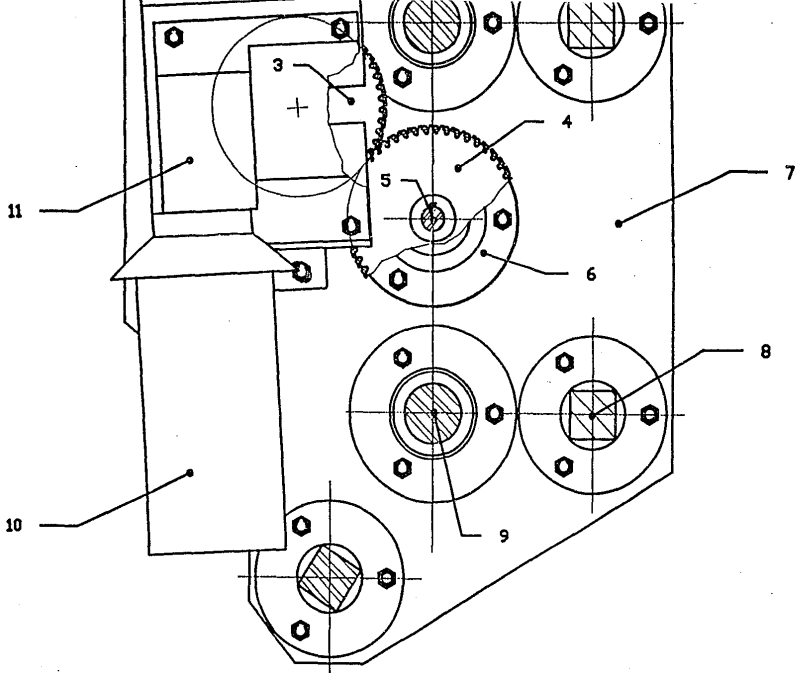





NO.	Designación	Cant.	Observaciones
1	Terminillo de bobas roscadas	1	ACFPI comercial
2	Culca	1	ACFPI
3	Diagrama Anticiclal	1	ACFPI
4	Boya separador	1	ACFPI
5	Soporte de redondeados	1	ACFPI
6	Flaco anterior de redondeados	2	comercial
7	Cara de redondeados	2	comercial
8	Flaco de flanco	1	ACFPI
9	Flaco de proceso	1	ACFPI
10	Boya	4	ACFPI
11	Flaco de retroceso	1	ACFPI
12	Terminillo de bobas Anomonal		
	3/8" X 1/4" - SAEF - EA - RE	2	comercial
13	Candilero	2	ACFPI
14	Culo	2	ACFPI
15	Motor	1	comercial
16	Soporte del motorizador	1	ACFPI
17	Diagrama Anticiclal	1	ACFPI
18	Chamaron	2	ACFPI
19	Flaco de 1/4"	4	comercial
20	Terminillo de bobas Anomonal		
	3/8" X 1/4" - SAEF - EA - RE	2	comercial
21	Flaco superior	1	ACFPI
22	Inductor	1	comercial
23	Pretensor	2	comercial (ACFPI)
24	Terminillo Anomonal de		
	1/8" X - SAEF - EA - RE	2	comercial (ACFPI)
25	Separador	1	ACFPI
26	Terminillo de bobas Anomonal		
	1/4" X 3/8" - SAEF - EA - RE	4	comercial
27	Culca con bobas tipo plano sobre eje de 3/4"	1	comercial

		PROYECTO Mecanismo de Descomprimido		
PLANO No. 1 Con Ancho Vista Frontal		REVISADO F.R.R.		
INGENIERO F. R. R.		REVISADO F. R. R.		PLANO No. MEC-2
ESCALA: 1:1		FECHA: 1/1/54		CLAVE 1000

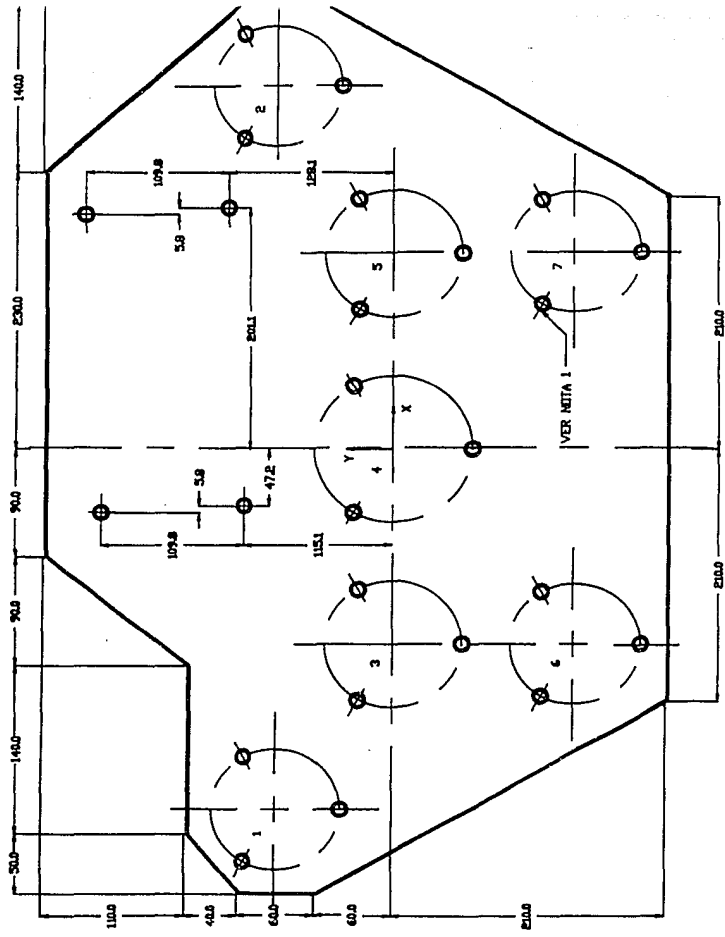




No.	DESCRIPCION	CANT.	No. PLANI / DES.	No.	DESCRIPCION	CANT.	No. PLANI / DES.
1	Candilero	4	MFC3	10	Motor 1/4HP-90VCD-1725RPM	1	Comercial
2	Candilero	2	MFC3	11	Reductor ES04	1	Comercial
3	Pico	1	MFC3	12	Soporte del motor	1	MFC2
4	Engrane	1	MFC1	13	Tornillo Hex. 3/8-24UNF-600"	29	Comercial
5	Tornillo de bolas	1	MFC1				
6	Soporte de rodamientos	1	MFC2				
7	Placa de referencia	1	MFC1				
8	Pata	4	MFC3				
9	Guía	2	MFC3				

			PROYECTO <i>Modificación de Perforamiento</i>		
Origen/Fecha de Plano			CITAS mes		
RESPONSABLE F.R.R.	REVISÓ	DIBUJÓ ALLAN PLAZA	No. PLANI MFC3		CLAVE
ESCI 0:3		FECHA 9/17/79			

2	300	90	100
3	-163	0	106
4	0	0	122
5	163	0	106
6	-163	-140	100
7	163	-140	100



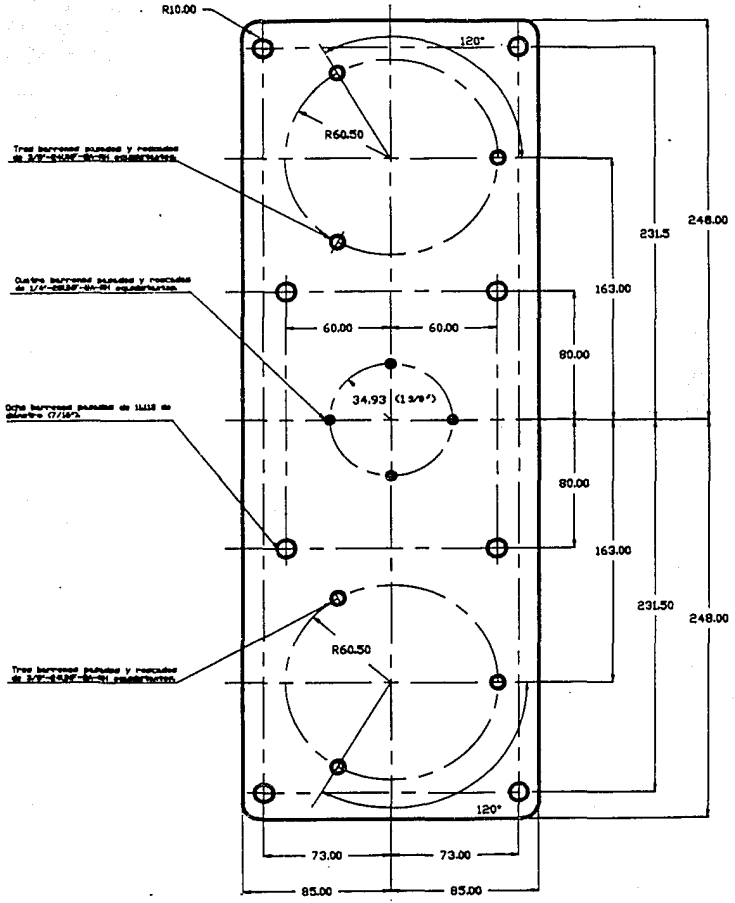
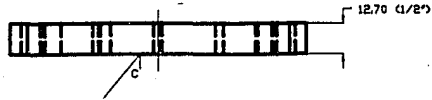
NOTA 1- Bujinos
roscados
3/8"-24UNF-ED-RH X 20 mm
equidistantes en
circunferencia
a menos que se indique
otra cosa.

NOTA 2- Rectificar esta cara

ACABADO		
Fin. Requerido		
Superficie		
✓	✓	✓
6.3	1.6	0.4

TOLERANCIA DE SERVIDO							
> 0.0	> 0.0	> 0.0	> 0.0	> 0.0	> 0.0	> 0.0	> 0.0
± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0
± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0
Reglas - Don't touch							
± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0	± 0.0

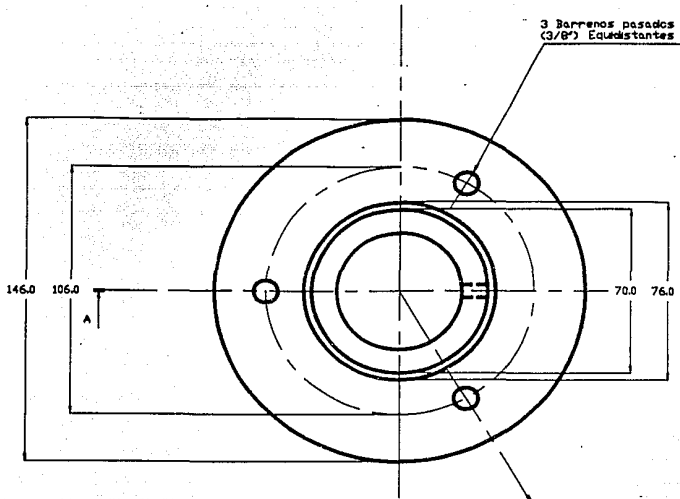
No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	Revisión de posicionamiento		
1	Placa CL/EP	AA51 3518	Una pieza (ver nota)	Placa de Referencia	CITAS	No PLANO	
				RESPONSABLE	REVISOR	REVISOR	REF-01
				ESD: 14	FECHA	22/VI/98	CLAVE



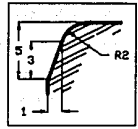
ACABADOS				TOLERANCIAS Y DISTANCIAS									
C/AC Acabados				> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0	> 5.0
C/AC Acabados				< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	< 5.0	
✓	✓	✓	✓	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	
NO	NO	NO	NO	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Piso superior	A.T.S.I 101B	1 piso

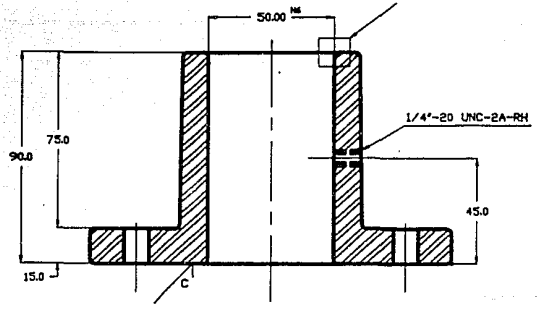
		PROYECTO: <i>Atenuación de contaminación</i>			
RESPONSABLE: F.R.R		REVISOR:		COTAS: 1/8" = 3.175	
ESC: 1:1.5				DIBUJO: M.A.L. - P.L. - J.M. P.M.	
FECHA: 23/11/1990		No PLANO		H.C.P.O.E	
CLAVE		CLAVE		CLAVE	



Detalle A
Esc. 5:1



CORTE A - A



ACABADOS		TOLERANCIAS NO DIMENSIONES					
Clas. Superficial	> 0.02	> 0.02	> 0.1	> 0.1	> 0.1	> 0.1	
Profundidad	> 0.02	> 0.02	> 0.1	> 0.1	> 0.1	> 0.1	
Forma	1	2	3	4	5	6	
SECC. 6.2	AFSA 1.4	RECT. 6.4	Rovness - Chispeado				
	1	2	3	4	5	6	

No.	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Condensero guía	A.I.S.I. 1018	3 piezas

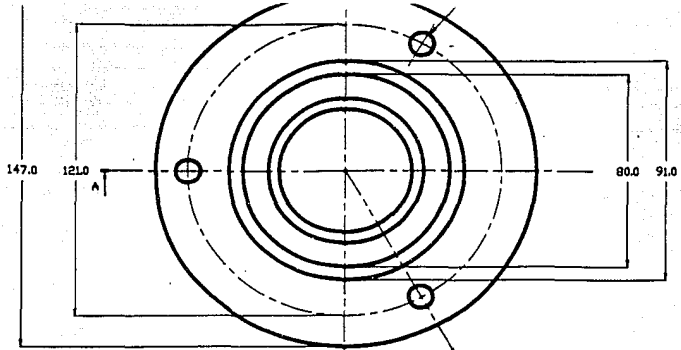
PROYECTO: <i>Montaje de parietométrico</i>		CITAS: PUNTO
CONDENSERO guía		
RESPONSABLE/ F.R.R.	REVISD	DIBUJO: PUNTO, PUNTO, PUNTO
ESC. 1:2	FECHA: 11/11/2006	

CDM

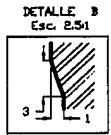
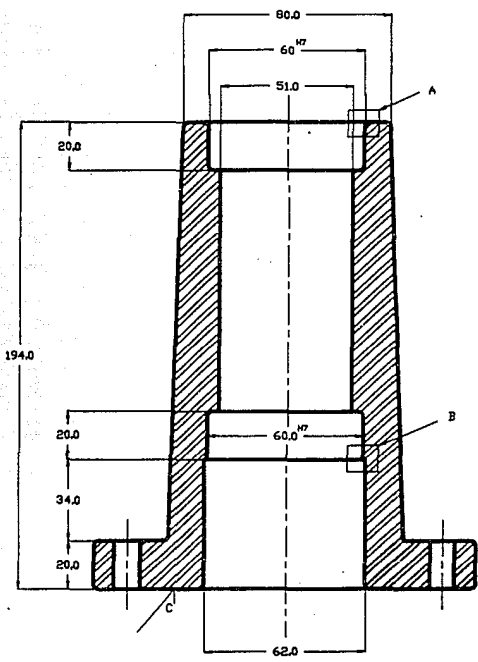
No PLANO
ACFOS

CLAVE





CORTE A - A



ACABADOS			TOLERANCIAS Y BARRAS					
Fac. Superficie	Fac. Superficie	Fac. Superficie	> 0.2	> 0.5	> 1	> 4	> 10	> 100
12.5	17.5	25	0.1	0.2	0.5	1	2	5
12.5	17.5	25	0.1	0.2	0.5	1	2	5
12.5	17.5	25	0.1	0.2	0.5	1	2	5

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES
1	Chamascera	A.I.S.I. 1010	2 piezas

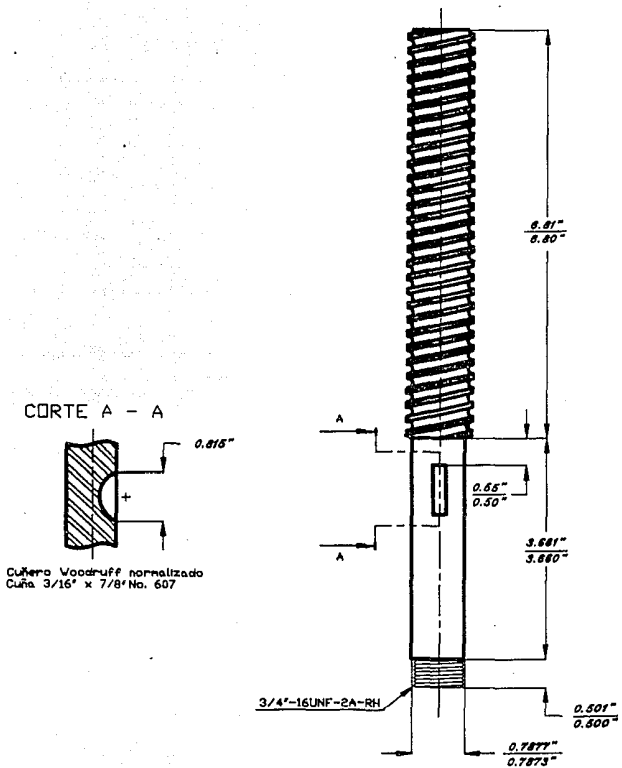


PROYECTO: <i>Mecanismo de posicionamiento</i>	COTAS: 0/0.05
Chamascera guía	DIBUJADO: [Signature]
RESPONSABLE: <i>F. R. R.</i>	REVISADO: <i>A. R. R.</i>
ESC: 1:2	FECHA: 6/11/1990

CDM

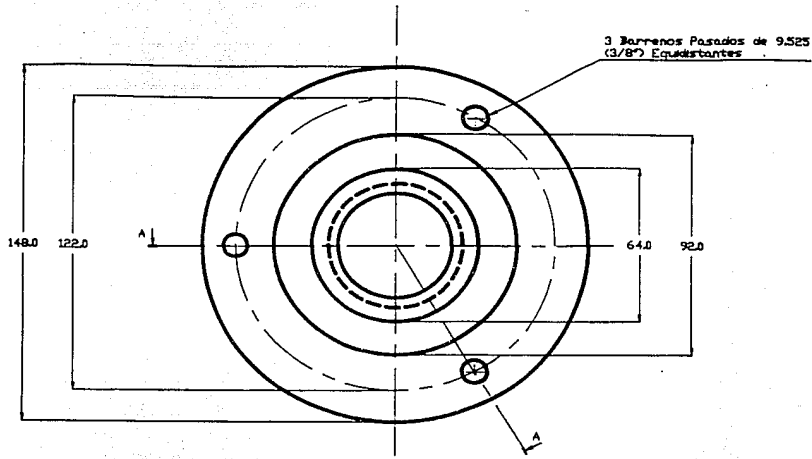
No PLANO: *MEP-1*

CLAVE:

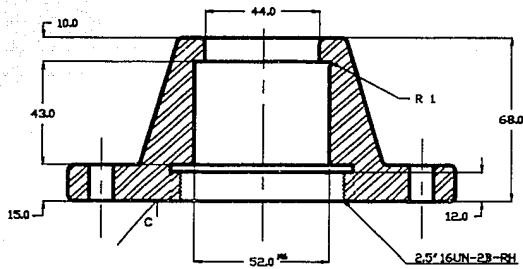


No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO: <i>Montaje de posteriorizado</i>	COTAS: <i>mil/p.</i>
1	<i>Terminado de B.</i>	<i>Farnor A-1004</i>	<i>comercial</i>	<i>Terminado de bolas roscadas</i>	No PLANO <i>APP01</i>
				RESPONSABLE: <i>F. R. R.</i>	REVISOR: <i>ANA-PLA-1001</i>
				ESCI: 1/2	FECHA: <i>8/11/1990</i>
					CLAVE





CORTE A - A



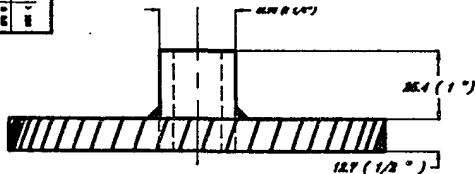
ACABADOS		TOLERANCIAS NO DIMENSIONES			
0.10	0.05	0.10	0.05	0.10	0.05
0.05	0.02	0.05	0.02	0.05	0.02
0.02	0.01	0.02	0.01	0.02	0.01
0.01	0.005	0.01	0.005	0.01	0.005
MATERIALES		NOTAS			
1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0

No	DESCRIPCION	CARACTERISTICAS	OBSERVACIONES	PROYECTO	CITAS
1	Sup. rectificadas	A.I.S.I. 1070	1 pieza	Monograma de mantenimiento	CDM
				Proyecto de Mantenimiento RESPONSABLE: F. R. R. REVISOR: R. R. R. COTADO: R. R. R.	
				No PLANO: 10702 ESC: 1:2 FECHA: 8/21/2000	

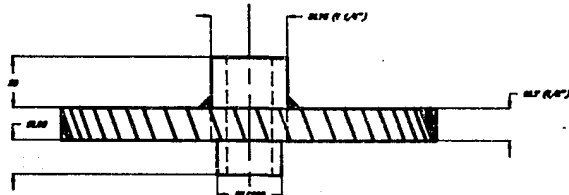
NOTA - Datos de fabricación de los engranes

Paso normal = 9 dts/pulg
 Paso transversal = 2.457 dts/pulg
 Número de dientes = 60
 Diámetro de paso = 6.812 pulg
 Ángulo de la Adición = 20
 Ángulo de presión normal = 20
 Ángulo de presión transversal = 21.7832
 Arco de cara de los dientes = .8 pulg
 Material : Acero A.S.T. 1048
 Dureza superficial mínima : 65 Rn
 Profundidad de la capa dura : .026 - .040 pulg
 Dimensiones del volante tipo Woodruff 3/16" x 7/8" de 807
 $a = 3/16" \quad b = 3/32"$

CONDICIONES		TEMPERATURAS DE TRATAMIENTO	
TRATAMIENTO	TEMPERATURA	TRATAMIENTO	TEMPERATURA
1	1000	1	1000
2	1000	2	1000
3	1000	3	1000
4	1000	4	1000
5	1000	5	1000
6	1000	6	1000
7	1000	7	1000
8	1000	8	1000
9	1000	9	1000
10	1000	10	1000



1



2

No. DESCRIPCION CANTIDADES OBSERVACIONES PROYECTO

888 CON

APÉNDICE C: LISTA DE PARTES COMERCIALES

CANT.	DESCRIPCION
1	Tornillo de bolas recirculantes
2	Rodamientos cónicos
105	Tornillería
1	Motor
19	Graseras
1	Reductor
27	Cuñas