



**Facultad de Ingeniería Mecánica.
Colectivo de Mecánica Aplicada
Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”**

TRABAJO DE DIPLOMA

REDISEÑO Y TECNOLOGÍA DE FABRICACIÓN DEL ÁRBOL DE LOS REDUCTORES 3ABG-610 IYE DE LOS ENFRIADORES DE PRODUCTOS LIGEROS DE LA REFINERÍA DE PETRÓLEO “CAMILO CIENFUEGOS”

Autor: Oslén Ramírez González.

Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisoló Espinosa (UCf)
Dr. Víctor Gómez Rodríguez (UCf)
Ing. Irene Rodríguez García (PDV-CUPET S.A.)

Junio 2010

“Año 52 de la Revolución”

DECLARACION DE AUTORIDAD



UNIVERSIDAD DE CIEFUEGOS

“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.
Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor
Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.



“En el pensamiento científico siempre están presentes elementos de poesía. La ciencia y la música actual exigen de un proceso de pensamiento homogéneo”.

Albert Einstein.

Agradecimientos:

- ★ *Especialmente a mis padres y abuelos, los cuales siempre me acompañaron y me apoyaron desde el inicio de mis estudios para estar hoy donde estoy.*
- ★ *A mi hermana, la cual quiero mucho y estoy seguro que he sido faro y guía en su vida para continuar con sus estudios y convertirse en una excelente profesional.*
- ★ *A mi tutor Dr. Rafael Antonio Goytisoño Espinosa, el cual me ofreció su ayuda y conocimientos incondicionalmente, para hacer posible la realización de este trabajo.*
- ★ *A mis familiares y amigos que siempre me acompañaron y me brindaron su apoyo desde mucho antes de comenzar mis estudios universitarios.*
- ★ *A todos aquellos profesores que con su dedicación y paciencia formaron parte de mi formación durante estos cinco años.*
- ★ *A mis compañeros de grupos, a los que están y a los que por diferentes razones no han podido estar hoy aquí conmigo, por todos estos años que hemos compartido juntos.*
- ★ *A todas esas personas que en diferentes momentos han formado parte en mi vida, por su entrega, paciencia y dedicación.*
- ★ *A todas esas personas que en el transcurso de estos cinco años han estado a mi lado y ocupan un lugar muy especial en mí.*
- ★ *Y a todos aquellos que de una manera u otra, han formado parte de mi formación, ayudándome a convertirme en un profesional mucho más preparado.*

A todos mi eterna gratitud...

Dedicatoria:

Todo en la vida es contante sacrificio y dedicación propia, vinculado con el deseo de progresar y ocupar en el plano general de nuestra sociedad un lugar valioso, esto asociado al caso personal solo será logrado si eres capaz de poner en práctica todo lo que se te ha sido inculcado en el transcurso de los años por aquellas personas que fueron esculpiendo desde el inicio en tú persona valores y actitudes. Por lo que este trabajo está especialmente dedicado a mis padres Vivian González Horta y José Noel Reyes Morales, por poner en mí todo su empeño y dedicación para desarrollar su rol con tanto amor y entrega, " que es educar".

De quien está eternamente agradecido, su hijo.

Resumen

Este trabajo se realizó en la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”. En el mismo, se trabajó en el rediseño del árbol de salida del reductor para los ventiladores Enfriadores de Productos Ligeros. Partiendo del árbol original y sobre la base del análisis de las averías que se han producido en los reductores, se rediseñó un nuevo árbol en el cual se eliminó el manguito donde se fijaba la corona mediante remaches y a su vez ese manguito se unía por chaveta al árbol. Ese conjunto era fuente de muy diversas averías. En el nuevo diseño la corona se fija directamente a una brida maquinada en el propio árbol y la unión de esta se realiza mediante una unión roscada pretensada. De esta manera se elimina el chavetero y se garantiza una mayor rigidez de los elementos de la transmisión cónica. Este nuevo diseño elimina los remaches de unión de la corona y la chaveta de unión del manguito, elementos estos en los cuales se produjeron reiteradas averías. En la variante concebida el cojinete de apoyo del extremo próximo a la corona se eligió de una serie más pesada, ya que ese cojinete se había fracturado en uno de los reductores. Todos los cálculos realizados garantizan que el nuevo diseño es muy confiable.

Índice

<i>Introducción.....</i>	<i>1</i>
<i>Capítulo I Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros, de sus Reductores Tipo 3ABG-610 IYE (3ABT-610MЭ) y de las diferentes averías que se han producido en los mismos.....</i>	<i>4</i>
<i>1.1 Caracterización de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.....</i>	<i>4</i>
<i>1.2 Características de los Motores de los Ventiladores.....</i>	<i>4</i>
<i>1.3 Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros.....</i>	<i>4</i>
<i>1.4 Caracterización de los Reductores 3ABG-610 IYE (3ABT-610MЭ) de la Transmisión de los Ventiladores.....</i>	<i>5</i>
<i>1.4.1 Datos Técnicos de los Reductores 3ABG - 610 IYE.....</i>	<i>5</i>
<i>1.4.2 Especificaciones para el montaje de los Reductores.....</i>	<i>6</i>
<i>1.4.3 Especificaciones para el arranque y prueba de los Reductores.....</i>	<i>6</i>
<i>1.4.4 Mantenimientos técnicos que se le efectúan a los Reductores.....</i>	<i>6</i>
<i>1.4.5 Descripción de las operaciones en cada Mantenimiento Técnico.....</i>	<i>7</i>
<i>1.5. Algunas de las averías que se presentaron durante el funcionamiento de algunos ventiladores.....</i>	<i>11</i>
<i>1.5.2. Avería en el ventilador A-106.....</i>	<i>11</i>
<i>1.5.4. Avería en el ventilador A-106.....</i>	<i>12</i>
<i>1.5.5. Avería en el ventilador A-111-2 .mayo-09.....</i>	<i>13</i>
<i>1.6 Resumen de las averías más importantes observadas e ilustración con las fotos del aspecto externo de las mismas.....</i>	<i>14</i>
<i>1.6.1. Fractura de los Dientes del Piñón.....</i>	<i>14</i>
<i>1.6.2 Fractura de los Remaches de sujeción de la corona al manguito.....</i>	<i>15</i>
<i>1.6.3 Aplastamiento del chavetero en el árbol en la unión camisa-árbol.....</i>	<i>15</i>

1.6.4 Fractura del manguito en la zona del chavetero interior del mismo.....	16
1.6.5 Fractura del cojinete de bolas radial rígido inferior.....	16
1.7 Conclusiones Parciales del Capítulo I.	17
<i>Capítulo II Rediseño del árbol conducido del Reductor Cónico Tipo 3ABG-610 IYE (3ABT-610MЭ) y de la unión entre la corona cónica y el árbol.</i>	
2.1 Cálculo de las fuerzas sobre la corona cónica.	18
2.2 Sustitución de la unión remachada entre corona y manguito por una unión roscada pretensada.	20
2.2.1 Cálculo de las fuerzas sobre los remaches.	20
2.2.2 Cálculo de la unión roscada pretensada.	24
3.3 Rediseño del árbol de la corona para impedir las fallas que han ocurrido en la transmisión.....	30
3.3.1 Esquema de análisis de los árboles considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rodamientos.....	30
2.3.2 Esquema de análisis del árbol de la corona del Reductor con empotramiento parcialmente elásticos en los apoyos.	33
2.3.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z.	34
2.3.4 Solución del sistema hiperestático en el plano x-z.	38
2.3.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante.	42
2.3.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático y a la fatiga por flexión.	44
2.3.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga.	47
2.3.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga.	49
2.4 Conclusiones Parciales del Capítulo II.....	51

<i>Capítulo III. Diseño y cálculo de los dispositivos especiales para el taladrado y escariado de los agujeros de la corona y el árbol.</i>	<i>52</i>
3.1. <i>Cálculo del momento torsor y la fuerza axial ejercida por la broca sobre la superficie del árbol.....</i>	<i>52</i>
3.2. <i>Cálculo para determinar las dimensiones fundamentales de los bujes para la elaboración del agujero de 10 mm.....</i>	<i>53</i>
3.3. <i>Cálculo de la fuerza de empuje del tornillo del prisma deslizante.</i>	<i>54</i>
3.4. <i>Diseño del dispositivo para el árbol.</i>	<i>55</i>
3.5 <i>Cálculo del dispositivo para el centrado de la corona.</i>	<i>62</i>
3.6 <i>Conclusiones Parciales del Capítulo III.</i>	<i>67</i>
<i>Conclusiones Generales.....</i>	<i>68</i>
<i>Recomendaciones.....</i>	<i>69</i>
<i>Trabajos citados:</i>	<i>70</i>
<i>Anexos.....</i>	<i>73</i>

Introducción

La Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” de la Ciudad de Cienfuegos fue construida con la colaboración de la antigua URSS y se concluyó su montaje en el año 1989, sin embargo, no comenzó a refinar petróleo hasta Diciembre de 2008, cuando se concluyó la primera etapa de su rehabilitación, iniciada hace cuatro años cuando en Abril del 2006 se firmaron los Acuerdos entre las Empresas PDV S.A.(Petróleos de Venezuela) y CUPET S.A. (Cuba Petróleo) para la constitución de la Empresa Mixta PDV–CUPET S.A. que implicaba iniciar el proceso de rehabilitación de las instalaciones existentes indispensables para comenzar a producir, lo que se concretó en su primera etapa en el mes de Diciembre de 2007 cuando en el marco de la Cumbre de Petro Caribe celebrada en la Ciudad de Cienfuegos fue oficialmente inaugurada la Nueva Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” perteneciente a la Empresa PDV–CUPET S.A.

Los Enfriadores de Productos Ligeros de la Sección 100, 200 y 300 de la Refinería son equipos con grandes dimensiones y pesos, los cuales para la puesta en marcha se encontraban en óptimas condiciones, pero las Estructuras Soporte de estos se encontraban deterioradas, pues producto de la corrosión las barras de acero presentaban agujeros por diferentes partes, por lo que la primera tarea que se enfrentó entre el Área de Mantenimiento de la Refinería y la UCf fue rediseñar la estructura de estos difusores.



Fig. 1 Vista de los difusores originales antes de la reactivación.

Al enfrentar este problema se presentó una situación, pues el bastidor de los difusores había sido montado por encima, apoyado en los angulares de la batea y atornillado después, esto fue posible de realizar en el montaje inicial de los equipos antes de colocar los enfriadores. En la

etapa de reactivación ya con los enfriadores montados resultaba imposible realizar el mismo diseño original y desmontar los enfriadores resultaría una enorme pérdida de tiempo,

por esta razón se decidió un nuevo diseño similar al anterior, solo que el bastidor de cada difusor sería colocado por debajo del angular y su peso soportado solamente por los tornillos (Fig. 2.). La estructura se rediseñó, se hicieron los cálculos correspondientes y de esta forma comenzaron a producir estos equipos.



Fig. 2. Vista de los difusores reconstruidos producto de la reactivación.

Restablecida la estructura de los difusores comenzó la producción en la Refinería y se comenzaron a explotar los Enfriadores de Gasolina pero después de varios meses de explotación comenzaron a aparecer averías en los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE del accionamiento de los ventiladores. Las averías que se produjeron fueron muy diversas: 1) Avería del par de engranajes cónicos. 2) Falla de los remaches que fijan la corona cónica al manguito de sujeción. 3) Falla de la unión por chaveta del manguito de sujeción con el árbol. 4) Falla de la Caja de Bolas Radial de Simple Hilera que constituye el apoyo del árbol más próximo a la corona cónica. 5) Falla del acoplamiento de conexión del motor con el reductor cónico helicoidal.

La mayoría de estas averías han sido originadas, como se ha podido comprobar, por un diseño inadecuado de la unión de la corona cónica con el manguito de sujeción y por errores o imprecisiones durante la fabricación de este conjunto con el árbol. Por otro lado la existencia de este manguito de sujeción introduce insuficiencias en la rigidez y resistencia del árbol.

Ante esta **Situación Problemática** se formuló la **Hipótesis** que era posible rediseñar el árbol del Reductor, logrando una unión de la corona con el mismo mucho más rígida y resistente, eliminándose de esta forma fuentes de imprecisiones y errores de fabricación, con una caja de

bolas en el apoyo averiado de mayor capacidad de carga y resistencia, conduciendo todos estos cambios a un diseño mucho más confiable y duradero del reductor.

El **Objetivo General** del presente trabajo es por lo tanto: Rediseñar el árbol de los Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Ventiladores de Aire de los Enfriadores de Productos Ligeros de las Secciones 100, 200, 300 y 400 de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”, eliminando las insuficiencias del mismo que conducían a averías.

Los **Objetivos Específicos** son:

1. Investigar los parámetros fundamentales de las ruedas cónicas de la transmisión de los ventiladores y calcular las cargas que la corona cónica le transmite al árbol del reductor.
2. Realizar el rediseño de los diferentes elementos que conforman el árbol, que han sufrido averías eliminando las causas de su aparición.
3. Realizar un análisis de la resistencia mecánica del árbol rediseñado del reductor considerando las condiciones reales de elasticidad de los apoyos.
4. Eliminar las causas de falla de la unión remachada que fija la corona cónica al manguito de sujeción.
5. Establecer los elementos tecnológicos esenciales para fabricar el nuevo árbol rediseñado en la propia Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.

Las **Tareas de Investigación** se pueden sintetizar como sigue:

1. Profundizar en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de su transmisión de potencia, con vistas a su eliminación.
2. Profundizar en la literatura técnica especializada acerca de las posibles causas de las diferentes averías y fundamentalmente en las formas de solucionarlas.
3. Aplicar los principios y herramientas de la Metodología de Gestión de Vida en las Soluciones de las averías.

Capítulo I Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros, de sus Reductores Tipo 3ABG-610 IYE (3ABГ-610ИЭ) y de las diferentes averías que se han producido en los mismos.

1.1 Caracterización de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”.

Los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” no son más que una batería de intercambiadores de tubos aleteados, dispuestos de forma inclinada sobre una estructura de acero tal como se muestra en la Fig. 1.1 a). Debajo de la estructura están dispuestos los ventiladores con su correspondientes motores y transmisiones y los difusores, Fig. 1.1 b) que tienen la función de orientar el flujo de aire desde cada ventilador, con un mínimo de pérdidas volumétricas, para que circule adecuadamente por el espacio entre tubos enfriando de esta manera el producto que circula por los intercambiadores..



Fig. 1.1 Enfriadores de Productos Ligeros

1.2 Características de los Motores de los Ventiladores.

Los datos técnicos de los motores eléctricos de los ventiladores se dan en la Tabla 1.1

Tabla 1.1 Datos Técnicos de los Motores de los Ventiladores.					
Tipo	Voltaje (V)	N (kW)	n (r/min)	In (A)	Factor Potencia
BAO-82-8T2	440	30	880	56	0,84

1.3 Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros.

Los ventiladores son del tipo de flujo axial y giran a una velocidad de 423 rpm (Fig. 1.2).



Fig. 1.2 Alabes de los ventiladores.

1.4 Caracterización de los Reductores 3 ABG-610 IYE (3ABГ-610ИЭ) de la Transmisión de los Ventiladores.

1.4.1 Datos Técnicos de los Reductores 3 ABG - 610 IYE.

Potencia Máxima en el eje conductor motriz-----45 kW

Revoluciones por minutos del eje Horizontal-----980 r/min.

Relación de transmisión-----2,27:1

Tabla 1.2 Datos de las ruedas de la transmisión.							
m (mm)	Zp	Zc	α (°)	β (°)	B (mm)	φ_p (°)	φ_c (°)
9	11	25	20	35	41	23,75	66,25

En la Fig. 1.3 se muestra la vista externa de los reductores en la posición vertical en que van colocados en los ventiladores y un plano del mismo donde se aprecia la disposición de las ruedas y la de los cojinetes de apoyo. El árbol de la corona posee en su parte superior una caja de bolas radial en combinación con una axial y en la inferior una caja de bolas radial.

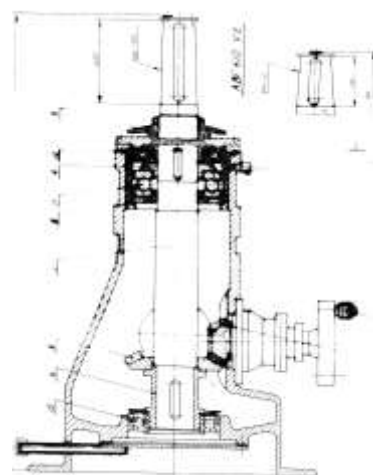


Fig. 1.3 Vista externa y plano de la disposición de las ruedas cónicas y de los cojinetes de apoyo.

1.4.2 Especificaciones para el montaje de los Reductores.

1. El conjunto del reductor del aparato de enfriamiento por aire está compuesto por el reductor y el motor eléctrico.
2. Antes del montaje es necesario realizar la revisión técnica del reductor.
3. El reductor se monta en su base y el apriete final se realiza después de realizar alineación de la rueda y paletas del ventilador montadas en el eje vertical del reductor con respecto al reductor.
4. Después del apriete de la base del reductor comprobar la alineación del reductor, la cual se realiza alineando el motor eléctrico con respecto al reductor.
5. La desalineación en el plano vertical entre la superficie diametral del semi-coupling del reductor con respecto al motor no debe ser mayor de 0.2mm.
6. La distancia o holgura entre los semi-coupling debe de estar entre 2 y 6mm.
7. Entre los semi-coupling puede haber un ángulo de inclinación de 0° hasta 15° .
8. Para determinar el valor del ángulo de inclinación se mide el valor de C y B, con la diferencia se determina el valor del ángulo.
9. La diferencia entre C y B no puede ser mayor de 1mm.

1.4.3 Especificaciones para el arranque y prueba de los Reductores.

1. Antes del arranque comprobar que el nivel de aceite este en la marca superior.
2. Engrasar los cojinetes radial y axial de la parte superior del eje vertical.
3. La prueba de trabajo del reductor se efectúa con el objetivo de comprobar su capacidad de trabajo. Durante la prueba del reductor se comprueba la temperatura de los cojinetes, se comprueba que no existan ruidos extraños ni golpeteo. También se recomienda realizar la medición de la potencia que está consumiendo.
4. La prueba del reductor en puesta en marcha se realiza durante 2hrs con un ángulo de inclinación de las paletas del ventilador de 10° de inclinación.

1.4.4 Mantenimientos técnicos que se le efectúan a los Reductores.

1. Inspección técnica, cada 1 440 hrs -----2 Meses
2. Reparación Pequeña, cada 4 320 hrs-----6 Meses
3. Reparación mediana, cada 8 640 hrs-----12 Meses
4. Reparación Capital, cada 25,000 hrs-----2 Años y 89 Días

1.4.5 Descripción de las operaciones en cada Mantenimiento Técnico.

1.4.5.1 Inspección técnica.

1. Comprobar el nivel de aceite y en caso de ser necesario rellenar.
2. Engrasar los rodamientos de la parte superior del eje vertical.
3. Limpieza de los restos de grasa y suciedad de la parte externa del reductor.
4. Comprobar el trabajo del reductor y cerciorarse que no tenga ruidos extraños ni golpeteo.

1.4.5.2 Reparación pequeña.

1. Realizar todos los trabajos de la inspección técnica.
2. Comprobar el apriete de todas las uniones roscadas.
3. Comprobar y regular la posición y ajuste de los cojinetes eje conductor motriz.
4. Abrir la tapa del reductor y comprobar el estado del engranaje de la corona y el piñón.
5. Efectuar las mediciones de la holgura lateral entre los dientes del engranaje (entre el piñón y la corona) esta holgura es de (0.20—0.40), comprobar el correcto engranaje, con la pintura azul que se efectúa una fina película en el piñón motriz y cuando se gira según la mancha que deja en el diente de la corona se comprueba la correcta posición de los pares.
6. Cambiar el aceite de lubricación.
7. Comprobar la alineación del reductor con el motor.
8. Después de ejecutar las reparaciones pequeñas se tiene que probar el trabajo del reductor durante 2 hrs.

1.4.5.3 Reparación mediana.

1. Desmontar del eje vertical la rueda del ventilador con las paletas.
2. Desacoplar el semi – coupling y desmontar el reductor.
3. Realizar el desarme completo del reductor.
4. Comprobar el estado del engranaje del piñón y la corona, si es necesario cambiar los pares.
5. Comprobar los cojinetes y el sello del reductor, comprobar también el acoplamiento (coupling), si es necesario cambiarlos.
6. Armar el reductor.
7. Comprobar el reductor durante 8hrs.poner el ángulo de las paletas en 10^0 y aumentarlo cada dos horas hasta el Angulo de trabajo de 20^0 .si no se cambian los pares se

comprueba el trabajo del reductor durante dos horas con un Angulo de inclinación de las paletas del ventilador de 10° . se comprueba temperatura de los cojinetes, que no existan ruidos extraños y se comprueba el consumo eléctrico.

Después de realizar la reparación mediana se tiene que probar el reductor durante 8 hrs.

1.4.5.4 Reparación capital.

1. En la reparación capital se efectúan todos los trabajos de la reparación mediana más la defectación y cambio de los componentes que sean necesarios.
2. Con la puesta en marcha de un nuevo reductor, y después de efectuar una reparación mediana y una capital (en caso de cambio de los pares de piñón y corona), las dos primeras revisiones técnicas que le toquen por planificación se deben realizar con un volumen de reparación pequeña.
3. Después de realizar la reparación capital se tiene que probar el reductor durante 8 hrs. Las dos primeras horas de pruebas el ángulo de inclinación de las paletas del ventilador debe de ser de 10° y después ir aumentando el ángulo paulatinamente durante las otras 6 hrs restantes cada dos hrs hasta llegar al ángulo de inclinación de trabajo de 20° . Esto se efectúa en caso del cambio del par de piñón corona.

1.4.5.5 El desarme y la regulación del eje motriz del reductor.

El desarme y regulación del eje motriz del reductor se realiza en el siguiente orden:

1. Primeramente se desmonta el eje motriz del reductor. Posteriormente se quita la tuerca 1, la arandela 2, la camisa dentada 3, el sello 4, quitar los tornillos de la tapa 5, quitar la tapa, la arandela de apoyo 6 y el cojinete 7.
2. Se hace necesario para regular el ajuste del eje motriz, regular la arandela de regulación, se realiza de la siguiente manera.
3. Disminuir hasta el valor necesario la suma del grosor de las arandelas de regulación. Se recomienda preparar 8 arandelas de la siguiente dimensión (2.00—2.02), (2.05—2.07), (2.15-2.17), (2.25-2.27), (2.35—2.37), (2.45—2.47), (2.55—2.57), (2.60—2.62). La selección del par de arandelas se puede efectuar cambiando la suma del grosor cada 0.05 mm. Después del montaje de los elementos el apriete de la tuerca de ajuste del piñón motriz se realiza con una fuerza de 20 - 25 kgf.
4. Cerciorarse de la correcta regulación y montaje de los cojinetes del eje motriz: El piñón motriz no puede tener juego axial al tacto. La fuerza necesaria para que gire el eje motriz debe de ser de 2.5—3 kgf (Fig. 1.4) Con la terminación de la regulación sellar la tuerca final.

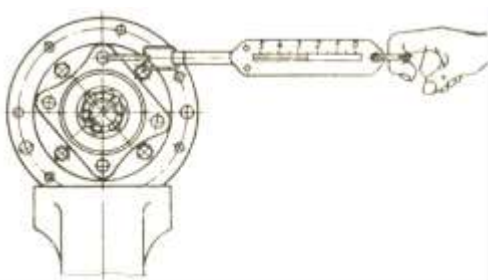


Fig. 1.4 Control de la fuerza necesaria para el giro.

1.4.5.6 Comprobación y regulación del ajuste de los cojinetes del eje motriz sin el desmontaje y desarme del reductor es necesario.

1. Desacoplar el reductor del motor eléctrico, separar el motor eléctrico y quitar el semiacoplamiento.
2. Quitar el aceite del reductor.
3. Desmontar el eje conductor motriz del reductor.
4. El posterior trabajo realizarlo según punto 4.1, 4.2 y 4.3.

1.4.5.7 Regulación del engranaje entre los dientes del piñón y la corona.

1. El engranaje cónico de los dientes del piñón y la corona es necesario regularlo de tal forma que engranen o hagan contacto en la distancia requerida a lo largo del diente y entre los dientes, siendo la holgura lateral entre los dientes de 0.20—0.40 mm.
2. La holgura lateral entre los dientes se puede comprobar aproximadamente sin desarmar el reductor por el movimiento o desplazamiento angular del coupling, manteniendo fijo la rueda con las paletas del ventilador, con una holgura normal de engrane el movimiento o traslación libre del coupling debe ser de 1—1.5 mm. Esta holgura lateral se comprueba con más exactitud con una plancha de plomo.
3. El correcto engranaje entre los dientes del piñón y la corona se realiza dándole una fina película de pintura azul al piñón. Se rotan los pares, según quede la mancha en el diente de la corona se determina si el engranaje es el correcto. En un correcto engranaje la huella o mancha de pintura queda en el centro de la altura del diente hacia el extremo más fino como se observa en el siguiente dibujo.

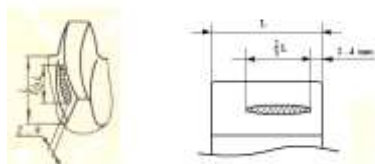
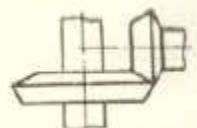
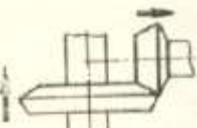
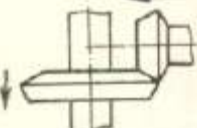
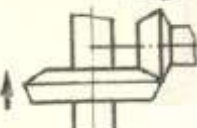


Fig. 1.5 Especificaciones de la mancha de contacto.

La regulación de la posición del engranaje entre el piñón y la corona se efectúa con los laines horizontalmente y vertical con la tuerca que está en la parte superior del eje vertical la regulación se efectúa como se demuestra en la Tabla 1.3

Tabla 1.3 Pasos para la regulación del engranaje cónico de las ruedas dentadas.			
Posición de la mancha de contacto en el diente del engranaje conducido.		Método para la regulación	Esquema de regulación del engranaje
Giro normal	Giro contrario		
		Correcta posición de engrane	
		Con la posición de la huella de contacto en la parte ancha del diente, mover la rueda del eje conducido hacia la rueda conductora, si con esta acción la holgura lateral de los dientes es demasiado pequeña mover hacia fuera el piñón conductor.	
		Con la posición de la huella de contacto en la parte estrecha del diente, retirar o mover hacia abajo la rueda conducida de la conductora, si con esta acción la holgura lateral entre los dientes es demasiado grande, mover hacia dentro el piñón conductor.	
		Con la posición de la huella de contacto en la parte superior del diente mover la rueda conductora hacia la conducida, si la holgura lateral es poca, mover hacia abajo o retirar la rueda conducida	
		Con la posición de la huella de contacto en la parte inferior del diente, mover o retirar hacia fuera la rueda conductora de la conducida, si la holgura lateral es demasiado grande, mover la rueda conducida hacia arriba.	

1.4.5.8 Tipos y cantidad de cojinetes de rodamientos del reductor.

Rolletes cónicos 7613y (árbol del piñón) -----	1
Rolletes cónicos 7610y (árbol del piñón) -----	1
Caja de bolas radial de simple hilera 224 (árbol de la corona) -----	2
Rodamiento axial 8324(árbol de la corona) -----	1

1.5. Algunas de las averías que se presentaron durante el funcionamiento de algunos ventiladores.

1.5.1 Avería en el ventilador A-107.

El día 25 de marzo del 2009 se ejecuta una revisión al ventilador A-107 y se detecta partido 3 remaches de la corona.

Resultado de inspección y defectación:

- Tres remaches de la corona partido.
- El resto de los remaches de fijación de la corona flojos.
- Corona y piñón en buen estado.
- Se decide dejarlo trabajando para crear las condiciones.

Trabajos realizados:

- El día 26 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado.
- El día 27 se pone en servicio y esta OK.

Recomendación:

- Planificar la recuperación de este reductor fabricando y montando nuevos los remaches de fijación de la corona.

1.5.2. Avería en el ventilador A-106.

El día 15 de abril del 2009 se ejecuta una revisión al ventilador A-106 ya que presentaba ruido durante su funcionamiento.

Resultado de inspección y defectación:

- Los remaches de la corona en buen estado.
- Corona en buen estado.
- Piñón con dientes partidos.
- Chaveta de la camisa de la corona machucada al igual que el chavetero en la camisa y el chavetero en el eje deformado.

Trabajos realizados:

- El día 21 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado
- El día 22 se pone en servicio y funciona en buenas condiciones.

Causa de la avería:

- No se precisa la causa, se reporta que la unión por chaveta falla por diversas y posibles razones.

Recomendación:

- Investigar la causa de esta falla que ya es bastante típica de conjunto con pieza de repuesto y con la universidad.
- Planificar o preparar la tecnología de recuperación y/o Mantenimiento de este reductor.

1.5.3. Avería en el ventilador A-107.

Este reductor se había cambiado por uno nuevo en marzo del 2009. El 10 de mayo de 2009 se detectan dificultades en el giro de la corona en el eje principal estático

Resultado de inspección y defectación:

- Los remaches de la corona en buen estado
- Corona en buen estado.
- Piñón con dientes partidos.
- Chaveta de la camisa de la corona machucada y el chavetero en el eje aplastado.

Trabajos realizados:

El día 11 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado.

Causa de la avería:

Pendiente de investigar.

1.5.4. Avería en el ventilador A-106.

Esta avería se produce en mayo del 2009 per ya este reductor se había cambiado por uno reparado en la Sección 200 en el mes de abril de 2009.

Resultado de inspección y defectación:

- Los remaches de la corona en buen estado.
- Corona con roce por arriba de los dientes.
- Piñón con dientes maquinados completamente los cuales se introdujeron entre los rodillos del rollete trancándolo.
- Roce por contacto entre los acoplamientos del motor y partidos los tornillos de unión entre ellos.
- Tornillos de unión del carter del árbol motriz partido en el cuerpo del reductor.

Trabajos realizados:

- Se cambió el reductor y se monto el A-111-2 reparado.

Causa de la avería:

La causa con mayor probabilidad es el continuo trabajo con los tornillos de unión del cárter con el reductor flojos.

Recomendación:

- Realizar inspecciones semanales a cada reductor.
- Planificar una intervención pequeña a cada reductor a partir del mes de Junio para revisión y diagnóstico de los reductores.

1.5.5. Avería en el ventilador A-111-2 .mayo-09.

En mayo del 2009 trabajando bien, se saca para una reparación mediana por equivocación por horas de trabajo, ya que al que le tocaba era al A-111-1.

Resultado de inspección y defectación:

Rodamiento radial inferior careado y con ruido GPZ 224 (son 2 iguales uno inferior y otro superior).

Rodamientos radial superior y axial GPZ 8324 en perfecto estado.

Rolletes del eje motriz con algunas caries y oxidada las pistas.

Camisa de la corona con apriete en el eje pero con juego el cual se debe a fractura o deformación en los remaches que esta flojos.

Piñón y corona aceptables con buen contacto.

Chaveta de la camisa de la corona machucada al igual que el chavetero de la camisa no así el chavetero del árbol que está aceptable con buen ajuste de la chaveta.

Trabajos realizados:

Se lleva la camisa y se emite la recomendación No. 200 para:

- Modificar los chaveteros del árbol y de la camisa como sigue:
- Largo del chavetero ampliarlo de 100 hasta 125 mm.
- Ancho del chavetero ampliarlo de 21.7 hasta 24 mm.
- Altura total del chavetero ampliarla desde 12 a 14 mm.
- Fabricar chaveta nueva de acuerdo a las medidas del chavetero y según norma de diseño.

En realidad debido a la falla también en el Reductor A-106 lo que se hizo fue:

- Se monta otra corona que estaba en buen estado y se le amplió el chavetero que tenía ancho de 20 mm se llevo a 22 mm para usar la misma chaveta del A-111-2 que tenía buen ajuste con el árbol.
- Se monta otro eje motriz con su piñón de la 500 ya que al armarlo tenía dificultades en el giro.

Causa de la avería:

A pesar de no haber fallado ya tenía los síntomas, en este caso existía juego excesivo entre chavetero de la camisa y chaveta y además juego en el ajuste de los remaches por lo de continuar trabajando en estas condiciones inevitablemente se produciría la falla.

Algunas observaciones:

Según cálculos teóricos realizados las dimensiones de la chaveta y el chavetero por plano resisten las cargas de aplastamiento y de cizallamiento.

Las dimensiones reales de la chaveta en algunos casos no coinciden con la de los planos.

Según plano el ajuste de la camisa es con apriete, el cual en la mayoría de los casos se pierde.

Análisis y recomendación.

- Analizar la variante de sustitución de la unión por remaches por unión por tornillos calibrados con tuercas y arandelas de seguridad.
- Ejecutar las modificaciones de la recomendación No. 200 si procede en cada caso.
- Continuar con las reparaciones medianas según plan y ejecutar las modificaciones propuestas en los casos que proceda.
- Continuar el análisis y estudio de las averías.

1.6 Resumen de las averías más importantes observadas e ilustración con las fotos del aspecto externo de las mismas.

1.6.1. Fractura de los Dientes del Piñón.

La fractura de los dientes del piñón no es de las averías más frecuentes, y al parecer las ocurridas han surgido por otras causas relacionadas con otras averías que afectan el trabajo de las ruedas, como lo es por ejemplo la fractura de los remaches o las insuficiencias en el ajuste prensado del manguito de sujeción (camisa) con relación al árbol. También puede haber ocurrido por la presencia del algún elemento metálico entre los dientes como puede ser la cabeza de un remache partido. En la Fig. 1.6 se muestra como ha aparecido esta falla.



Fig. 1.6 Vistas de Fracturas de los Dientes del Piñón.

1.6.2 Fractura de los Remaches de sujeción de la corona al manguito.

Es una de las averías más frecuentes y puede ser la causa fundamental de las averías de los dientes del piñón. En la Fig. 1.7 se muestra como aparece esta avería.



Fig. 1.7 Corona montada en la camisa con remaches y corona en la cual se han partido los remaches.

1.6.3 Aplastamiento del chavetero en el árbol en la unión camisa-árbol.

Esta avería ha ocurrido en reiteradas ocasiones y la hipótesis y las propias inspecciones han detectado que ha existido gran holgura entre chaveta y chavetero lo que es inadmisibles en este tipo de uniones. En la Fig. 1.8 se muestra como ha ocurrido la avería, se aprecia como la chaveta se ha encajado en el fondo del chavetero, señal esta que existía gran holgura y se inclinó. También se aprecia que existía evidentemente antes del aplastamiento una gran holgura lateral, que posibilitó la falla.



Fig. 1.8 Juego y aplastamiento entre chaveta y chavetero y encaje de la chaveta en su asiento.

1.6.4 Fractura del manguito en la zona del chavetero interior del mismo.

Este tipo de avería ha ocurrido en varias ocasiones. Se ha producido la fractura del manguito a través del espesor evidentemente producto de la acción de la chaveta al inclinarse. También ha ocurrido la fractura total del manguito. Estas averías se ilustran en la Fig. 1.9.



Fig. 1.9 Fractura del manguito en la zona del chavetero.

1.6.5 Fractura del cojinete de bolas radial rígido inferior.

El cojinete rígido radial de simple hilera inferior es indudablemente el cojinete de apoyo más cargado pues es el que está más cerca de la corona, por la falla que le ocurrió a este cojinete es extremadamente rara. Se produjo la rotura total del separador y la fractura de los aros. Esta es una falla que indica que ese cojinete está excesivamente sobrecargado posiblemente por el efecto de rigidez al giro, que será analizado en el presente trabajo. En la Fig. 1.10 se muestra la forma en que se manifestó esta avería. Se observa la rotura del separador y la fractura del aro interior.



Fig. 1.10 Fractura de la caja de bolas radial de simple hilera inferior.

1.6.6 Fractura del acoplamiento del motor con el árbol del piñón del reductor.

Esta fractura ha ocurrido sólo en una ocasión y al parecer se combinaron varios factores en la misma como pueden haber sido: Una sobrecarga dinámica violenta por causas que hay que analizar, con algún defecto en el material del acoplamiento, unido a la concentración de tensiones propias de los cambios de forma, ya que se cizalló completamente el acoplamiento por la zona de los orificios. En la Fig. 1.11 se muestra como se manifestó esta avería.



Fig. 1.11 Cizallamiento del acoplamiento del motor.

1.7 Conclusiones Parciales del Capítulo I.

4. Se profundizó en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de su transmisión de potencia.
5. Se profundizó en las características técnicas de los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE del accionamiento de los ventiladores.
6. Se identificaron todos los tipos de averías que se han producido en dichos Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Enfriadores de Productos Ligeros.
7. Se considera que la mayoría de las fallas están vinculadas con el diseño empleado en el reductor en la unión corona árbol a través del manguito de fijación.
8. Se considera posible rediseñar el árbol del Reductor, logrando una unión de la corona con el mismo mucho más rígida y resistente, eliminándose de esta forma fuentes de imprecisiones y errores de fabricación, con una caja de bolas en el apoyo averiado de mayor capacidad de carga y resistencia, conduciendo todos estos cambios a un diseño mucho más confiable y duradero del reductor.

Capítulo II Rediseño del árbol conducido del Reductor Cónico Tipo 3ABG-610 IYE (3ABГ-610ИЗ) y de la unión entre la corona cónica y el árbol.

2.1 Cálculo de las fuerzas sobre la corona cónica.

El torque máximo en el piñón de la transmisión depende de la potencia nominal del motor y de su velocidad angular y se calcula por la siguiente expresión.

$$M_{t_p} = 9550 \frac{N(kW)}{n(r/min)} \cdot \frac{N-m}{1000 \frac{N}{kN}} \cdot 100 \frac{cm}{m}$$

$$M_{t_p} = 955 \frac{N(kW)}{n(r/min)} \Leftrightarrow kN-cm$$

$$M_{t_p} = 955 \frac{30(kW)}{880(r/min)} = 32.55 kN-cm$$

El torque en la corona se halla multiplicando este torque por la relación de transmisión del par de ruedas.

$$M_{tc} = M_{t_p} \cdot i$$

$$M_{tc} = 32.55 kN-cm \cdot 2.27$$

$$M_{tc} = 73.88 kN-cm$$

Para calcular las fuerzas que actúan sobre la corona cónica se hace necesario calcular una serie de parámetros geométricos de la rueda y de la transmisión. De los parámetros de la corona dados en el Capítulo I se tiene que el diámetro de la corona depende de su número de dientes y del módulo. O sea:

$$d_c = z_c \cdot m$$

$$d_c = 25 \cdot 9$$

$$d_c = 225 mm$$

$$d_c = 22.5 cm$$

El parámetro $\psi = L/B$ de la transmisión se puede calcular pues se conocen las longitud cónica y el ancho de contacto entre los dientes B. O sea:

$$\psi_c = \frac{L}{B}$$

$$\psi_c = \frac{122.91 mm}{38 mm}$$

$$\psi_c = 3.23$$

Teniendo estos parámetros se puede calcular el diámetro medio de la corona, dimensión esta muy importante ya que aunque las fuerzas sobre el diente están distribuidas a través de todo el ancho del mismo, las fuerzas se consideran como concentradas precisamente a la altura del

diámetro medio de la corona. Según (Dobrovolski, 1991) el diámetro medio de la corona se calcula por la siguiente expresión:

$$d_{mc} = \left(1 - \frac{0.5}{\psi_c}\right) d_c$$

$$d_{mc} = \left(1 - \frac{0.5}{3.23}\right) 225$$

$$d_{mc} = 190.17 \text{ mm}$$

$$d_{mc} = 19.017 \text{ cm}$$

El ángulo del cono del piñón se calcula por la expresión:

$$\tan \varphi_p = \frac{1}{i}$$

$$\tan \varphi_p = \frac{1}{2.27}$$

$$\varphi_p = \tan^{-1} \left(\frac{i}{2.27} \right) = 23.7^\circ$$

El ángulo del perfil es $\alpha = 20^\circ$ y el ángulo de la hélice de las ruedas $\beta_n = 35^\circ$. Con todos estos datos se pueden calcular las fuerzas sobre la corona (Ivanov, 1991; Iosilievic, 1988, Cherkasski, 1984). La fuerza tangencial por la expresión:

$$P_T = \frac{2M_{tc}}{d_{mc}}$$

$$P_T = \frac{2 \cdot 73.88 \text{ kN} \cdot \text{cm}}{19.017 \text{ cm}}$$

$$P_T = 7.77 \text{ kN}$$

La fuerza radial por la expresión:

$$P_r = \frac{P_t}{\cos \beta_n} [\tan \alpha \cdot \cos \varphi_p - \sin \beta_n \cdot \sin \varphi_p]$$

$$P_r = \frac{7.77 \text{ kN}}{0.81} [0.36 \cdot 0.91 - 0.57 \cdot 0.4]$$

$$P_r = 0.95 \text{ kN}$$

Y la fuerza axial por la expresión:

$$P_a = \frac{P_t}{\cos \beta_n} [\tan \alpha \cdot \sin \varphi_p - \sin \beta_n \cdot \cos \varphi_p]$$

$$P_a = \frac{7.77 \text{ kN}}{0.81} [0.36 \cdot 0.4 - 0.57 \cdot 0.91]$$

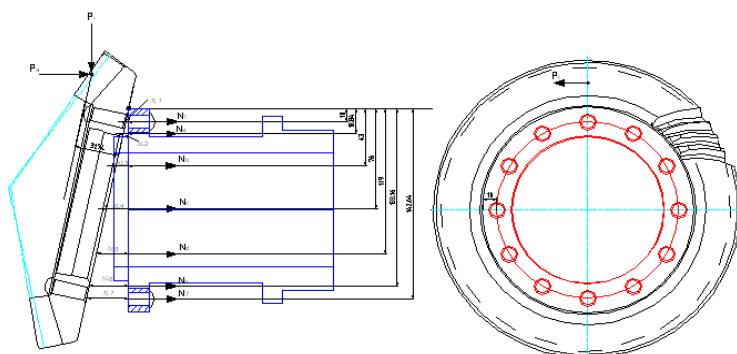
$$P_a = 6.35 \text{ kN}$$

2.2 Sustitución de la unión remachada entre corona y manguito por una unión roscada pretensada.

2.2.1 Cálculo de las fuerzas sobre los remaches.

Se verá a continuación qué ocurre en los remaches bajo la acción de las cargas que actúan sobre la corona. Las cargas sobre los remaches serán las mismas cargas sobre los tornillos. En la Fig. 2.1 se muestra la unión remachada entre la corona y el manguito de sujeción de esta al árbol, con las fuerzas que actúan sobre la corona y las fuerzas sobre los remaches en el plano y-z. Al actuar las fuerzas la corona tiende a inclinarse y se apoya en el punto superior O_1 .

Fig. 2.1 Esquema de las fuerzas actuantes sobre la corona y los remaches en el plano y-z.



La designación de las fuerzas y las dimensiones asociadas son las siguientes:

$N_2 = N_{12} = N_a$	$h_1 = 1 \text{ cm}$	$h_5 = 10.9 \dots \text{cm}$
$N_3 = N_{11} = N_b$	$h_2 = 1.88 \text{ cm}$	$h_6 = 13.3 \text{ cm}$
$N_4 = N_{10} = N_c$	$h_3 = 4.3 \text{ cm}$	$h_7 = 14.2 \text{ cm}$
$N_5 = N_9 = N_d$	$h_4 = 7.6 \text{ cm}$	$h = 1.9 \text{ cm}$
$N_6 = N_8 = N_e$		

La sumatoria de momentos con relación al punto O_1 es:

$$\sum M_{O1} = N_1 \cdot h_1 + 2N_a \cdot h_2 + 2N_b \cdot h_3 + 2N_c \cdot h_4 + 2N_d \cdot h_5 + 2N_e \cdot h_6 + N_7 \cdot h_7 - P_a \cdot h + P_r \cdot e = 0$$

Por proporcionalidad en los triángulos al inclinarse la corona respecto a O_1 , se obtiene:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta l_1}{h_1} &= \frac{\Delta l_2}{h_2} & N_a &= \frac{h_2}{h_1} \cdot N_1 & N_d &= \frac{h_5}{h_1} \cdot N_1 \\ \Delta l_2 &= \frac{h_2}{h_1} \Delta l_1 & N_b &= \frac{h_3}{h_1} \cdot N_1 & N_e &= \frac{h_6}{h_1} \cdot N_1 \\ \frac{N_1 \cdot l_2}{E \cdot A} &= \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A} & N_c &= \frac{h_4}{h_1} \cdot N_1 & N_7 &= \frac{h_7}{h_1} \cdot N_1\end{aligned}$$

Sustituyendo en la sumatoria de momentos.

$$\begin{aligned}\sum M_{O_1} &= N_1 \cdot h_1 + 2 \left(\frac{h_2}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_2 + 2 \left(\frac{h_3}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_3 + 2 \left(\frac{h_4}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_4 + 2 \left(\frac{h_5}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_5 + \\ &2 \left(\frac{h_6}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_6 + \left(\frac{h_7}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_7 - P_a h + P_r \cdot e = 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}N_1 &= \left[\frac{P_a h - P_r \cdot e}{h_1 + 2 \left(\frac{h_2}{h_1} \right) \cdot h_2 + 2 \left(\frac{h_3}{h_1} \right) \cdot h_3 + 2 \left(\frac{h_4}{h_1} \right) \cdot h_4 + 2 \left(\frac{h_5}{h_1} \right) \cdot h_5 + 2 \left(\frac{h_6}{h_1} \right) \cdot h_6 + \left(\frac{h_7}{h_1} \right) \cdot h_7} \right] \\ N_1 &= \left[\frac{6.35 \text{ kN} \cdot 1.9 \text{ cm} - 0.95 \text{ kN} \cdot 3.17 \text{ cm}}{1 + 2 \cdot 1.88^2 + 2 \cdot 4.3^2 + 2 \cdot 7.6^2 + 2 \cdot 10.92 + 2 \cdot 13.3^2 + 14.2^2} \right] \\ N_1 &= \frac{9.05 \text{ kN} \cdot \text{cm}}{953.6 \text{ cm}} = 0.0094 \text{ kN}\end{aligned}$$

Sustituyendo este valor en las ecuaciones de proporcionalidad:

Bajo la acción de la fuerza P_T , sucede lo mismo pero la corona se tiende a apoyar en un punto O_2 , colocado en la misma posición que O_1 , pero en el plano horizontal.

Por proporcionalidad en los triángulos que se forman al inclinarse la corona, se obtiene:

La designación de las fuerzas y las dimensiones asociadas en este caso son las siguientes.

$$\begin{aligned}N_a &= \frac{h_2}{h_1} \cdot N_1 & N_d &= \frac{h_5}{h_1} \cdot N_1 \\ N_a &= \frac{1.88 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} & N_d &= \frac{10.9 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} \\ N_a &= 0.017 \text{ kN} & N_d &= 0.102 \text{ kN} \\ N_b &= \frac{h_3}{h_1} \cdot N_1 & N_e &= \frac{h_6}{h_1} \cdot N_1 \\ N_b &= \frac{4.3 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} & N_e &= \frac{13.3 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} \\ N_b &= 0.04 \text{ kN} & N_e &= 0.125 \text{ kN} \\ N_c &= \frac{h_4}{h_1} \cdot N_1 & N_7 &= \frac{h_7}{h_1} \cdot N_1 \\ N_c &= \frac{7.6 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} & N_7 &= \frac{14.2 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN} \\ N_c &= 0.071 \text{ kN} & N_7 &= 0.135 \text{ kN}\end{aligned}$$

$N_9 = N_{11} = N_f$	$b_1 = 1 \text{ cm}$	$b_5 = 10.9 \text{ cm}$
$N_8 = N_{12} = N_g$	$b_2 = 1.88 \text{ cm}$	$b_6 = 13.3 \text{ cm}$
$N_7 = N_1 = N_h$	$b_3 = 4.3 \text{ cm}$	$b_7 = 14.2 \text{ cm}$
$N_6 = N_2 = N_i$	$b_4 = 7.6 \text{ cm}$	$b = 1.9 \text{ cm}$
$N_5 = N_3 = N_j$		

Por proporcionalidad en los triángulos que se forman al inclinarse la corona respecto a O_2 :

$$\begin{aligned} N_f &= \frac{b_2}{b_1} \cdot N_{10} & N_i &= \frac{b_5}{b_1} \cdot N_{10} \\ N_g &= \frac{b_3}{b_1} \cdot N_{10} & N_j &= \frac{b_6}{b_1} \cdot N_{10} \\ N_h &= \frac{b_4}{b_1} \cdot N_{10} & N_7 &= \frac{b_7}{b_1} \cdot N_{10} \end{aligned}$$

Por sumatoria de momentos respecto a O_2 , se tiene que.

$$\sum M_{O_2} = N_{10} \cdot b_1 + 2 N_f \cdot b_2 + 2 N_g \cdot b_3 + 2 N_h \cdot b_4 + 2 N_i \cdot b_5 + 2 N_j \cdot b_6 + N_7 \cdot b_7 - P_t \cdot e = 0$$

Sustituyendo las ecuaciones de proporcionalidad en la de momento:

$$\begin{aligned} \sum M_{O_2} &= N_{10} \cdot b_1 + 2 \left(\frac{b_2}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_2 \right) + 2 \left(\frac{b_3}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_3 \right) + 2 \left(\frac{b_4}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_4 \right) \\ &+ 2 \left(\frac{b_5}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_5 \right) + 2 \left(\frac{b_6}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_6 \right) + \frac{b_7}{b_1} \cdot N_{10} - P_t \cdot e = 0 \end{aligned}$$

$$\sum M_{O_2} = N_{10} \left[b_1 + 2 \left(\frac{b_2}{b_1} \cdot b_2 \right) + 2 \left(\frac{b_3}{b_1} \cdot b_3 \right) + 2 \left(\frac{b_4}{b_1} \cdot b_4 \right) + 2 \left(\frac{b_5}{b_1} \cdot b_5 \right) + 2 \left(\frac{b_6}{b_1} \cdot b_6 \right) + \frac{b_7}{b_1} \right] = P_t \cdot e$$

$$\sum M_{O_2} = N_{10} \left[1 \text{ cm} + 2 \left(\frac{1.88 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 1.88 \text{ cm} \right) + 2 \left(\frac{4.3 \text{ cm}}{1} \cdot 4.3 \text{ cm} \right) + 2 \left(\frac{7.6 \text{ cm}}{1} \cdot 7.6 \text{ cm} \right) + 2 \left(\frac{10.9 \text{ cm}}{1} \cdot 10.9 \text{ cm} \right) + 2 \left(\frac{13.3 \text{ cm}}{1} \cdot 13.3 \text{ cm} \right) + \frac{b_7}{b_1} N_{10} \cdot 14.2 \right] = 7.77 \cdot 3.17$$

$$N_{10} = 0.026 \text{ kN}$$

Sustituyendo este valor en las ecuaciones de proporcionalidad se obtienen las restantes fuerzas:

$$N_f = \frac{b_2}{b_1} \cdot N_{10}$$

$$N_f = \frac{1.88}{1} \cdot 0.026$$

$$N_f = 0.048 \text{ kN}$$

$$N_i = \frac{b_3}{b_1} \cdot 0.026$$

$$N_i = \frac{10.9}{1} \cdot 0.026$$

$$N_i = 0.283 \text{ kN}$$

$$N_g = \frac{b_3}{b_1} \cdot N_{10}$$

$$N_g = \frac{4.3}{1} \cdot 0.026$$

$$N_g = 0.112 \text{ kN}$$

$$N_j = \frac{b_6}{b_1} \cdot N_{10}$$

$$N_j = \frac{13.3}{1} \cdot 0.026$$

$$N_j = 0.345 \text{ kN}$$

$$N_k = \frac{b_4}{b_1} \cdot N_{10}$$

$$N_k = \frac{7.6}{1} \cdot 0.026$$

$$N_k = 0.197 \text{ kN}$$

$$N_7 = \frac{b_7}{b_1} \cdot N_{10}$$

$$N_7 = \frac{14.2}{1} \cdot 0.026$$

$$N_7 = 0.37 \text{ kN}$$

Sumando las fuerzas de ambos planos se obtienen las fuerzas sobre todos los remaches y se precisa el remache más cargado y el menos cargado, tal como se muestra en la Fig. 2.2.

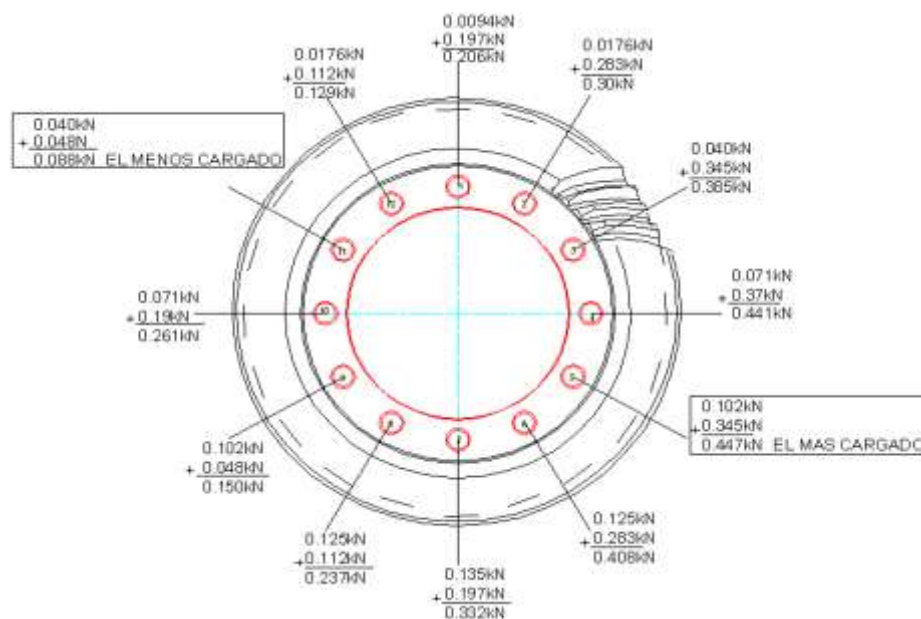


Fig. 2.2 Fuerzas resultantes sobre los remaches de la tendencia al giro en ambos planos.

2.2.2 Cálculo de la unión roscada pretensada.

2.2.2.1 Cálculo de las constantes de rigidez del tornillo y de las piezas.

Para calcular la unión roscada que sustituirá la unión remachada e impedirá que la unión se afloje bajo carga se hace necesario calcular una serie de parámetros de los elementos de la unión, como son.

Constante de rigidez del tornillo.

$$C_t = \frac{E_t \cdot A_t}{l_{t1}} = \frac{0.785 \text{ cm}^2 \cdot 19620 \text{ kN/cm}^2}{5.001 \text{ cm}} = 3079.724 \text{ kN/cm}$$

$E_t \leftrightarrow$ Módulo de elasticidad del material del tornillo kN/cm^2 .

$A_t \leftrightarrow$ Área el cuerpo del tornillo en cm^2 .

$l_t \leftrightarrow$ Longitud del tornillo desde la mitad de la altura de la tuerca hasta la mitad de la altura de la cabeza en cm.

Las dimensiones de los tornillos se dan en la Fig. 2.3



Fig. 2.3 Esquema con las dimensiones de los tornillos.

Longitud del tornillo desde la mitad de la altura de la cabeza hasta la mitad de la altura de la tuerca.

$$l_{t1} = l_1 + l_2 + s_3 \frac{1}{2} s_1 + \frac{1}{2} s_2$$

$$l_{t1} = 1.5 + 2.601 + 0.15 + 0.5 + 0.7 + 0.5 + 0.8$$

$$l_{t1} = 5.001 \text{ cm}$$

$$l_t = l_1 + l_2 + s_3 + s_1 + s_2 + 0.5$$

$$l_t = 1.5 \text{ cm} + 2.601 \text{ cm} + 0.15 \text{ cm} + 0.7 \text{ cm} + 0.8 \text{ cm} + 0.5 \text{ cm}$$

$$l_t = 6.251 \text{ cm}$$

$$A_t = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} = 0.785 \text{ cm}^2$$

$$E_t = 2 \times 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{9.81 \text{ N}}{\text{kgf}} \cdot \frac{\text{kN}}{1000 \text{ n}} = 19620 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Constante de rigidez de las piezas.

El esquema de la unión se muestra en la Fig. 2.4

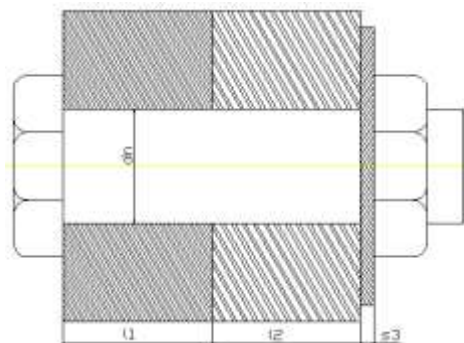


Fig. 2.4 Diagrama de la colocación del tornillo.

Los datos necesarios son:

$$l_1 = 1.15 \text{ cm}$$

$$l_2 = 2.601 \text{ cm}$$

$$s_3 = 0.15 \text{ cm}$$

$$s_1 = 0.7 \text{ cm}$$

$$s_2 = 0.8 \text{ cm}$$

Las áreas de las piezas:

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[\left(s_1 + \frac{1}{4} \cdot l_1 \right)^2 - dn^2 \right]$$

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4} \left[\left(s_2 + \frac{1}{2} \cdot l_2 \right)^2 - dn^2 \right]$$

$$A_{p3} = A_{p2}$$

Las dimensiones necesarias:

$$l_{0t} = s_3 + s_2 + 0.5$$

$$l_{0t} = 0.15 + 0.7 + 0.5$$

$$l_{0t} = 1.35 \text{ cm}$$

$$l_{t1} = l_1 + l_2 + s_3 + \frac{1}{2} s_1 + \frac{1}{2} s_2$$

$$l_{t1} = 1.5 + 2.601 + 0.15 + 0.5 + 0.7 + 0.5 + 0.8$$

$$l_{t1} = 5.001 \text{ cm}$$

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[\left(s_1 + \frac{1}{4} \cdot l_1 \right)^2 - dn^2 \right]$$

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4} \left[\left(s_2 + \frac{1}{2} \cdot l_2 \right)^2 - dn^2 \right]$$

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[\left(0.7 + \frac{1}{4} \cdot 1.5 \right)^2 - 1^2 \right]$$

$$A_{p2} = \frac{\pi}{4} \left[\left(0.8 + \frac{1}{2} \cdot 2.601 \right)^2 - 1^2 \right]$$

$$A_{p1} = 0.122 \text{ cm}^2$$

$$A_{p2} = 2.627 \text{ cm}^2$$

$$A_{p2} = A_{p3} = 2.679 \text{ cm}^2$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} + \frac{1}{C_{p3}} = \frac{l_1}{A_{p1} \cdot E_{p1}} + \frac{l_2}{A_{p2} \cdot E_{p2}} + \frac{l_3}{A_{p3} \cdot E_{p3}}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{l_1}{A_{p1} \cdot E_{p1}} + \frac{l_2}{A_{p2} \cdot E_{p2}} + \frac{l_3}{A_{p3} \cdot E_{p3}}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1.5 \text{ cm}}{0.122 \text{ cm} \cdot 19620 \text{ kN/cm}^2} + \frac{2.601 \text{ cm}}{2.679 \text{ cm} \cdot 19620 \text{ kN/cm}^2} + \frac{0.15 \text{ cm}}{2.679 \text{ cm} \cdot 19620 \text{ kN/cm}^2}$$

$$\frac{1}{C_p} = 0.000678999 \text{ cm/kN}$$

$$C_p = \frac{1}{0.000678999 \text{ cm/kN}}$$

$$C_p = 147.756 \text{ kN/cm}$$

2.2.2.2 Cálculo de la pretensión inicial necesaria y la fuerza máxima y mínima sobre un tornillo.

La pretensión inicial necesaria se calcula por la expresión:

$$V = V' + N_{\max} \cdot \frac{C_p}{C_t + C_p}$$

$$V = 0.1728 + 0.432 \cdot \frac{147.756}{3079.724 + 147.756}$$

$$V = 0.192 \text{ kN}$$

Donde

$$V' = 0.2 \div 1.8 \cdot N_{\max}$$

Se toma $V' = 0.4 \cdot N_{\max}$ porque para uniones de fuerzas se toman los valores pequeños.

$$V' = 0.4 \cdot N_{\max}$$

$$V' = 0.4 \cdot 0.432$$

$$V' = 0.1728 \text{ kN}$$

Fuerza máxima sobre el tornillo, ($P_{\max}$).

$$P_{\max} = V' + N_{\max}$$

$$P_{\max} = 0.1728 + 0.432$$

$$P_{\max} = 0.604 \text{ kN}$$

Fuerza mínima sobre el tornillo, ($P_{\min}$).

$$P_{\max} = V' + N_{\min}$$

$$P_{\max} = 0.1728 + 0.087$$

$$P_{\max} = 0.259 \text{ kN}$$

2.2.2.3 Cálculo de la tensión máxima y mínima sobre un tornillo.

Cálculo del área del tornillo empleando el diámetro de raíz de la rosca.

$$\begin{aligned} d_1 &= 0.8 \cdot d_0 \\ d_1 &= 0.8 \cdot 1 \\ d_1 &= 0.8 \text{ cm} \end{aligned} \quad \begin{aligned} A &= \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \\ A &= \frac{\pi \cdot 0.8^2}{4} \\ A &= 0.502 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Cálculo de $\sigma_{\min}$ y $\sigma_{\max}$

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= 1.3 \frac{P_{\max}}{A} \\ \sigma_{\max} &= 1.3 \frac{0.604}{0.502} \\ \sigma_{\max} &= 1.564 \text{ kN/cm}^2 \end{aligned} \quad \begin{aligned} \sigma_{\min} &= 1.3 \frac{P_{\min}}{A} \\ \sigma_{\min} &= 1.3 \frac{0.259}{0.502} \\ \sigma_{\min} &= 0.67 \text{ kN/cm}^2 \end{aligned}$$

2.2.2.4 Comprobación de la resistencia estática de los tornillos.

La tensión admisible en los tornillos de las uniones roscadas pretensadas se elige en función del diámetro de los mismos, para tornillos M10 donde el riesgo de fractura durante el apriete es alto, se elijen los valores mínimos, según (Dobrovolski, 1991) se recomienda tomar:

$$[\sigma]_t = 0.25 \cdot \sigma_f.$$

Para tornillos de acero 45 la tensión de fluencia es:

$$\begin{aligned} \sigma_f &= 3600 \text{ kgf/cm}^2 = 35.3 \text{ kN/cm}^2 \\ \sigma_L^- &= 8.83 \text{ kN/cm}^2 \end{aligned}$$

Y el diámetro requerido en el tornillo sea:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot d_L}}$$

La rosca M10 seleccionada satisface los requerimientos de resistencia estática, el diámetro de la raíz de la rosca es mayor que el d_1 calculado.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot P_{\max}}{\pi \cdot d_L}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot 0.604}{\pi \cdot 8.83}}$$

$$d_1 \geq 0.33 \text{ cm}$$

El diámetro de fondo empleado es: $d_1 = 0.8 \text{ cm}$, por lo que se satisface la resistencia estática.

Los tornillos serán colocados en agujeros escariados, ajustados a los orificios. La caña de los tornillos será la que soporte la carga transversal de cizallamiento.

$$Q = \frac{2 \cdot M_{tc}}{D_t}$$

$$Q = \frac{2 \cdot 32.55}{13.26}$$

$$Q = 4.9 \text{ kN}$$

Donde:

$M_{tc} = 32,55 \text{ kN} \cdot \text{cm}$, es el torque en la corona y $D_t = 13,26 \text{ cm}$ es el diámetro medio de la circunferencia donde estarán colocados los tornillos.

En el cálculo de la tensión tangencial que provoca esta fuerza en el cuerpo de los tornillos se considerará que sólo el 75 % de ellos soportan carga para más seguridad. O sea:

$$\tau = \frac{Q}{0.75 \cdot Z \cdot A_T}$$

$$\tau = \frac{4.9}{0.75 \cdot 12 \cdot \pi \cdot 1^2}$$

$$\tau = 0.7 \text{ kN/cm}^2$$

La tensión admisible al cizallamiento (Dobrovolski, 1991) recomienda tomarla la cuarta parte del límite de fluencia, o sea:

$$[T] = 0,25 \cdot 35,3 = 8,83 \text{ kN/cm}^2$$

Los tornillos soportan cómodamente las tensiones de cizallamiento.

2.2.2.5 Comprobación de la resistencia a la fatiga.

La evaluación de la resistencia a la fatiga de las uniones roscadas pretensadas se realiza para la variación cíclica de la tensión entre $P_{\max}$ y $P_{\min}$, tal como se muestra en la Fig. 2.5.

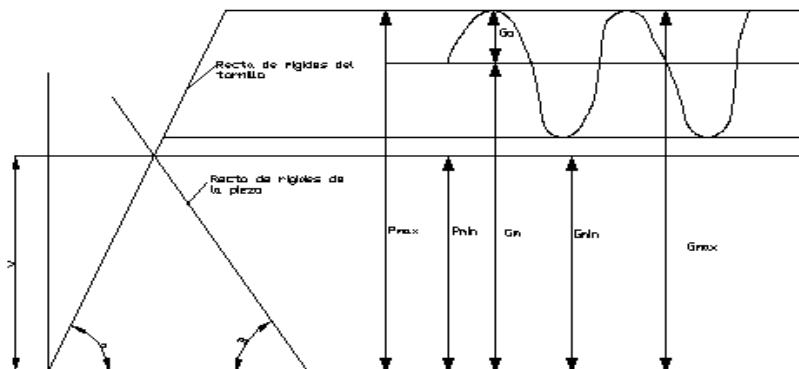


Fig. 2.5 Diagrama de variación de las cargas sobre el tornillo

La tensión amplitud:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2 \cdot A_1}$$

Para garantizar la resistencia a la fatiga debe cumplirse que:

$$\sigma_a \leq \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot k\sigma}$$

Despejando n

$$n \geq \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot k\sigma}$$

Según (Pisarenko, 1989) el valor mínimo para el acero 45 es:

$$\sigma_{-1} = 2300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 22,56 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{(Dobrovolski, 1991) sugiere emplear } \sigma_{-1} = 2200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 21,58 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}$$

Para la pieza de acero al carbono con rosca internacional (métrica) $k\sigma = 3.6 \div 4.8$; los valores más altos se refieren a la rosca con $d_0 \geq 24 \text{ mm}$

$$\sigma_a = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{2 \cdot A_1}$$

$$\sigma_a = \frac{(0.604 - 0.259) \text{ kN}}{2 \cdot 0.502 \text{ cm}^2}$$

$$\sigma_a = 0.343 \text{ kN/cm}^2$$

Asumo $\sigma_{-1} = 22.56 \text{ kN/cm}^2$ por el (Pisarenko).

Asumo $k_\sigma = 3.6$ para el tornillo $d_0 = 10 \text{ mm}$

$$n \geq \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot k_\sigma}$$

$$n \geq \frac{22.56}{0.343 \cdot 3.6} \geq 18.27$$

La unión no fallará por fatiga si se garantiza el apriete necesario.

2.2.2.6 Cálculo del torque de apriete necesario en el tornillo.

El torque de apriete se calcula por la expresión:

$$M_{ta} = C \cdot d \cdot V$$

$$M_{ta} = 0.2 \cdot 1 \cdot 0.198$$

$$M_{ta} = 0.0396 \text{ kN-cm}$$

$C \leftrightarrow$ Constante igual a 0.2 (Shigley- Mistcke, 2001)

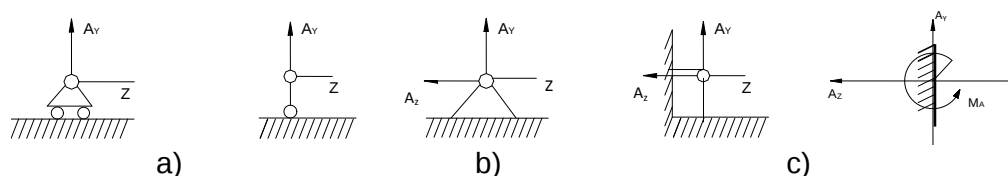
Se hace necesario garantizar este torque de apriete e impedir que la unión se afloje.

3.3 Rediseño del árbol de la corona para impedir las fallas que han ocurrido en la transmisión.

3.3.1 Esquema de análisis de los árboles considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rodamientos.

Para evaluar la resistencia del árbol rediseñado de la corona se empleará un esquema de análisis más exacto que considera la rigidez al giro propio de los cojinetes de rodamientos. Los soportes de los árboles de las máquinas históricamente se han idealizado a través de tres esquemas de análisis típicos: el apoyo articulado móvil, el apoyo articulado fijo y el apoyo empotrado, sin embargo, estos esquemas idealizados se alejan en cierta medida de la realidad. Los apoyos articulados provocan en los mismos: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho mayores que los reales y los apoyos empotrados: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho menores que las que existen en la realidad. Estas insuficiencias de los esquemas de análisis se han asimilado históricamente a través del controvertido factor de

seguridad, encargado de llevar sobre su espalda todas las imprecisiones e incertidumbres de los cálculos. En el presente trabajo se describe una nueva metodología para el cálculo de árboles del reductor utilizando un esquema de análisis con empotramientos parcialmente elásticos, al considerar la rigidez angular de los cojinetes de rodamientos. Los esquemas de análisis de los apoyos rígidos clásicos utilizados en los sistemas planos en la literatura de Mecánica Teórica se muestran en las Fig. 2.6. En la literatura técnica se utilizan otros apoyos articulados que consideran las propiedades elásticas de los apoyos. Estos modelos se muestran en las Fig. 2.7. En la literatura de Mecánica Teórica (Bedford and Fowler, 2002; Beer and Johnston, 1984; Meriam, 2003) sólo se hace referencia a los apoyos rígidos clásicos, ningún autor hace referencia a otro tipo de apoyo que tenga rigidez intermedia entre los apoyos articulados y los empotrados.



a) Apoyo Articulado Rígido Móvil. b) Apoyo Articulado Rígido Fijo. c) Empotramiento Rígido

Fig. 2.6 Esquemas de Análisis Clásicos

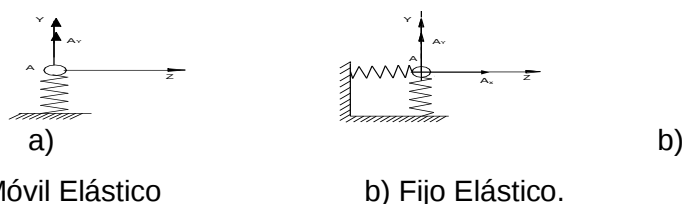
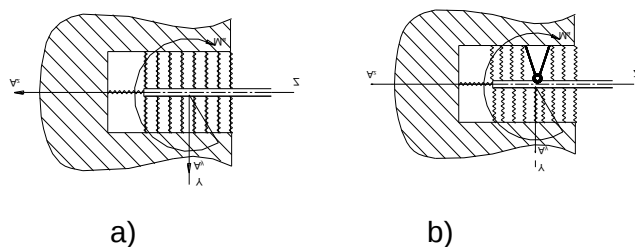


Fig. 2.7 Esquema de Análisis de los Apoyos Linealmente Elásticos

En la literatura de Mecánica de Materiales, la mayoría de los autores se refieren también exclusivamente a los apoyos rígidos clásicos, sin contemplar en ningún caso la elasticidad de los apoyos (Fitzgerald, 1996; Fogiel, 1988; Mott, 1996; Spiegel and Limbrunner, 1999). Otro grupo de autores trata de alguna manera los apoyos elásticos mencionados anteriormente (Birger, 1986; Feodosiev, 1985; Pisarenko, 1989) y sólo en (Olsen, 1965) se menciona la posibilidad de que los empotramientos no sean perfectamente rígidos, pero sin profundizar en las cualidades ni en el modelo físico – matemático de este tipo de Esquema

de Análisis y mucho menos en los procedimientos de cálculo. En la literatura de Diseño de Elementos de Máquinas los autores se refieren en mayor medida a los aspectos vinculados con la rigidez de los apoyos y a los diferentes posibles Esquemas de Análisis al situar las

reacciones en los mismos, así por ejemplo: (Wilson, 1999) al referirse a las reacciones en los elementos sometidos a flexión, señala que los soportes son usualmente idealizados con el objetivo de simplificar el análisis y añade que el soporte simple consiste en una fuerza concentrada resultante como reacción. Este tipo de soporte es utilizado para representar: cajas de bolas, rolletes, cojinetes de deslizamiento y otros soportes que permiten alguna rotación o pendiente en el plano durante la deformación por flexión. Más adelante expresa: “Si el soporte de la viga no permite movimiento relativo a lo largo del eje de la misma, entonces surgirá una restricción adicional que provocará una fuerza axial como resultado de dicha restricción”. Este efecto axial se desprecia siempre en los problemas de Diseño de Máquinas y continúa diciendo: “El apoyo empotrado, proporciona cómo reacciona una fuerza y un momento que no permiten rotación alguna en el plano de la deflexión del elemento. La pendiente de la curva elástica del elemento es cero en el apoyo empotrado, los que son utilizados para representar soportes muy rígidos”. Cuando se refiere a las reacciones en los cojinetes en el diseño de árboles, explica que: “generalmente los mismos están soportados por dos cojinetes, como regla, los cuales son considerados como soportes simples o simple apoyos”. Al construir diagramas de momentos flectores, tanto en elementos sometidos a flexión como en el diseño de árboles, sólo se refiere a los apoyos clásicos y sus reacciones correspondientes. Los autores que abordan el Diseño por el Método de los Elementos Finitos (MEF) (Hawkes, 1989; Volmir, 1986; Wilson, 1997) emplean diferentes tipos de elementos que se diferencian por su forma, a través de las posiciones relativas de sus nodos y por los grados de libertad, es decir por las posibles direcciones del movimiento de cada nodo. Eligiendo adecuadamente estos elementos en las zonas de apoyo es posible modelar apoyos con diferente rigideces y lograr una mayor aproximación a la realidad que en los clásicos apoyos articulados y empotrados. Esta cualidad del Método de los Elementos Finitos puede ser utilizada en la práctica para lograr aproximaciones más exactas. El Colectivo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos ha definido un Nuevo Tipo de Apoyo Elástico: El Empotramiento Elástico (Fig. 2.8 a) y el Empotramiento Parcialmente Elástico (Fig. 2.8 b) y ha determinado experimentalmente (Goytisolo, 2006, Hidalgo 2009) el coeficiente de rigidez de los cojinetes de rodamientos más comunes al ser utilizados como apoyos en árboles. Una caja de bolas radial de doble hilera autoalineante se comporta a la flexión como una articulación rígida, sin embargo, una caja de bolas radial rígida de simple hilera se comporta como un empotramiento parcialmente elástico con un coeficiente de rigidez $\phi = 0,346$.



a) Empotramiento Elástico b) Empotramiento Parcialmente Elástico.

Fig. 2.8 Empotramientos Elásticos

En el presente capítulo se rediseñará el árbol del reductor considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rodamiento.

2.3.2 Esquema de análisis del árbol de la corona del Reductor con empotramiento parcialmente elásticos en los apoyos.

El esquema de análisis del reductor con empotramiento parcialmente elástico en los apoyos es el siguiente:

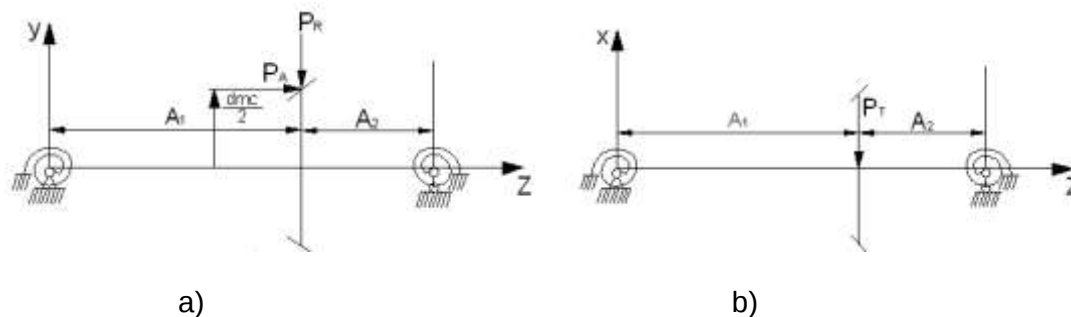


Fig. 2.9 Esquema de análisis del árbol del reductor con empotramientos parcialmente elástico en los apoyos. a) Plano y-z b) Plano x-z

La representación simplificada de un apoyo parcialmente elástico es como se muestra en la Fig. 2.9 compuesta por un apoyo articulado rígido y un muelle de torsión que representa la rigidez del apoyo al giro. Se trabajaran los dos planos por separado y se aplicará el principio de la superposición.

2.3.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z.

Para resolver un sistema hiperestático con empotramiento parcialmente elásticos se hace necesario resolver primero el sistema con empotramiento rígido para poder hallar los momentos en los empotramientos parcialmente elásticos, ya que el momento en estos es una fracción del momento en el empotramiento rígido. Esta fracción es el coeficiente de rigidez del apoyo ϕ que depende del tipo de cojinete que se trate. El esquema de análisis y el sistema equivalente del árbol en el plano y-z será:

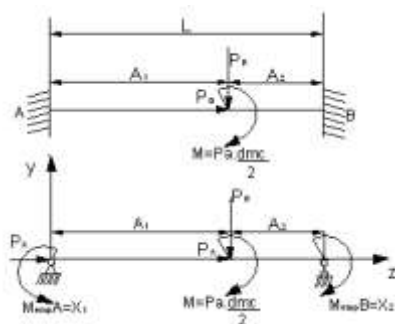


Fig. 2.10 Esquema de análisis en el plano y-z con empotramientos rígidos y su sistema equivalente

Para la solución se aplicará el Método de las Fuerzas. El sistema tiene dos grados de hiperestaticidad, o sea, dos ecuaciones canónicas, las ecuaciones canónicas son:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1p} = 0$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2p} = 0$$

Los diagramas unitarios de las incógnitas y los diagramas de la carga son:

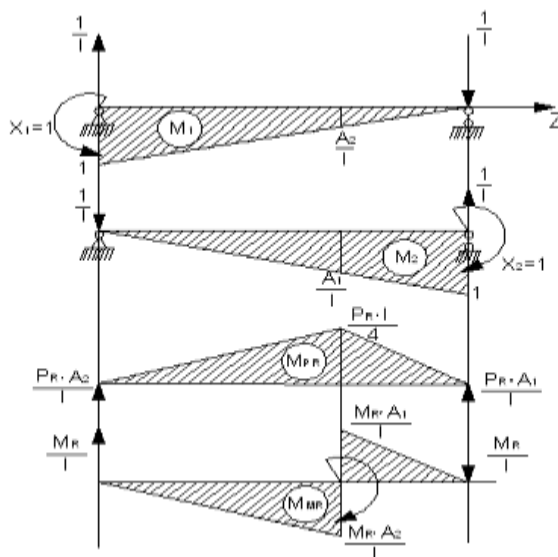


Fig. 2.11 Diagrama unitarios de las incógnitas y diagramas de las cargas en el Plano y – z.

Los coeficientes de las incógnitas serán:

$$\delta_{11} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{12} = \frac{l}{6EI}$$

$$\delta_{2,2} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{1p} = \delta_{1Pr} + \delta_{1Mr}$$

$$\delta_{1Pr} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_2 \right]$$

$$\delta_{1Mr} = -\frac{M_C}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[A_1^2 \left(2A_2 - l \right) - 2A_2^3 \right]$$

$$\delta_{1p} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_2 \right] + \frac{M_C}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[A_1^2 \left(2A_2 - l \right) - 2A_2^3 \right]$$

$$\delta_{2p} = \delta_{2Pr} + \delta_{2Mr}$$

$$\delta_{2Pr} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_1 \right]$$

$$\delta_{2Mr} = \frac{M_C}{6 \cdot EI} \left[2 \cdot A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right]$$

$$\delta_{2p} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_1 \right] + \frac{M_C \cdot A_1}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right]$$

Las ecuaciones canónicas quedarán como sigue:

$$\frac{l}{3 \cdot EI} \cdot X_1 + \frac{l}{6 \cdot EI} X_2 = \frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_2 \right] + \frac{M_r}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[2A_1^2 \cdot A_2 - A_1^2 \cdot l - 2A_2^3 \right]$$

$$2X_1 + X_2 = \frac{P_r}{4} \left[1 + A_2 \right] + \frac{M_r}{l^3} \left[2A_1^2 \cdot A_2 - A_1^2 \cdot l - 2A_2^3 \right] \quad \text{ecuación I}$$

$$\frac{l}{6 \cdot EI} \cdot X_1 + \frac{l}{3 \cdot EI} X_2 = \frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_1 \right] + \frac{M_r}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[2A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right]$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{P_r}{4} \left[1 + A_1 \right] + \frac{M_r}{l^3} \left[2A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right] \quad \text{ecuación II}$$

Trabajando en la primera ecuación:

$$2X_1 + X_2 = \frac{P_r}{4} \left[1 + A_2 \right] + \frac{M_r}{l^3} \left[2A_1^2 \cdot A_2 - A_1^2 \cdot l - 2A_2^3 \right]$$

$$2X_1 + X_2 = \frac{0.95 \text{ kN}}{4} \left[68.5 \text{ cm} + 17.97 \text{ cm} \right] + \frac{73.88 \text{ kN} \cdot \text{cm}}{68.5^3 \text{ cm}} \cdot \left[2 \cdot 50.525^2 \text{ cm} \cdot 17.97 \text{ cm} - 50.525^2 \text{ cm} \cdot 68.5 \text{ cm} - 2 \cdot 17.97^3 \text{ cm} \right]$$

$$2X_1 + X_2 = -1.257 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Trabajando en la segunda ecuación:

$$\frac{l}{6 \cdot EI} \cdot X_1 + \frac{l}{3 \cdot EI} X_2 = \frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} \left[1 + A_1 \right] + \frac{M_r}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \left[2A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right]$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{P_r}{4} \left[1 + A_1 \right] + \frac{M_r}{l^3} \left[2A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \right]$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{0.95}{4} \left[68.5 \text{ cm} + 50.525 \text{ cm} \right] + \frac{73.88 \text{ kN} \cdot \text{cm}}{68.5^3 \text{ cm}} \cdot \left[2 \cdot 50.525^3 \text{ cm} - 17.97^2 \text{ cm} \cdot 68.5 \text{ cm} - 2 \cdot 50.525 \text{ cm} \cdot 17.97^3 \text{ cm} \right]$$

$$X_1 + 2X_2 = 74.976 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Multiplicando por (-2) la primera ecuación y sumando ambas se llega al resultado de X_1 y X_2

$$2X_1 + X_2 = -1.257 \text{ kN} \cdot \text{cm} \quad / \cdot -2$$

$$X_1 + 2X_2 = 74.976 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

$$-4X_1 - 2X_2 = 2.514 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

$$X_1 + 2X_2 = 74.956 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

$$-3X_1 = 77.47 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

$$X_1 = -25.82 \text{ kN} \cdot \text{cm}$$

Sustituyendo $X_1 = -25.82 \text{ kN} \cdot \text{cm}$ en la ecuación I obtenemos que:

$$X_1 + 2X_2 = 74.956 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$-25.82 \text{ kN} - \text{cm} + 2X_2 = 74.956 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$X_2 = 50.398 \text{ kN} - \text{cm}$$

Conocidas los momentos de reacción en los empotramientos rígidos A y B podemos calcular los Momentos concentrados que surgen en los mismos considerados como empotramientos parcialmente elásticos. La combinación de cojinetes de rodamientos existente en el apoyo A, o sea, una caja de bolas radial de simple hilera con una caja de bolas axial de simple hilera no ha sido investigada experimentalmente (Goytisolo, 2005; Hidalgo, 2009) pero se considerara que esta combinación es rígida al giro y que se comporta desde el punto de vista de su rigidez al giro como una caja de bolas radial rígida de doble hilera, que si ha sido investigada en los trabajos anteriores. El coeficiente de rigidez al giro de este cojinete es elevado, $\varphi_A = 0,6$. De donde el momento en ese empotramiento parcialmente elástico será:

$$M_A = \varphi_A \cdot X_1$$

$$M_A = 0.6 \cdot -25.82 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$M_A = 15.492 \text{ kN} - \text{cm}$$

La caja de bolas radial rígida de simple hilera posee un coeficiente de rigidez al giro (Goytisolo, 2005; Hidalgo, 2009) igual a $\varphi_B = 0,346$. De donde:

$$M_B = \varphi_B \cdot X_2$$

$$M_B = 0.346 \cdot 50.398 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$M_B = 17.43 \text{ kN} - \text{cm}$$

Con estos momentos ya calculados se puede plantear el sistema real de cargas reales del árbol de la corona:

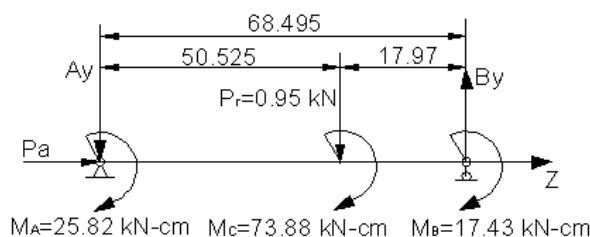


Fig.2.12 Esquema real de carga sobre el árbol de la corona

El sistema de cargas del árbol es isostático y las reacciones A_y y B_y se hayan del equilibrio.

$$\sum M_A = 0$$

$$M_A + M_C + P_R \cdot a_1 + M_B - B_y \cdot L = 0$$

$$B_y = \frac{P_r \cdot A_1 + M_A + M_C + M_B}{l}$$

$$B_y = \frac{0.95 \text{ kN} \cdot 50.525 \text{ cm} + 15.492 \text{ kN} \cdot \text{cm} + 73.88 \text{ kN} \cdot \text{cm} + 17.43 \text{ kN} \cdot \text{cm}}{68.495 \text{ cm}}$$

$$B_y = 2.26 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$M_A - A_y \cdot L + M_C - P_R \cdot a_2 + M_B = 0$$

$$A_y = \frac{M_A + M_C + M_B - (P_r \cdot a_2)}{l}$$

$$A_y = \frac{15.492 \text{ kN} \cdot \text{cm} + 73.88 \text{ kN} \cdot \text{cm} + 17.43 \text{ kN} \cdot \text{cm} - (0.95 \text{ kN} \cdot 50.525) \text{ cm}}{68.495 \text{ cm}} = 1.31 \text{ kN}$$

Teniendo todas las cargas y reacciones se pueden construir los diagramas de fuerzas de cortante y de momentos flectores en el Plano y-z. En la Fig. 2.13 se muestran estos diagramas.

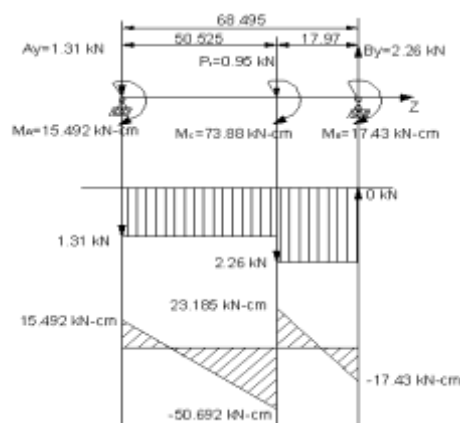


Fig. 2.13 Diagrama de cortante (Q) y momento flector (Mf) en el plano y-z.

2.3.4 Solución del sistema hiperestático en el plano x-z.

El sistema hiperestático en el plano x-z se soluciona de la misma manera que en el plano y-z. Para resolver el sistema hiperestático con empotramiento parcialmente elásticos se hace necesario resolver primero el sistema con empotramiento rígido para poder hallar los momentos en los empotramientos parcialmente elásticos, ya que el momento en estos es una fracción del momento en el empotramiento rígido.

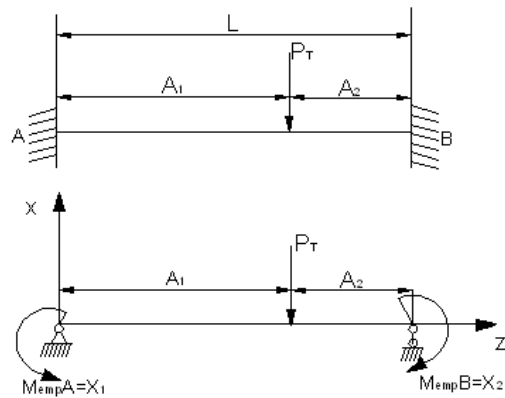


Fig. 2.14 Esquema de análisis en el plano x-z con empotramientos rígidos y su sistema equivalente.

Para la solución se aplica el Método de las Fuerzas. El sistema, igual que en el plano y-z, tiene dos grados de hiperestaticidad, o sea, dos ecuaciones canónicas.

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1p} = 0$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2p} = 0$$

Los diagramas unitarios de las incógnitas y los diagramas de las cargas son:

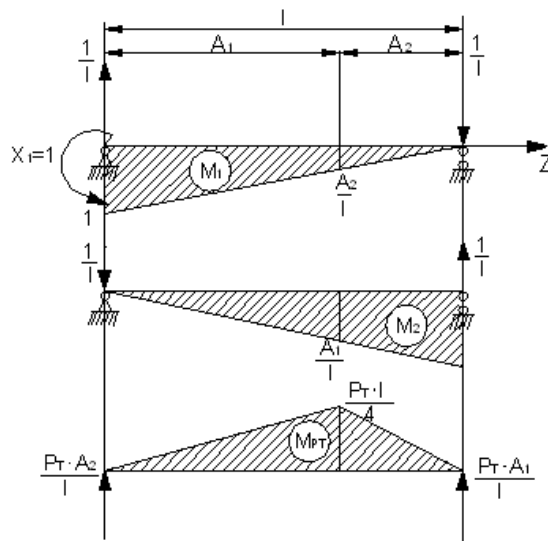


Fig. 2.15 Diagrama unitario de las incógnitas y diagrama de las cargas externas en el plano x-z.

Los coeficientes de las incógnitas son:

$$\delta_{11} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l}{6EI}$$

$$\delta_{2,2} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{1p} = \delta_{1PT}$$

$$\delta_{1PT} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_2 \right)$$

$$\delta_{1p} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_2 \right)$$

$$\delta_{2p} = \delta_{2PT} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_1 \right)$$

$$\delta_{2p} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_1 \right)$$

Las ecuaciones canónicas quedan como sigue:

$$\frac{l}{3EI} X_1 + \frac{l}{6EI} X_2 = \frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_2 \right)$$

$$2X_1 + X_2 = \frac{P_T}{4} \left(\frac{1}{4} + A_2 \right) \quad \text{ecuación I}$$

$$\frac{l}{6EI} X_1 + \frac{l}{3EI} X_2 = \frac{P_T \cdot l}{24EI} \left(\frac{1}{4} + A_1 \right)$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{P_T}{4} \left(\frac{1}{4} + A_1 \right) \quad \text{ecuación II}$$

Trabajando en la primera ecuación.

$$2X_1 + X_2 = \frac{P_T}{4} \left(\frac{1}{4} + A_2 \right)$$

$$2X_1 + X_2 = \frac{7.77 \text{ kN}}{4} \left(0.25 + 17.975 \right)$$

$$2X_1 + X_2 = 167.977 \text{ kN} - \text{cm}$$

Trabajando en la segunda ecuación.

$$X_1 + 2X_2 = \frac{P_T}{4} \cdot l + A_1$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{7.77 \text{ kN}}{4} \cdot 68.5 \text{ cm} + 50.525 \text{ cm}$$

$$X_1 + 2X_2 = 231.206 \text{ kN} - \text{cm}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.

$$2X_1 + X_2 = 167.977 \quad \cdot -2$$

$$X_1 + 2X_2 = 231.206$$

$$-4X_1 - 2X_2 = -335.954$$

$$X_1 + 2X_2 = 231.206$$

$$-3X_1 = -104.748$$

$$X_1 = 34.916 \text{ kN} - \text{cm}$$

Sustituyendo X_1 en

$$X_1 + 2X_2 = 231.206 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$34.916 \text{ kN} - \text{cm} + 2X_2 = 231.206 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$X_2 = \frac{231.206 \text{ kN} - \text{cm} - 34.916 \text{ kN} - \text{cm}}{2}$$

$$X_2 = 98.145 \text{ kN} - \text{cm}$$

Conocidas las reacciones X_1 y X_2 se pueden hallar los momentos que surgen en los empotramientos parcialmente elásticos que representan los cojinetes de rodamientos.

$$M_A = \varphi_A \cdot X_1$$

$$M_A = 0.6 \cdot 34.916 \text{ kN} - \text{cm} = 20.95 \text{ kN} - \text{cm}$$

$$M_B = \varphi_B \cdot X_2$$

$$M_B = 0.346 \cdot 98.145 \text{ kN} - \text{cm} = 33.958 \text{ kN} - \text{cm}$$

Se puede plantear el esquema real de cargas y construir los diagramas de fuerza de cortante y momento flector para este plano x-z.

$$\sum M_A = 0$$

$$-M_A + P_T \cdot A_1 + B_y \cdot l + M_B = 0$$

$$B_y = \frac{M_A - P_T \cdot A_1 - M_B}{l}$$

$$B_y = \frac{20.949 \text{ kN} - \text{cm} - 7.77 \text{ kN} \cdot 50.525 \text{ cm} - 33.958 \text{ kN} - \text{cm}}{68.5 \text{ cm}}$$

$$B_y = 5.91 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$A_y \cdot l - M_A - P_T \cdot A_2 + M_B = 0$$

$$A_y = \frac{M_A + P_T \cdot A_2 - M_B}{l}$$

$$A_y = \frac{20.949 \text{ kN} \cdot \text{cm} + 7.77 \text{ kN} \cdot 17.97 \text{ cm} - 33.958 \text{ cm}}{68.5 \text{ cm}}$$

$$A_y = 1.848 \text{ kN}$$

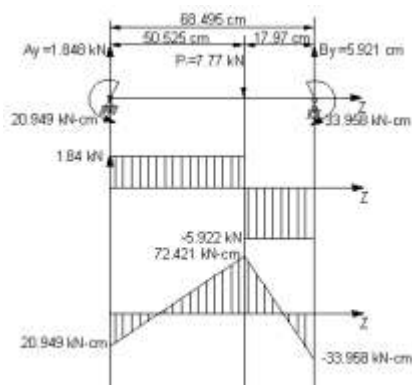


Fig. 2.16 Diagrama de cortante (Q) y momento flector (Mf) en el plano x-z

2.3.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante.

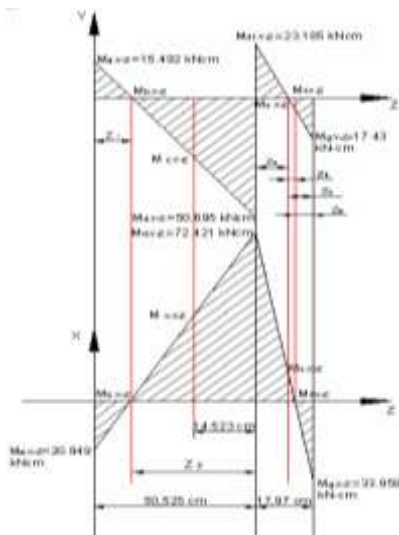


Fig. 2.17 Diagrama de momento flector en los planos y-z y x-z para hallar los momentos flectores resultantes.

En la Fig. 2.17 se han ubicado los diagramas de momentos flectores en los planos y-z y x-z en el mismo diagrama para hallar los momentos flectores en determinados puntos y hallar entonces los momentos flectores resultantes. Para ello se establecieron proporciones entre los diversos triángulos semejantes de los diagramas.

$$\frac{M_{a.Y-Z}}{Z_1} = \frac{M_{d.Y-Z}}{50.525 - Z_1}$$

$$\frac{15.492}{Z_1} = \frac{50.695}{50.525 - Z_1}$$

$$Z_1 = 11.826 \text{ cm}$$

$$M_{c.Y-Z} = 25.347 \text{ kN}$$

$$\frac{M_{g.X-Z}}{Z_6} = \frac{M_{d.X-Z}}{17.97 - Z_6}$$

$$\frac{33.958}{Z_6} = \frac{72.421}{17.97 - Z_6}$$

$$Z_6 = 5.736 \text{ cm}$$

$$\frac{M_{d1.YZ}}{Z_3} = \frac{M_{g.Y-Z}}{17.97 - Z_3}$$

$$\frac{23.185}{Z_3} = \frac{17.43}{17.97 - Z_3}$$

$$Z_3 = 10.258 \text{ cm}$$

$$\frac{M_{g.Y-Z}}{Z_5} = \frac{M_{f.Y-Z}}{Z_4}$$

$$\frac{17.43}{7.712} = \frac{M_{f.Y-Z}}{1.976}$$

$$M_{f.Y-Z} = 4.465 \text{ cm}$$

$$\frac{M_{d.X-Z}}{Z_7} = \frac{M_{e.X-Z}}{Z_4}$$

$$\frac{72.421}{12.234} = \frac{M_{e.X-Z}}{1.976}$$

$$M_{e.X-Z} = 11.697 \text{ cm}$$

$$Z_5 = 17.97 - Z_3$$

$$Z_5 = 17.97 - 10.258$$

$$Z_5 = 7.712 \text{ cm}$$

$$Z_4 = Z_5 - Z_6$$

$$Z_4 = 7.712 - 5.736$$

$$Z_4 = 1.976 \text{ cm}$$

Los momentos flectores resultantes se calcularon por la ecuación: $Mf_R = \sqrt{Mf_{X-Z}^2 + Mf_{Y-Z}^2}$

Los valores de los momentos flectores en los planos x-z y y-z y el momento flector resultante correspondiente aparece en la Tabla 2.1, para diferentes valores de z.

Tabla 2.1 Momentos flectores resultantes.			
Z (cm)	Mf _{x-z} (kN-cm)	Mf _{y-z} (kN-cm)	Mf _r (kN-cm)
26,3	20,949	15,942	26,325
57,47	36,21	25,347	44,200
76,825	72,421	50,695	88,401
76,825	72,421	23,185	76,042
87,08	11,697	0	11,697
89,05	0	4,465	4,465
95	33,958	17,43	38,170

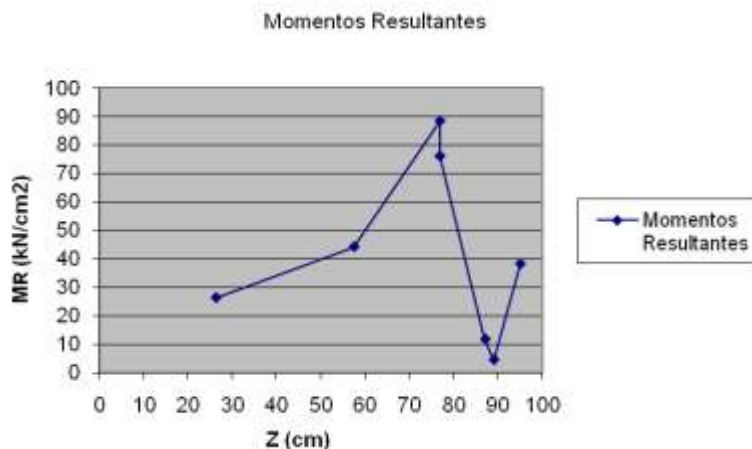


Fig. 2.18 Diagramas de Momentos Flectores Resultantes

La solución planteada para el rediseño del árbol es la de eliminar el manguito de sujeción y fijar directamente la corona al árbol. En el rediseño se aumentará el diámetro y se modificará la serie del cojinete de ese lado de ligera a mediana, sin variar el diámetro exterior del cojinete para elevar su resistencia a la fractura. En el diseño existente se calculó que parte del momento flector resultante soporta el árbol y la otra el manguito, cuando este está presente.

2.3.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático y a la fatiga por flexión.

Las tensiones normales de flexión se calculan por la Ecuación de Navier para la distancia y_{max} ,

siguiente: $\sigma = \frac{M f_R}{W}$ El módulo de la sección W depende de la geometría de la sección.

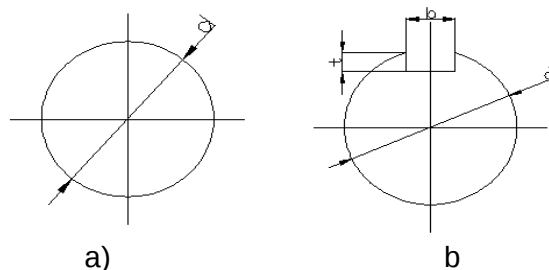


Fig. 2.19 Sección de un árbol, a) árbol macizo, b) árbol con chavetero.

Para la sección a) $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ y para la sección b) $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t \cdot d - t^2}{2d}$

Tabla 2.2 Cálculo de W para los diferentes M_R en función del (d) del árbol.			
W (cm ³)	Mr (kN/cm ²)	d (cm)	estado del árbol
84,503	26,325	9,6	Con chavetero
98,174	44,200	10	Sin chavetero
98,174	88,401	10	Sin chavetero
98,174	76,042	10	Sin chavetero
130,67	11,697	11	Sin chavetero
98,174	4,465	10	Sin chavetero
98,174	38,170	10	Sin chavetero

Tabla 2.3 Valores de σ en función del M_f y W para la variante Nueva, y la variante Vieja del árbol.				
W (cm ³)	Mfr (kN/cm ²)	Variante N. σ (kN/cm ²)	Z (cm)	Variante V. σ (kN/cm ²)
84,503	26,325	0,312	26,3	0,312
98,174	44,200	0,450	57,47	0,450
98,174	88,401	0,900	76,825	0,314
98,174	76,042	0,775	76,825	0,270
130,67	11,697	0,090	87,08	0,073
98,174	4,465	0,045	89,05	0,028
98,174	38,170	0,389	95	0,153

Grafico de la tensión (σ)

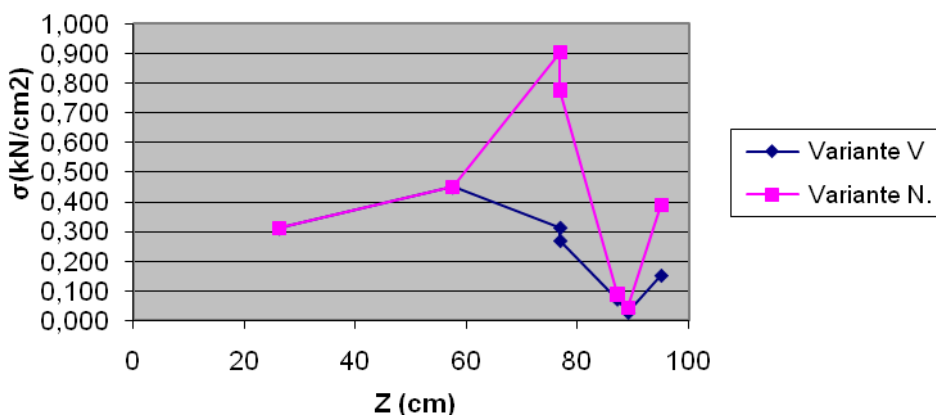


Fig. 2.20 Mejora del factor de seguridad a la flexión del nuevo diseño con respecto al existente. El factor de seguridad estático con relación a la fluencia es un indicador de la capacidad de sobrecarga del árbol sin que aparezcan deformaciones plásticas y se calcula por:

$$n_{est.} = \frac{\sigma_f}{\sigma} \quad \text{Los resultados del cálculo se dan en la Tabla 2.4.}$$

Tabla 2.4 Factores de seguridad estáticos a la flexión en las diferentes secciones del árbol.				
σ_f (kN/cm ²)	σ (kN/cm ²)	Variante N. nest	Z (cm)	Variante V. nest

25,3	0,312	81,090	26,3	81,090
25,3	0,45	56,222	57,47	56,222
25,3	0,9	28,111	76,825	80,573
25,3	0,775	32,645	76,825	93,704
25,3	0,09	281,111	87,08	346,575
25,3	0,045	744,118	89,05	903,571
25,3	0,389	65,039	95	165,144

Tabla 2.5 Factores de seguridad a la fatiga por flexión en las secciones
más características del árbol.

Z (cm)	d (cm)	β	q_T	α_T	ϵ	k_T	k_σ	$\sigma_{-1}(\text{kN/cm}^2)$	$\sigma_a(\text{kN/cm}^2)$
26,3	9,6	0,76	0,58	1,8	0,59	1,464	1,773	24,525	0,312
40,5	10	0,75	0,61	2,1	0,58	1,671	2,118	24,525	0,9
81	11	0,75	0,61	2,15	0,57	1,702	2,169	24,525	0,021
95	12	0,74	0,61	2,33	0,56	1,811	2,352	24,525	0,336

El ciclo de las tensiones normales en el árbol es simétrico y el factor de seguridad a la fatiga del

mismo se calcula por la siguiente expresión: $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon \cdot \beta}{k_\sigma \cdot \sigma_a}$ Los resultados del cálculo se dan

en la Tabla 2.5.

Continuación de la tabla 2.5

Variante N. n_σ	Variante V. n_σ
19,876	19,873
5,596	16.039
230,162	66.211
14,840	30.530

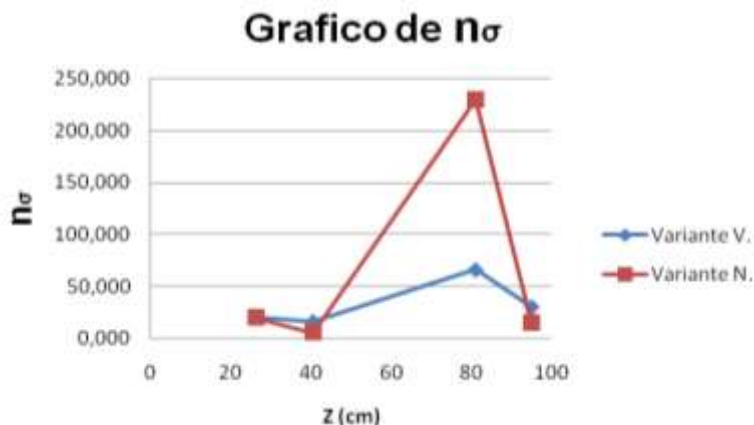


Fig.2.21 Factores de seguridad a la fatiga por flexión en la variante vieja y nueva del árbol.

2.3.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga.

Las tensiones tangenciales en las distintas secciones del árbol se calculan por la ecuación

siguiente: $\tau = \frac{Mt_c}{W_t}$ Donde, los módulos de la sección a torsión son:

Para la sección a) $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ y para la sección b) $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t}{2d}$

Los resultados del cálculo de las tensiones tangenciales se dan en la tabla 2.6.

Tabla 2.6 Tensiones tangenciales de torsión en las distintas secciones del árbol.					
Z (cm)	W _t (cm ³)	b (cm)	t (cm)	d (cm)	τ (kN/cm ²)
0	50,265			8	1,470
6,5	116	2	0,6	8,5	0,637
14,5	152,895			9,2	0,483
19,25	173	1,2	0,5	9,5	0,427
26,3	171,362	1,2	0,45	9,6	0,431
40,5	196,25			10	0,376
81	196,25			10	0,613
88,695	196,25	2	0,6	10	0,318

El valor de la tensión tangencial en el último punto analizado en la tabla, de la variante Vieja, (que corresponde a la mitad de la longitud del manguito de sujeción) es más pequeño que el penúltimo pues a pesar de tener menor diámetro esa sección y un chavetero que reduce el

módulo, el momento torsor que transmite esa sección es la mitad del momento torsor que transmite el árbol en el resto de su longitud, pues la otra mitad la transmite el manguito de sujeción de la corona, cosa que no sucede en la variante Nueva, ya que este desaparece y la corona es colocada en el mismo árbol. El factor de seguridad estático a la torsión se calcula por

la expresión: $n_T = \frac{\tau_f}{\tau_{\max}}$ Los resultados del cálculo se dan en la tabla 2.7.

Tabla 2.7 Valores del factor de seguridad a la torsión (n_T) Variante Nueva y Variante Vieja.				
T_f (kN/cm ²)	$T_{\max}$ (kN/cm ²)	Variante N. n_T	Z (cm)	Variante V. n_T
21,18	1,470	14,408	0	14,408
21,18	0,637	33,250	6,5	33,250
21,18	0,483	43,851	14,5	43,851
21,18	0,427	49,602	19,25	49,602
21,18	0,431	49,142	26,3	49,142
21,18	0,376	56,330	40,5	56,330
21,18	0,376	56,330	81	74,841
21,18	0,376		88,695	66,604
21,18	0,376	56,330	95	66,604

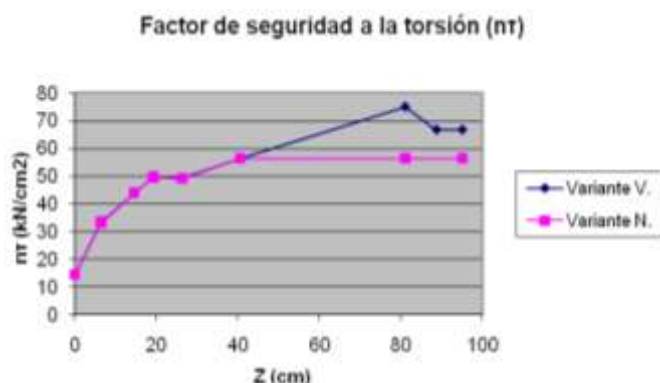


Fig. 2.22 Mejora del factor de seguridad a la torsión del nuevo diseño con respecto al existente.

El ciclo de la torsión es de tensiones constantes, $r = 1$, de aquí que los factores de seguridad estáticos calculados en la Tabla anterior son idénticos a los de fatiga. Es necesario aclarar que los valores de z para la torsión no coinciden con los de la flexión ya que la torsión comienza desde el propio extremo del árbol donde está el acoplamiento con las paletas del ventilador y la flexión ocurre solamente en la distancia entre apoyos.

2.3.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga.

Teniendo los factores de seguridad a la fatiga a la flexión y a la torsión se puede calcular el factor de seguridad resultante a la fatiga. El factor de seguridad resultante a la fatiga se calcula

por la siguiente expresión: $n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$ Los resultados del cálculo se dan en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Factores de seguridad a la fatiga resultante.				
n_T	n_{σ}	Variante N. n	Z (cm)	Variante V. n
	14,408	14,408	0	14,408
	33,250	33,250	6,5	33,25
	43,851	43,851	14,5	43,851
	49,602	49,602	19,25	49,602
19,876	49,142	18,426	26,3	18,426
5,596	56,330	5,568	40,5	15,426
6,402	56,330	230,162	81	49,590
			88,695	61,852
6,826	56,330	14,840	95	30,53

Los valores que se encuentra en azul son los de la variante vieja y los demás valores corresponden al nuevo prototipo.

En la siguiente gráfica se muestran los valores de n_{σ} , n_T y n_r para las variantes de diseño original del árbol y para la variante propuesta. Como se aprecia en la sección más crítica se mantienen los factores de seguridad, pero en general aumenta la reserva de resistencia y se eliminan numerosas fuentes de fallas.

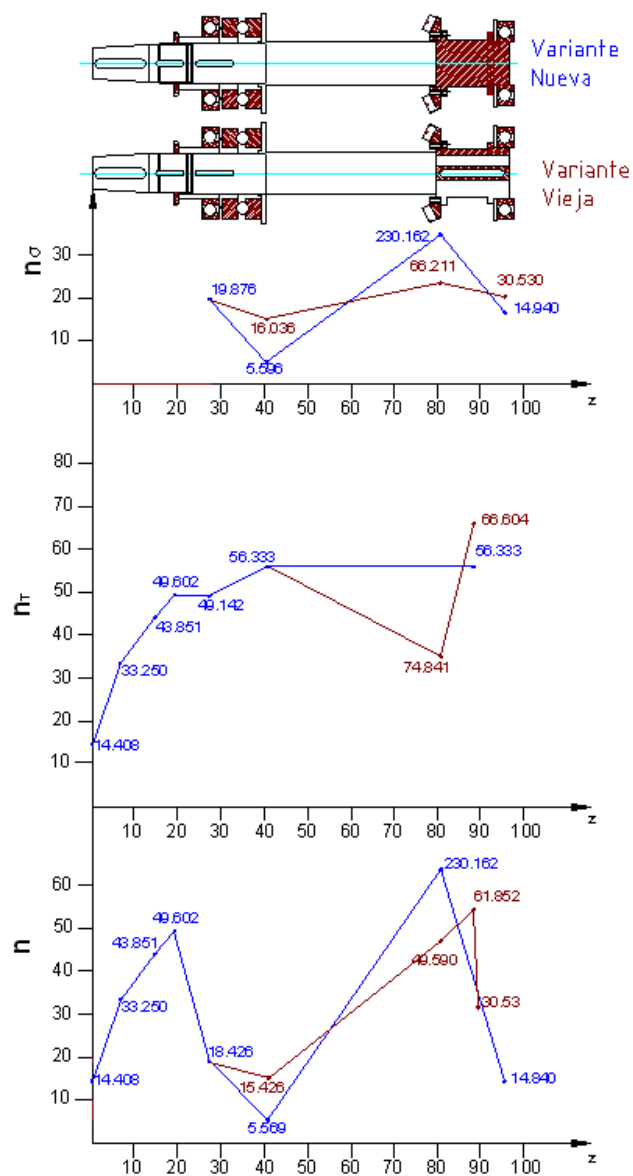


Fig.2.23 Diagrama resumen de los factores de seguridad a la fatiga en las diferentes secciones del árbol en la variante de diseño original y la variante nueva.

2.4 Conclusiones Parciales del Capítulo II.

1. La solución planteada para el rediseño del árbol de eliminar el manguito de sujeción y fijar directamente la corona al árbol, elimina de por sí muchas de las averías que se han presentado en la transmisión asociadas a la presencia de ese manguito de sujeción y a la unión remachada de la corona al manguito. El empleo de una pequeña brida en el árbol para fijar la corona mediante una unión roscada pretensada es una solución de diseño muy buena para eliminar averías.
2. En aumento del diámetro y la modificación de la serie del cojinete del lado de la corona, de $d = 85 \text{ cm}$ a $d = 10 \text{ cm}$ y la serie de ligera a mediana, sin variar el diámetro exterior del cojinete permite colocar el nuevo cojinete en la misma carcasa y elevar su resistencia a la fractura del cojinete pues el nuevo cojinete colocado es mucho más robusto.
3. La unión roscada pretensada para la unión de la corona con el árbol posee una reserva de resistencia adecuada para soportar las cargas de trabajo sin averías.
4. La resistencia del árbol a las sobrecargas está garantizada, el árbol presenta un factor de seguridad estático a la flexión superior a 28 y a la torsión de casi 15. De aquí que aunque se produzca una sobrecarga violenta podrán fallar otros elementos, pero no el árbol.
5. La resistencia a la fatiga del árbol también está garantizada, el mínimo factor de seguridad observado es de casi 5,6.

Capítulo III. Diseño y cálculo de los dispositivos especiales para el taladrado y escariado de los agujeros de la corona y el árbol.

3.1. Cálculo del momento torsor y la fuerza axial ejercida por la broca sobre la superficie del árbol.

Este momento torsor se puede calcular por la expresión dada en: (Jesús, 1985)

$$M_t = 9.81 \cdot C_m \cdot D^{q_m} \cdot S_0^{Y_m} \cdot K_p$$

$$M_t = 9.81 \cdot 0.0345 \cdot 0.01^{0.2} \cdot 1.6^{0.8} \cdot 5.149$$

$$M_t = 1.01 \text{ N} - \text{m}$$

$$M_t = 101 \text{ N} - \text{cm}$$

Donde:

$$C_m = 0.0345$$

$$q_m = 0.2$$

$$Y_m = 0.8$$

$$K_p = K_{mp} \text{ y } m_p = 0.75$$

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_f}{750} \right)^{m_p-1}$$

$$K_{mp} = \left(\frac{6670}{750} \right)^{0.75-1}$$

$$K_{mp} = 5.149$$

La resistencia máxima a tracción (σ_u) del acero 45.

$$\sigma_r = 61 \rightarrow 75 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_r = 68 \text{ kgf/mm}^2 \cdot \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \cdot \frac{1000000 \text{ mm}^2}{\text{m}^2} = 667008000 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_r = 667 \text{ MPa}$$

Cálculo de la fuerza axial (Jesús, 1985).

$$P_0 = 9.81 \cdot C_p \cdot D^{q_p} \cdot S_0^{Y_p} \cdot K_p$$

$$P_0 = 9.81 \cdot 68 \cdot 0.1^1 \cdot 1.6^{0.7} \cdot 5.149$$

$$P_0 = 477.29 \text{ N}$$

Donde:

$$C_p = 68$$

$$q_m = 1$$

$$Y_m = 0.7$$

3.2. Cálculo para determinar las dimensiones fundamentales de los bujes para la elaboración del agujero de 10 mm.

Proceso tecnológico.

- Taladrado previo $\varnothing 9.75 \text{ mm}$
- Escariado de acabado $\varnothing 10 \text{ H}_7$

Diámetro interior de los bujes guías intercambiables:

- $9.75 F_7^{+0.028}_{+0.013}$
- $10 F_7^{+0.028}_{+0.013}$

Diámetro exterior de los bujes guías intercambiables:

- $d = 15 m_6^{+0.015}_{+0.006}$

Diámetro del buje guía fijo:

- $d = 15 F_7^{+0.034}_{+0.016}$
- $D = 22 p_6^{+0.028}_{+0.017}$

Cálculo del ajuste entre el buje fijo y la tapa del dispositivo:

Este ajuste será: $\Phi 22 \text{ H}_7/p_6$

Agujero

$$22H_7$$

$$T = 21 \mu\text{m}$$

$$E_i = 0$$

$$E_s = 21 \mu\text{m}$$

eje

$$22p_6$$

$$T = 13 \mu\text{m}$$

$$e_i = 22 \mu\text{m}$$

$$e_s = 35 \mu\text{m}$$

Es un ajuste con Apriete, para el cual:

$$A_{\min} = e_s - E_i$$

$$A_{\min} = 35 - 0$$

$$A_{\min} = 35 \mu\text{m}$$

$$A_{\min} = 0.35 \text{ mm}$$

$$A_{\max} = e_i - E_s$$

$$A_{\max} = 22 - 21$$

$$A_{\max} = 1 \mu\text{m}$$

$$A_{\max} = 0.01 \text{ mm}$$

Cálculo del ajuste del buje guía fijo con el buje guía intercambiable.

Este ajuste será: $15F_7/m_6$

Agujero

$$15F_7$$

$$T = 18 \mu\text{m}$$

$$E_i = 16 \mu\text{m}$$

$$E_s = 34 \mu\text{m}$$

eje

$$15m_6$$

$$T = 11 \mu\text{m}$$

$$e_i = 7 \mu\text{m}$$

$$e_s = 18 \mu\text{m}$$

Es un ajuste indeterminado, para el cual:

$$A_{\min} = e_s - E_i$$

$$A_{\min} = 18 - 16$$

$$A_{\min} = 2 \mu m$$

$$A_{\min} = 0.02 \text{ mm}$$

$$J_{\max} = E_s - e_i$$

$$J_{\max} = 34 - 7$$

$$J_{\max} = 27 \mu m$$

$$J_{\max} = 0.27 \text{ mm}$$

3.3. Cálculo de la fuerza de empuje del tornillo del prisma deslizante.

Cálculo de la fuerza de fricción.

$$M_{tc} = 4 \cdot F_{fr}$$

Se despeja la fuerza de fricción y se obtiene.

$$F_{fr} = \frac{M_{tc}}{4}$$

$$F_{fr} = \frac{101 \text{ N} \cdot \text{cm}}{4}$$

$$F_{fr} = 25.2 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza Normal.

$$F_{fr} = N \cdot f$$

Despejando la fuerza normal (N), donde $f = 0.1$ coeficiente de fricción.

$$N = \frac{F_{fr}}{f}$$

$$N = \frac{25.25 \text{ N} \cdot \text{cm}}{0.1}$$

$$N = 252.5 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza (P)

$$P = 2N \cdot \cos 45^\circ$$

$$P = 2 \cdot 252.5 \cdot \cos 45^\circ$$

$$P = 357 \text{ N}$$

Comprobación del diámetro del tornillo (d_1).

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot P}{\pi \cdot d_L}}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 \cdot 0.357}{\pi \cdot 8.825}}$$

$$d_1 \geq 0.2 \text{ cm}$$

Donde, la tensión admisible se eligió como:

$$\sigma_L^- = 0.25 \cdot \sigma_f$$

$$\sigma_L^- = 0.25 \cdot 35.3 \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_L^- = 8.825 \text{ kN/cm}^2$$

El tornillo escogido se puede emplear ya que este es de $d_1 \geq 0.2 \text{ cm}$.

3.4. Diseño del dispositivo para el árbol.

Se requiere de una gran precisión y exactitud para la elaboración del taladrado de los agujeros de la corona y el árbol, por lo que se construyen dos dispositivos para la elaboración de estos. Manteniendo el principio de constancia de las bases logrando con esto la mayor exactitud posible. En los esquemas de centrado de la documentación tecnológica suelen emplearse distintos símbolos convencionales para designar los elementos de centrado y de tope. En la Tabla 3.1 se exponen estos símbolos: (Josef, 1985)

Tabla 3.1. designaciones convencionales de los puntos de centrado y topes.

Punto	De centrado		De tope	
	Vista superior	Vista lateral	Vista superior	Vista lateral
Visible				
Invisible				

Para apoyar los semiproductos de los ejes, árboles, pasadores, etc., con la superficie exterior elaborada se utilizan apoyos prismáticos, Ver Fig. 3.1

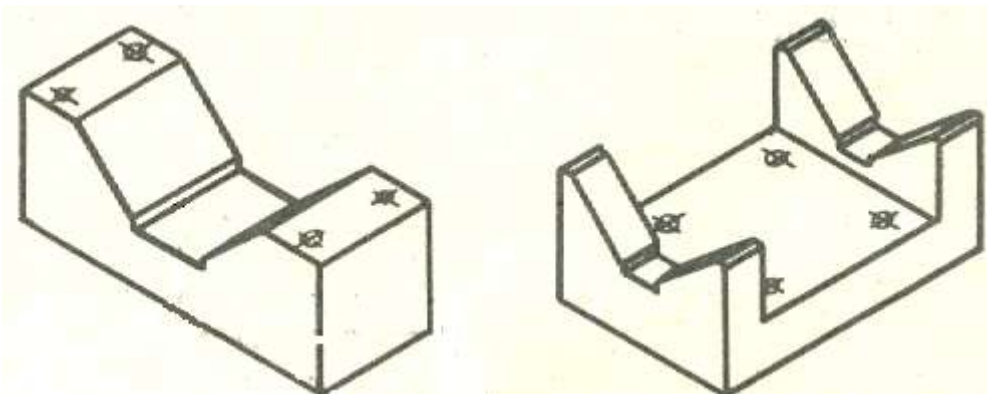


Fig. 3.1. Tipos de apoyos prismáticos.

El centrado de una pieza por medio de un apoyo prismático, garantiza siempre independientemente de su diámetro, la situación del eje de la misma en el plano (Y-Y) de dicho apoyo. Lógicamente que la variación del diámetro de la pieza a elaborar origina también la variación de la posición del eje de la misma con respecto a la base del apoyo. (Josef, 1985)

Pasos para la elaboración del dispositivo para el árbol.

1) Selección de la base tecnológica.

I-I – Base principal de maquinado.

A – Superficie principal de basificación.

B – Superficie de tope.

B₁ – Superficie de tope.

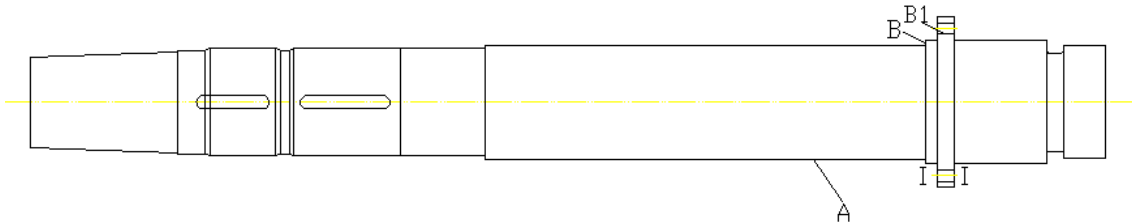


Fig. 3.2. Esquema de la pieza, árbol

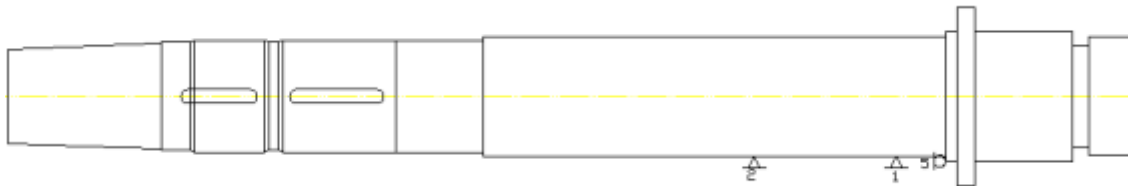


Fig. 3.3 Esquema de la basificación.

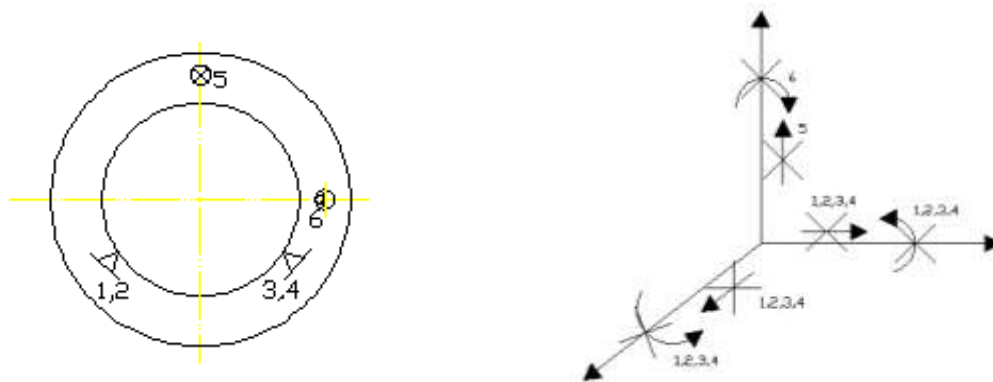


Fig. 3.4 Grafico donde se muestran la eliminación de los grados de libertad de la pieza.

1) Determinación de los parámetros de operación.

Tabla 3.2. Parámetros de operación de la máquina herramienta.

Taladro radial	Clase de precisión	Máximo diámetro del taladro	Máximo diámetro del taladro	Rango de velocidades de barrenado r/min
2M-55	H	1600 375	21	20-200
Cantidad de avances del barrenado	Rango de los avances en mm por revolución	Máxima potencia efectiva del barrenado kW	Máximo torque del barrenado, kN.cm	Máxima fuerza kN.
12	0.056-2.5	5	69.651	19.62
Dimensiones del taladro, cm Largo Ancho Alto	Masa Kg	Diámetro de la columna, cm	Máximo recorrido del brazo a lo largo de la columna, cm	Velocidad del recorrido vertical cm/min
266.5 102.0 343.0	4700	315	750	140
Máximo ángulo giratorio en relación al eje de la columna	Sujeción en la columna	Máximo recorrido a lo largo de la guía del brazo	Sujeción del brazo en la guía	Recorrido del barrenado(mm) Máximo Por una vuelta del dial Por una división de la escala
360°	Electromecánico	1225	Hidráulico	400 122 1
Cono para el barrenado según GOST 1574-71 mm Distancia entre ranuras Número de ranuras		Distancia desde el extremo del husillo hasta la mesa máxima mínima		
Morse 5 160	1000 4	28	1600	450

2) Diseño del elemento de centrado.

Para el centrado de la pieza se emplea un dispositivo compuesto por dos prismas, de los cuales uno es fijo por el cual se basifica la pieza y el otro es desplazable para la sujeción de la misma, se emplea además un pasador de tope.

1. Apoyo prismático con fijación lateral.

Material: Acero 20X (según DOST 4543-61).

Tratamiento térmico: Cementar y templar hasta HRC 55-60.

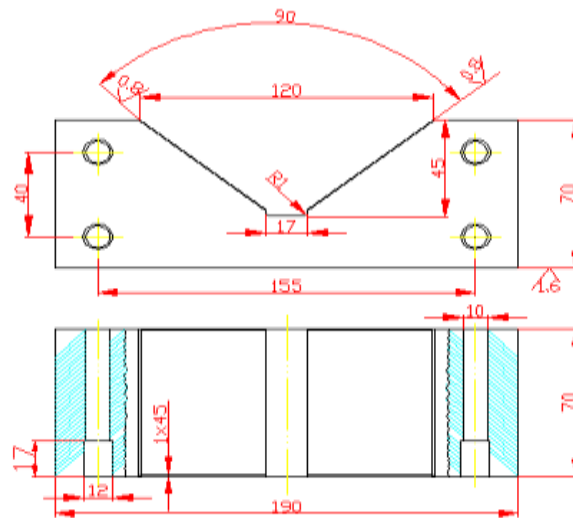


Fig. 3.5 Diagrama del apoyo prismático fijo.

2. Placa prismática desplazable.

Material: Acero 2X (según GOST 4543-61)

Tratamiento térmico: Cementar y templar hasta HRC 55-60.

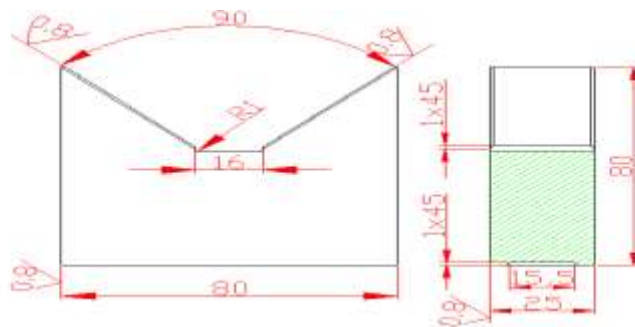


Fig. 3.6 Diagrama del apoyo prismático móvil.

3. Cuatro tuercas de aletas tipo II.

Material: Acero 45 (según GOST 1050-6)

Tratamiento térmico: Temple hasta HRC 30-35.

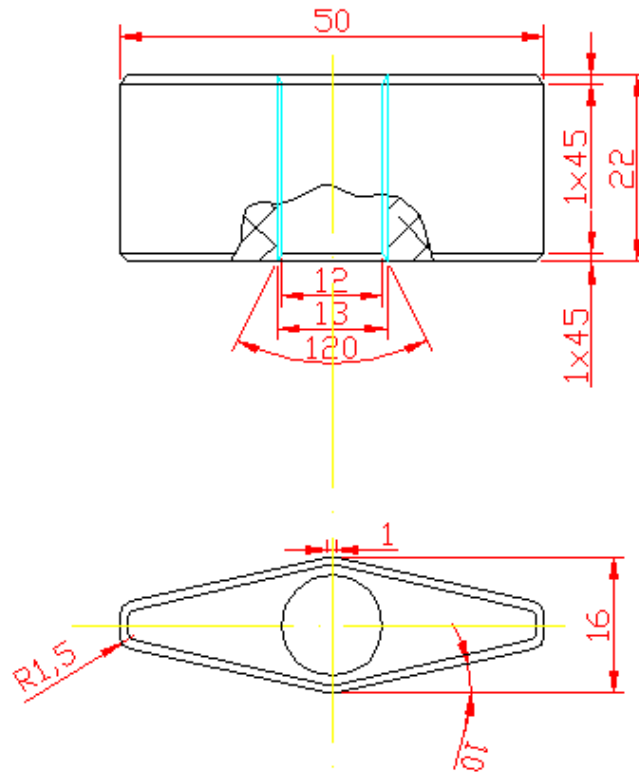


Fig. 3.7 Diagrama de la tuerca moleteada.

4. Bujes fijos para los bujes intercambiables del tipo I y II.

Material: Acero 20 (Según GOST 1050-60).

Tratamiento térmico: Cementar y templar hasta HRC 56-60.

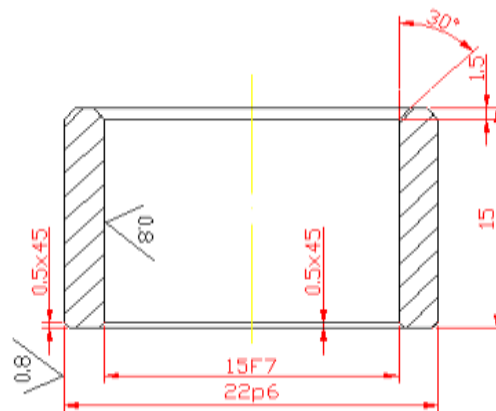


Fig. 3.8 Esquema del buje guía fijo tipo I y II.

5. Bujes guías intercambiables para el taladrado, tipo I.

Material: Acero Y10A (Según GOST 1435-54).

Tratamiento térmico: Temple hasta HRC 60-65.

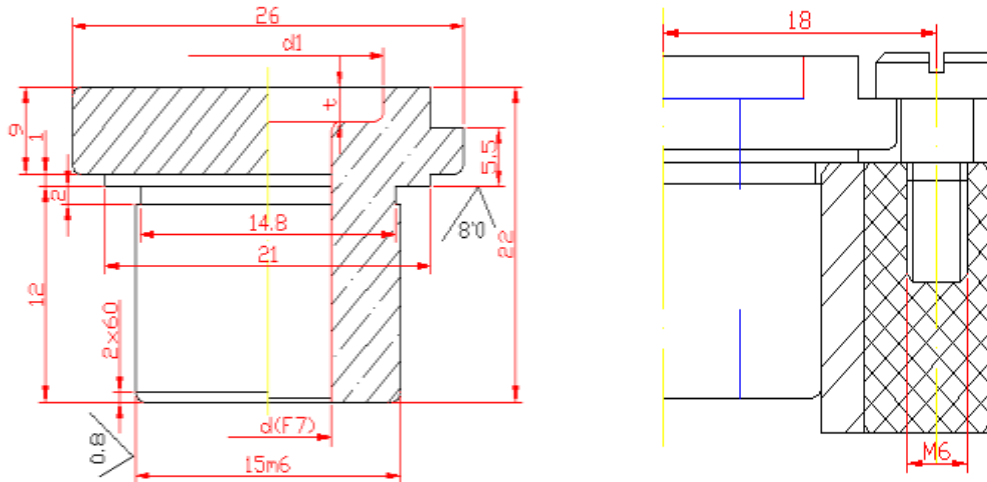


Fig. 3.9 Esquema del buje guía intercambiable tipo I.

6. Cuatro patas altas para los dispositivos.

Material: Acero 45 (Según GOST 1050-60).

Dureza: HRC 35-40 (solamente los dos extremos).

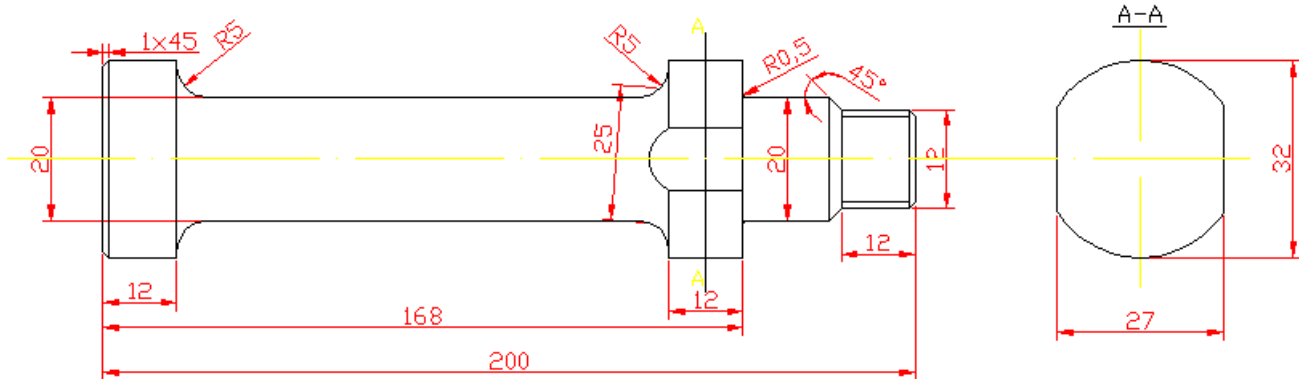


Fig. 3.10 Figura de las patas del dispositivo

7. Dos apoyos fijos para grampas.

Material: Acero 45 (Según GOST 1050-60).

Dureza: HRC40-45 (Solamente en el extremo exterior).

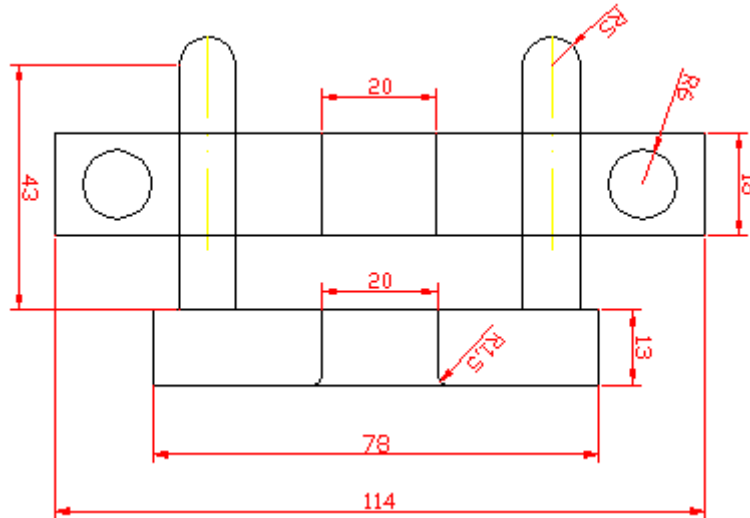


Fig. 3.11 Diagrama de la placa fija con los dos apoyos, encargados de desplazar el prisma móvil.

8. Tornillo moleteado con brida.

Material: Acero 45 (Según GOST 1050-60).

Tratamiento térmico: Templar hasta HRC 33-38.

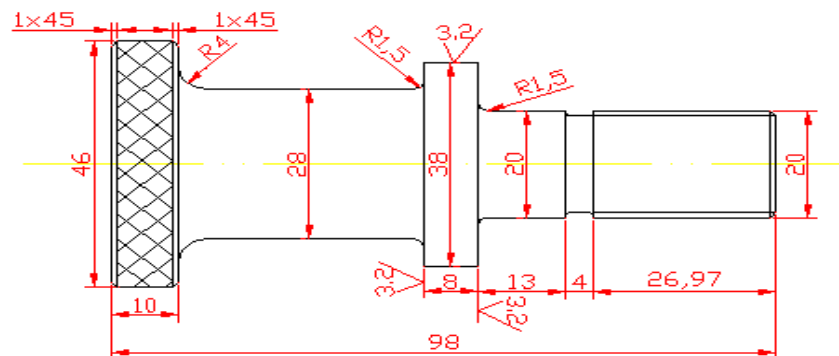


Fig. 3.12 Figura del tornillo moleteado para el desplazamiento del prisma móvil.

Diseño de la Unión Cónica.

En la unión cónica el momento torsional se trasmite por el rozamiento que surge en la superficie de encaje, del cubo con el árbol. Es necesario un control riguroso de la fuerza de apriete. Si el apriete es insuficiente, disminuye la capacidad portante de la unión, en el caso de

apriete excesivo, pueden aparecer tensiones peligrosas para la resistencia mecánica, en la pieza externa e interna. En las uniones cónicas desarmables de importancia los conos se verifican al mínimo hasta obtener un contacto en un área no menor que el 80% de la superficie del cono. (Orlov, 1985)

3.5 Cálculo del dispositivo para el centrado de la corona.

Centrado de superficies cilíndricas interiores.

El centrado de una pieza por la superficie de centrado cilíndrica interior tiene por objeto ubicar la pieza con respecto al dispositivo en tal forma que el eje del agujero en la pieza coincida con el eje del elemento centrante del dispositivo. (Jesús, 1985)

Cálculo del momento torsor ejercida por la broca sobre la superficie de la corona. (Josef, 1985)

$$M_t = 9.81 \cdot C_m \cdot D^{q_m} \cdot S_0^{Y_m} \cdot K_p$$

$$M_t = 9.81 \cdot 0.041 \cdot 0.11^2 \cdot 1.6^{0.7} \cdot 233.614$$

$$M_t = 1.579 \text{ N} - \text{m}$$

$$M_t = 157.9 \text{ N} - \text{cm}$$

Donde:

$$C_m = 0.041$$

$$q_m = 2$$

$$Y_m = 0.7$$

$$K_p = K_{mp}$$

$$N_p = 0.75$$

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_f}{750} \right)^{mp \cdot 1}$$

$$K_{mp} = \left(\frac{1079100}{750} \right)^{0.75 \cdot 1}$$

$$K_{mp} = 233.614 \text{ MPa}$$

Obtención del límite de resistencia en la tracción (σ_u) del acero 30 XGT.

$$\sigma_r = 110 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\sigma_r = 110 \text{ kgf/mm}^2 \cdot \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \cdot \frac{1000000 \text{ mm}^2}{\text{m}^2} = 1079100000 \text{ N/m}^2$$

$$\sigma_r = 1079 \text{ MPa}$$

Cálculo de la fuerza axial.

$$P_0 = 9.81 \cdot C_p \cdot D^{q_p} \cdot S_0^{Y_p} \cdot K_p$$

$$P_0 = 9.81 \cdot 50 \cdot 0.11^1 \cdot 1.6^{0.7} \cdot 233.614$$

$$P_0 = 17515 \text{ N}$$

Donde:

$$C_p = 42 \text{ a } 143$$

Asumo aleatoriamente 50.

$$q_m = 2$$

$$Y_m = 0.7$$

Cálculo del ajuste del cubo del dispositivo con la corona.

Para el ajuste de la corona con el dispositivo se emplea un ajuste H_7/h_6 , ya que estos se emplean para asegurar la posición mutua de las piezas acopladas, donde no existe juego mínimo; por ejemplo: para el centrado de herramientas, en dispositivos, bridas etc. (González-Poso, 1990)

Cálculo del centroide obtenido por el Mechanical Desktop 6.

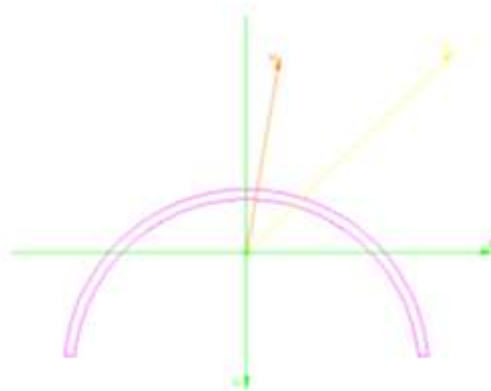


Fig. 3.13 Localización del centroide.

Tabla 3.3 Resultado de la localización del centroide por el Software Mechanical Desktop 6.

$I_{1Y} \text{ [mm}^4\text{]}$	636400
$I_{2X} \text{ [mm}^4\text{]}$	105050
$S_x \text{ [mm]}$	39.87
$S_t \text{ [mm]}$	19.45
$A \text{ [mm}^2\text{]}$	474.1817

Cálculo del momento de inercia para diferentes valores del diámetro interior (d_1).

$$I = \frac{\pi (D^4 - d_1^4)}{128} - \frac{4 (D^3 - d_1^3)}{\pi \cdot 72 \cdot (D^2 - d_1^2)} \text{ cm}^4$$

$$I_{\text{cuadrado}} = \frac{2}{12} \cdot S \cdot h + 2 \cdot S \cdot h \cdot 2.891 - 0.25 \text{ cm}^2 \text{ Obtenida por el teorema de los ejes paralelos}$$

$$I_x = I - I_{\text{cuadrado}} \text{ cm}^2$$

Tabla 3.4 Resultado del cálculo del momento de inercia para diferentes diámetros interiores (d_1)

S (cm)	d (cm)	d1 (cm)	h (cm)	I (cm ⁴)	I(cuadrado) (mm ⁴)	Ix (cm ⁴)
0,3	10,954	10,334	0,5	13,933	2,099	11,834
0,2	10,954	10,534	0,5	9,696	1,399	8,297
0,15	10,954	10,634	0,5	7,488	1,049	6,439

Cálculo de la presión (pk) ejercida por el cono para los diferentes valores de I_x .

$$Y = \frac{pk \cdot d \cdot L^4}{24 \cdot E \cdot I_x} \cdot \left[3 - 4 \cdot \frac{z}{L} + \left(\frac{z}{L} \right)^4 \right] \geq 2\Delta \quad 0 \leq z \leq L$$

Despejando pk de la ecuación anterior se obtiene.

$$pk \geq \frac{48 \cdot \Delta \cdot E \cdot I_x}{d \cdot L^4 \cdot \left[3 - 4 \cdot \frac{z}{L} + \left(\frac{z}{L} \right)^4 \right]} \text{ kN/cm}^2$$

Tabla 3.5 Resultados de la presión p_k con la variación de I_x

I_x (cm ⁴)	z (cm)	E (kN/Cm ²)	p_k (kN/cm ²)	L (cm)
11,834	6,7	19620	12,196	8
8,297	6,7	19621	8,551	8
6,439	6,7	19622	6,637	8

Cálculo del momento de fricción (M_{fr}) para diferentes valores de p_k .

$$M_{fr} = p_k \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot l_c \cdot f > M_t \text{ kN} - \text{cm}$$

Donde

$F = 0.08 \div 0.14$ Se trabaja con 0.11 para escoger la media.

$$M_t = 0.101 \text{ kN} - \text{cm}$$

Tabla 3.6 Resultados del cálculo del momento de fricción para los diferentes valores de p_k

p_k (kN/cm ²)	M_{fr} (kN-cm)
12,196	662,987
8,551	464,838
6,637	360,754

Cálculos de la tensión de fluencia máxima.

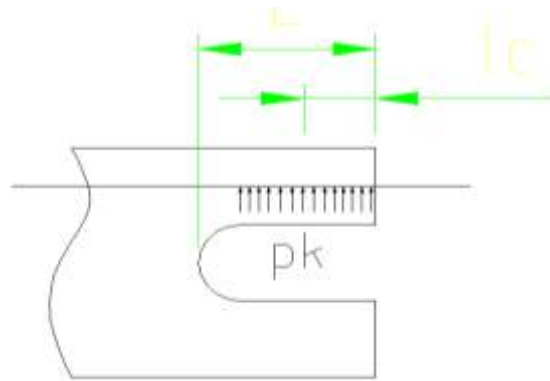


Fig. 3.14 esquema de análisis del dispositivo bajo la presión p_k .

Para la construcción del dispositivo se emplean aceros para muelles (aceros flexibles) y por recomendaciones de (Dobrovolski, 1991) se utilizará el acero 65G con un $\sigma_f = 43.164 \text{ kN/cm}^2$, y un factor de seguridad $n = 1.5$.

$$M_{f \max} = \frac{q \cdot L}{8} \text{ kN} - \text{cm}$$

$$q = p_k \cdot d_1 \text{ kN/cm}$$

$$\sigma_{\bar{t}} = \frac{\sigma_f}{n} \text{ kN/cm}^2$$

$$\sigma_{f_{Max}} = \frac{M_{f_{Max}} \cdot Y_{Max}}{I_x} \leq \sigma_{\bar{t}} \text{ kN/cm}^2$$

Tabla 3.7 Resultados de $\sigma_{f_{Max}}$ Con respecto a la variación de I_x .

$I_x \text{ (cm}^4\text{)}$	$M_{fr} \text{ (kN-cm)}$	$q \text{ (kN/cm)}$	$[\sigma]_t \text{ (kN/cm}^2\text{)}$	$\sigma_{f_{max}} \text{ (kN/cm}^2\text{)}$
11,834	662,987	12,604	28,776	26,472
8,297	464,838	9,008	28,776	26,986
6,439	360,754	7,057	28,776	27,243

Como se muestran en los resultados se puede emplear el material ya que se cumple la condición de $\sigma_{f_{Max}} \leq \sigma_{\bar{t}}$

Pasos para la elaboración del dispositivo de centrado de la corona.

1) Selección de la base tecnológica.

I-I – Base principal de maquinado.

A – Superficie principal de basificación.

B – Superficie auxiliar de basificación.

B₁ – Superficie de tope.

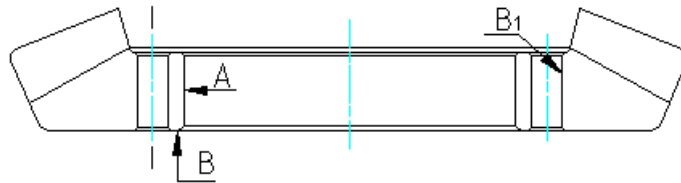


Fig. 3.15. Esquema de la pieza.

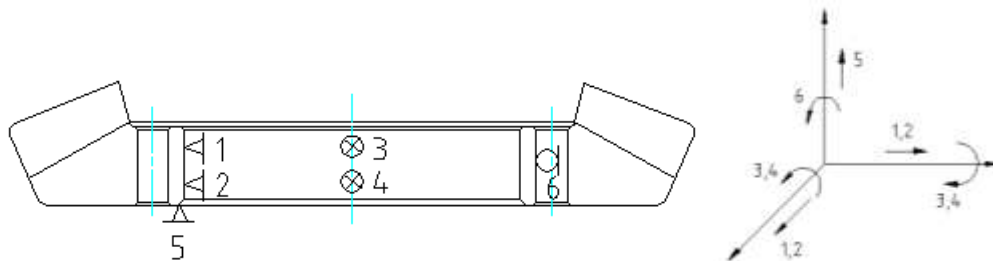


Fig. 3.16 Esquema de la basificación.

El dispositivo es efectivo ya que la fuerza de corte de la corona es menor que la fuerza de fricción que ejerce el dispositivo sobre la corona, $F_c \leq F_f$, para realizar el primer orificio no se necesita eliminar el 6^{TO} grado de libertad, ya que este servirá de guía para el taladrado de los demás.

En el diseño de este dispositivo se empleará la placa superior con los mismos bujes guías ya que esto garantizará una máxima precisión en el taladrado de las orificios, con ello se emplearán las mismas tuercas para fijar la misma.

Para el centrado de la pieza se empleará un dispositivo cilíndrico, en su exterior y cónico en el interior, fabricado de un acero para muelles (65G), este es sometido a una presión interna p_k la cual deforma elásticamente las paredes del cilindro, creando una fricción capaz de sostener la pieza sin que esta se mueva de su sitio una vez centrada, al concluir la operación se retira la presión p_k , y el dispositivo regresa a su sitio.

Las piezas de los dispositivos diseñados se muestran en los Anexos I y II.

3.6 Conclusiones Parciales del Capítulo III.

1. Partiendo de que existen diferencias geométricas considerables entre la pieza árbol y la pieza corona y que se requiere de una gran precisión y exactitud para la elaboración del taladrado y el escariado de los agujeros de la corona y el árbol, se diseñaron dos dispositivos para la elaboración de estos, manteniendo el principio de constancia de las bases logrando con esto la mayor exactitud posible.
2. Los planos de las piezas de los dispositivos diseñados se dan en los anexos I y II.

Conclusiones Generales

1. Se profundizó en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE de su accionamiento. Se identificaron todos los tipos de averías que se han producido en los Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Enfriadores de Productos Ligeros, con vistas a la eliminación de todas las fuentes de fallas en el rediseño.
2. La solución planteada para el rediseño del árbol de eliminar el manguito de sujeción, que es la causa fundamental de la mayoría de las averías del reductor, y fijar directamente la corona al árbol, elimina de por sí muchas de las averías que se han presentado en la transmisión asociadas a la presencia de ese manguito de sujeción y a la unión remachada de la corona al manguito. El empleo de una pequeña brida en el árbol para fijar la corona mediante una unión roscada pretensada es una solución de diseño muy buena para eliminar las averías.
3. Se diseñó la unión roscada para la fijación de la corona al manguito la cual posee una resistencia adecuada para soportar las cargas de trabajo sin averías.
4. Se rediseñó el árbol con un aumento del diámetro y la modificación de la serie del cojinete del lado de la corona, de $d = 85 \text{ mm}$ a $d = 100 \text{ mm}$ y la serie de ligera a mediana, sin variar el diámetro exterior del cojinete, lo que permite colocar el nuevo cojinete en la misma carcasa y elevar su resistencia a la fractura, pues el nuevo cojinete colocado es mucho más robusto que el original. Esta modificación contribuye a evitar la avería por fractura del aro interior de esta caja de bolas.
5. La resistencia del árbol a las sobrecargas está garantizada, el árbol presenta un factor de seguridad estático a la flexión superior a 28 y a la torsión de casi 15. De aquí que aunque se produzca una sobrecarga violenta podrán fallar otros elementos, pero no el árbol. La resistencia a la fatiga del árbol también está garantizada, el mínimo factor de seguridad observado es de casi 5,6.
6. Partiendo de que existen diferencias geométricas considerables entre la pieza árbol y la pieza corona y que se requiere de una gran precisión y exactitud para la elaboración del taladrado y el escariado de los agujeros de la corona y el árbol, se diseñaron dos dispositivos para la elaboración de estos, manteniendo el principio de constancia de las bases logrando con esto la mayor exactitud posible.

Recomendaciones

1. Se recomienda fabricar en el Taller Central de la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” los dispositivos para el taladrado y escariado del árbol y de la corona y evaluar los diseños realizados en la práctica.
2. Se recomienda ensamblar un reductor con las modificaciones propuestas con vistas a evaluar su efectividad en la práctica.

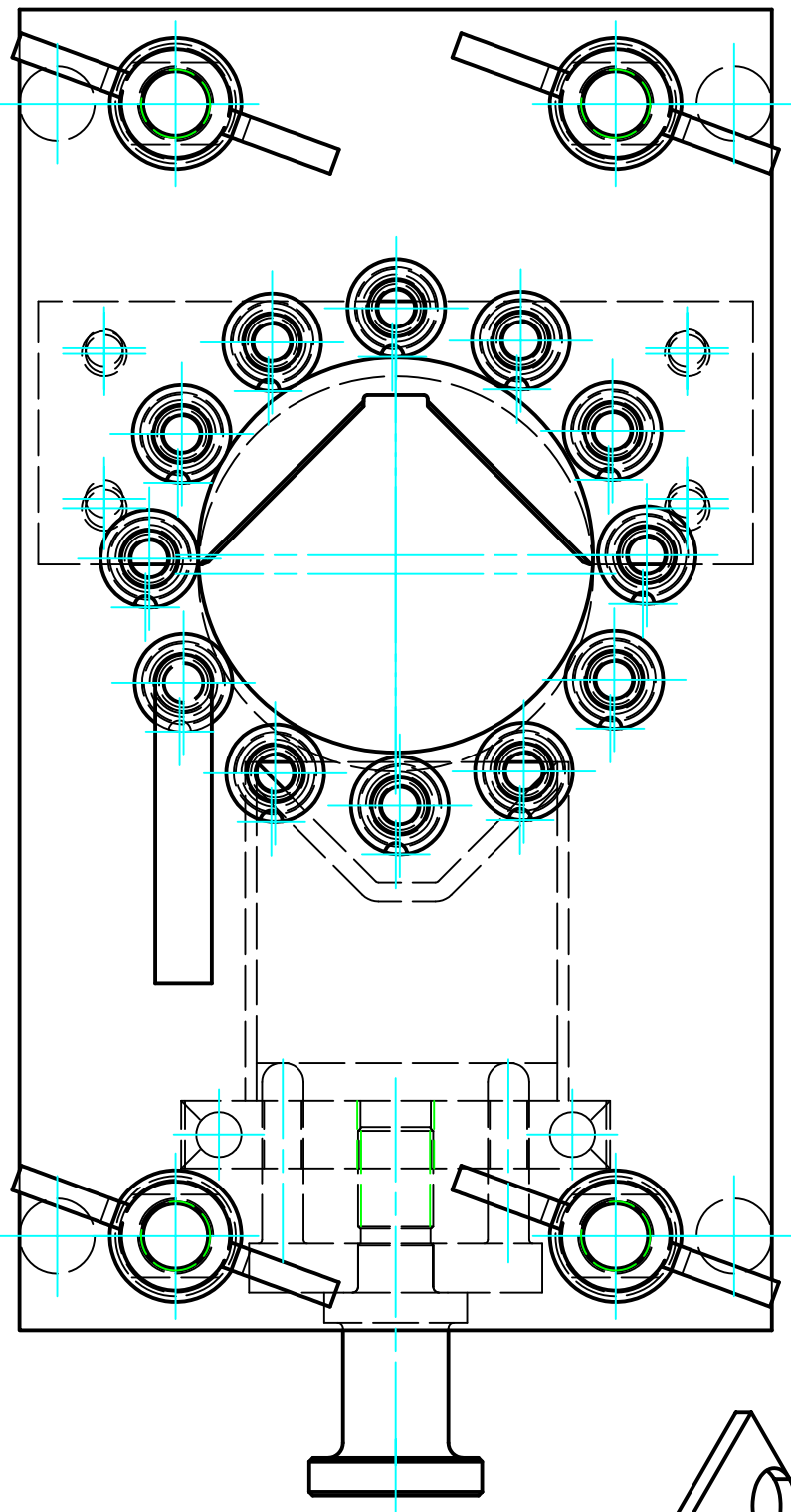
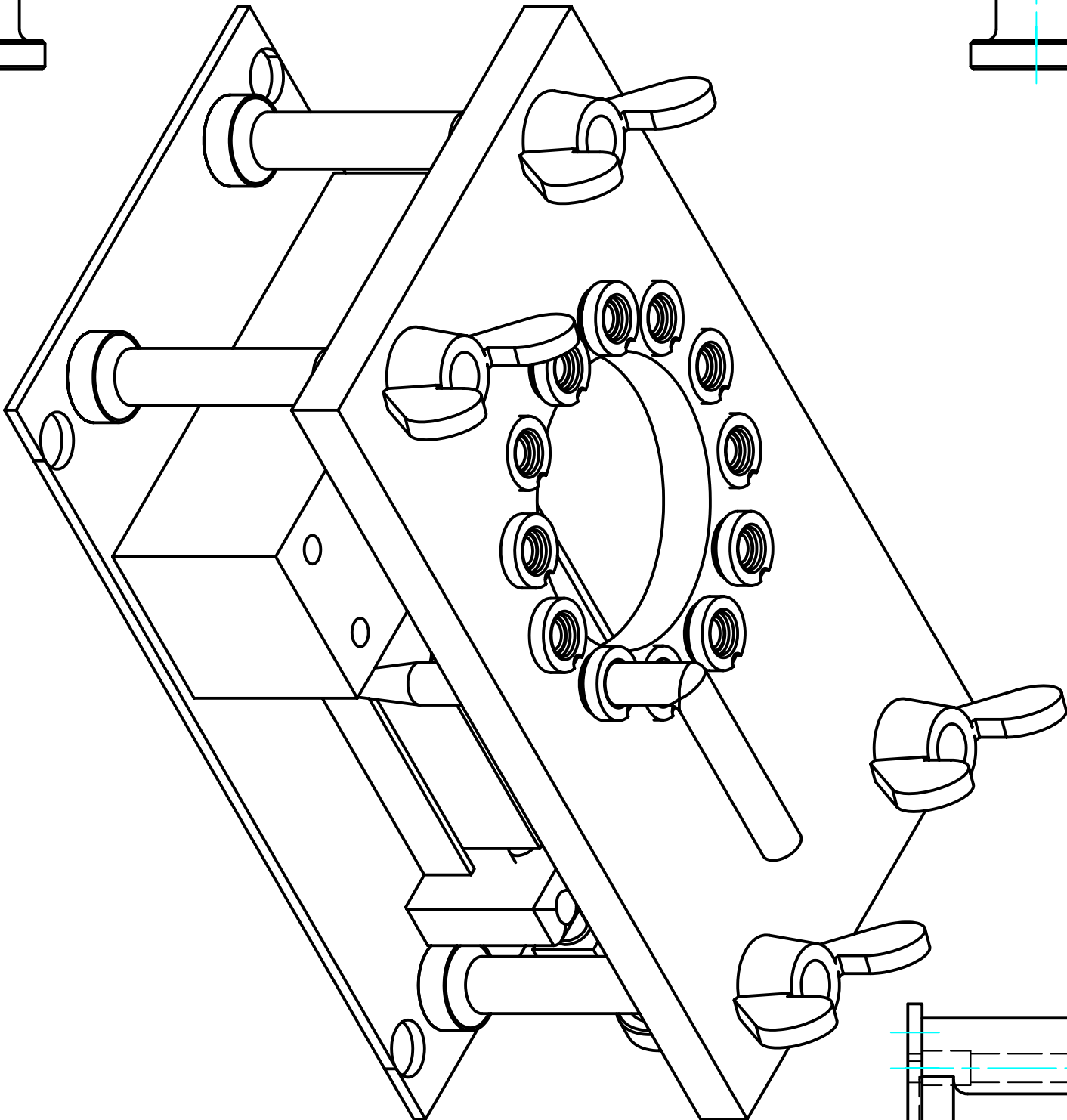
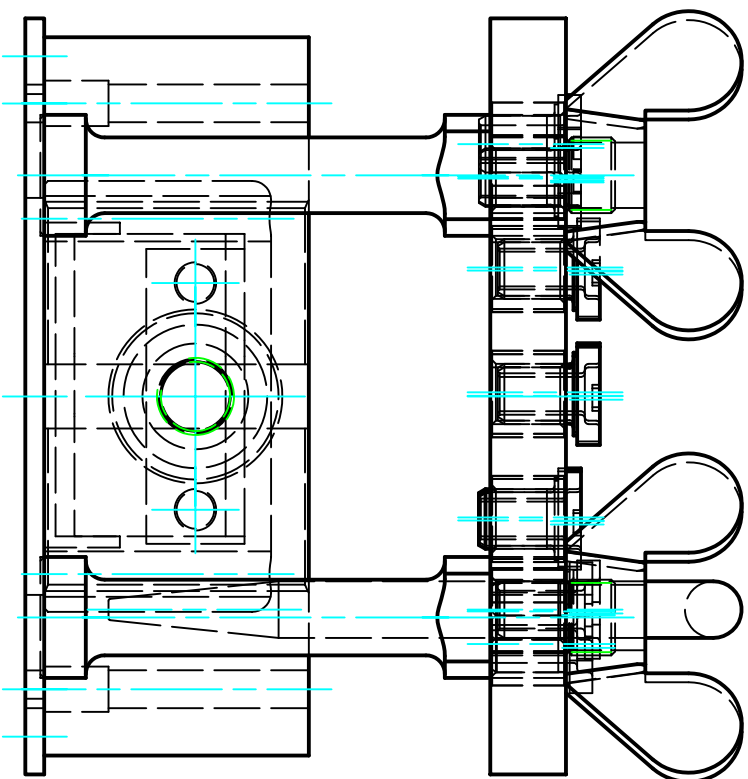
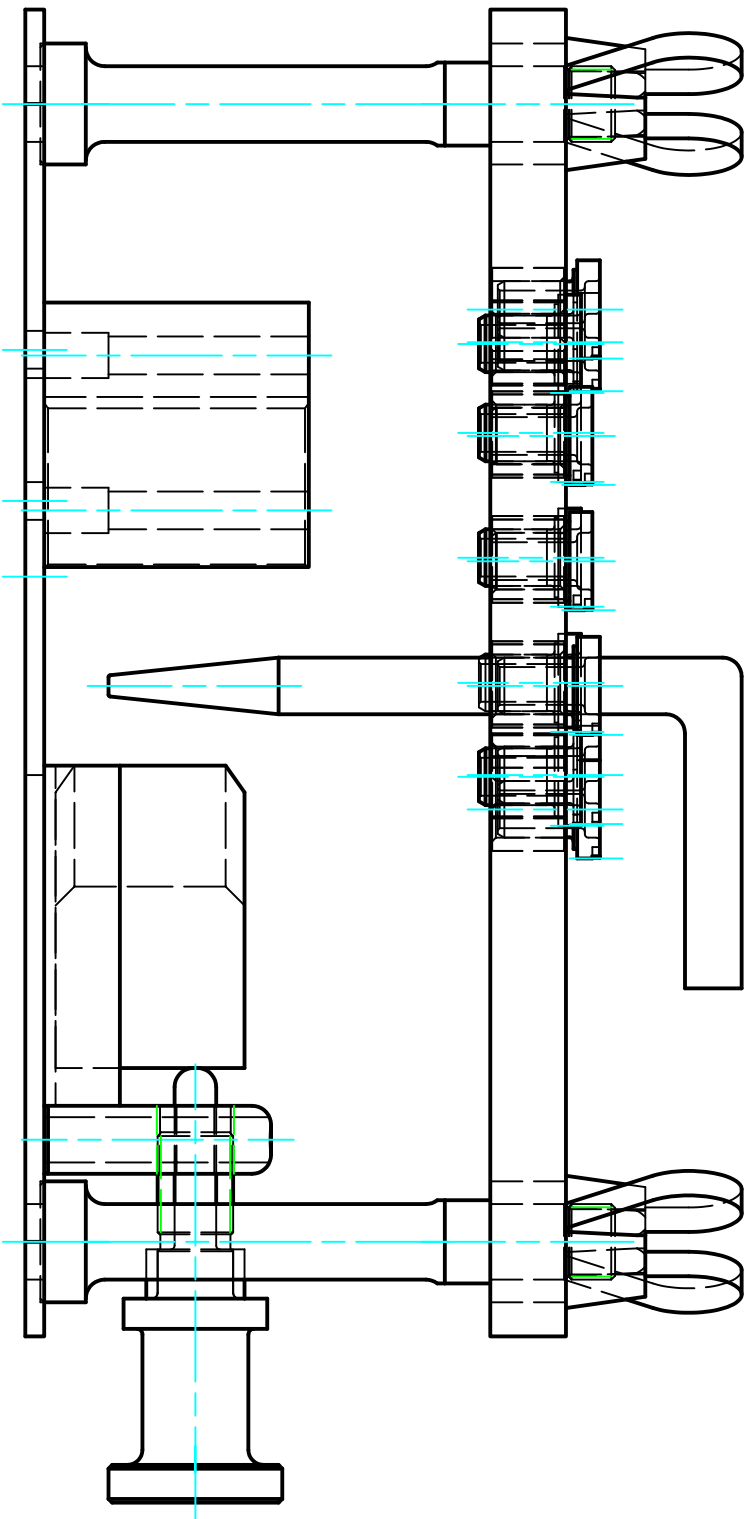
Trabajos citados:

1. Aleksandrov A. V., P. V. (1990). *Fundamentos de las Teorias de la Elasticidad y de la Plasticidad*. Moscú: MIR.
2. *Atlas de Diseño de Elementos de Máquinas*. (1976). Habana: Pueblo y Educación.
3. Avilés., R. (1995). *Fatiga de Materiales en el Diseño Mecánico*. Bilbao.
4. Bedford A., Fowler W. (2002). *Engineering Mechanics*. New Jersey: prentice Hall: Third Edition.
5. Beer F.P. , Jonhston E.R. . (1984). *Mecánica Vectorial para Ingenieros*. 2T. México: Mc Graw-Hill.
6. Carlos, M. H. (2008). *Estudio teórico y experimental del coeficiente de rigidez de los apoyos en árboles con diferentes tipos de cojinetes de rodamiento*. Tesis de maestría, Universidad de Cienfuegos, CEDON, Cienfuegos.
7. Dobrovolski, V. (1985). *Elementos de máquinas*. Moscú: MIR.
8. Faires, V. (1996). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: UTEHA.
9. Feodosiev, V. I. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR.
10. Fitzgerald, F. (1996). *Mecánica de Materiales*. Máxico: Alfaomega S.A.
11. Fogiel, M. (1988). *Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids*. New Jersey: REA.
12. Girda, L. F. (1983). *Resistencia de materiales Tomo II*. Ciudad de la Habana: Pueblo y Educación.
13. Goytisoló R. ; Hidalgo C. ; Nodal F. ; Noa J.G. (2006). *Estudio teórico y experimental del coeficiente de rigidez de los apoyos en árboles con diferentes cojinetes de rodamiento*. . Bogotá, Colombia: Memorias del tercer Congreso Internacional de Ingeniería Mecánica y primero de Mecatrónica.
14. Goytisoló, R. (1989). *Algunas consideraciones acerca del planteamiento de la condición de Resistencia según la Teoría de los Estados Tensionales Límite de Mohr*. Cuba.
15. Goytizolo, R. (2005). *Una formulación más exacta de la condición de resistencia según la Teoría de los Estados Tensionales Límites de Mohr*. Cuba.
16. Hawkes, B. (1989). *Cadcam*. Madrid: Paraninfo S.A.
17. Hudson, R. G. (1961). *THE ENGINEERS IS MANUAL*. Ciudad de la Habana: Universidad de la Habana.
18. I, M. (1990). *Problemas de Resistencia de Marateriales*. Moscú: MIR.

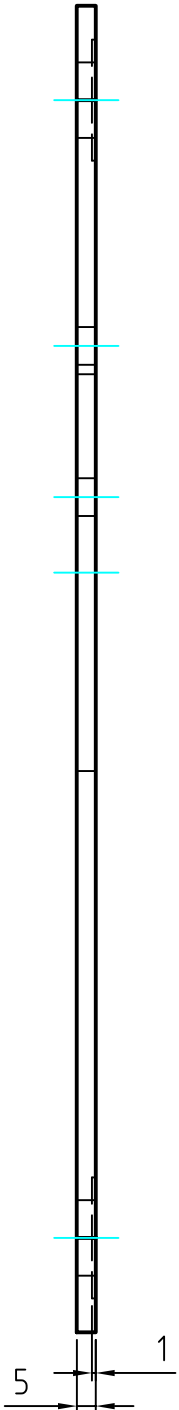
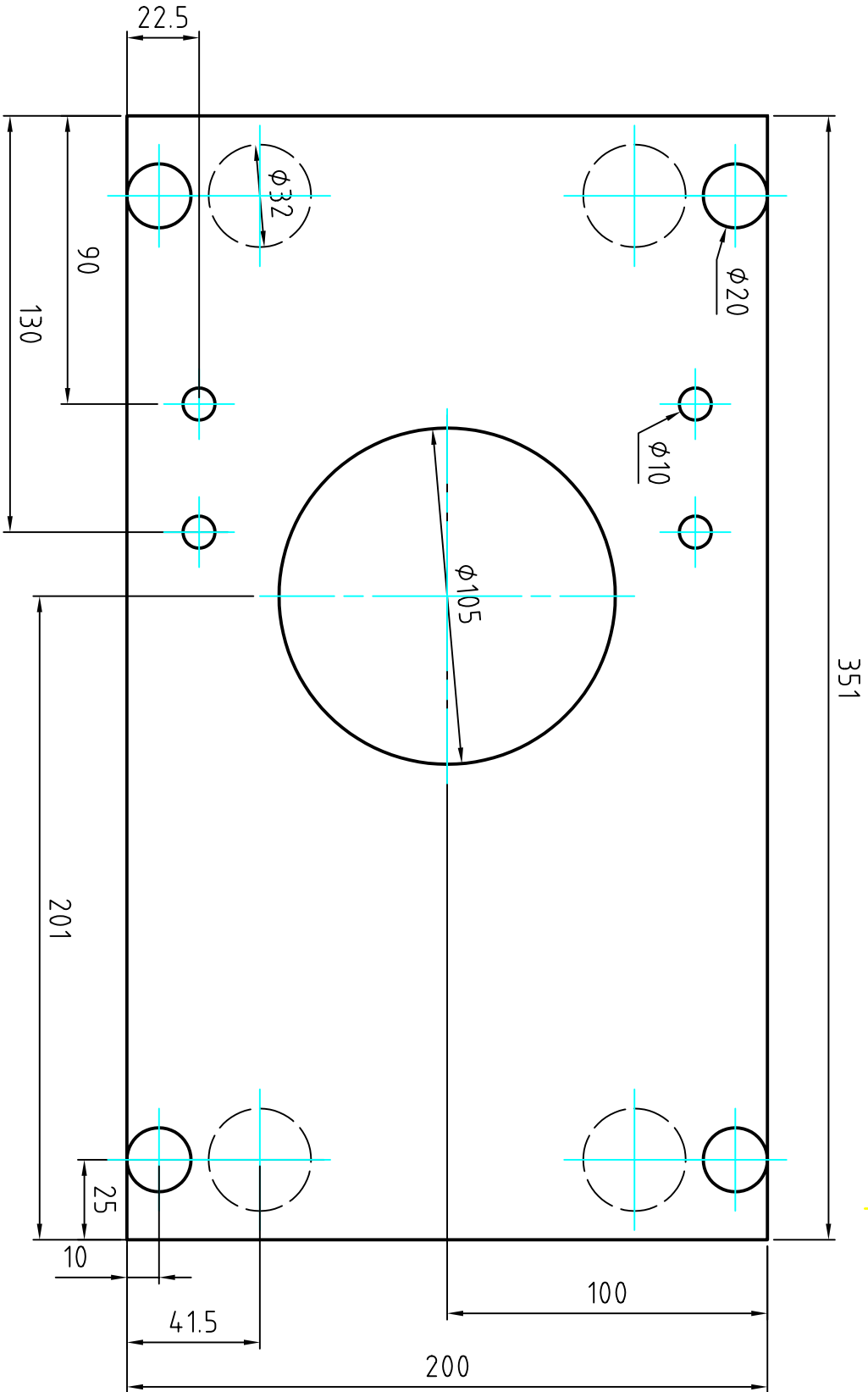
19. I.A., B. (1966). *Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas*. Moscú: Mashinostroeie.
20. Ing. Ramon R. González Perez ; Ing. José R. Poso Aparicio. (1990). *Manual de metrología Dimencional*. Villa Clara: Universidad Central de las Villas.
21. Ivanov, M. N. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Vichaya Schkola.
22. Jesús, G. G. (1985). *Regímenes de corte para la elaboración por arranque de virutas*. La Habana: Instituto Superior Agroindustrial "Camilo Cienfuegos".
23. Josef, P. (1985). *Dispositivos especiales para el maquinado*. Ciudad de la Habana.: Pueblo y Educación.
24. Lanza, J.M. (2010) Rediseño de la estructura soporte de los difusores de los enfriadores por aire de gasolina de la sección 100, 200, de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos". Ponencia presentada en el XVI fórum de base de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos".
25. Lusilievich, G. B. (1988). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Mashinostroenie.
26. M.N., I. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Vischava Schkola.
27. Merian, J. (2003). *Mecánica*. La Habana: E.R.
28. Mioliubov. (1985). *Problema de Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR.
29. Mott, R. (1990). *Applied Strength of Materials 2º edition* . New Jersey: Prentice Hall.
30. Mott, R. (1996). *Resistencia de Materiales Aplicada*. México: Printice-Hall Hispanoamericana S.A. 3. E.D.
31. Mott, R. (1996). *Resistencia de Materiales Aplicada 3º edición* . México: Prentice Hall.
32. Olsen, G. (1965). *Elements of Mechanics of materials*. La Habana: Editorial de la Asociación de estudiantes de Ingeniería.
33. Orlov, P. (1985). *Ingeniería de diseño 2* . Moscú: MIR.
34. Pisarenko, G. Y. (1989). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR.
35. Promsyrioimport. (1970). *Metallurgist's Handbook*.
36. Reshetov. (1985). *Elemento de Máquina*. La Habana: Pueblo y Educación.
37. Seely, F. (1954). *Resistencia de Materiales*. México: Hispano Americana.
38. Shigley J.E, M. C. (1997). *Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta edición*. España: Editorial Mc. Graw Hill.
39. Spiegel L. ; limbrunner G. F. (1999). *Applied Statics and Strength of materials*. New Jersey: Prentice Hall.

40. Stiopin, P. A. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú: MIR.
41. Timoshenko, S. (1962). *Resistencia de Materiales*. Madrid: Espasa_Calpe. S.A.
42. Troshenko, V. (1987). *Resistencia a la Fatiga de los Metales y Aleaciones*.
43. Volmir, A. (1986). *Problemas de Resistencia de Materiales*. Moscú : MIR.
44. Wilson, C. (1997). *Computer Integred Maschine Design*. New Jersey: Prentice Hall.

Anexos.



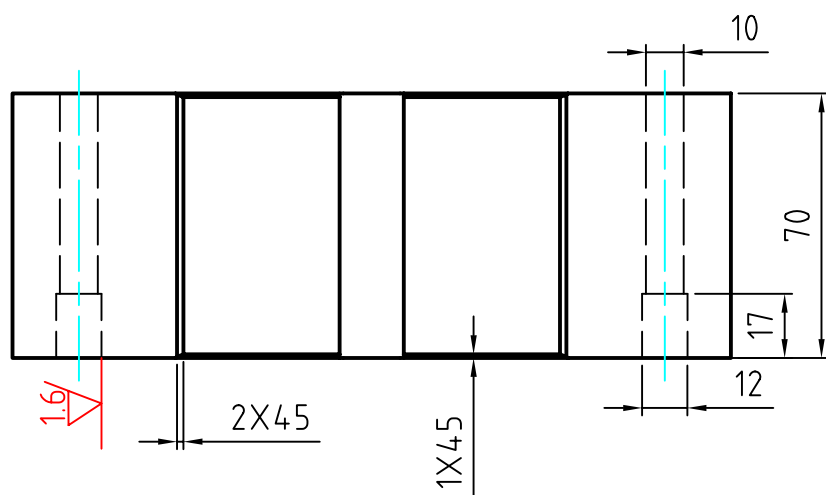
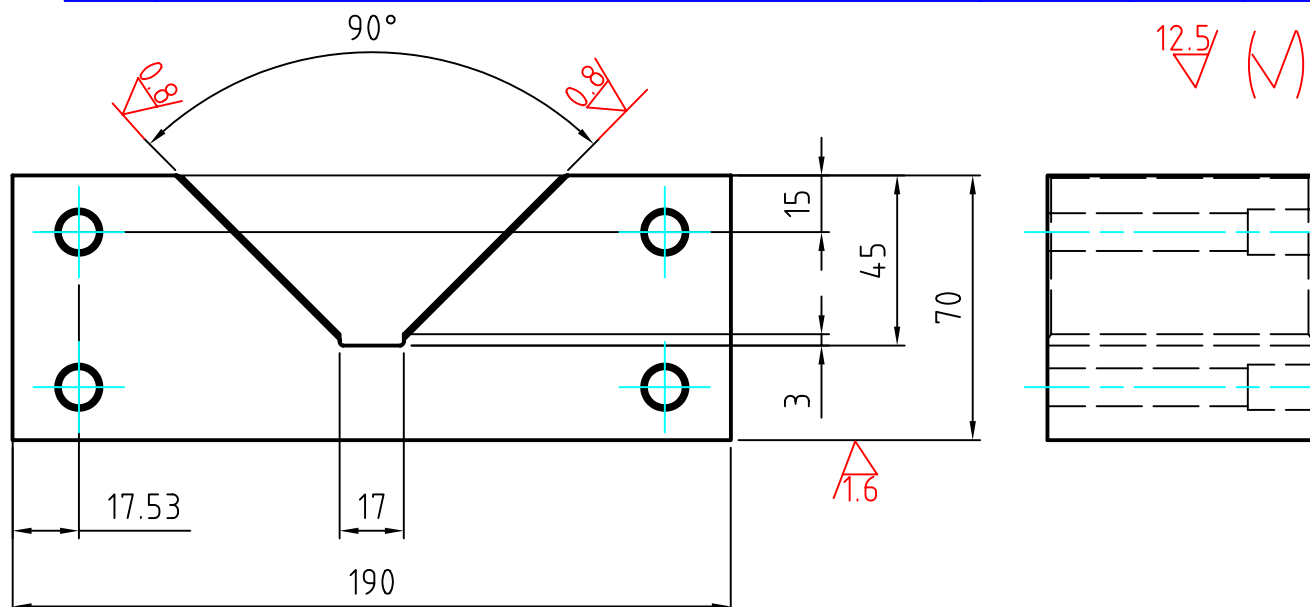
FILE NAME		FSCM NO	SHEET	SCALE
17/06/2010_0_Ramírez				1:1
SIZE	A2	Borear agujeros del árbol.		
DRAWN	17/06/2010	0. Ramírez	Ensamble 1	
CHECK				
APPR.	V. Gómez			
ISSUED				
REV				DWG NO
CONTRACT NO				anexo 1



MATERIAL: Acero CT-3

FILE NAME		FSCM NO		SHEET		SCALE	
A3				1		1:1	
SIZE							
DRAWN	17/06/2010		O. Ramírez		Barenar agujeros del árbol.		
CHECK							
APPR.	V. Gómez		Base del dispositivo				
ISSUED							
REV							
CONTRACT NO				DWG NO		1	

RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked
-------	---------------	------	-----------	---------

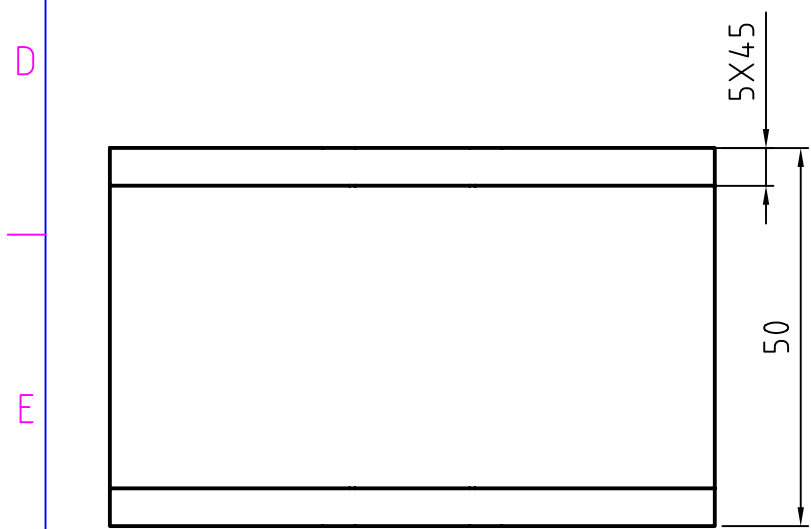
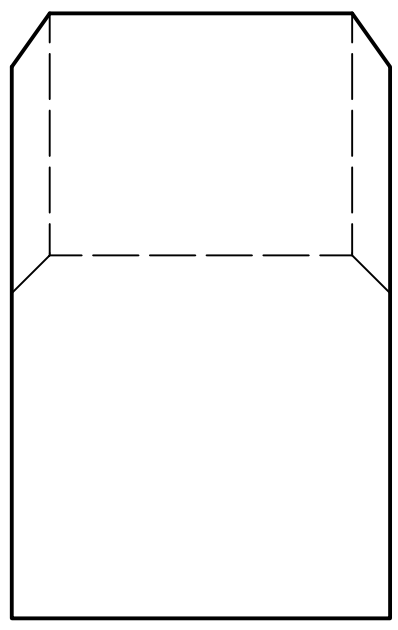
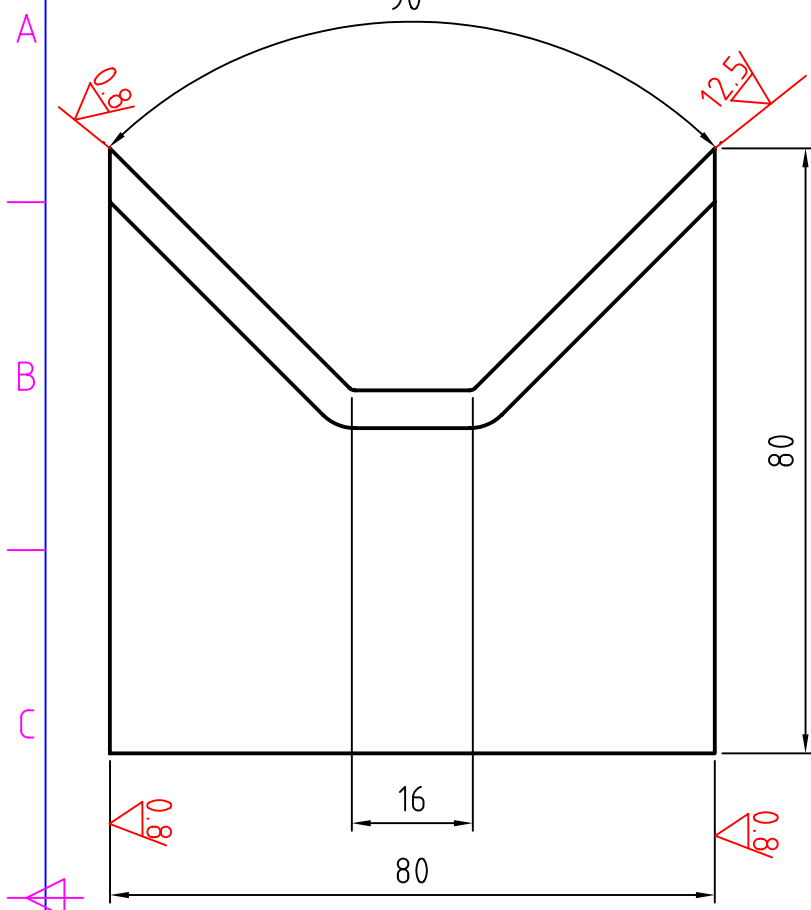


MATERIAL: Acero 20X.
 TRATAMIENTO TÉRMICO:
 Cementar y temprar hasta Hrc
 55-60.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
17/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	A2		
DRAWN	17/06/2010 0. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV			
CONTRACT NO			
		DWG NO	
		2	

Prisma Fijo

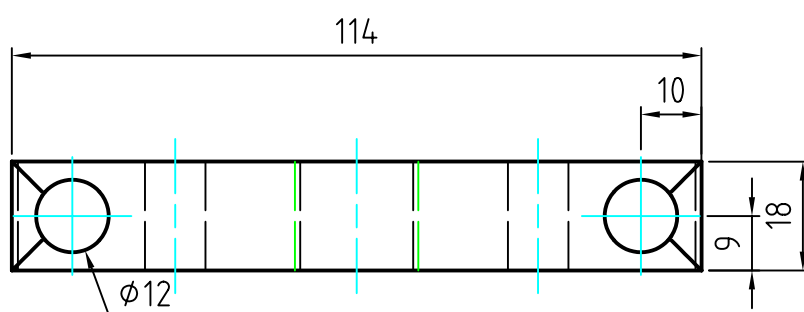
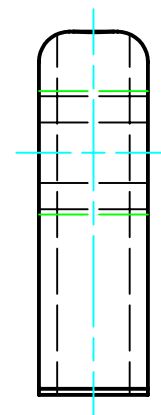
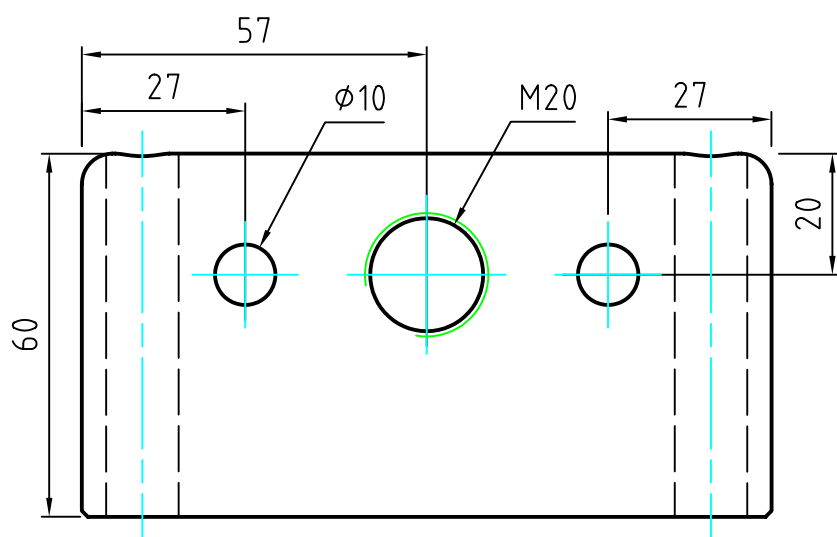
12.5/ (M)



MATERIAL: Acero 20X.
TRATAMIENTO
TÉRMICO: Cementar y
templar hasta Hrc
55-60.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
PRISMA DESPLASABLE			1:1
SIZE	A2	Prisma desplasable	
DRAWN	17/06/2010 O. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO		4	

12.5/ (M)

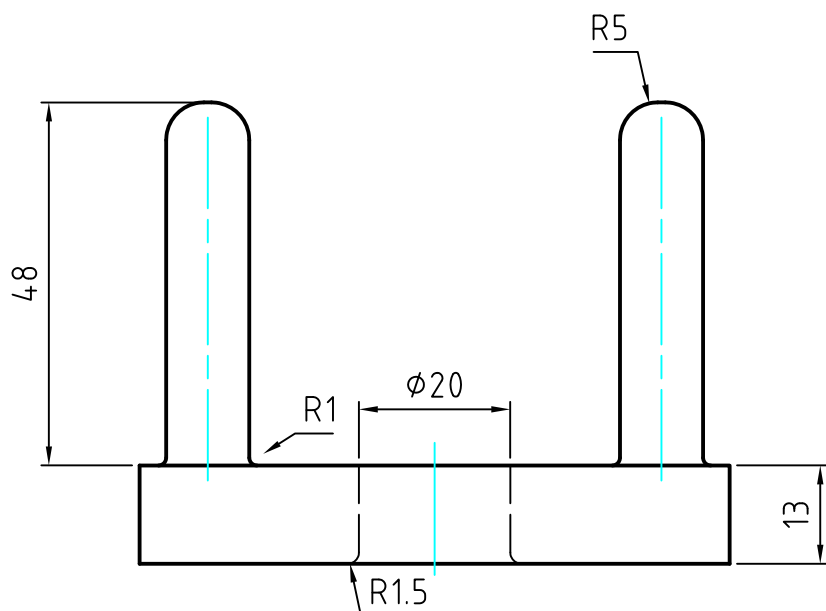
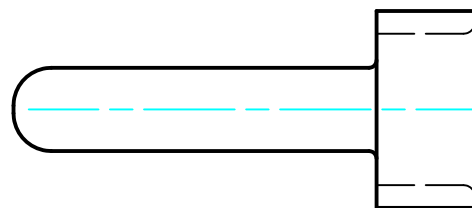
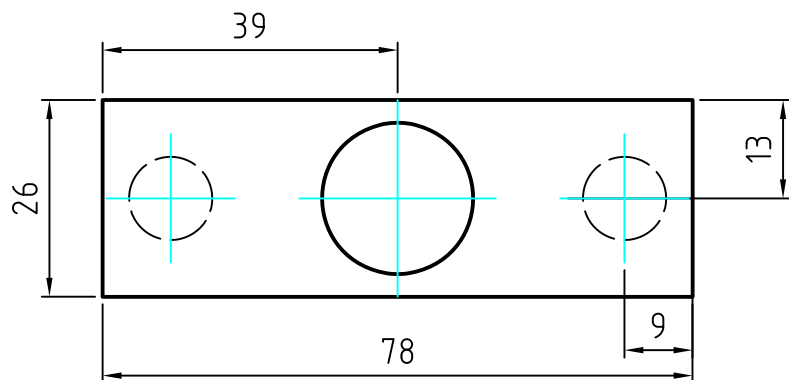


MATERIAL: Acero CT-4.
posee dos agujeros de $\phi 10$
y una rosca central M20.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
PLACA GUÍA FIJA			1:1
SIZE	A2	Placa guía fija	
DRAWN	17/06/2010 O. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV		DWG NO	5
CONTRACT NO			

1	2	3	4	
RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

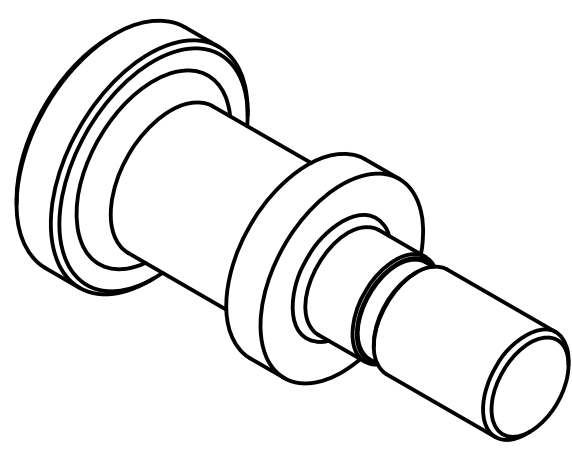
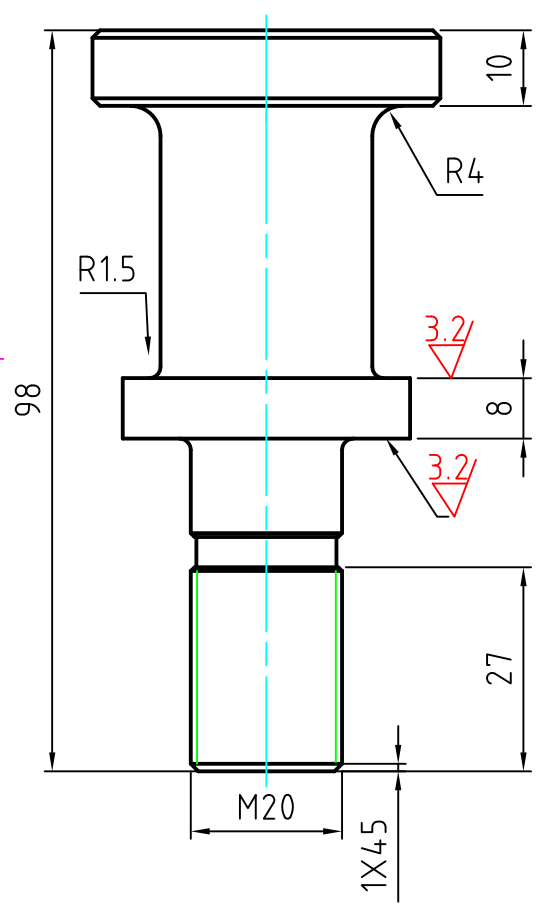
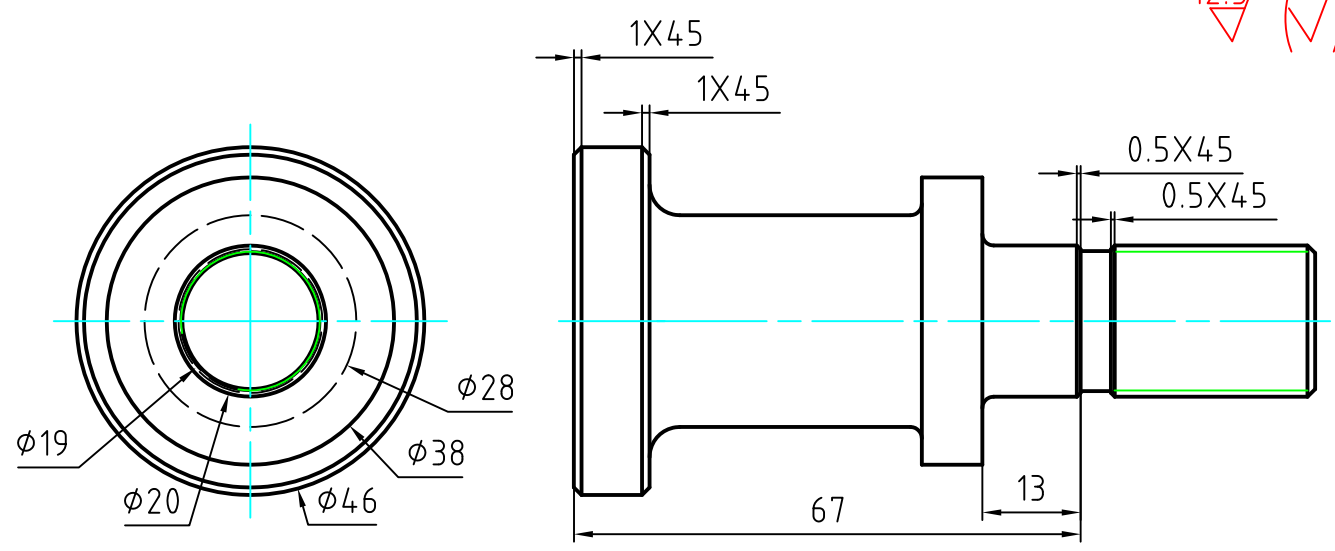
12.5 (M)



MATERIAL: Acero 45.
DUREZA: Hrc 45-50 en las
puntas.

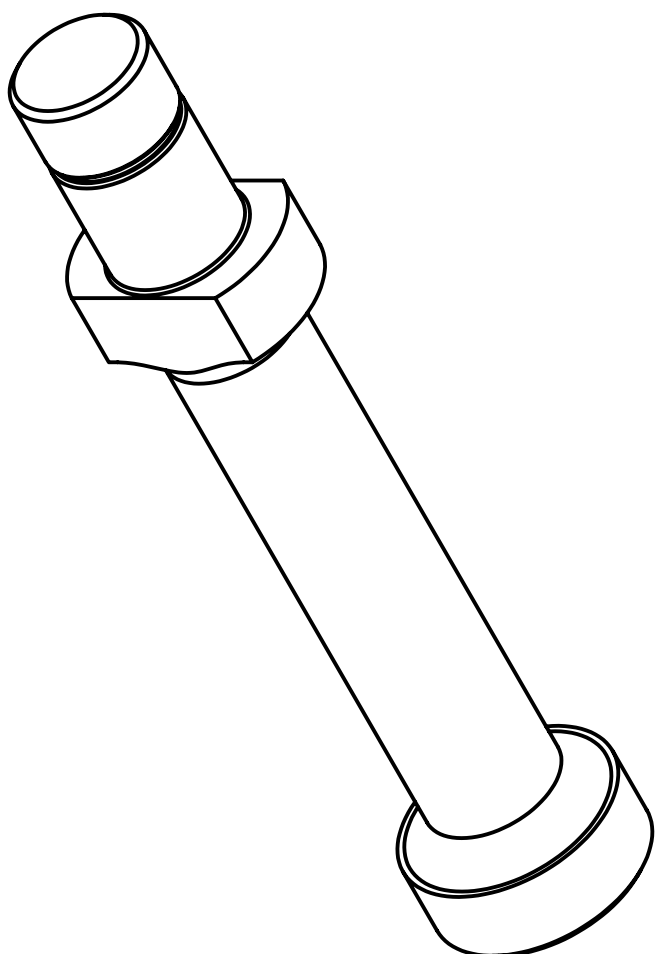
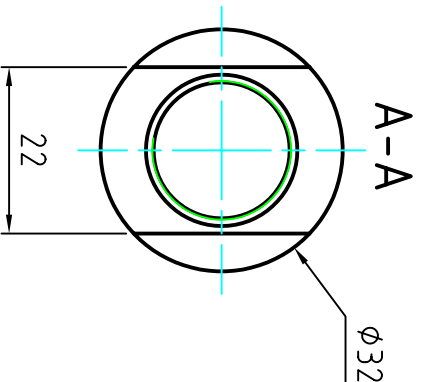
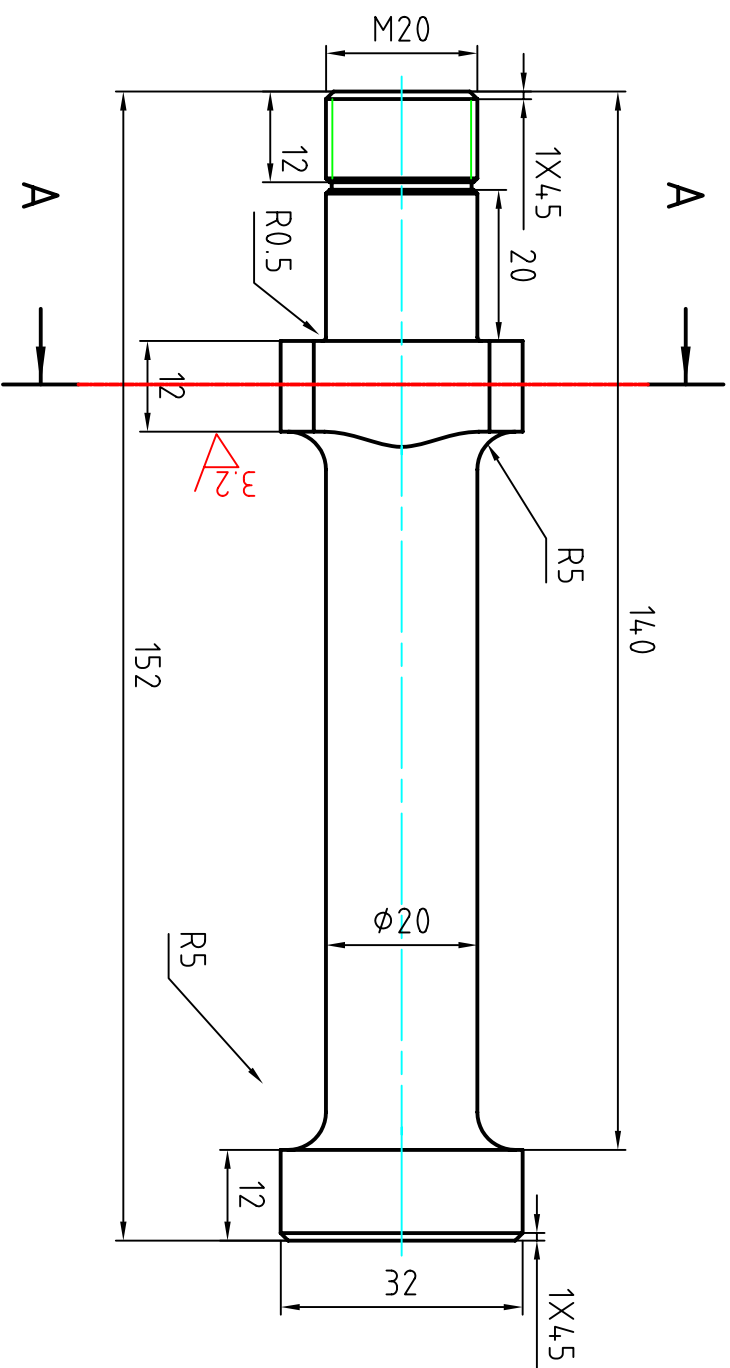
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
PROYECTO MECANICO de analisis y diseño de un bípode			1:1
SIZE	A2	Bípode	
DRAWN	17/06/2010 O. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV		DWG NO	
CONTRACT NO		6	

12.5/ (M)



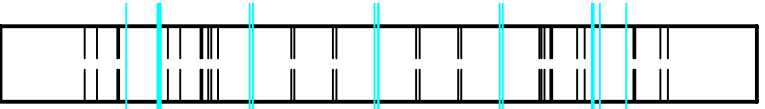
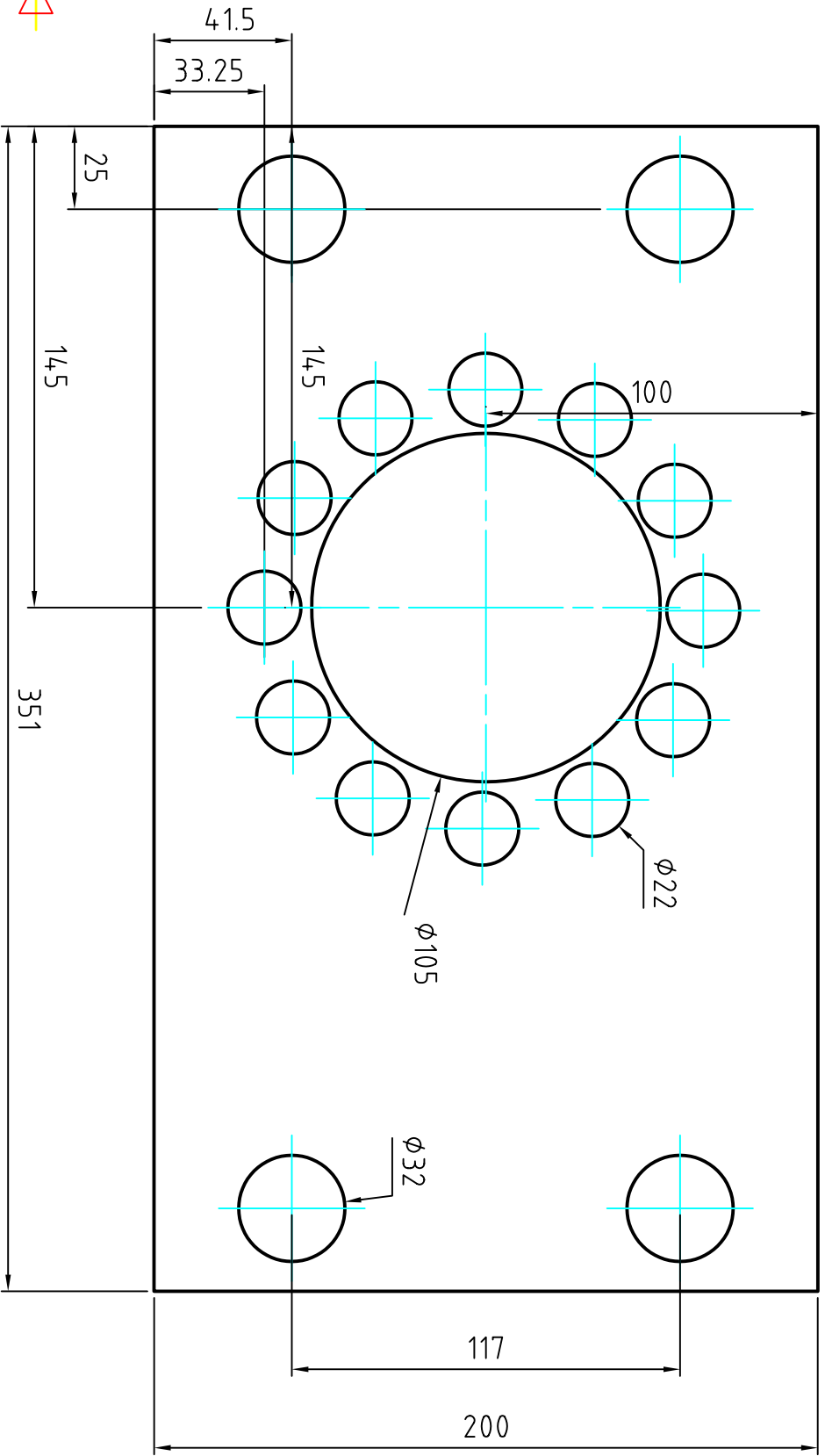
MATERIAL: Acero 45.
TRATAMIENTO TÉRMICO:
Templar hasta Hrc33-38.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
17/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	Tornillo Moleteador		
DRAWN			
CHECK			
APPR.			
ISSUED			
REV	DWG NO	7	
CONTRACT NO			



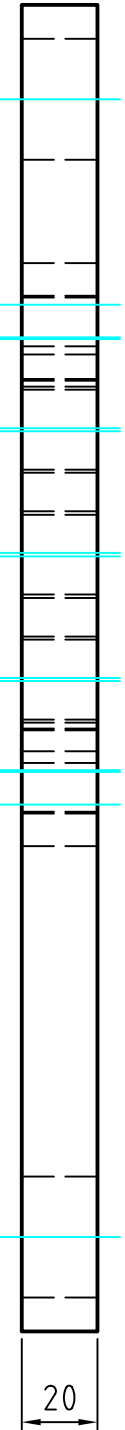
MATERIAL: Acero 45
DUREZA: HRC 35-40
(solamente los dos extremos)

FILE NAME		FSCM NO		SHEET		SCALE	
SIZE		A3		Borear agujeros del árbol.		1:1	
DRAWN		15/06/2010		O. Ramírez		Columnas del dispositivo	
CHECK							
APPR.		V. Gómez					
ISSUED							
REV				DWG NO		8	
CONTRACT NO							



12.5 (M)

MATERIAL:Acero: CT-3
12 agujeros de $\phi 22\text{mm}$.
4 agujeros de $\phi 32\text{mm}$



FILE NAME		FSCM NO		SHEET		SCALE	
SIZE		A3		Barenar agujeros del árbol.		1:1	
DRAWN		17/06/2010		O. Ramírez		Base superior	
CHECK							
APPR.		V. Gómez					
ISSUED							
REV				DWG NO		9	
CONTRACT NO							

1	2	3	4	
RevNo	Revision note	Date	Signature	Checked

12.5/ (M)

A

B

C

D

E

F

A

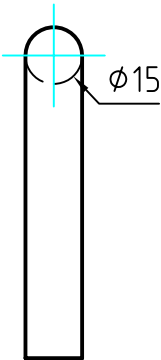
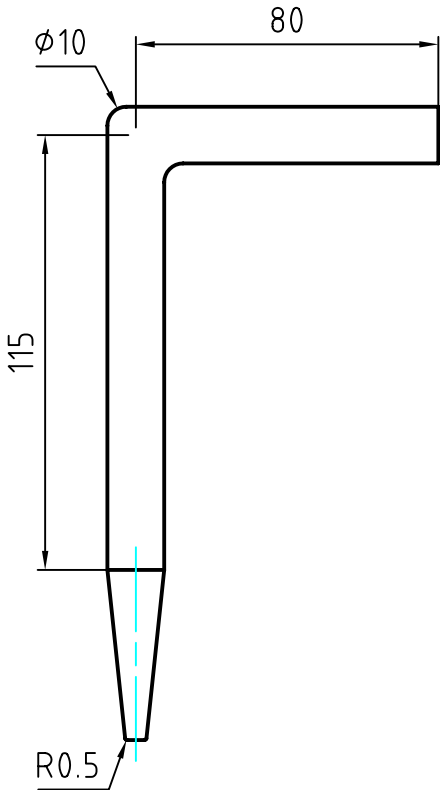
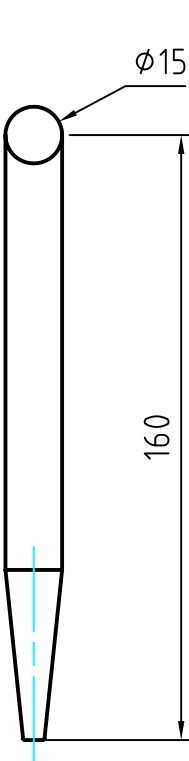
B

C

D

E

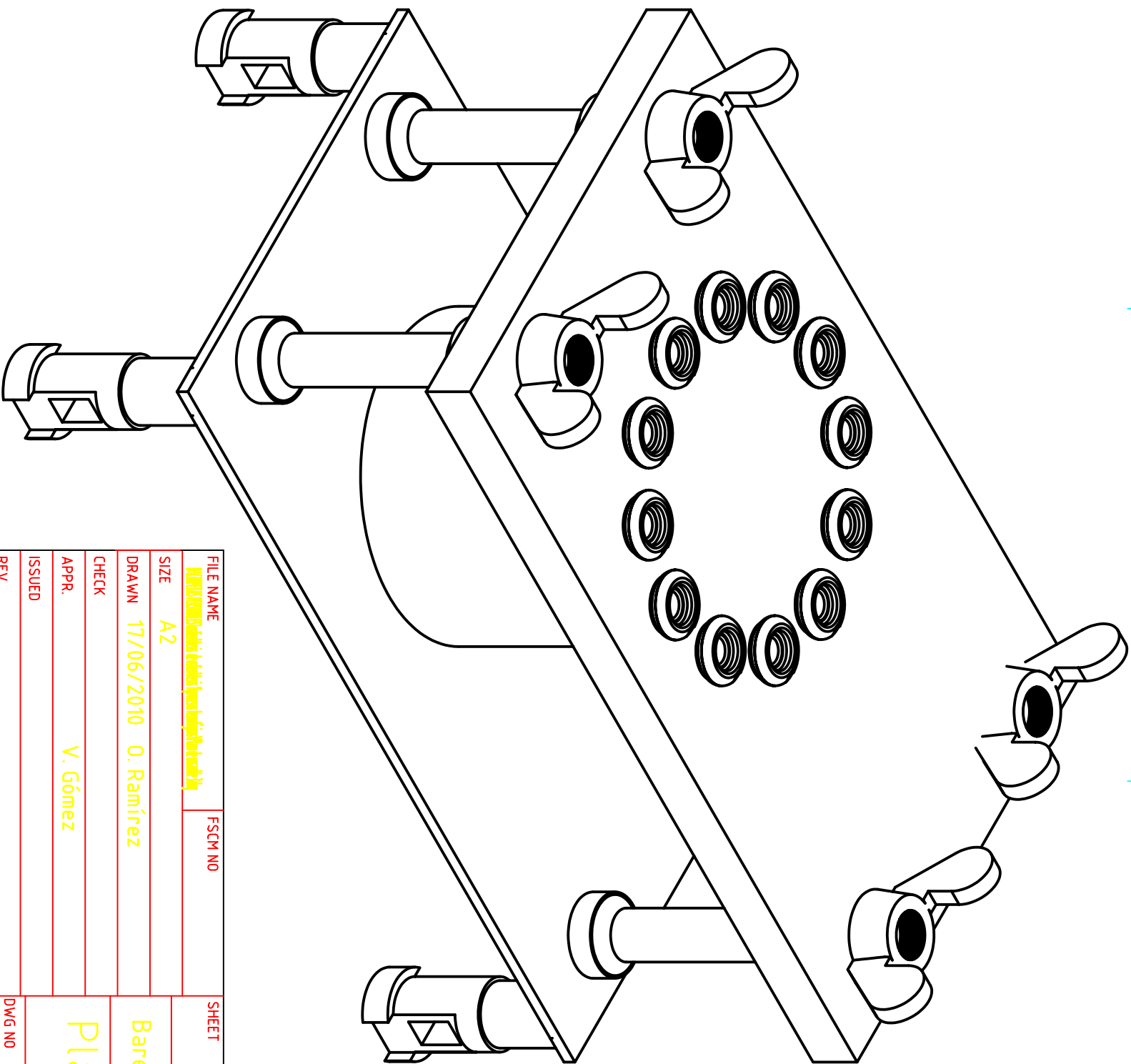
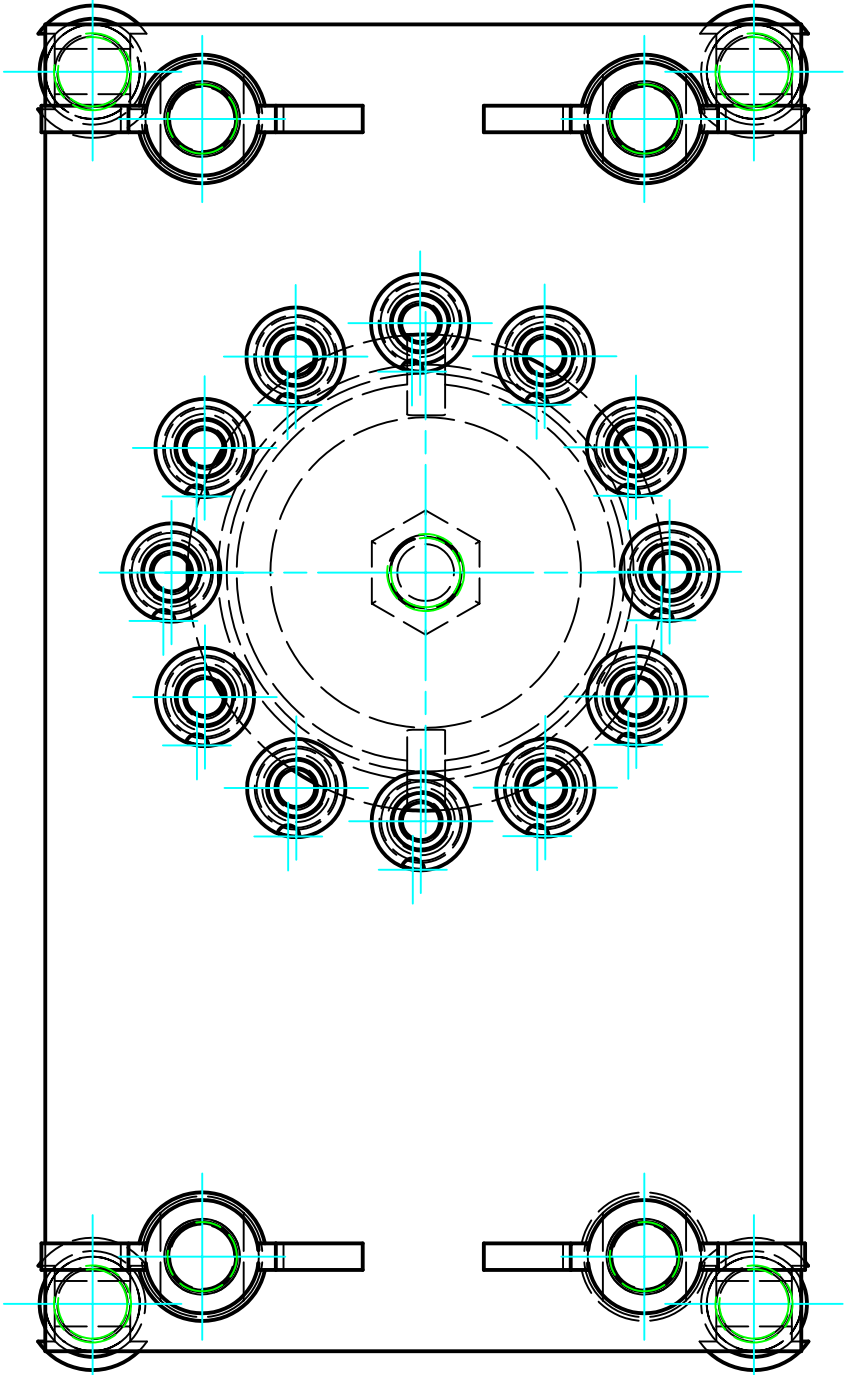
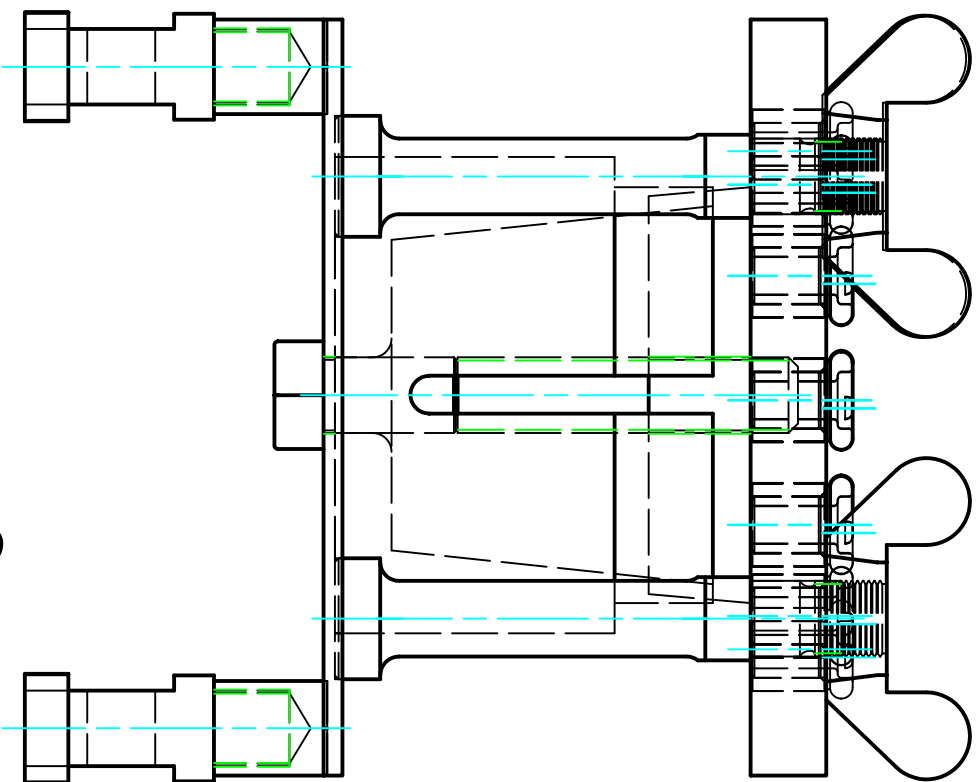
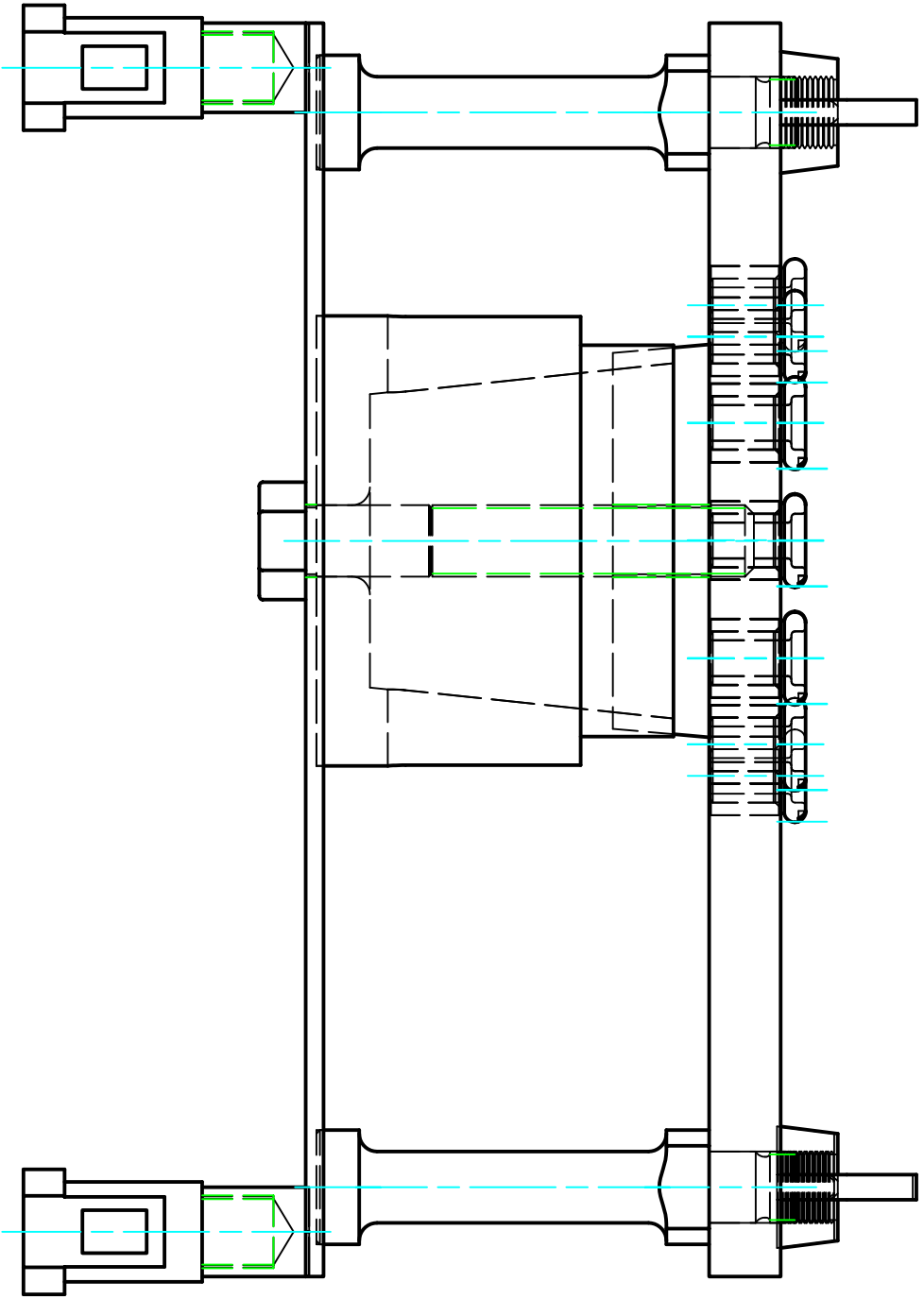
F



MATERIAL: Acero 45.

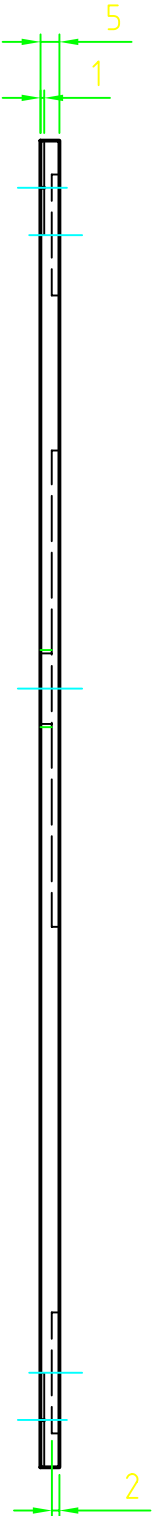
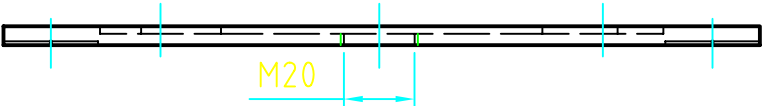
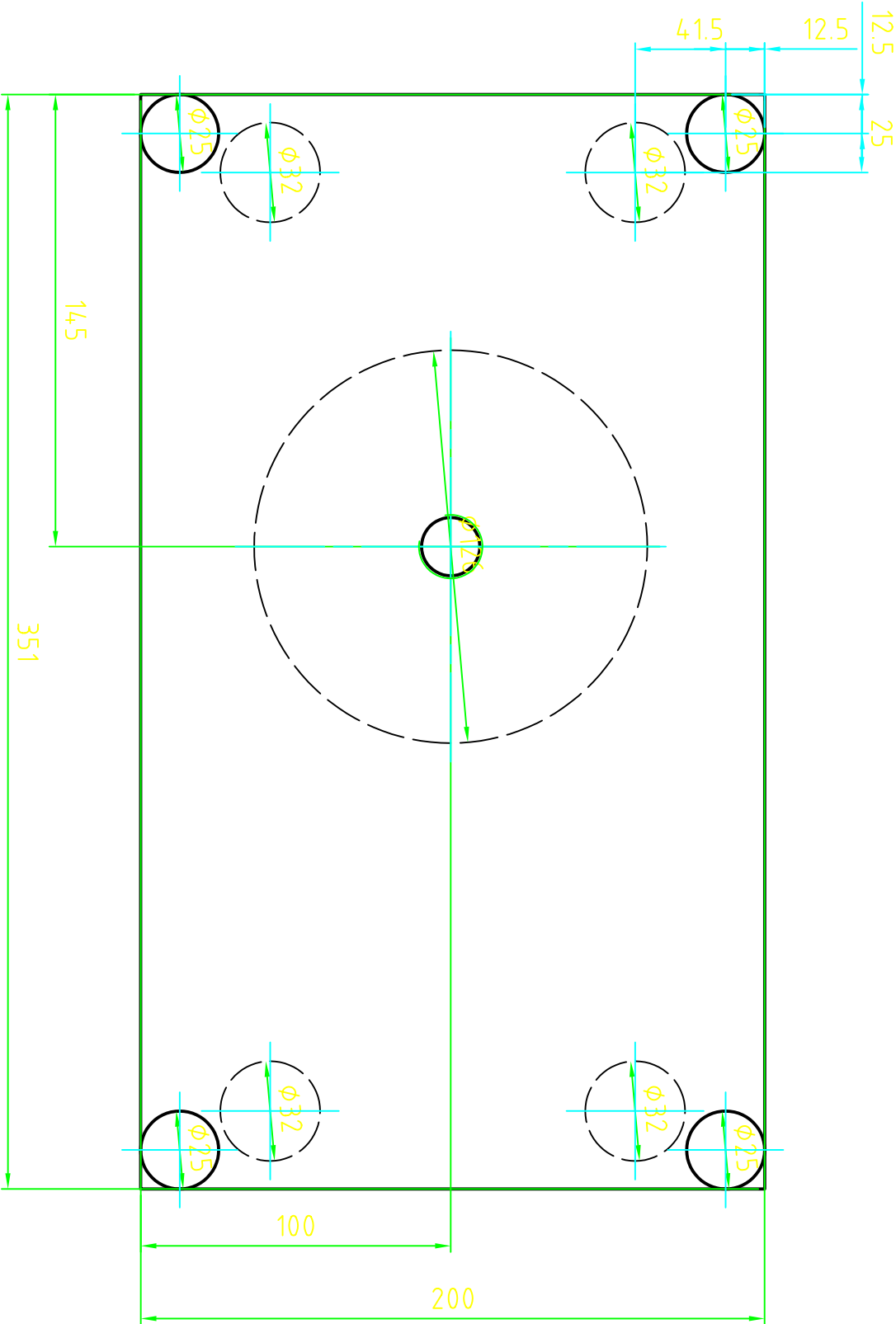
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
PAQUETES PERSONALES de software y equipos tecnológicos para el uso de la ley			1:1
SIZE	A2		
DRAWN	17/06/2010 O. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV			
CONTRACT NO			
		DWG NO	
		14	

Pasador cónico



FILE NAME		FSCH NO	SHEET		SCALE
17/06/2010 0. Ramirez			1/1		
SIZE		A2	Borear agujeros del corona.		
DRAWN		17/06/2010 0. Ramirez	Plano de ensamble 2		
CHECK					
APPR.		V. Gómez			
ISSUED					
REV					
CONTRACT NO			Anexo 2		

12.5 (M)



MATERIAL: ACERO: CT-3

FILE NAME		FSCM NO		SHEET		SCALE	
DRAWN		17/06/2010		O. Ramírez		Barenar agujeros del corona.	
CHECK		V. Gómez				Base del dispositivo	
APPR.							
ISSUED							
REV							
CONTRACT NO				DWG NO		1	

1

2

3

4

12.5/ (M)

A

A

B

B

C

C

D

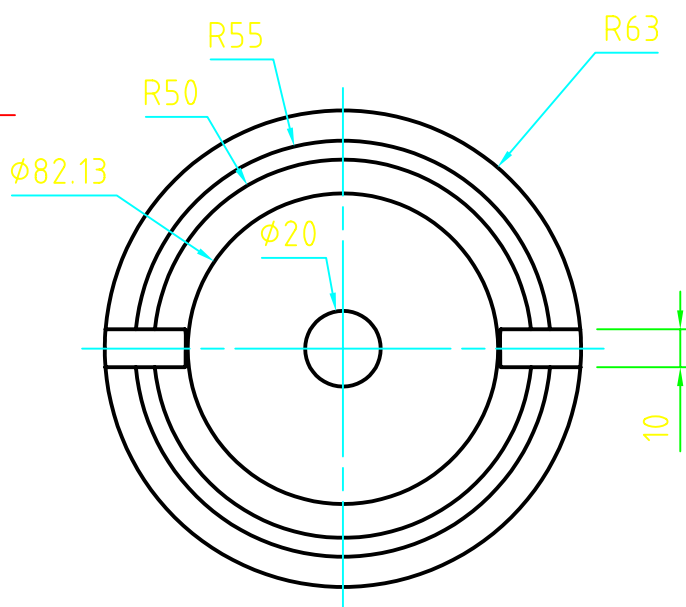
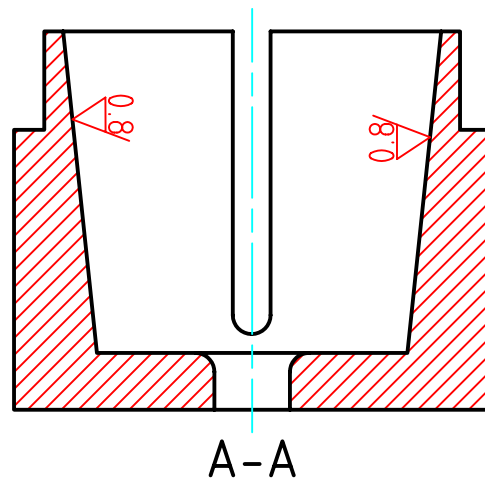
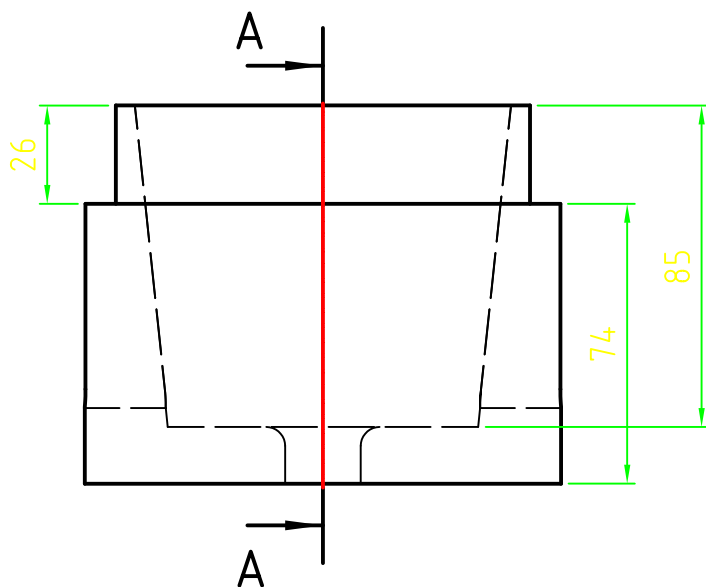
D

E

E

F

F

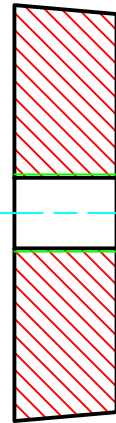
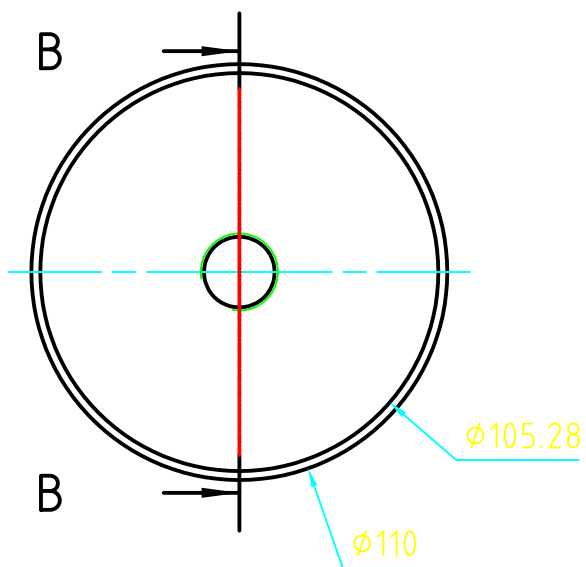


MATERIAL: Acero 65G
acero para ballestas.

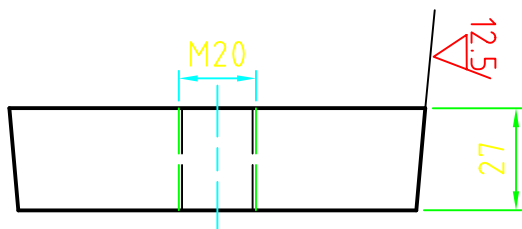
FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
16/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	A4	Borear agujeros del corona. Cubo	
DRAWN	16/06/2010 0. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED		DWG NO	
REV			
CONTRACT NO			
		2	

1

4

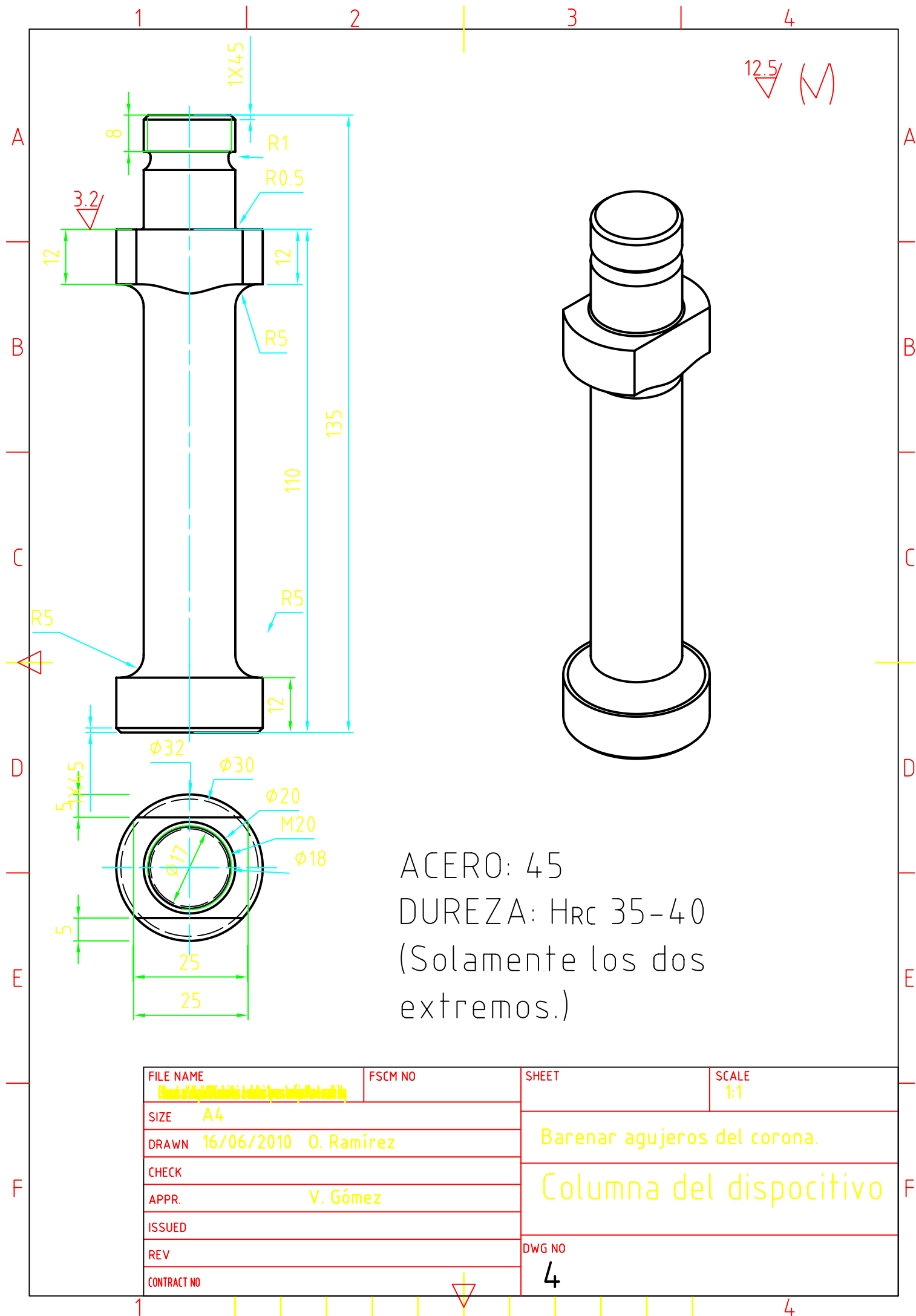


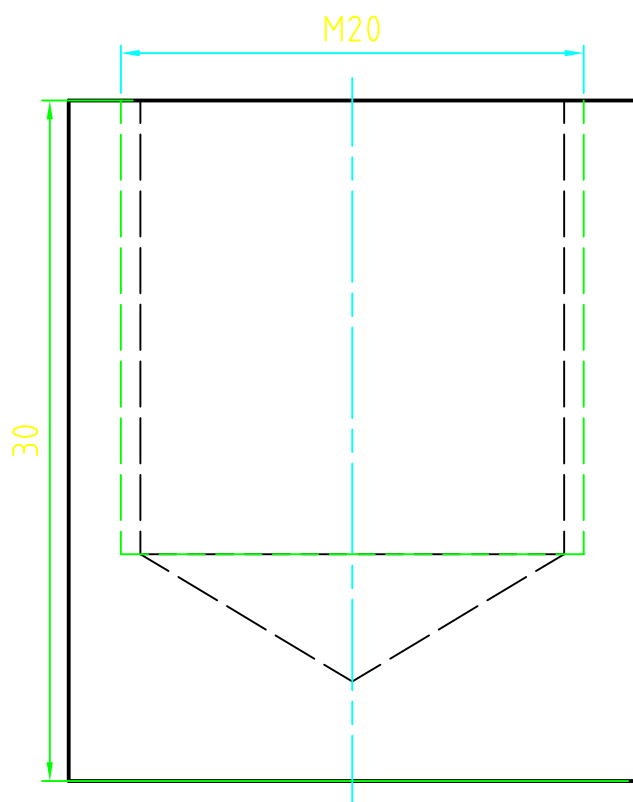
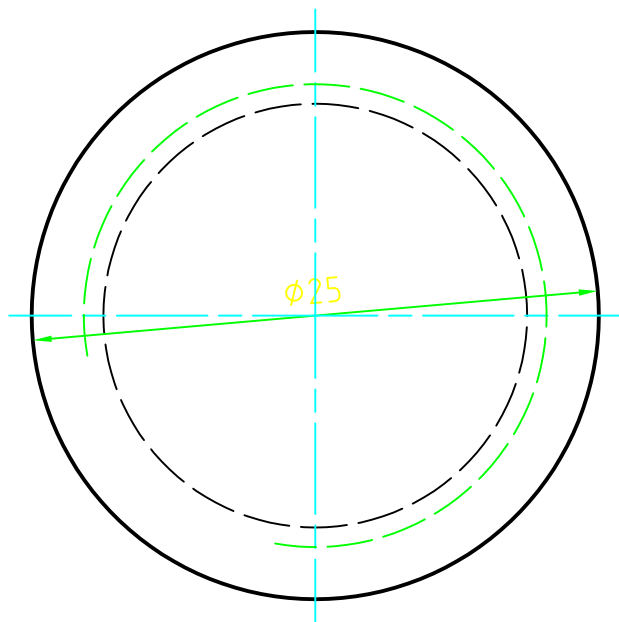
B-B



MATERIAL: Acero 45
Con dureza superficial de
HRC 45-50.

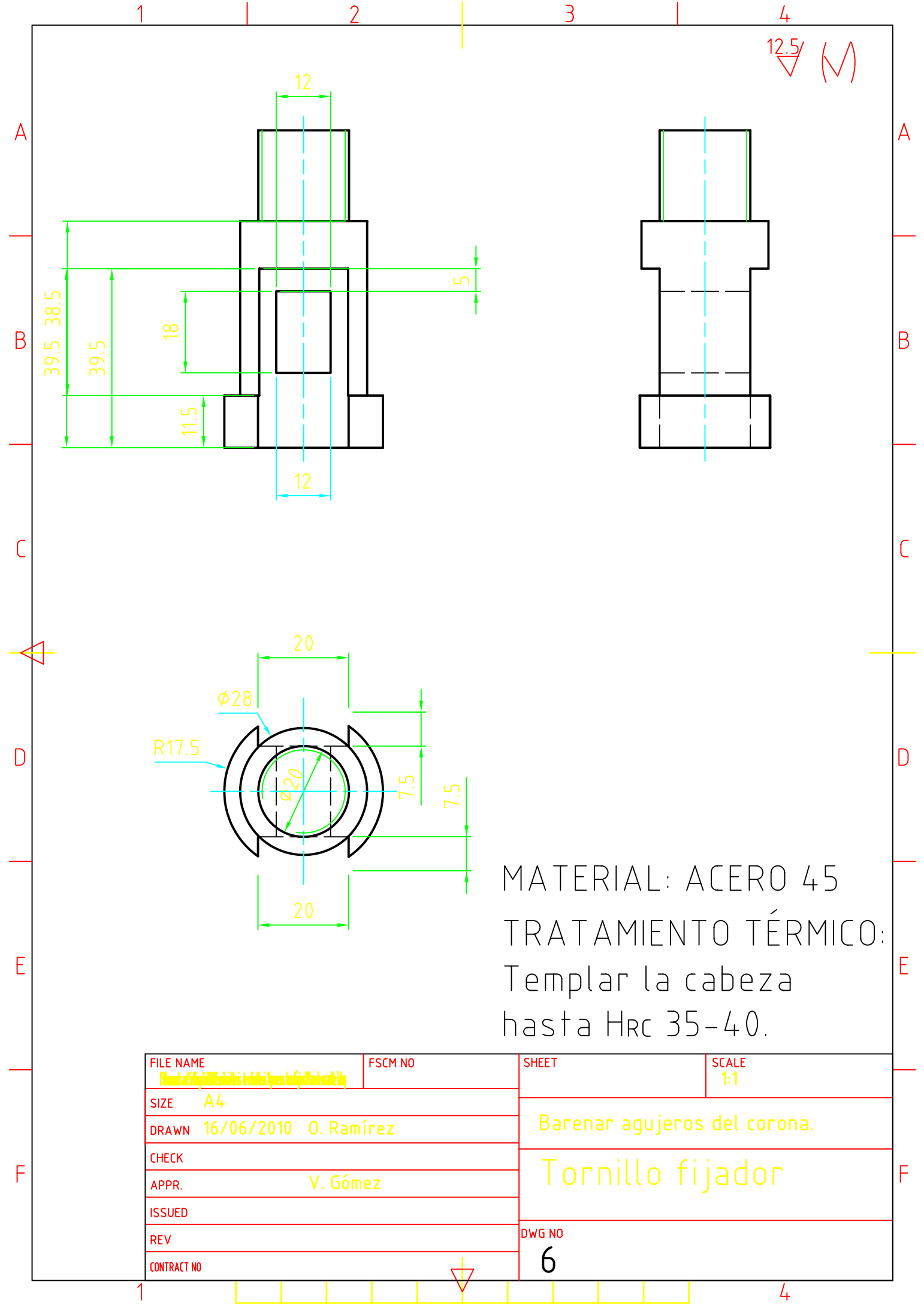
FILE NAME C:\Users\al\Documents\Proyectos\Bareneros\Bareneros\Bareneros.dwg	FSCM NO	SHEET	SCALE 1:1
SIZE A4	Bareneros agujeros del corona.		
DRAWN 16/06/2010 O. Ramírez			
CHECK	Cono expansionadol		
APPR. V. Gómez			
ISSUED	DWG NO 3		
REV			
CONTRACT NO			



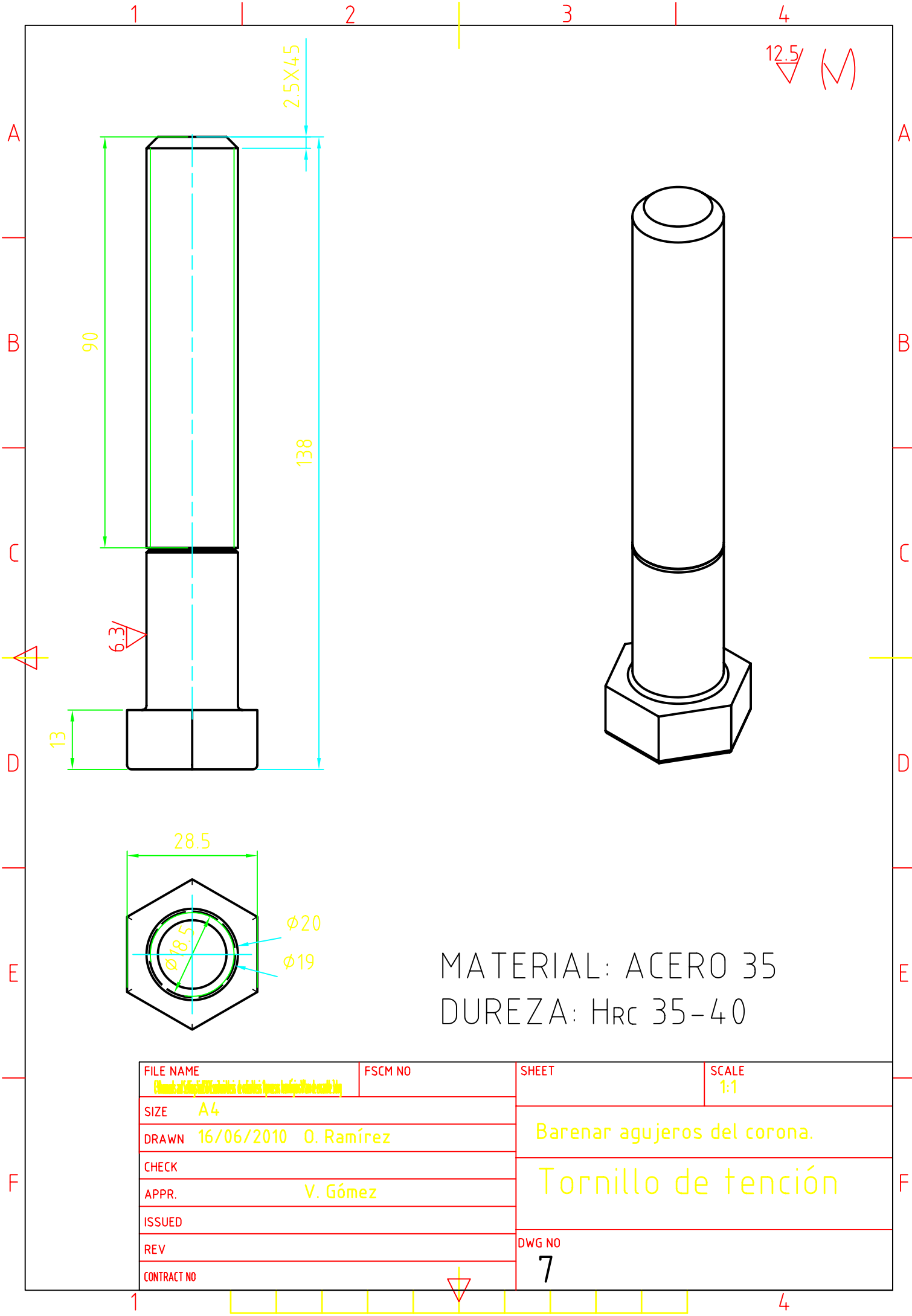


MATERIAL: ACERO 45
4 PATAS DE SUJECCIÓN
A LA MESA.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
16/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	A4	Barenar agujeros del corona.	
DRAWN	16/06/2010 0. Ramírez		
CHECK		Patas del dispositivo	
APPR.	V. Gómez		
ISSUED		DWG NO	
REV			
CONTRACT NO			
		5	



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
16/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	A4	Borear agujeros del corona.	
DRAWN	16/06/2010 0. Ramírez	Tornillo fijador	
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV		DWG NO	6
CONTRACT NO			



FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
16/06/2010 O. Ramírez			1:1
SIZE	A4	Barear agujeros del corona. Tornillo de tensión	
DRAWN	16/06/2010 O. Ramírez		
CHECK			
APPR.	V. Gómez		
ISSUED			
REV		DWG NO	7
CONTRACT NO			

1

2

3

4

3.2/ (M)

A

A

B

B

C

C

D

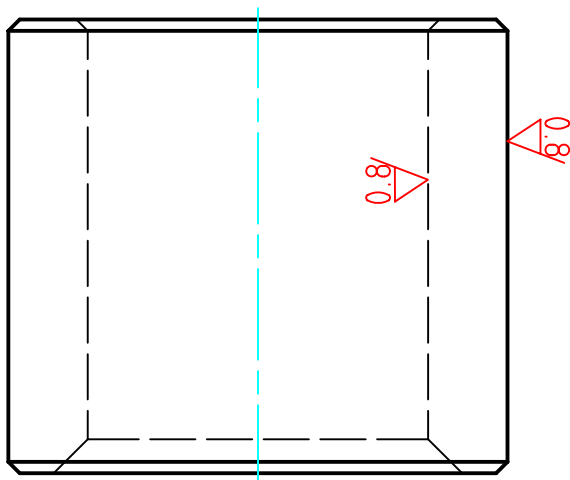
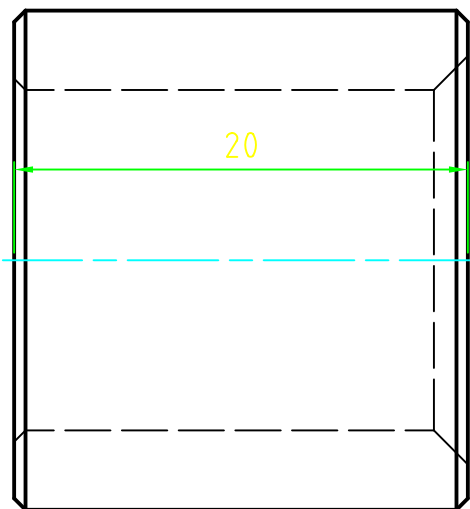
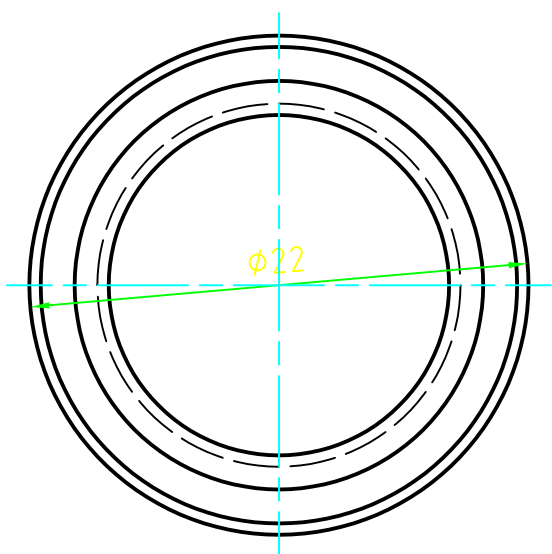
D

E

E

F

F

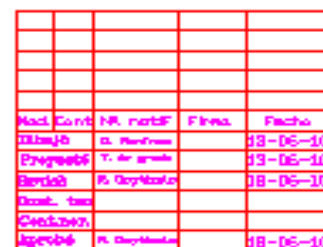


MATERIAL: ACERO Y7A
TRATAMIENTO TÉRMICO:
Templar el acero hasta Hrc
46-50.

FILE NAME	FSCM NO	SHEET	SCALE
16/06/2010 0. Ramírez			1:1
SIZE	A4	Barenar agujeros del corona.	
DRAWN	16/06/2010 0. Ramírez		
CHECK		Vujes fijos tipo I y II	
APPR.	V. Gómez		
ISSUED		DWG NO	
REV			
CONTRACT NO		10	

1

4



Acero 45

Etāpos de elaboración

13-06-10