

**ADAPTACIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA  
MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL  
COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES,  
CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA**

**DANIEL ÁNGEL GUERRERO MENESES  
EDWIN HARVEY GALLEGOS VERA**



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA  
2009**

**ADAPTACIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA  
MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL  
COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES,  
CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA**

**DANIEL ÁNGEL GUERRERO MENESES  
EDWIN HARVEY GALLEGOS VERA**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director  
RICARDO JAIMES ROLON  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2009**

## **DEDICATORIA**

A Dios, mis padres y mi hermana los cuales son el pilar de mi vida, con su apoyo y paciencia se hizo posible la realización de este proyecto.

A mis familiares y amigos, que me han apoyado y siempre han estado a mi lado.

Daniel Ángel.

A Dios, mis padres, mi hermana, mi novia y mis amigos que fueron apoyo y compañía a lo largo de mi carrera, he hicieron posible terminar con éxito este proyecto.

Edwin Harvey.

## **AGRADECIMIENTOS**

A nuestros padres por el apoyo económico, fundamental para la realización del proyecto.

Al Ing. Ricardo Jaimes Rolón, por su asesoría fundamentada, concreta y oportuna como director de este proyecto.

Un agradecimiento muy especial al Técnico Mecánico Industrial Hernando Laiton, por su experiencia y asesoría en la fabricación de las piezas necesarias para el correcto funcionamiento del banco de pruebas.

A Mario Gómez Pérez, por su gran colaboración en la etapa de culminación del proyecto.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. GENERALIDADES EN LA INSPECCIÓN DE UN ENGRANAJE	3
1.1 SISTEMA ANALÍTICO DE INSPECCIÓN	3
1.1.1 Equipos de inspección	3
1.1.1.1 Equipos de inspección manual	4
1.1.1.2 Equipos de inspección automática	6
1.2 SISTEMA DE INSPECCIÓN FUNCIONAL	7
1.2.1 Inspección de engranajes por rodadura tipo monoflanco	8
1.2.2 Inspección de engranajes por rodadura tipo doble flanco	9
1.3 DIFERENTES MÉTODOS DE MEDICIÓN PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN – CORONA	11
1.3.1 Engranajes helicoidales	11
1.3.1.1 Método de medición del agotamiento radial, $F_r$	12
1.3.1.2 Métodos de medición con máquina de coordenadas	13
1.3.1.3 Método de medición de la desviación acumulada del paso, $F_p$	14
1.3.2 Engranajes cónicos	15
1.3.2.1 Métodos de medición del paso simple, $f_{pt}$ , de la variación acumulada del paso, $F_p$ y de la variación del índice, $F_x$ .	15
1.3.2.2 Agotamiento de los dientes (método RO)	17
1.3.2.3 Métodos de medida del agotamiento	17
1.3.3 Tornillo sin fin corona	18
1.3.3.1 Método de medición del agotamiento radial del hilo de rosca del tornillo	19
1.3.3.2 Método alternativo para la medición del agotamiento del hilo de rosca del tornillo	20
1.3.3.3 Método de medición de la variación del paso del tornillo sin fin	20
1.3.3.4 Método de medición de la variación del perfil del tornillo sin fin	22
1.3.3.5 Variación de la forma del avance del tornillo	23
1.3.3.6 Métodos de medida de agotamiento en la corona	24
1.3.3.7 Medida del espesor del hilo de rosca del tornillo	25
1.3.3.8 Prueba radial compuesta mono flanco	26

2. SISTEMA Y MÉTODO DE MEDICIÓN POR DOBLE FLANCO PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN – CORONA	28
2.1 ENGRANAJES HELICOIDALES	29
2.1.1 Fundamentación de la prueba	29
2.1.2 Desviaciones registradas en la prueba doble flanco	30
2.1.3 Utilidad de los datos gráficos registrados en la prueba	32
2.1.4 Datos registrados en la prueba de acción compuesta doble flanco	33
2.1.4.1 Datos registrados en la prueba de desviación radial compuesta diente a diente	34
2.1.4.2 Datos registrados en la prueba de desviación radial total compuesta	34
Ecuación 2. Engranajes de prueba rechazados $\lfloor E \rfloor$	34
2.1.5 Valores de tolerancia	36
2.1.5.1 Grado de exactitud del engranaje	36
2.1.5.2 Rango de aplicación	37
2.1.5.3 Factor del paso	38
2.1.5.4 Regla de redondeo	38
2.1.5.5 Tolerancia radial compuesta, diente a diente, $f_{idT}$	39
2.1.5.6 Tolerancia compuesta radial, total, $F_{idT}$	39
2.2 ENGRANAJES CÓNICOS	39
2.2.1 Doble flanco compuesto (método DF)	39
2.2.2 Equipo para prueba de doble flanco compuesto	39
2.2.3 Desviaciones registradas en la prueba compuesta doble flanco	40
2.2.4 Sistema de clasificación	41
2.2.4.1 Base del sistema de clasificación	41
2.2.4.2 Grado de precisión requerido	41
2.2.4.3 Evaluación de la precisión del engranaje	41
2.2.5 Valores de tolerancia	42
2.2.5.1 Rango de aplicación	42
2.2.5.2 Factor de paso	42
2.2.6 Ecuaciones de tolerancia	42
2.2.6.1 Tolerancia compuesta doble flanco, diente a diente, $f_{idT}$	43
2.2.6.2 Tolerancia total compuesta, doble flanco, $F_{idT}$	43
2.2.7 Interpretación importante de la gráfica	44
2.3 ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN – CORONA	45
2.3.1 Fundamentación de la prueba	45
2.3.2 Desviaciones registradas en la prueba doble flanco	46

2.3.3	Grado de precisión requerido	47
2.3.4	Ecuaciones para calcular las tolerancias del tornillo sin fin y la corona	47
2.3.4.1	Tolerancia de la variación diente a diente del tornillo sin fin	47
2.3.4.2	Tolerancia de la variación compuesta total del tornillo sin fin	47
2.3.4.3	Tolerancia de la variación diente a diente de la corona	48
2.3.4.4	Tolerancia de la variación compuesta total de la corona	48
2.3.5	Tablas de tolerancia de inspección	48
2.4	REQUISITOS DEL EQUIPO DE PRUEBA PARA LA ACCIÓN COMPUESTA	49
2.4.1	Agotamiento o Giro Excéntrico Mínimo	49
2.4.2	Paralelismo de ejes	49
2.4.3	Montaje	49
2.4.4	Cambios en la distancia entre centros	49
2.4.5	Mantener un adecuado acoplamiento	50
2.4.6	Sistema de sujeción por medio de resorte	50
2.4.7	Temperatura	51
2.4.8	Vibraciones	51
2.4.9	Fuente de corriente eléctrica	51
2.4.10	Ambiente del laboratorio	51
2.4.11	Otras Consideraciones	52
2.5	ENGRANAJE PATRÓN	52
2.5.1	Designación del número de grado	54
2.6	CALIBRACIÓN	55
3.	ADAPTACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO	57
3.1	BANCO EXPERIMENTAL PARA ENGRANAJES RECTOS	57
3.2	ANÁLISIS DE LA ADAPTACIÓN	57
3.3	MODIFICACIONES REALIZADAS AL BASTIDOR	58
3.4	PIEZAS FABRICADAS	60
3.4.1	Placa base	60
3.4.2	Guías o rieles	60
3.4.3	Soporte principal del husillo	61
3.4.4	Soporte secundario	62
3.4.5	Acople del tornillo sin fin – corona	63
3.4.6	Soportes del sensor	64
3.4.7	Platinas del sensor	64
3.4.8	Engranajes de prueba	65

3.4.9 Engranajes patrón	67
3.5 MONTAJES DE LAS PRUEBAS	69
3.5.1 Montaje de engranajes rectos y helicoidales	69
3.5.2 Montaje de engranajes cónicos	71
3.5.3 Montaje de engranajes de tornillo sin fin – corona	72
3.6 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	73
3.7 PUESTA A PUNTO DEL BANCO	74
4. DISEÑO Y RESULTADOS DE LAS PRÁCTICAS DINÁMICAS	75
4.1 DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS	75
4.1.1 Práctica de fresado vs generación	76
4.1.2 Práctica con diferentes materiales	76
4.1.3 Comparación entre manufactura local vs fabricación en serie	77
4.1.4 Pruebas dinámicas	78
4.1.5 Fresado convencional vs fresado por generación	78
4.1.6 Diferentes materiales	81
4.1.6.1 Engranajes helicoidales	81
4.1.6.2 Engranajes cónicos	85
4.1.6.3 Engranajes de tornillo sin fin - corona	89
4.1.7 Manufactura local vs producción en serie	93
4.1.7.1 Engranajes helicoidales	93
4.1.7.2 Engranajes cónicos	95
4.1.7.3 Engranajes de Tornillo sin fin – corona	97
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES	100
CONCLUSIONES	101
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	102
ANEXOS	105

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Sistemas manuales de inspección analítica	4
Figura 2. Clasificación de los instrumentos de medición manual	5
Figura 3. Instrumentos de Medición Tradicional	5
Figura 4. Sistema de última generación para la medición de la calidad de los	6
Figura 5. Funcionamiento de un equipo de inspección automático	7
Figura 6. Pruebas tipo mono flanco y doble flanco	8
Figura 7. Errores presentes en la prueba monoflanco	9
Figura 8. Montaje típico	10
Figura 9. Geometrías involucradas en la medición tipo doble flanco	11
Figura 10. Principio de medición del agotamiento radial	12
Figura 11. Tamaño del yunque para la medición del agotamiento radial	12
Figura 12. Máquina de coordenadas para medición del agotamiento y el paso	14
Figura 13. Medidor con picador de las desviaciones del paso presentes	14
Figura 14. Esquema de prueba de dos puntas	16
Figura 15. Esquema de prueba de una punta	16
Figura 16. Chequeo de agotamiento con una punta de prueba	17
Figura 17. Chequeo de agotamiento con dos puntas de prueba	18
Figura 18. Inspección de la holgura del hilo de rosca del tronillo	19
Figura 19. Inspección de la variación del paso del tornillo sin fin, método A	21
Figura 20. Inspección de la variación del paso del tornillo, método B	21
Figura 21. Inspección del perfil del hilo de rosca del tornillo	23
Figura 22. Inspección del avance del hilo de rosca del tornillo	24
Figura 23. Agotamiento del diente de la corona, $V_{rG}$	24
Figura 24. Medición del espesor del hilo de rosca por medio de un calibrador de dientes de engranajes	25
Figura 25. Medición del espesor del hilo de rosca sobre tres puntas de prueba	26
Figura 26. Esquema de la prueba mono flanco	27
Figura 27. Prueba doble flanco	28
Figura 28. Esquema del dispositivo de verificación radial compuesta	29
Figura 29. Curva de la desviación compuesta radial	30
Figura 30. Desviaciones de un engranaje con excentricidad	31
Figura 31. Interpretación de las desviaciones compuestas radiales	33

Figura 32. Interpretación Manual de la Prueba Compuesta	35
Figura 33. Número de grado AGMA	36
Figura 34. Esquema de prueba de engranaje cónico	40
Figura 35. Curva de la prueba de engranaje de 12 dientes	41
Figura 36. Esquema de la prueba doble flanco	46
Figura 37. Engranajes patrones	55
Figura 38. Error de alineamiento en el eje de rotación (a) y sistemas de calibración de la distancia entre centros (b)	56
Figura 39. Componentes principales del dispositivo	57
Figura 40. Bastidor (Vista Isométrica), a) Diseño anterior, b) Nuevo diseño	59
Figura 41. Placa base del husillo	60
Figura 42. Guía o riel	61
Figura 43. Base o cuña	61
Figura 44. Platina de fijación	62
Figura 45. Platina de soporte	63
Figura 46. Acople ranurado de Duralón	63
Figura 47. Soportes del sensor: montaje recto (a) y montaje helicoidal, cónico y de tornillo sin fin – corona (b)	64
Figura 48. Platinas del sensor: montaje recto (a), montaje helicoidal y cónico (b) y montaje de tornillo sin fin – corona (c)	65
Figura 49. Montaje de engranajes rectos (arriba) y helicoidales (abajo)	69
Figura 50. Montaje de engranajes cónicos	71
Figura 51. Montaje de engranajes de tornillo sin fin – corona	72
Figura 52. Esquema eléctrico del sistema de adquisición de datos	73
Figura 53. Fresado convencional (a) vs fresado por generación (b)	76
Figura 54. Engranajes de prueba de diferentes materiales	77
Figura 55. Montaje de engranajes helicoidales	78
Figura 56. Curvas del fresado por generación (I) vs fresado convencional (II)	79
Figura 57. Curvas representativas para generación (arriba) y convencional (abajo)	80
Figura 58. Curvas del engranaje helicoidal fabricado en diferentes materiales: Duralón (I), Baquelita (II) y Fundición Gris (III)	81
Figura 59. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita	83
Figura 60. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón	84
Figura 61. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris	84
Figura 62. Montaje de engranajes cónicos	85

Figura 63. Curvas del engranaje cónico fabricado en diferentes materiales: Bakelita (I), Duralón (II) y Fundición Gris (III)	85
Figura 64. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita	87
Figura 65. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón	88
Figura 66. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris	88
Figura 67. Montaje de engranajes de tornillo sin fin - corona	89
Figura 68. Curvas del engranaje cónico fabricado en diferentes materiales: Bakelita (I), Duralón (II) y Fundición Gris (III)	89
Figura 69. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita	91
Figura 70. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón	92
Figura 71. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris	92
Figura 72. Curva de desviaciones del engranaje helicoidal producido en serie	93
Figura 73. Curvas Representativas para el engranaje helicoidal producido en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)	94
Figura 74. Curva de desviaciones del engranaje cónico producido en serie	95
Figura 75. Curvas Representativas para el engranaje cónico producido en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)	96
Figura 76. Curva de desviaciones de la corona producida en serie	97
Figura 77. Curvas Representativas para la corona producida en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)	98

## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Clasificación del Grado de Exactitud según el Error Permisible [ $\mu\text{m}$ ]	37
Tabla 2. Cargas recomendadas para engranajes	50
Tabla 3. Tolerancias para engranajes patrón (Modulo entre 0.2 - 2.5)	53
Tabla 4. Desviaciones obtenidas para diferentes procesos de manufactura	80
Tabla 5. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris	83
Tabla 6. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris	87
Tabla 7. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris	91
Tabla 8. Desviaciones obtenidas para engranajes helicoidales de producción local y en serie	94
Tabla 9. Desviaciones obtenidas para engranajes cónicos de producción local y en serie	96
Tabla 10. Desviaciones obtenidas para engranajes de tornillo sin fin - corona de producción local y en serie	98

## LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Engranajes de prueba aceptables	34
Ecuación 3. Engranajes de prueba aceptables en la fase	35
Ecuación 4. Constante para calcular la desviación compuesta total	37
Ecuación 5. Tolerancia radial compuesta de engranajes helicoidales, diente a diente, $f_{idT}$	39
Ecuación 6. Tolerancia compuesta radial de engranajes helicoidales, total, $F_{idT}$	39
Ecuación 7. Tolerancia compuesta doble flanco de engranajes cónicos, diente a diente, $f_{idT}$ .	43
Ecuación 8. Tolerancia total compuesta de engranajes cónicos, doble flanco, $F_{idT}$	43
Ecuación 9. Tolerancia total compuesta de engranajes cónicos, doble flanco, $F_{idT}$	43
Ecuación 10. Tolerancia de la variación diente a diente del tornillo sin fin	47
Ecuación 11. Tolerancia de la variación compuesta total del tornillo sin fin	47
Ecuación 12. Tolerancia de la variación diente a diente de la corona	48
Ecuación 13. Tolerancia de la variación compuesta total de la corona	48
Ecuación 14. Módulo aparente para engranajes helicoidales	66
Ecuación 15. Módulo real para engranajes helicoidales	66
Ecuación 16. Paso de engranajes	66
Ecuación 17. Altura del diente	66
Ecuación 18. Módulo real para engranajes cónicos	66
Ecuación 19. Angulo de inclinación del perfil del diente de la rueda	67
Ecuación 20. Módulo real para engranajes	67
Ecuación 21. Angulo de inclinación del perfil del diente del piñón	68
Ecuación 22. Avance del tornillo sin fin	69

## LISTA DE ANEXOS

pág.

- ANEXO 1. Tolerancias compuestas doble flanco para engranajes cónicos, diente a diente,  $f_{idT}$ , Grado 5
- ANEXO 2. Tolerancias compuestas doble flanco para engranajes cónicos, total,  $F_{idT}$ , Grado 5
- ANEXO 3. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 3
- ANEXO 4. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 4
- ANEXO 5. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 5
- ANEXO 6. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 6
- ANEXO 7. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 7
- ANEXO 8. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 8
- ANEXO 9. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 9
- ANEXO 10. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 10
- ANEXO 11. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 11
- ANEXO 12. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 12
- ANEXO 13. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 3
- ANEXO 14. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 4
- ANEXO 15. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 5
- ANEXO 16. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 6
- ANEXO 17. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 7
- ANEXO 18. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 8
- ANEXO 19. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 9
- ANEXO 20. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 10
- ANEXO 21. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 11
- ANEXO 22. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 12
- ANEXO 23. Procedimiento para el arreglo de datos en "MICROSOFT EXCEL"
- ANEXO 24. Manual de prácticas

## NOMENCLATURA

NOTACION	TERMINOS	UNIDADES
$a$	Distancia entre centros	mm
$a_d$	Distancia entre centros de prueba	mm
$d$	Diámetro de paso	mm
$d_b$	Diámetro de base	mm
$F_{id}$	Desviación radial compuesta total	$\mu\text{m}$
$f_{id}$	Desviación radial compuesta diente a diente	$\mu\text{m}$
$F_r$	Descentramiento	$\mu\text{m}$
$f_e$	Excentricidad	mm
$L_g$	Altura de apilado del bloque de galga	mm
$m$	Modulo	--
$P$	Paso	mm
$R_r$	Radio de Prueba	mm
$s$	Espesor del diente	mm
$z$	Número de dientes	--
$\alpha$	Angulo de presión	grados
$\psi$	Angulo de hélice	grados
$\delta$	Angulo medio	grados
$\eta$	Angulo medio del espesor del diente	grados
$\varepsilon_\beta$	Relación helicoidal de traslapo	--
$A$	Addendum (Altura de cabeza)	mm
$b$	Deddendum (Altura del pie)	mm
$c$	Holgura	--
$d_o$	Diámetro Exterior	mm
$d_R$	Diámetro de Raíz	mm
$h_T$	Altura Total	Mm
$F_R$	Carga Radial Sobre Rodamiento de Bolas	N

## GLOSARIO

**ENGRANAJES RECTOS:** Son los que tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo, es el más sencillo de todos los tipos de engranajes.

**ENGRANAJES HELICOIDALES:** Son los que cuentan con dientes inclinados respecto al eje de rotación y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranajes rectos, con la ventaja que no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento.

**ENGRANAJES CÓNICOS:** presentan dientes formados en superficies cónicas y se emplean sobre todo para la transmisión de movimiento entre ejes que se intersecan.

**ENGRANAJE TORNILLO SIN FIN - CORONA:** Generalmente cilíndricos. Pueden considerarse derivados de los helicoidales para ejes cruzados, siendo el tornillo una rueda helicoidal de un solo diente (tornillo de un filete) o de varios (dos o más). La rueda puede ser helicoidal simple o especial para tornillo sin fin, en la que la superficie exterior y la de fondo del diente son concéntricas con las cilíndricas del tornillo.

**ENGRANAJE PATRÓN:** Es un engranaje de exactitud conocida, diseñado para ser acoplado al engranaje a ser inspeccionado para desviación total radial compuesta.

**ENGRANAJE DE PRUEBA:** Es el engranaje el cual será sometido a evaluación.

**DESVIACION RADIAL COMPUESTA DIENTE A DIENTE ( $f_{id}$ ):** La desviación radial compuesta diente a diente es el valor de la mayor desviación radial compuesta dentro de cualquier paso, cuando el engranaje de prueba es girado una revolución completa con su flanco derecho e izquierdo simultáneamente en contacto con aquellos del engranaje patrón.

**DESVIACIÓN TOTAL RADIAL COMPUESTA, ( $F_{id}$ ):** La desviación total radial compuesta es la diferencia entre los valores máximos y mínimos de distancia entre centros que ocurren durante la prueba.

**BACKLASH (HUELGO):** La diferencia entre el espacio entre dientes y el ancho del diente se conoce como huelgo. El espacio entre dientes debe ser mayor que el ancho del diente medido sobre el círculo de paso. De no ser así, los engranes trabajarían con los dientes muy apretados.

**MÉTODOS DE MEDICION COMPUESTOS:** Miden el efecto acumulativo de errores individuales.

**MÉTODOS DE MEDICIÓN INDIVIDUALES:** Miden los errores (avance, perfil, paso y espesor del diente) en forma individual.

**DURALON:** Nombre comercial del Nylon 12, es un polímero ideal para la fabricación de engranajes, piñones y ruedas dentadas debido a su alta resistencia a esfuerzos mecánicos combinados y a su resistencia a la abrasión y al desgaste. Además ayuda a disminuir la contaminación por ruido.

**CAD:** Diseño Asistido por Computadora, es una herramienta computacional que permite el modelamiento de las piezas y montajes de cualquier sistema.

## RESUMEN

### TÍTULO:

**ADAPTACIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN – CORONA**

### AUTORES:

Daniel Ángel Guerrero Meneşes.  
Edwin Harvey Gallego Vera.\*\*

### PALABRAS CLAVES:

Engranajes, Adaptación, Desviación y Tolerancias de la calidad.

### DESCRIPCIÓN:

Con este proyecto se busca optimizar el banco de pruebas de engranajes rectos existente en el Laboratorio de Diseño de Máquinas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, logrando una versatilidad, eficacia y rapidez en los montajes para los diferentes tipos de engranajes contemplados en este proyecto de grado. Ofreciendo a los estudiantes una herramienta para aplicar los conceptos adquiridos en las diferentes asignaturas del área de diseño, desarrollando una cultura hacia la investigación e innovación en el campo de los dispositivos de medición.

En las diferentes prácticas se aplicó el método de inspección de doble flanco el cual evalúa tres errores: desviación radial compuesta total, desviación compuesta diente a diente y descentramiento; este método consiste en dos engranajes que endientan juntos con un buen apriete durante una rotación, uno de los cuales es un engranaje patrón, preferiblemente de alta calidad y el otro un engranaje de prueba.

Al realizar las diferentes prácticas nos muestran un análisis de los engranajes de prueba identificando problemas en la manufactura de los engranajes, el grado de exactitud, una comparación entre engranajes con diferentes materiales y engranajes de mejor calidad (diferentes métodos de fabricación).

Al obtener este análisis del banco para los engranajes helicoidales, cónicos y sin fin - corona se logra la optimización del mismo, creando una herramienta tanto para los profesores y estudiantes como para la industria metalmecánica evitando largos y tediosos procedimientos de evaluación metrológica.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Ricardo Jaimes.

## ABSTRACT

### TITLE:

**ADJUSTMENT OF THE EXPERIMENTAL BANK FOR THE MEASUREMENT OF TOTAL COMPOSITE RADIAL DEVIATION FOR HELICAL GEARS, CONIC AND WORMGEARING.\***

### AUTHORS:

Daniel Ángel Guerrero Meneses.  
Edwin Harvey Gallego Vera.\*\*

### KEY WORDS:

Gears, Adaptation, Deviation and Tolerances Quality.

### DESCRIPTION:

This project seeks to optimize the test bank of gears straight existent in the Laboratory of Machine Design at the School of Mechanical Engineering of the Universidad Industrial de Santander, achieving a versatility, efficiency and speed of mounts for different types of gears referred to in this grade project. Offering students a tool to implement the concepts acquired in different subjects in the design area, developing a culture in research and innovation in the field of measuring devices.

In the different practices are applied the method of double flank inspection which evaluates three errors: total radial composite deviation, composite tooth to tooth deviation and runout, this method consists of two gears that assembled together with a good press during the rotation, a of which is a standard gear, preferably high quality and the other a test gear.

During the different practices we show an analysis of the test gears to identify problems in the manufacture of gears, the degree of accuracy, a comparison between gears with different materials and better quality gears (different methods of manufacture).

When you get this analysis of the bank for the helical gears, conic and wormgearing is achieved optimization of the same, creating a tool for teachers and students for the metalworking industry by avoiding lengthy and tedious procedures for metrological evaluation.

---

\* Trabajo de Grado

\*\* Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Ricardo Jaimes.

## INTRODUCCIÓN

Los engranajes y las transmisiones de engranajes están presentes en muchas de las máquinas que se pueden hallar tanto en el mundo industrial como en el doméstico. Los engranajes promueven el movimiento de las ruedas y hélices de los medios de transporte, ya sea por tierra, mar o aire. Tienen la función de transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante.

Por otro lado, poseen varias ventajas competitivas que los hacen óptimos para tal tipo de tarea (transmitir movimiento rotatorio entre dos ejes con una relación de transmisión constante), tales como su relativa sencillez de fabricación, su capacidad para transmitir grandes potencias, la gran variedad de opciones constructivas, etc.

Sin embargo, la tecnología asociada a los engranajes no es una cuestión novedosa. Para buscar su origen debemos remontarnos, por lo menos hasta a la Grecia de la antigüedad. El desarrollo alcanzado en la automatización de los procesos de producción de engranajes ha suscitado la creación de nuevas tecnologías en el campo de la inspección y control de la calidad de los mismos, verificando parámetros geométricos (distancia entre centros, paso, avance, involuta (perfil del diente), espesor del diente, distancia entre dientes, etc. y parámetros relacionados con el funcionamiento (holgura, desgaste, agotamiento radial, desviación total compuesta, etc.)

Para mantener un buen control y mejoramiento continuo de la calidad de los engranajes producidos, se debe disponer de un dispositivo de medición que simule las condiciones de funcionamiento (acoplamiento, huelgo, carga, etc.) de los mismos y que permita medir los errores consecuentes de la producción. Para tal fin, se presenta el método de la **Desviación Radial Total Compuesta**, la cual es una prueba de doble flanco de acción compuesta, que mide las variaciones en la distancia entre centros (dirección radial) para un engranaje girando en acoplamiento apretado con un engranaje patrón (norma AGMA 915 – 2 – A05).

El presente trabajo de grado: **“ADAPTACIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN –**

**CORONA”** hace parte de un proceso de actualización de laboratorios emprendido por la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander y nace como respuesta a la necesidad de conseguir una herramienta para el estudio de la desviación radial total compuesta de un engranaje más versátil y que abarcara la medición de otros tipos de engranajes, para lograr una mayor optimización del trabajo de grado: **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL COMPUESTA TOTAL DE ENGRANAJES RECTOS”** y proveer al estudiante de un dispositivo de apoyo que además ofrece ventajas respecto a los medios convencionales de control de calidad que carecen de un desempeño rápido y eficiente; permitiendo también, la observación del comportamiento de un sistema dinámico real en un ciclo de trabajo.

En el capítulo 1, se presentan las generalidades de la inspección de un engranaje, los métodos de inspección existentes para las diferentes clases de engranajes y los dispositivos disponibles para realizar estas pruebas, por métodos analíticos y por métodos funcionales.

En el capítulo 2, se describen los métodos de verificación de los engranajes contemplados en este trabajo, por medio del método de rodadura por doble flanco según las normas que rigen la fabricación de los mismos. Se muestran los alcances de aplicación y análisis de las pruebas.

El capítulo 3, se muestra todo el desarrollo que presenta el banco de pruebas (piezas fabricadas y modificadas) además de los montajes necesarios para cada tipo de engranaje, para este fin se utilizó el modelamiento en CAD del dispositivo. También se muestra todo el sistema de adquisición de datos y la influencia que tiene en los resultados de la prueba.

El capítulo 4, contiene el diseño y resultados de las prácticas dinámicas de los engranajes.

## 1. GENERALIDADES EN LA INSPECCIÓN DE UN ENGRANAJE

Un sistema de inspección puede definirse como el conjunto de instrumentos, patrones de calibración, conceptos y leyes físicas, procedimientos, valores de propiedades y constantes, etc., que tienen por objeto determinar el valor de una magnitud particular denominada **mensurado**, con el fin de comprobar si dicho valor está acorde a las necesidades o solicitudes de un requerimiento técnico dado por una norma o estándar.

El campo de inspección de engranaje puede ser dividido en dos amplias categorías: *la inspección analítica de elementos dimensionales* en donde se evalúan parámetros geométricos y *la inspección funcional por rotación*, la cual, implica el acoplamiento de dos engranajes, uno de los cuales debe ser un patrón, para determinar los errores presentes en su funcionamiento.

### 1.1 SISTEMA ANALÍTICO DE INSPECCIÓN

Son aquellos utilizados para la realización de mediciones metrológicas de forma directa sobre la pieza de trabajo, en nuestro caso, sobre los dientes de los engranajes, con el objetivo de determinar los errores en los siguientes parámetros: paso, avance, involuta (perfil del diente), espesor del diente, distancia entre los dientes, etc. Figura 1, es decir, es el sistema que contempla la medición de los errores individuales de los engranajes.

Además de la comprobación de los dientes, el engranaje debe ser inspeccionado para la anchura de la cara, diámetro externo, tamaño del agujero, etc.

#### 1.1.1 Equipos de inspección

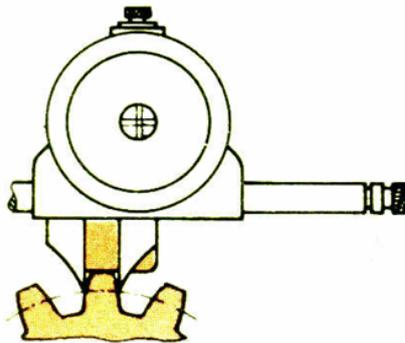
Dentro del sistema analítico de inspección, encontramos dos clases de equipos para la evaluación metrológica, en los primeros, la medición es realizada por un operario con un equipo calibrado (medición manual) y los segundos, realizan las mediciones de forma completamente automática y en la mayoría de los casos, en los tres ejes de movimiento en forma simultánea (medición automática).

### 1.1.1.1 Equipos de inspección manual

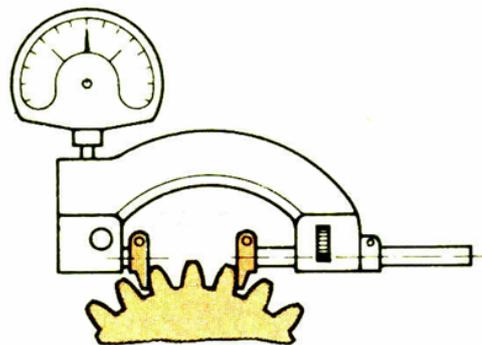
Estos equipos pueden ser clasificados en diferentes categorías, Figura 2, lo que les brinda una amplia variedad de formas y presentaciones (análogos y digitales), convirtiéndose en instrumentos versátiles y muy prácticos para su uso en la industria.

Los instrumentos tradicionales (estándar) para la medición de errores individuales han sido extensamente utilizados y son adecuados para definir la calidad del engranaje, Figura 3.

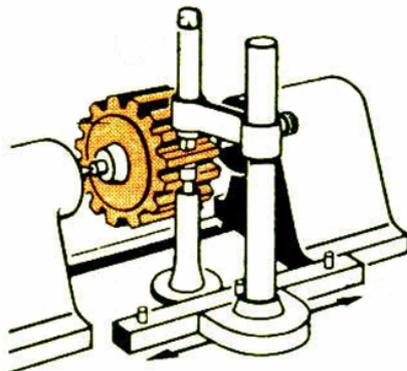
**Figura 1. Sistemas manuales de inspección analítica**



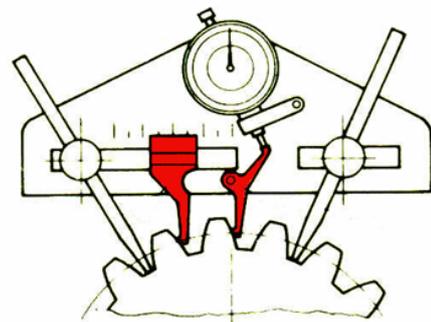
**Calibre Optico Para Espesores de Dientes**



**Medidor de Distancia Entre Varios Dientes**



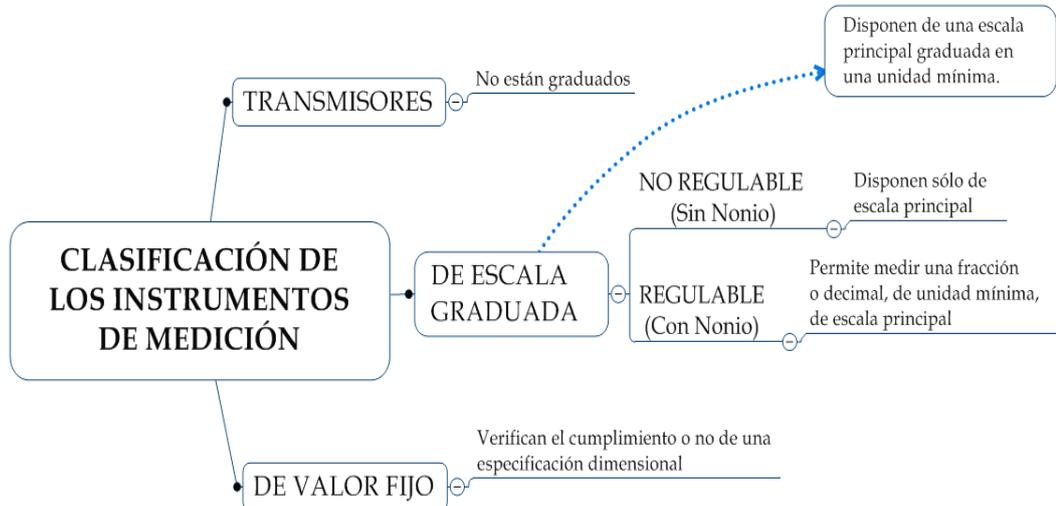
**Verificación de la Dirección de los Flancos**



**Medidor de Paso**

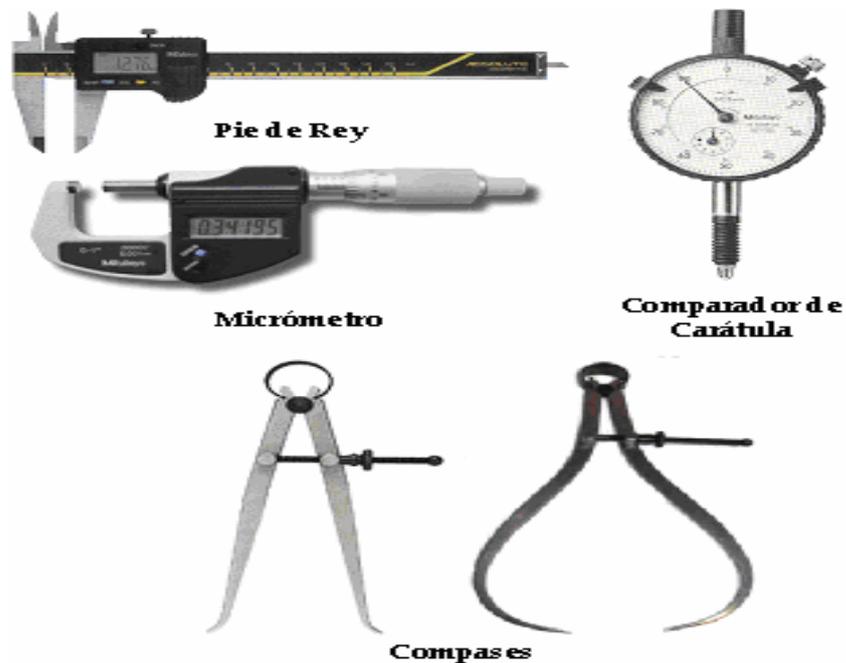
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

**Figura 2. Clasificación de los instrumentos de medición manual**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

**Figura 3. Instrumentos de Medición Tradicional**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

### 1.1.1.2 Equipos de inspección automática

Los más recientes sistemas de inspección de engranajes ofrecen pruebas automatizadas y análisis por computador en línea para salida gráfica con resoluciones menores a 1 micrómetro, Figura 4.

**Figura 4. Sistema de última generación para la medición de la calidad de los engranajes**



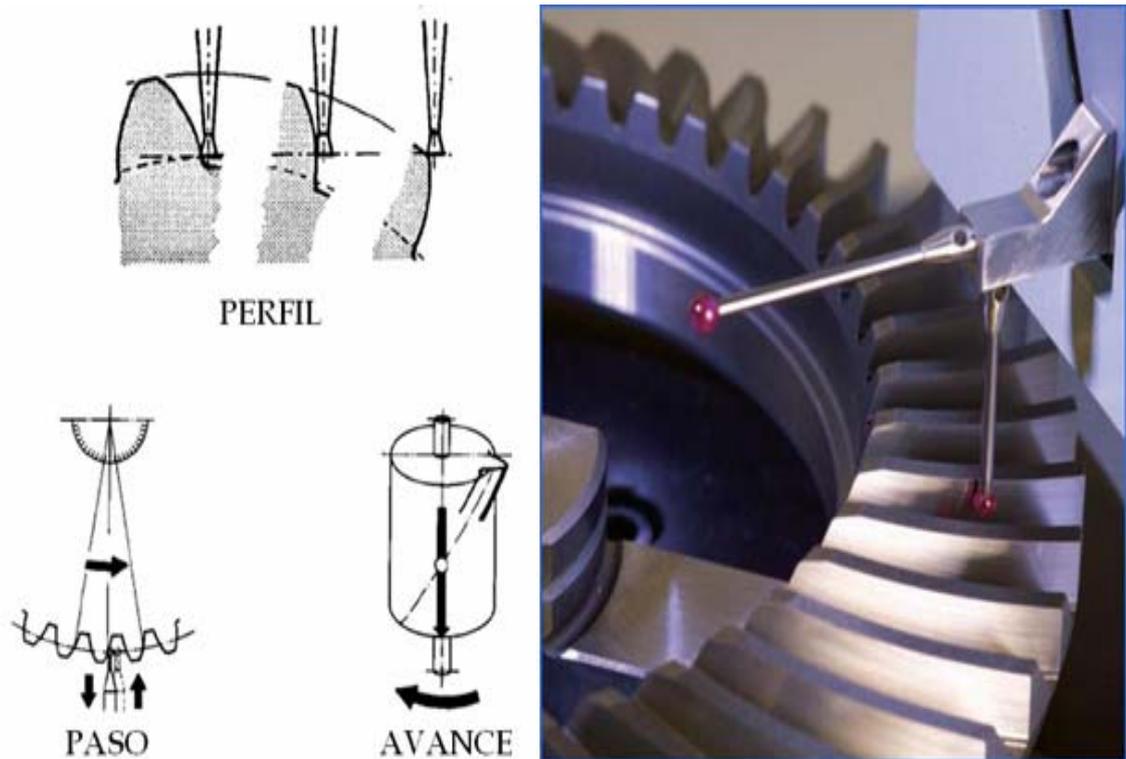
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

Este tipo de equipos presenta dentro de sus ventajas, la posibilidad de análisis en los planos XY, YZ y XZ de forma simultánea, además, cuentan con dispositivos que garantizan un control óptimo del movimiento como son: escalas graduadas, servomotores, resistencia a vibraciones externas, compensación térmica, entre otros.

Este tipo de inspección es realizada con la ayuda de sensores que evalúan los diferentes parámetros de los engranajes, evaluando diente por diente todo el engranaje, lo que permite una evaluación completa y absoluta de los mismos; en

la Figura 5 se puede apreciar un equipo de inspección real que realiza la medición del perfil, el paso y el avance de un engranaje.

**Figura 5. Funcionamiento de un equipo de inspección automático**



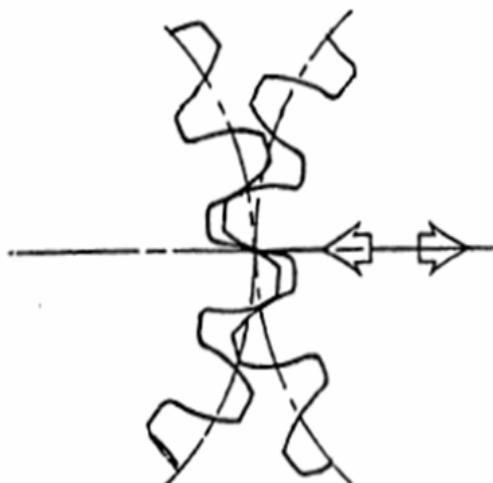
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

## 1.2 SISTEMA DE INSPECCIÓN FUNCIONAL

La inspección funcional por rotación implica a dos engranajes que endientan juntos, uno de los cuales es un engranaje patrón, preferiblemente de alta calidad, y uno de prueba en donde son evaluados los parámetros de un engranaje durante la rotación. Este tipo de pruebas son atractivas para la inspección porque son rápidas y fáciles de comprender en comparación con los métodos convencionales. Hay dos tipos de pruebas por rotación con un patrón: doble flanco y mono flanco como se ilustra en la Figura 6.

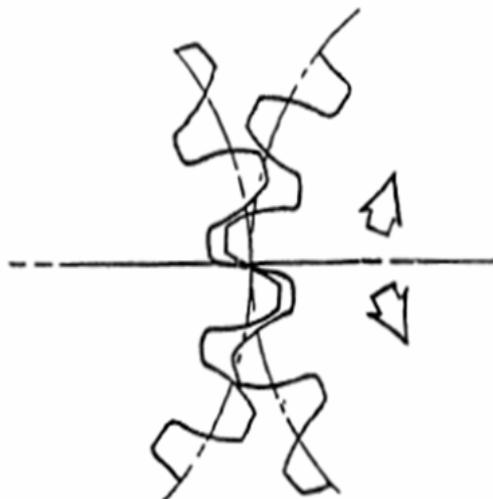
**Figura 6. Pruebas tipo mono flanco y doble flanco**

**Prueba Doble Flanco**



**Mide la variación entre la distancia entre centros**

**Prueba Mono Flanco**



**Mide el movimiento rotacional**

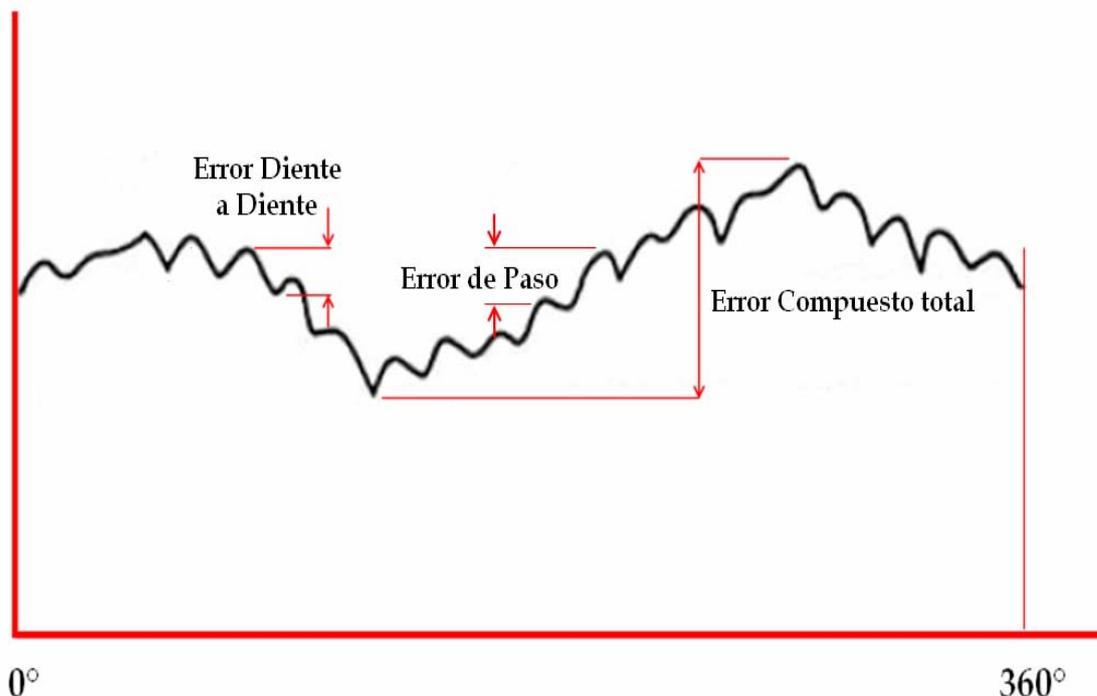
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

### **1.2.1 Inspección de engranajes por rodadura tipo monoflanco**

En esta prueba, el engranaje a verificar se acopla con un engranaje patrón en una distancia entre centros apropiada con solamente un flanco de cada engranaje en contacto, para medir el error en la transmisión en la dirección tangencial. La descripción detallada de esta prueba no se encuentra dentro del alcance del presente libro, se recomienda el estándar ANSI/AGMA 2015-1-A01 para mayor profundización sobre la misma.

En esta prueba los errores son evidenciados después de culminada una revolución del engranaje sometido a verificación; son destacados principalmente, el error compuesto diente a diente y el error compuesto total, Figura 7.

**Figura 7. Errores presentes en la prueba monoflanco**



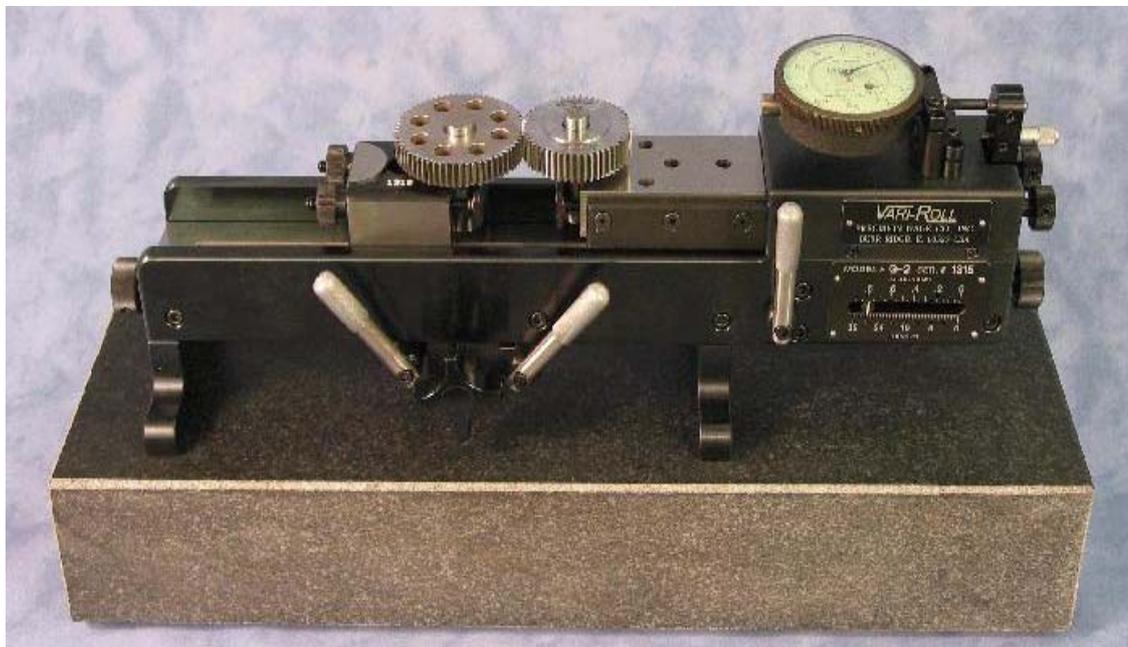
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

### 1.2.2 Inspección de engranajes por rodadura tipo doble flanco

Para poder realizar esta prueba, es necesario acoplar dos engranajes de forma firme, lo que produce el contacto en ambos flancos. Así, el nombre de este aparato de prueba es conocido como verificador de engranajes de doble flanco o “double flank gear tester” por su designación en inglés.

Una vez que el engranaje patrón y el engranaje de trabajo son acoplados adecuadamente y se hacen girar, la variación compuesta necesita ser recopilada. La variación, o error, puede verse supervisando la posición del engranaje patrón con un indicador comparativo de algún tipo ya sea mecánico o eléctrico, Figura 8. Los datos pueden capturarse entonces con un registrador de mapa de tira o para ser reunidos y analizados por medio de un computador.

**Figura 8. Montaje típico**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

El método común para evaluar el error compuesto es con el registrador de mapa de tira. Cuando el aparato hace girar una revolución completa del engranaje de trabajo, es fácil de interpretar la variación compuesta total y la variación compuesta diente a diente.

El método de inspección de engranajes por rodadura tipo doble flanco es un método simple para comprobar la precisión funcional de un engranaje de forma fácil y rápida. Sin importar que desviación tenga el engranaje de prueba, la inspección por rodadura tipo doble flanco la detectara. El resultado de la prueba es un error acumulado, es decir, la suma de todas las desviaciones dadas ( $F_i$ ,  $f_i$ ,  $f_e$  y  $f_r$ ) las cuales se tratarán en el capítulo 2 del presente libro.

El dispositivo de medición de engranajes de tipo doble flanco, puede ser utilizado no solo en casos de revisión de calidad de engranajes rectos, sino en una amplia variedad de geometrías como son: helicoidales, cónicos, tornillo sin fin o mezclas entre ellos y aplicaciones industriales como bombas de engranajes, Figura 9.

**Figura 9. Geometrías involucradas en la medición tipo doble flanco**



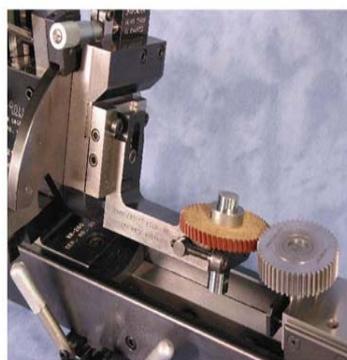
Sin Fin



Engranajes Rectos



Engranajes Helicoidales



Recto y Helicoidal



Engranajes Cónicos



Bomba de Engranajes

Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

### **1.3 DIFERENTES MÉTODOS DE MEDICIÓN PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN – CORONA**

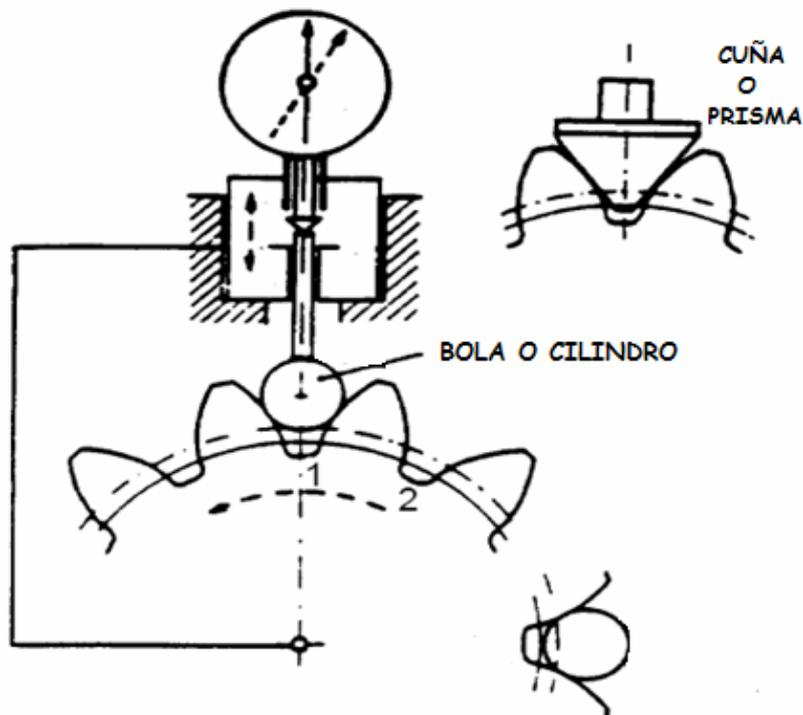
La geometría del engranaje se puede medir por varios métodos. La selección del método particular depende de la magnitud de la tolerancia, del tamaño del engranaje, de las cantidades de producción, del equipo disponible, de la holgura del engranaje y de los costos de la medida.

#### **1.3.1 Engranajes helicoidales**

### 1.3.1.1 Método de medición del agotamiento radial, $F_r$

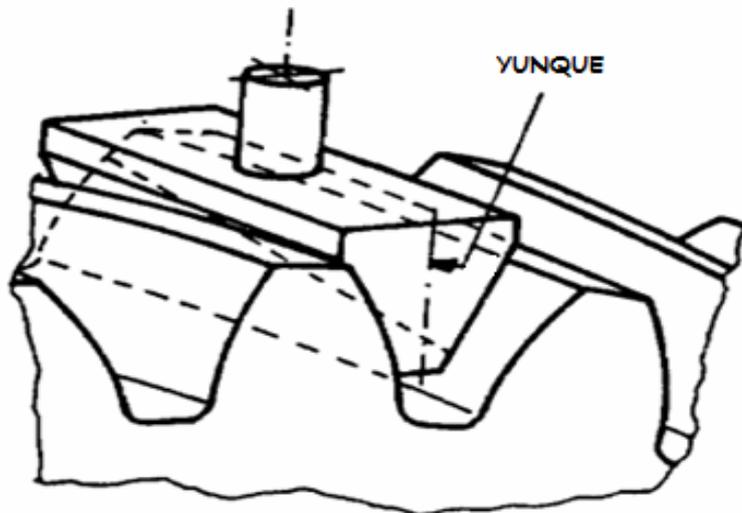
Concerniente al eje de referencia del engranaje, el agotamiento,  $F_r$ , de los dientes del engranaje es la diferencia entre las máximas y mínimas posiciones radiales de una punta de prueba adecuadamente inclinada: de bola, de yunque, de cilindro o de prisma, que se colocan sucesivamente en cada espacio del diente mientras que se gira el engranaje, Figura 10 y 11. Si se utiliza una bola, un cilindro, o un yunque que entra en contacto con ambos lados de un espacio del diente, se pueden aplicar las tolerancias de las normas ANSI / AGMA 2015 – 2 – AXX. El diámetro de la bola será seleccionado tal que entre en contacto a la mitad de la altura del diente. Para el cálculo del diámetro de bola ver norma ANSI / AGMA 2002 - A88.

**Figura 10. Principio de medición del agotamiento radial**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 915 – 2 – A05

**Figura 11. Tamaño del yunque para la medición del agotamiento radial**



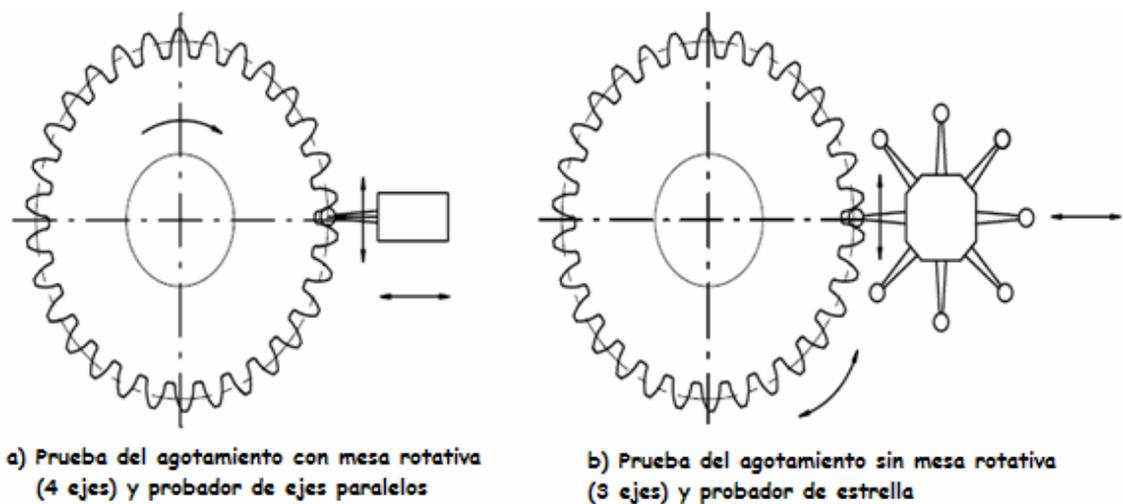
Adaptada: Norma ANSI / AGMA 915 – 2 – A05

### 1.3.1.2 Métodos de medición con máquina de coordenadas

Al utilizar máquinas de medición de coordenadas, el agotamiento y el paso se pueden medir simultáneamente.

- **Medición con dos flancos en contacto.** La esfera de prueba con un diámetro apropiado se mueve dentro del espacio del diente hasta que se observe el contacto de dos flancos. Dependiendo del dispositivo y de los parámetros del engranaje, la medida puede ser producida con o sin tabla giratoria, o por medio de una punta de prueba del eje paralelo o de una punta de prueba de estrella, Figura 12. Debido al ángulo cambiante del perfil en los puntos tocantes, una punta de prueba más pequeña es más sensible que una más grande y da la mayor desviación.
- **Medición con un flanco en contacto.** Una punta de prueba con un diámetro pequeño se mueve dentro del espacio del diente. Los flancos izquierdos y derechos se prueban en el círculo de medida. Dependiendo del dispositivo y de los parámetros del engranaje, la medida se puede procesar con o sin mesa giratoria, con una punta de prueba del eje paralelo o con una punta de prueba de estrella, Figura 12.

**Figura 12. Máquina de coordenadas para medición del agotamiento y el paso**



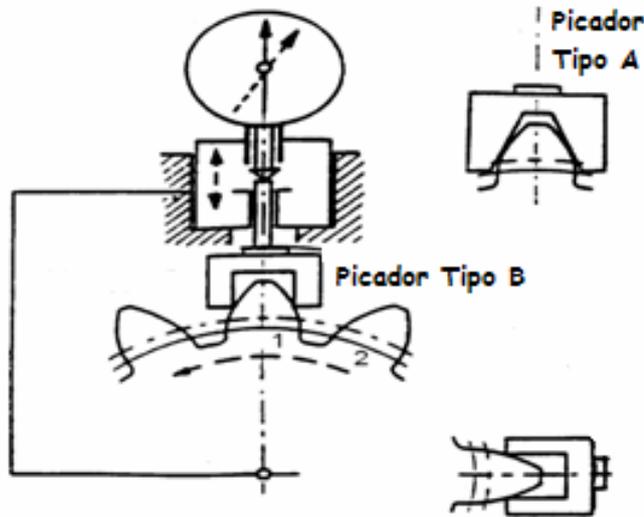
Adaptada: Norma ANSI / AGMA 915 – 2 – A05

### 1.3.1.3 Método de medición de la desviación acumulada del paso, $F_p$

Cuando se mide poco o nada de agotamiento no significa que no haya desviaciones del paso presentes. Esta condición ocurre con procesos de doble flanco, para revelar esta condición en el engranaje, puede ser usado un “picador” como punta de prueba, Figura 13.

La razón por la que este chequeo detecta el efecto de las desviaciones del paso es que aquí la desviación del paso da lugar a desviaciones del espesor del diente, la cuál el picador indica cómo cambia radialmente al entrar en contacto con ambos flancos.

**Figura 13. Medidor con picador de las desviaciones del paso presentes**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 915 – 2 – A05

### 1.3.2 Engranajes cónicos

Esta sección describe los métodos y las prácticas recomendados para la medida de engranajes cónicos. Estos métodos y prácticas de medida son reconocidos y aceptados como confiables en la industria del engranaje.

Pueden proporcionar medidas exactas y repetibles de la exactitud cuando están aplicados correctamente. Las prácticas del engranaje cónico son diferentes a las de los engranajes rectos y helicoidales con respecto a la medición de la forma del diente.

#### 1.3.2.1 Métodos de medición del paso simple, $f_{pt}$ , de la variación acumulada del paso, $F_p$ y de la variación del índice, $F_x$ .

Medir la variación del paso, la variación acumulativa del paso y la variación del índice son parámetros elementales referentes a la exactitud de las localizaciones del diente alrededor de un engranaje.

Existen dos dispositivos comunes que están disponibles para medir la variación del paso, la variación acumulativa del paso y la variación del índice:

- **Dispositivo de dos puntas de prueba.** Compara pasos adyacentes alrededor de un engranaje. Figura 14.



medición con cálculos convenientes. Sin embargo, el dispositivo de una punta de prueba ofrece una mayor exactitud.

### **1.3.2.2 Agotamiento de los dientes (método RO)**

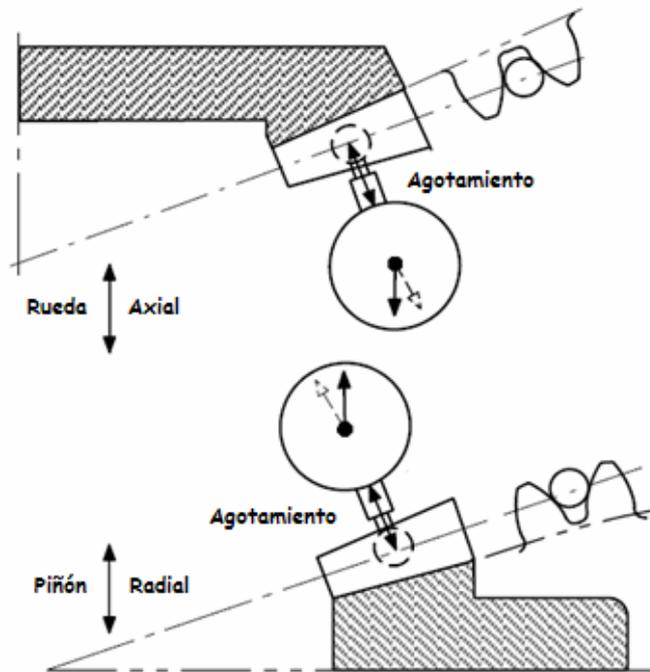
El agotamiento,  $F_r$ , es la variación total de la distancia entre una superficie medida y una superficie de referencia. Para ser significativas, las superficies medidas y las superficies de referencia deben ser especificadas. Los tipos de agotamiento más comunes son los axiales y los radiales.

- El agotamiento axial (giro excéntrico) existe cuando los ejes de rotación de la superficie medida y de la superficie de referencia no son paralelas. Esto se mide generalmente en una dirección paralela al eje de la rotación de una superficie de referencia.
- El agotamiento radial es formado por variaciones en la distancia perpendicular al eje de rotación entre la superficie de referencia y la superficie medida. La excentricidad y la redondez hacia fuera son componentes del agotamiento radial.

### **1.3.2.3 Métodos de medida del agotamiento**

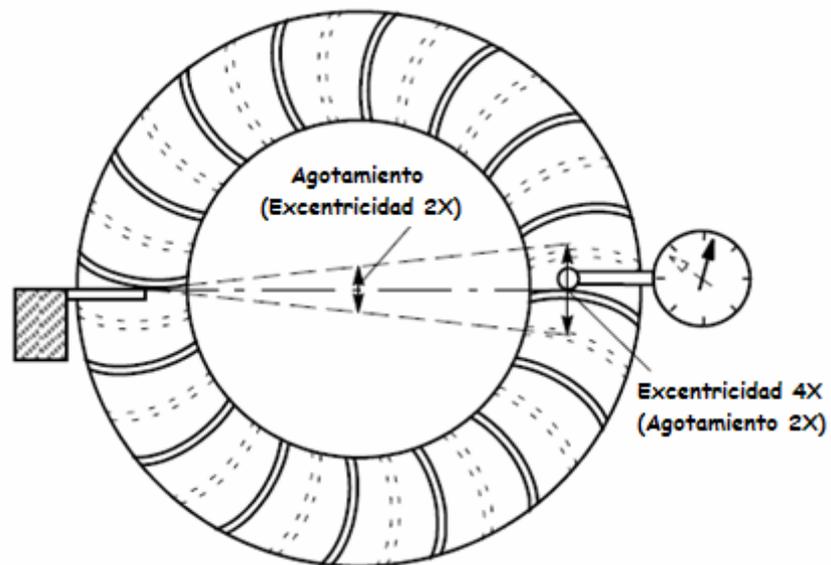
El agotamiento de los dientes del engranaje se puede medir con una punta de prueba especificada tal como una bola o un cono y es perpendicular a la superficie de medida. Para los engranajes cónicos, esto es perpendicular a la altura del cono del diámetro de tolerancia. Esta medida, sin embargo, es influenciada por el agotamiento axial y radial, Figura 16. La excentricidad también puede ser medida con dos puntas en una prueba de  $180^\circ$ , Figura 17.

**Figura 16. Chequeo de agotamiento con una punta de prueba**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 – B01

Figura 17. Chequeo de agotamiento con dos puntas de prueba



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 – B01

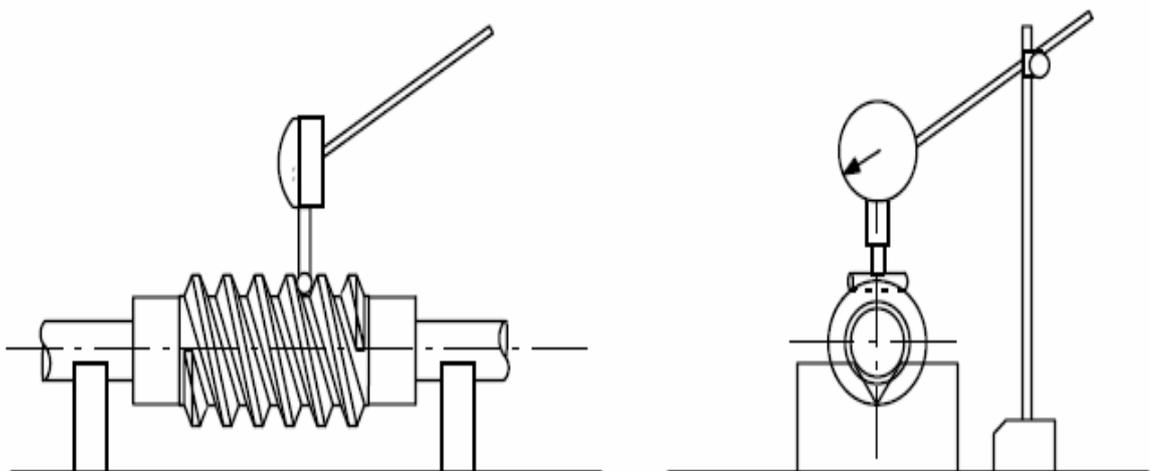
### 1.3.3 Tornillo sin fin corona

La norma ANSI / AGMA 2011 - A98 contempla las consideraciones para el control de varias fases de fabricación, incluyendo los métodos de inspección recomendados. Estos métodos proporcionan al fabricante y al comprador las recomendaciones para verificar la exactitud o calidad del engranaje manufacturado.

### 1.3.3.1 Método de medición del agotamiento radial del hilo de rosca del tornillo

El agotamiento radial del hilo de rosca del tornillo puede ser medido colocando el diámetro del cojinete de referencia del tornillo preciso con respecto a una tabla de inspección plana, Figura 18. Usando el diámetro del cojinete de referencia o el diámetro del eje en cada extremo se establece el eje de referencia del tornillo, se mide la altura funcional del tornillo. El tornillo se gira tantas veces cuanto sea necesario hasta obtener la lectura máxima sobre el tornillo. Se registra un mínimo de cuatro (4) lecturas con aproximadamente 90° de rotación del tornillo. El agotamiento radial,  $V_{rW}$ , es la diferencia entre las lecturas alta y baja.

**Figura 18. Inspección de la holgura del hilo de rosca del tronillo**



Fuente: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

### **1.3.3.2 Método alternativo para la medición del agotamiento del hilo de rosca del tornillo**

El agotamiento puede ser medido indicando el diámetro de raíz del tornillo en un avance que comprueba la máquina, pero solamente si la herramienta ha maquinado esta superficie simultáneamente con los flancos del hilo de rosca. Este método mide solamente el componente de la excentricidad del agotamiento y no mide los efectos del espesor del hilo de rosca, ni el perfil, ni variaciones del paso.

### **1.3.3.3 Método de medición de la variación del paso del tornillo sin fin**

- **Método A.**

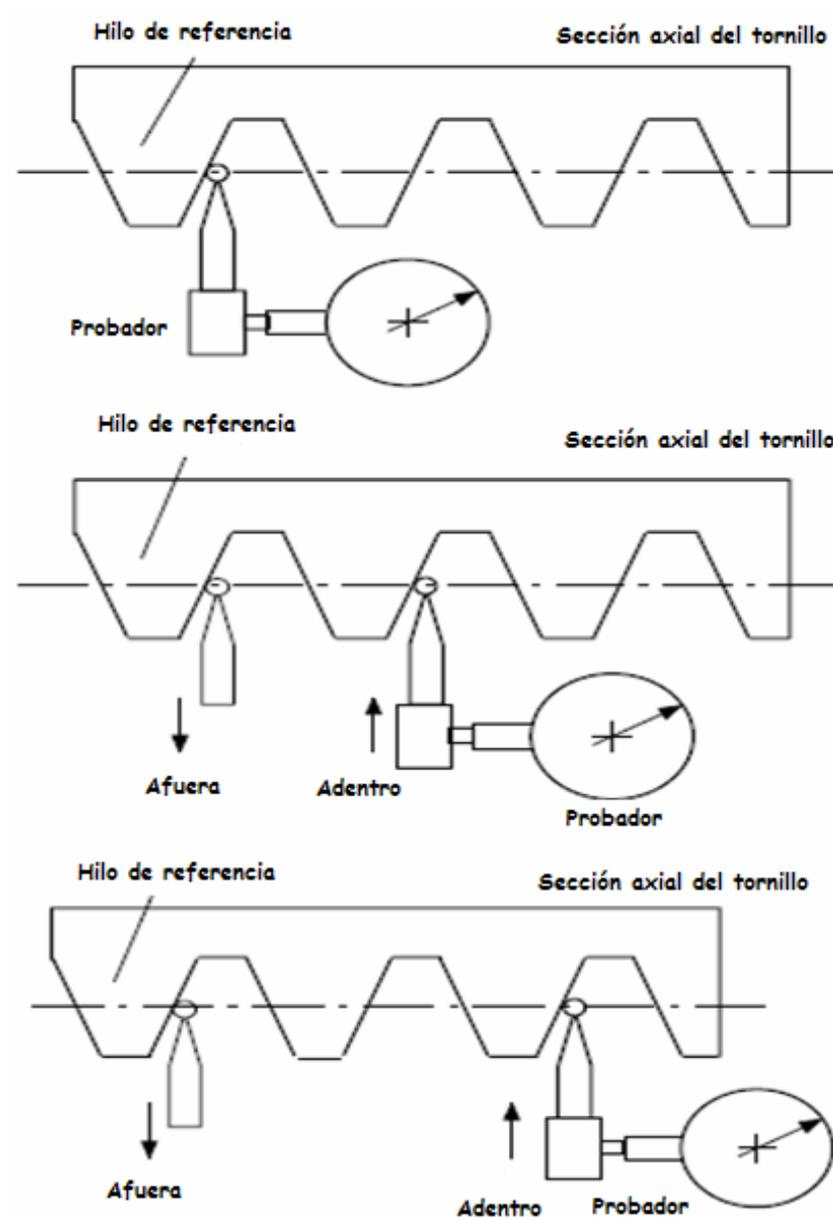
En esta prueba, la punta de medición se coloca en el plano que contiene el eje del tornillo. La punta de prueba entra en contacto con el primer hilo de rosca en el diámetro especificado de modo que lea cero en este hilo de rosca. Esto establece el hilo de rosca de referencia, Figura 19, luego se desplaza la punta de prueba en dirección axial en un paso y la lectura para el hilo de rosca siguiente se toma en el mismo diámetro especificado. Las medidas se toman paralelas al eje del tornillo. El proceso continúa hasta que se toma una lectura para cada hilo de rosca. Luego se toma una lectura adicional para que el hilo de rosca de referencia se repita. La diferencia máxima entre las lecturas adyacentes del hilo de rosca es la variación máxima del paso,  $V_{pW}$ , y se debe comparar a la tolerancia de la variación del paso,  $V_{pTW}$ .

- **Método B.**

En esta prueba, se requieren máquinas de medición especiales, Figura 20. El tornillo se monta entre los centros del cojinete de referencia. Un indicador se coloca en el primer hilo de rosca en aproximadamente el diámetro medio del tornillo para leer el plano axial del tornillo. Cuando el ángulo de avance medio del tornillo es alto, el indicador se puede inclinar para leer normal al hilo de rosca pero las lecturas, en este caso, deben ser aumentadas en la división por el coseno del ángulo de avance medio del tornillo. El indicador se quita radialmente del hilo de rosca, y se gira un espacio del hilo de rosca ( $360^\circ / \text{Número de dientes}$ ). Esto se repite para cada hilo de rosca. La diferencia máxima entre las lecturas adyacentes

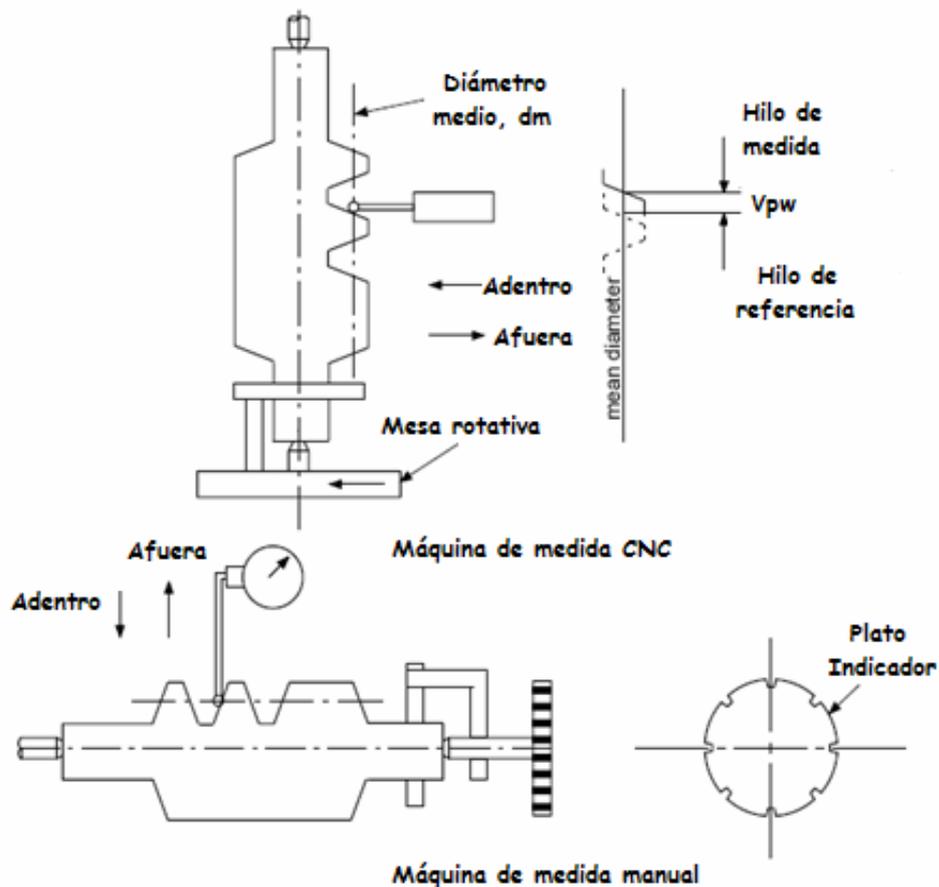
del hilo de rosca es la variación máxima del paso,  $V_{pW}$ , y se debe comparar con la tolerancia de la variación del paso,  $V_{pTW}$ .

**Figura 19. Inspección de la variación del paso del tornillo sin fin, método A**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**Figura 20. Inspección de la variación del paso del tornillo, método B**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

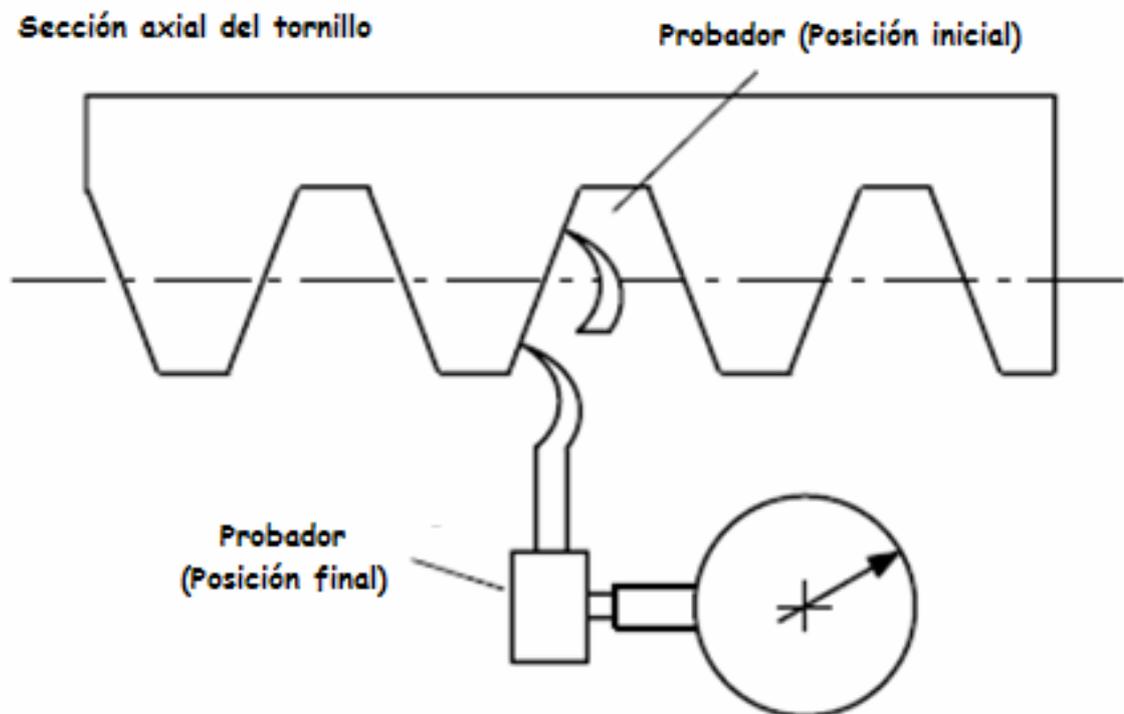
#### 1.3.3.4 Método de medición de la variación del perfil del tornillo sin fin

Esta prueba se diseña para medir el perfil axial del hilo de rosca del tornillo real con respecto al tornillo teóricamente perfecto, Figura 21. En todos los casos, la medida debe contener solamente la parte funcional del perfil, desatendiendo o no midiendo la parte sobre o debajo donde el engranaje conjugado no hace contacto.

En esta prueba, una punta aguda se coloca en el plano que contiene el eje del tornillo. La punta de prueba entra en contacto con el punto más profundo en la parte funcional de la superficie del hilo de rosca. Esto establece el punto de referencia. Es posible comenzar el movimiento incluso más adentro del hilo de rosca.

La punta de prueba se mueve hacia la extremidad del hilo de rosca para determinar la diferencia entre el perfil de referencia y el real. Las medidas se toman paralelas al eje del tornillo durante el movimiento. Esto se puede hacer usando una plantilla mecánica o una máquina de medición coordinada (CMM).

**Figura 21. Inspección del perfil del hilo de rosca del tornillo**

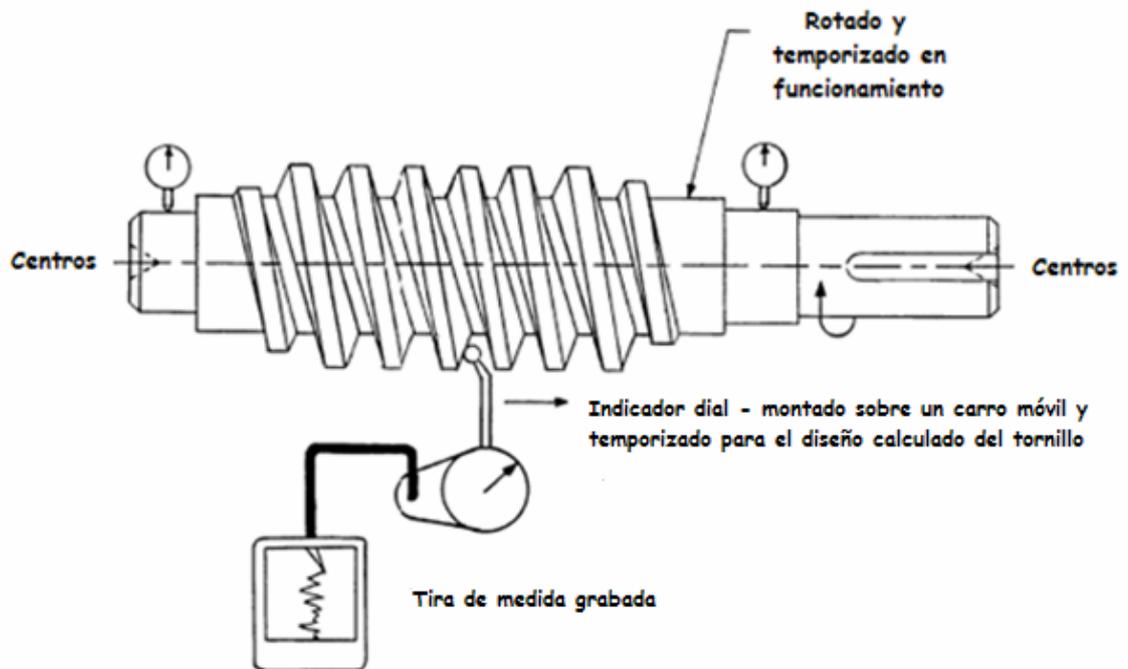


Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

### 1.3.3.5 Variación de la forma del avance del tornillo

Usando el método anterior, el valor máximo del pico de las lecturas concernientes al rastro medio del avance es la variación de la forma del avance del tornillo,  $V_{fTW}$ , Figura 22. Este valor se debe comparar a la tolerancia de la forma del avance del tornillo,  $V_{fTW}$ .

**Figura 22. Inspección del avance del hilo de rosca del tornillo**



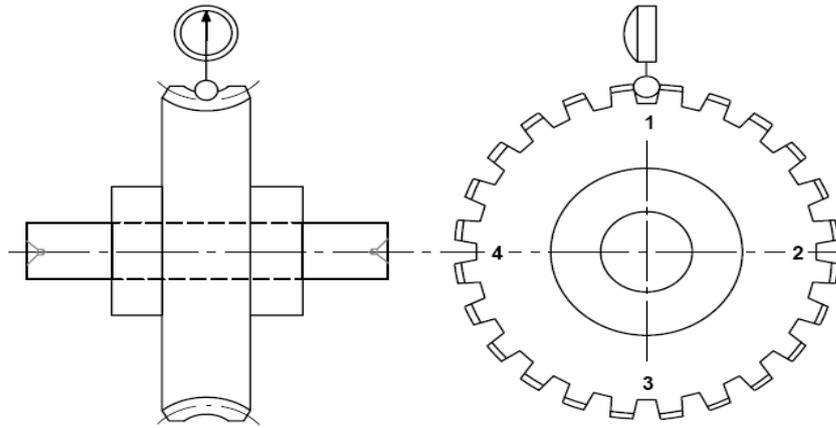
Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

### 1.3.3.6 Métodos de medida de agotamiento en la corona

El agotamiento del diente de la corona puede ser medido montando el diámetro de referencia en un eje de exactitud, Figura 23. La cara del engranaje, la cara del eje, la cara de montaje u otras superficies de medida se deben indicar para reducir al mínimo el agotamiento axial.

Se coloca un indicador con una bola apropiada en un espacio del diente para entrar en contacto con dos flancos de la corona. Después de contraer la bola, se gira la corona y la bola del indicador se coloca en espacios sucesivos del diente hasta que se obtenga el valor máximo. Se registra un mínimo de cuatro (4) lecturas con aproximadamente 90° de rotación de la corona.

**Figura 23. Agotamiento del diente de la corona,  $V_{rG}$**

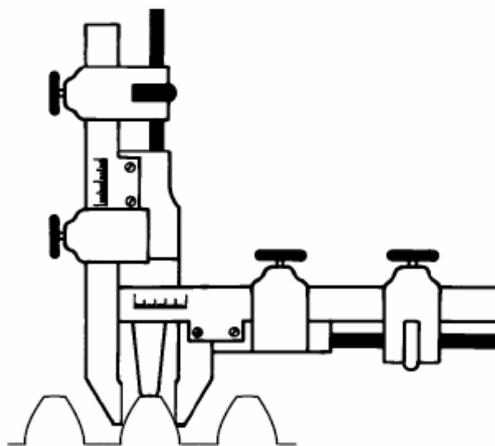


Fuente: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

### 1.3.3.7 Medida del espesor del hilo de rosca del tornillo

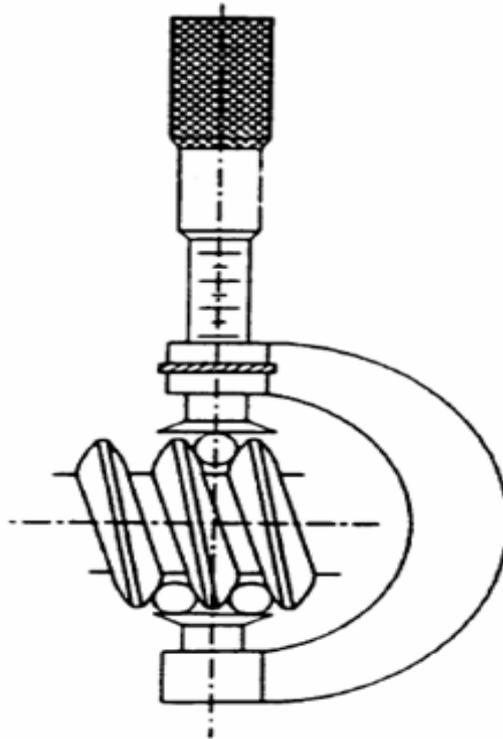
Los dos métodos más frecuentemente usados para el medir el espesor del hilo de rosca del tornillo son: la medida directa del grosor normal del hilo de rosca con un calibrador de dientes de engranajes, Figura 24 y la medición sobre tres puntas de prueba, Figura 25.

**Figura 24. Medición del espesor del hilo de rosca por medio de un calibrador de dientes de engranajes**



Fuente: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**Figura 25. Medición del espesor del hilo de rosca sobre tres puntas de prueba**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

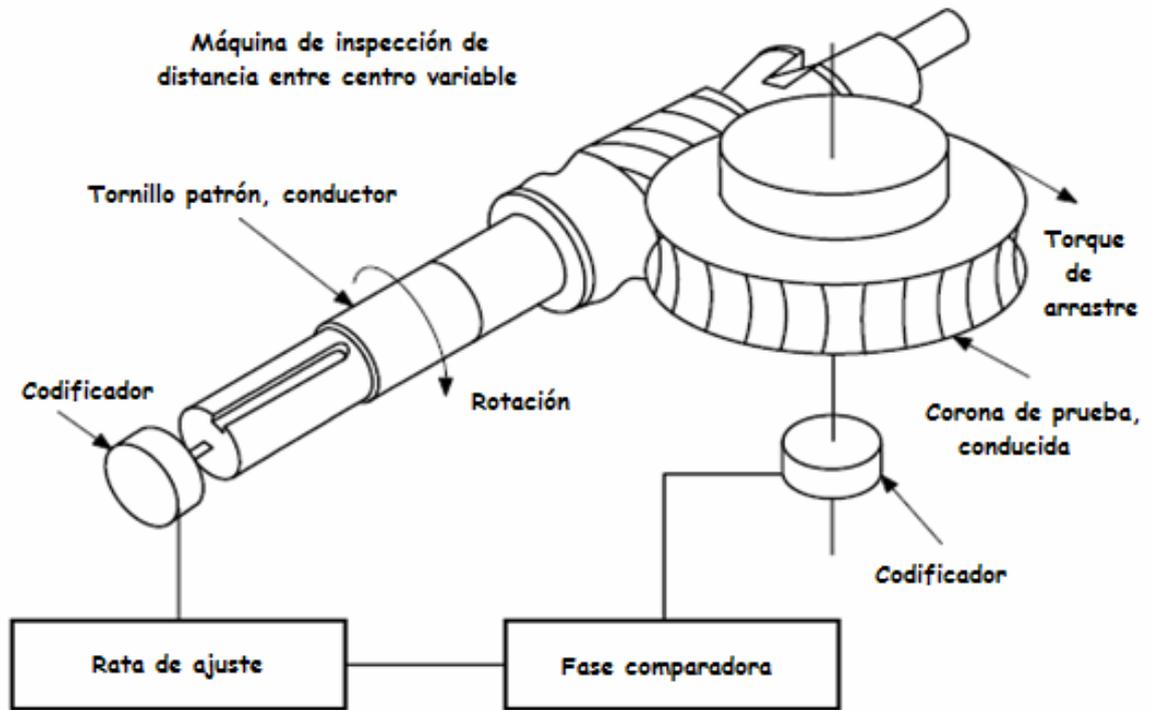
#### **1.3.3.8 Prueba radial compuesta mono flanco**

La inspección mono flanco es hecha montando el tornillo patrón a una distancia entre centros de funcionamiento apropiada con huelgo y con solamente un flanco en contacto, Figura 26.

La prueba por el método mono flanco simula más de cerca la operación del tornillo sin fin puesto que las medidas se hacen en el plano transversal o plano de rotación. Los valores permisibles del contacto diente a diente y las variaciones acumulativas de la transmisión se salen de los objetivos de este proyecto.

Sin embargo, los datos obtenidos se relacionan con el perfil del diente del tornillo sin fin, el paso, las variaciones acumulativas del paso y el agotamiento, los valores compuestos resultantes se dan en el plano de rotación.

Figura 26. Esquema de la prueba mono flanco



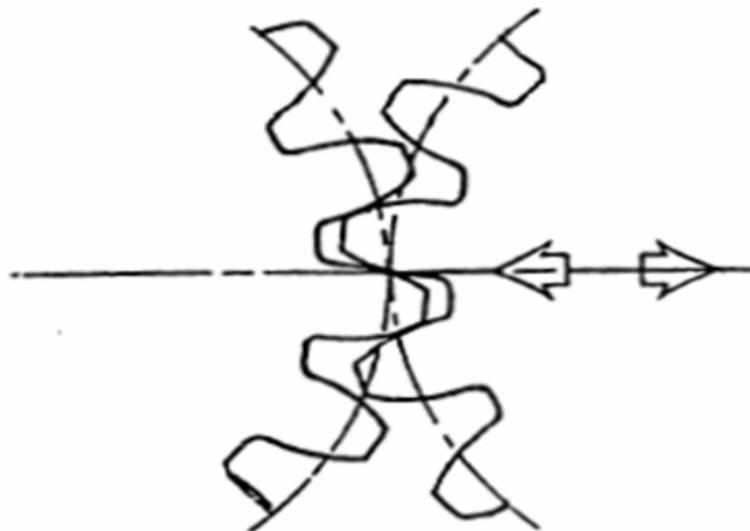
Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## **2. SISTEMA Y MÉTODO DE MEDICIÓN POR DOBLE FLANCO PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN – CORONA**

La prueba de doble flanco de acción compuesta, mide las variaciones en la distancia entre centros (dirección radial) para un engranaje girando en acoplamiento apretado con un engranaje patrón, descrita en la norma AGMA 915 – 2 – A05, Figura 27. Para mayor información diríjase a la Tesis de Grado: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

**Figura 27. Prueba doble flanco**

### **Prueba Doble Flanco**



**Mide la variación entre  
la distancia entre centros**

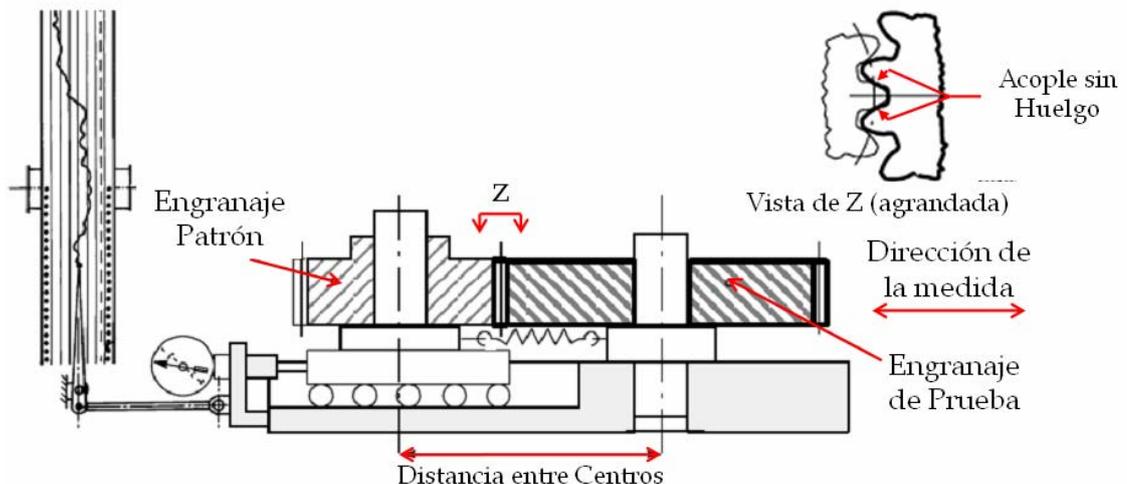
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

## 2.1 ENGRANAJES HELICOIDALES

### 2.1.1 Fundamentación de la prueba

Las desviaciones radiales compuestas son comprobadas en un dispositivo en el cual son ensamblados pares de engranajes con un engranaje sobre un husillo fijo, el otro sobre un husillo en una mesa deslizante provista de un resorte que permite a los engranajes estar sostenidos radialmente en acoplamiento, Figura 28. Se registran las variaciones en la distancia entre centros, que ocurren mientras se giran los engranajes juntos en acoplamiento apretado. Esta grabación puede ser hecha manualmente mientras se observa un dial indicador, con una aguja en una carta, o electrónicamente.

**Figura 281. Esquema del dispositivo de verificación radial compuesta**



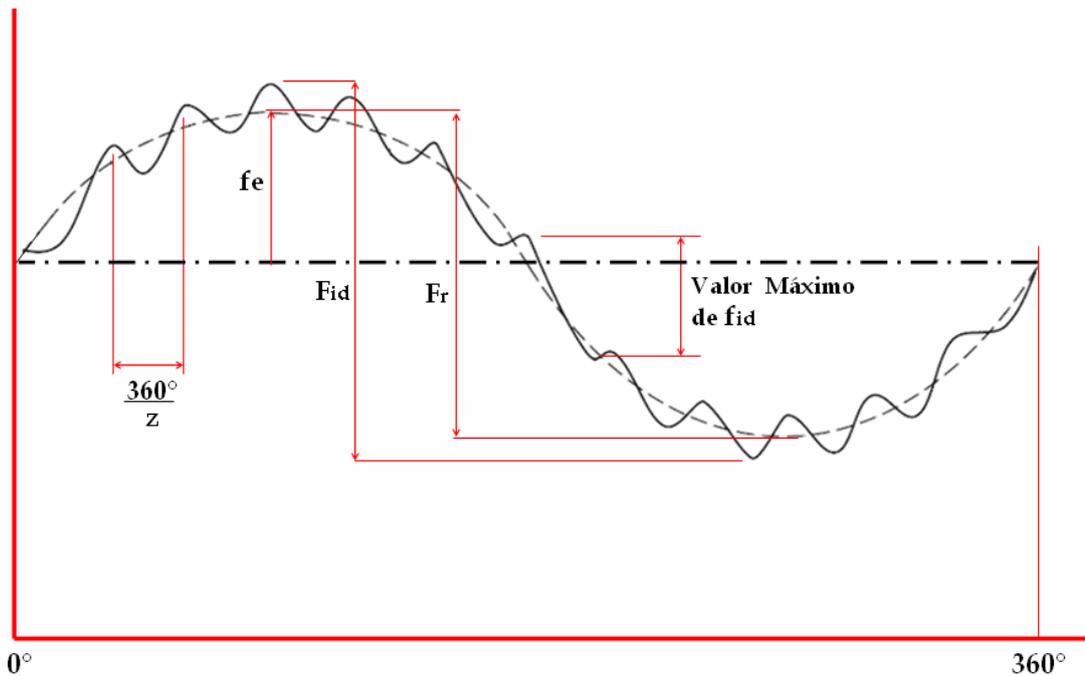
Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

Las desviaciones del engranaje evaluadas por la prueba de acción compuesta son desviaciones compuestas diente a diente y desviaciones radiales totales compuestas. En ciertos casos, funcionales del espesor del diente y el agotamiento radial puede también ser evaluado.

### 2.1.2 Desviaciones registradas en la prueba doble flanco

La desviación radial total compuesta,  $F_{id}$ , del engranaje bajo inspección es igual a la variación máxima de la distancia entre centros durante una revolución. Puede ser determinado de un diagrama registrado. La desviación radial total compuesta diente a diente,  $f_{id}$ , es igual a la variación de la distancia entre centros durante la rotación a través de un ángulo de paso. El descentramiento radial,  $F_r$  también puede ser evaluado con esta prueba, Figura 29.

**Figura 29. Curva de la desviación compuesta radial**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

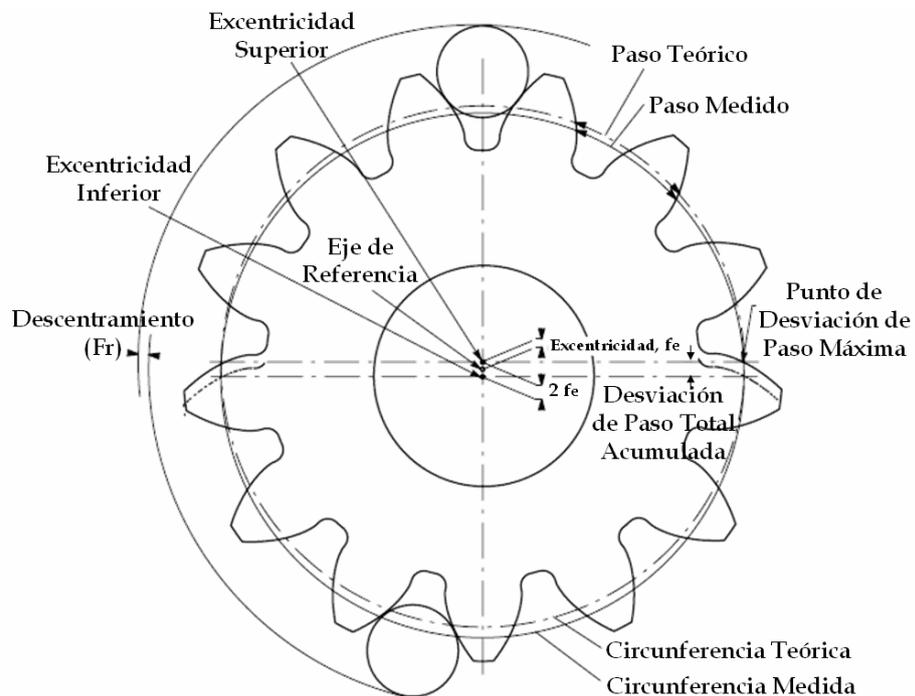
$F_{id}$  es la diferencia entre los valores máximo y mínimo de la distancia entre centros, que ocurre durante una prueba compuesta radial (doble flanco), cuando el engranaje de prueba es rotado una revolución y sus flancos derecho e izquierdo están en contacto con los flancos correspondientes del engranaje patrón. (AGMA 2015 – 2 – A06).

$f_{id}$  es el valor de la desviación radial compuesta más grande dentro de cualquier paso ( $360^\circ/z$ ), cuando el engranaje de prueba con su flanco derecho e izquierdo simultáneamente entra en contacto con el engranaje patrón y se da una revolución completa. (AGMA 2015 – 2 – A06).

$f_e$  es la desviación entre el eje geométrico y el eje de referencia, es decir, la excentricidad del engranaje. A menudo es el principal factor que contribuye al descentramiento radial y en algunas ocasiones, también puede ser ocasionada por la diferencia entre centros usados durante el corte y el funcionamiento, por distorsiones en el montaje, o por una combinación de ambos, (AGMA 915 – 2 – A05), Figura 30.

$F_r$  es el valor del descentramiento radial del engranaje, es decir, la diferencia entre la máxima y la mínima distancia radial del eje del engranaje, según lo observado, quitando las desviaciones a corto plazo (ondulaciones del paso) y analizar la forma sinusoidal de la onda a largo plazo, (AGMA 915 – 2 – A05).

**Figura 30. Desviaciones de un engranaje con excentricidad**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

El cociente de traslapeo,  $\varepsilon_{\beta \text{ prueba}}$ , puede influenciar los resultados de medidas radiales compuestas de engranajes helicoidales. Los efectos de las desviaciones del perfil que serían evidentes con engranajes dentados pueden ser ocultados debido a los múltiples dientes y a las líneas diagonales del contacto con los engranajes helicoidales.

Debe ser utilizada una anchura helicoidal de la cara del engranaje tal que sea prueba un menor  $\varepsilon_{\beta \text{ prueba}}$  o igual a 0.5 con el engranaje de prueba. Sin embargo, debe ser explorada la anchura de la cara del engranaje de prueba.

El diagrama registrado en la carta es de forma aproximadamente sinusoidal (con amplitud  $2f_e$ ) sobre una revolución, indicando la excentricidad,  $f_e$ , de los dientes del engranaje. Referirse a la Figura 29 que muestra cómo se puede dibujar una curva tan sinusoidal en el diagrama.

### **2.1.3 Utilidad de los datos gráficos registrados en la prueba**

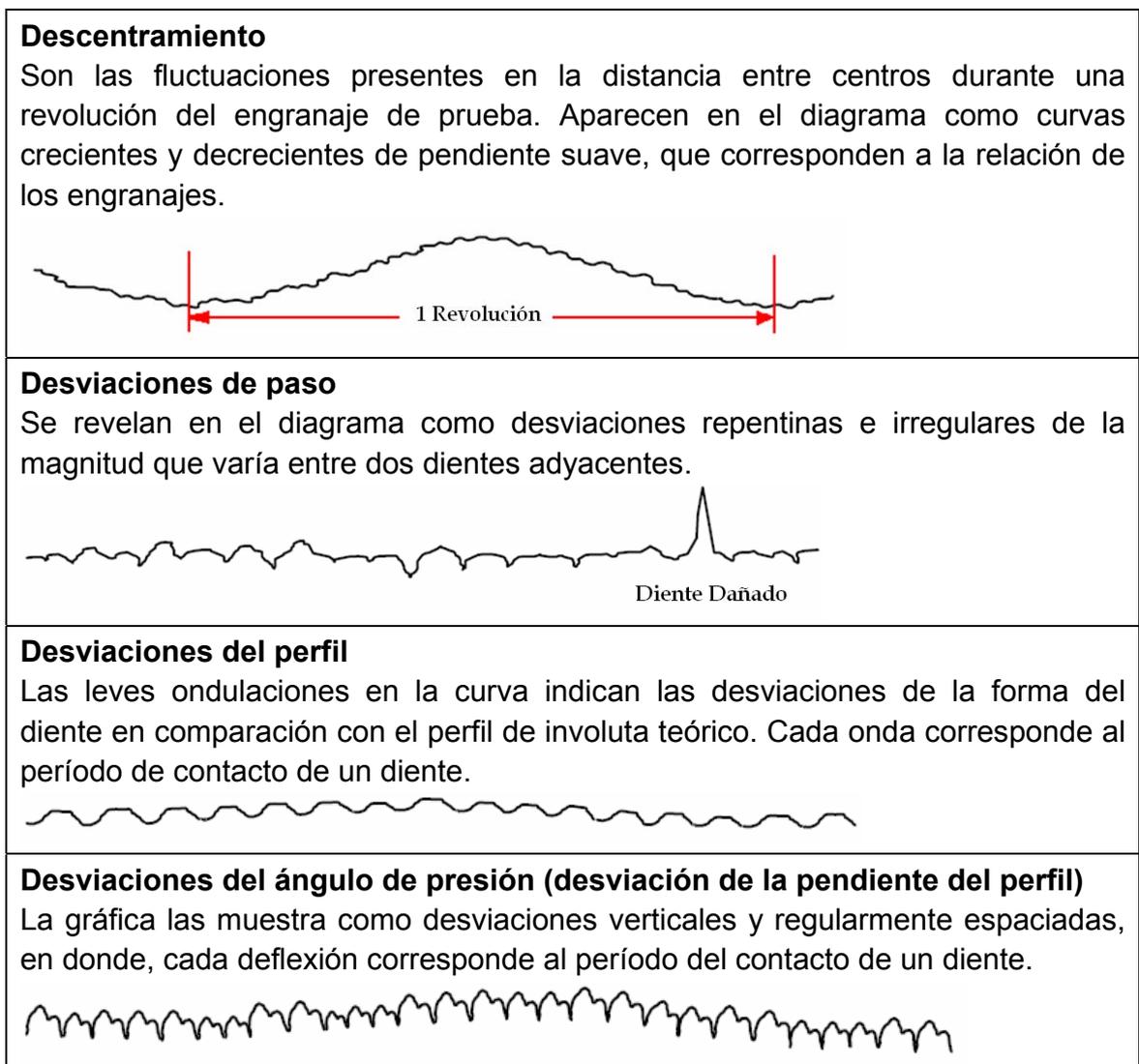
La desviación radial compuesta incluye componentes de las desviaciones combinadas de los flancos derechos e izquierdos. Por lo tanto, la determinación de las desviaciones individuales de los flancos correspondientes no es factible.

La medida de las desviaciones radiales compuestas rápidamente proporciona la información en las deficiencias de la calidad relacionadas con la máquina de producción, la herramienta, o la disposición del engranaje de prueba.

El método se utiliza principalmente para la comprobación de la realización de grandes cantidades de engranajes, así como los engranajes de paso fino.

Las desviaciones compuestas diente a diente que ocurren en cada incremento del paso tienden a indicar las desviaciones del perfil del diente (a menudo las desviaciones de la pendiente del perfil). Una gran desviación compuesta diente a diente aislada puede indicar una gran desviación del paso o un diente dañado, Figura 31.

**Figura 31. Interpretación de las desviaciones compuestas radiales**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

#### **2.1.4 Datos registrados en la prueba de acción compuesta doble flanco**

Los engranajes en acoplamiento apretado muestran cambios en la distancia entre centros por medio de un indicador dial, o dispositivos de registro que pueden producir curvas de desviaciones radiales compuestas. Las curvas son rastros

amplificados de la dislocación radial medida de la desviación radial compuesta contra la rotación del engranaje de prueba. La figura 29 es una curva típica que demuestra el contenido de los datos para la desviación radial compuesta diente a diente y la desviación radial total compuesta. Las desviaciones demostradas en la figura 29 incluyen los efectos de las desviaciones las cuáles existen en el engranaje de prueba y el engranaje patrón.

#### **2.1.4.1 Datos registrados en la prueba de desviación radial compuesta diente a diente**

El dato de la desviación compuesta diente a diente, se obtiene conforme el engranaje de prueba se gira con cualquier ángulo de  $360^\circ/z$ . Esta prueba indica los valores que incluyen los efectos del perfil, paso, espesor del diente, y de las desviaciones de la alineación del diente en ambos, el engranaje de prueba y el engranaje patrón. No hay manera práctica de restar las desviaciones en el engranaje patrón especificado de los valores registrados. Los valores permitidos de la desviación compuesta diente a diente son los valores máximos leídos en un dial o en una carta para cualquier segmento  $360^\circ/z$ .

#### **2.1.4.2 Datos registrados en la prueba de desviación radial total compuesta**

Los datos de la desviación radial total compuesta, se obtienen cuando el engranaje de prueba se gira una revolución completa. Los efectos de la desviación radial total compuesta en el engranaje patrón especificado se pueden compensar por lo siguiente:

- Determinar la desviación radial total compuesta,  $F_{id}$ , en la curva o en el indicador dial.
- Obtener la desviación radial total compuesta,  $F_{id3}$ , del engranaje patrón (obtenido de la calibración).
- Determinar la tolerancia radial total compuesta,  $F_{idT}$ .

Entonces se aplican los siguientes casos:

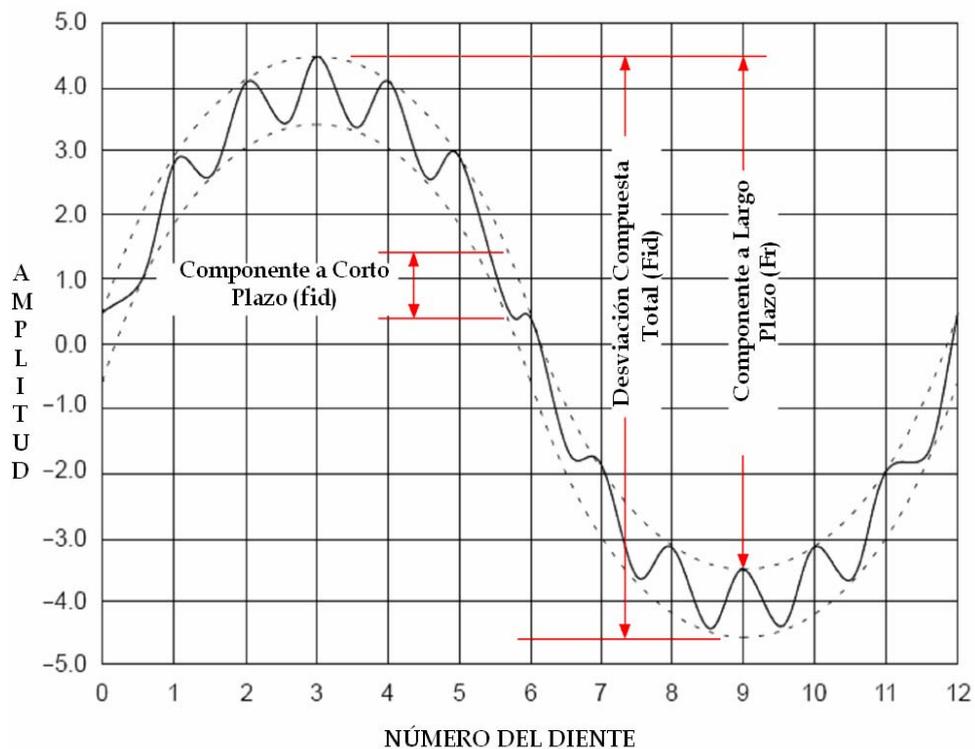
- Si  $F_{id} \leq F_{idT} - F_{id3}$ , el engranaje de prueba es aceptable. Ec. 1
- Si  $F_{id} > F_{idT} + F_{id3}$ , el engranaje de prueba es rechazado. Ec. 2

Si no existen ni una ni otra de estas condiciones, el engranaje de prueba no está bien definido. Las desviaciones de compensación pueden ser hechas por fases, la cual puede ser hecha poniendo en un índice el engranaje patrón con respecto al engranaje de prueba, repitiendo la prueba y analizando los resultados. El engranaje de prueba es aceptable, si la lectura es la más alta en la fase:

$$F_{id} \leq F_{idT} + F_{id3} \quad \text{Ec. 3}$$

Es posible hacer una interpretación manual de los resultados registrados trazando una curva que pase por los datos superiores y otra por los datos inferiores del diagrama. El superior es el componente a largo plazo, la distancia vertical entre él y el más bajo es el componente a corto plazo, Figura 32. Estos métodos arreglan el componente de los datos a largo plazo y los convierten a datos del componente a corto plazo. Para las pruebas compuestas de doble flanco, el componente a largo plazo representa el agotamiento radial,  $F_r$ , y el componente a corto plazo representa las variaciones de la forma del diente,  $f_{id}$ .

**Figura 32. Interpretación Manual de la Prueba Compuesta**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

### 2.1.5 Valores de tolerancia

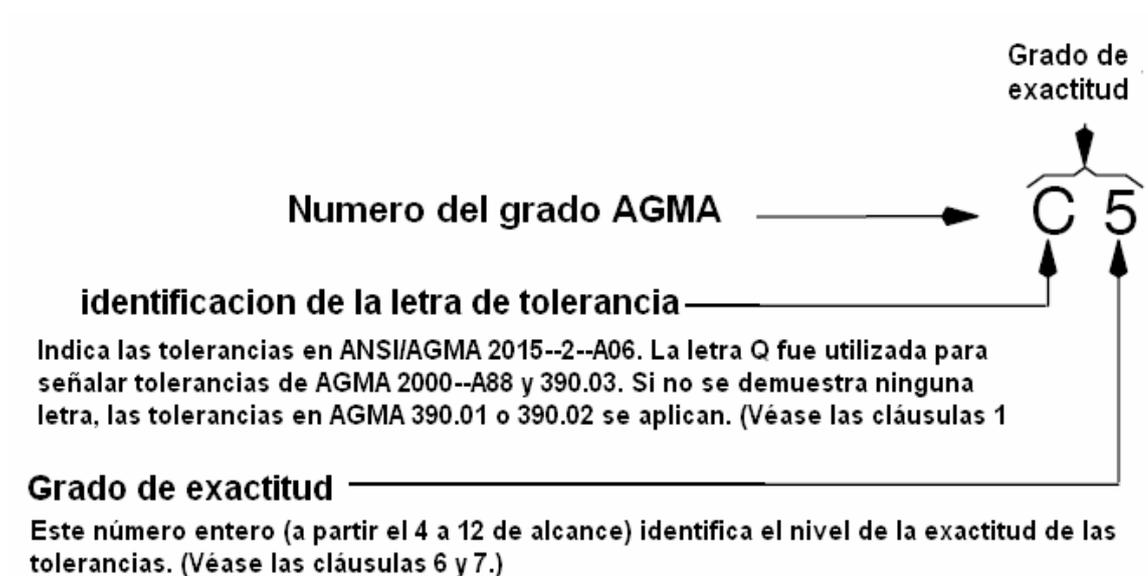
Los valores de la tolerancia para cada grado de la exactitud son calculados con las ecuaciones 5 y 6.

Los valores fuera de los límites de las ecuaciones están más allá del alcance de esta norma y no deben ser extrapolados. Las tolerancias específicas para tales engranajes deben ser convenidas por el fabricante y el comprador.

#### 2.1.5.1 Grado de exactitud del engranaje

Para la exactitud según la norma AGMA 2015 – 2 – A06 “*Accuracy Classification System – Radial Measurements for Cylindrical Gears*” (Sistema de Clasificación de exactitud, Mediciones radiales en engranajes cilíndricos) se utilizan nueve grados, que van desde el C4 hasta el C12, Figura 33. El grado C4 es el más exacto y el grado C12 es el menos exacto posible, Tabla 1.

Figura 33. Número de grado AGMA



Fuente: Norma AGMA 2015 – 2 – A06

**Tabla 1. Clasificación del Grado de Exactitud según el Error Permisible [ $\mu\text{m}$ ]**

GRADOS DE EXACTITUD			ERROR PERMISIBLE	
AGMA 2000A-88	JIS	AGMA 2015-2-A06	COMPUESTA DIENTE A DIENTE	COMPUESTA TOTAL
Q15	--	--	--	--
Q14	--	--	--	--
Q13	0	C4	1.12m + 3.55	(1.4W + 4.0) + 0.5 (1.12m + 3.55)
Q12	1	C5	1.6m + 5.0	(2.0W + 5.6) + 0.5 (1.6m + 5.0)
Q11	2	C6	2.24m + 7.1	(2.8W + 8.0) + 0.5 (2.24m + 7.1)
Q10	3	C7	3.15m + 10.0	(4.0W + 11.2) + 0.5 (3.15m + 10.0)
Q9	4	C8	4.5m + 14.0	(5.6W + 16.0) + 0.5 (4.5m + 14.0)
Q8	5	C9	6.3m + 20.0	(8.0W + 22.4) + 0.5 (6.3m + 20.0)
Q7	6	C10	9.0m + 28.0	(11.2W + 31.5) + 0.5 (9.0m + 28.0)
Q6	7	C11	12.5m + 40.0	(22.4W + 63.0) + 0.5 (12.5m + 40.0)
Q5	8	C12	18.0m + 56.0	(45.0W + 125.0) + 0.5 (18.0m + 56.0)

Adaptada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

Se observa la diferencia entre la notación del grado de exactitud según la norma AGMA 2000 – A88 (versión antigua) y según la norma AGMA 2015 – 2 – A06 (versión reciente).

Donde:

$$W = \sqrt[3]{d} + 0.65m \quad (\mu\text{m}) \quad \text{Ec. 4}$$

$d$  = Diámetro de paso ( $\text{mm}$ )

$m$  = Módulo normal

$W$  = Constante geométrica para calcular el error permisible compuesto total

Vemos entonces que existe un amplio rango de valores para definir la exactitud de un engranaje, es solo cuestión de definir los errores mediante el uso del dispositivo de medición y comparar con el error permisible en dicho rango, para así determinar el grado de exactitud al que pertenezca dicho engranaje.

### 2.1.5.2 Rango de aplicación

El rango de aplicación está dado solamente para los grados de exactitud C4 hasta C12.

$$0.2 \leq m \leq 5$$

$$2\text{mm} \leq d \leq 1000\text{mm}$$

$$3 \leq z \leq 1000$$

$$\psi \leq 45^\circ$$

Donde:

- $m$ : es el módulo normal.  
 $d$ : es el diámetro de paso de referencia.  
 $z$ : es el número de dientes.  
 $\psi$ : es el ángulo de hélice.

### 2.1.5.3 Factor del paso

El factor del paso entre dos grados consecutivos es  $\sqrt{2}$ . Los valores por encima (o debajo) del grado son determinados multiplicándose (o dividiendo) por  $\sqrt{2}$ . El valor requerido para cualquier grado de exactitud puede ser determinado multiplicando el valor calculado redondeado para el grado 5 por el del  $\sqrt{2}^{(C-5)}$  donde C es el número del grado de exactitud requerido.

### 2.1.5.4 Regla de redondeo

Los valores calculados de las ecuaciones 5 y 6 deben ser redondeados así:

- Si es mayor de 10 micrómetros, se redondea al número entero más cercano.
- Si es menor de 10 micrómetros pero mayor de 5 micrómetros, se redondea a 0.5 micrómetros más cercanos.
- Si es menor de 5 micrómetros, se redondea a 0.1 micrómetros más cercanos.

**NOTA:** Si el instrumento de medida lee en pulgadas, los valores calculados de las ecuaciones 5 y 6 deben ser convertidos a diez milésimas de una pulgada y después ser redondeados según las reglas para los micrómetros.

### 2.1.5.5 Tolerancia radial compuesta, diente a diente, $f_{idT}$

Se calcula con la ecuación:

$$f_{idT} = 0,2 \cdot [0,025 \cdot d + 0,3 \cdot m_n + 19] \cdot (\sqrt{2})^{(C-5)} \quad \text{Ec. 5}$$

### 2.1.5.6 Tolerancia compuesta radial, total, $F_{idT}$

Se calcula con la ecuación:

$$F_{id3} = 1,08 \cdot [0,025 \cdot d + 0,3 \cdot m_n + 19] \cdot (\sqrt{2})^{(C-5)} \quad \text{Ec. 6}$$

## 2.2 ENGRANAJES CÓNICOS

### 2.2.1 Doble flanco compuesto (método DF)

La medición móvil de doble flanco en la Norma ANSI / AGMA 2009 - B01 implica engranajes en acoplamiento apretado. Los engranajes están montados conjuntamente con una mesa deslizante de distancia variable, que permite el movimiento del engranaje patrón en una dirección en ángulo recto a la del engranaje de prueba.

Las variaciones en la distancia de montaje pueden ser registradas en un gráfico o con un indicador dial.

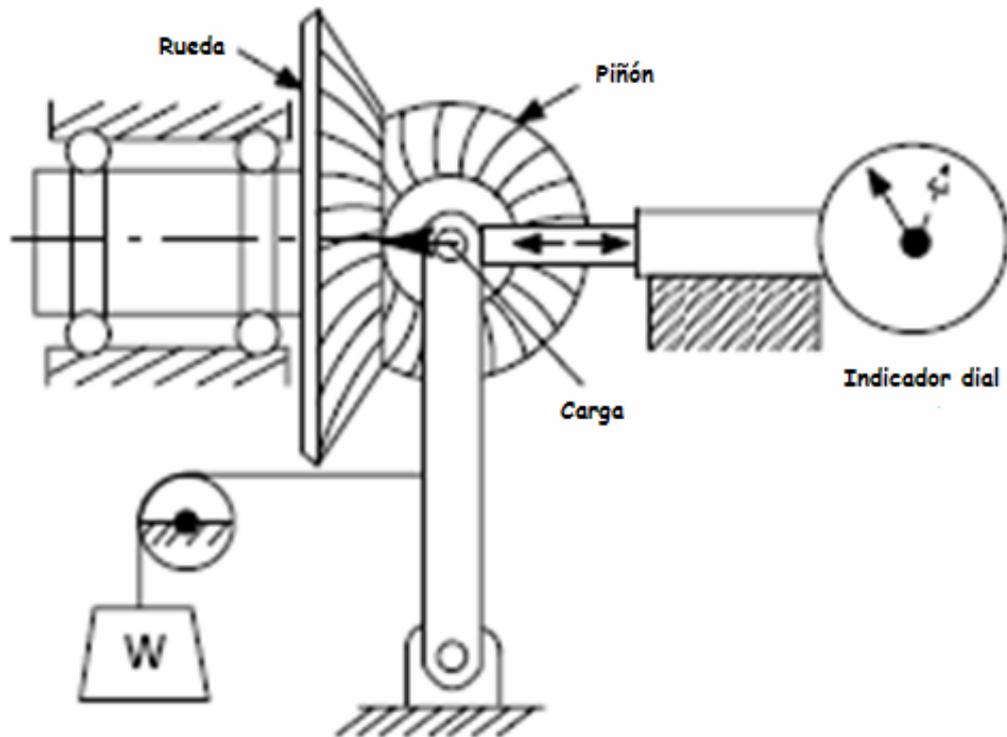
Las variaciones evaluadas por este método son: variación compuesta diente a diente y variación total compuesta. En algunos casos se puede evaluar el agotamiento radial.

### 2.2.2 Equipo para prueba de doble flanco compuesto

La Figura 34 muestra un diagrama esquemático de la prueba. Esta figura está destinada a mostrar la base cinemática y los requisitos mecánicos de los equipos

necesarios para cumplir con esta norma, puede modificarse la construcción del dispositivo.

**Figura 34. Esquema de prueba doble flanco para engranaje cónico**

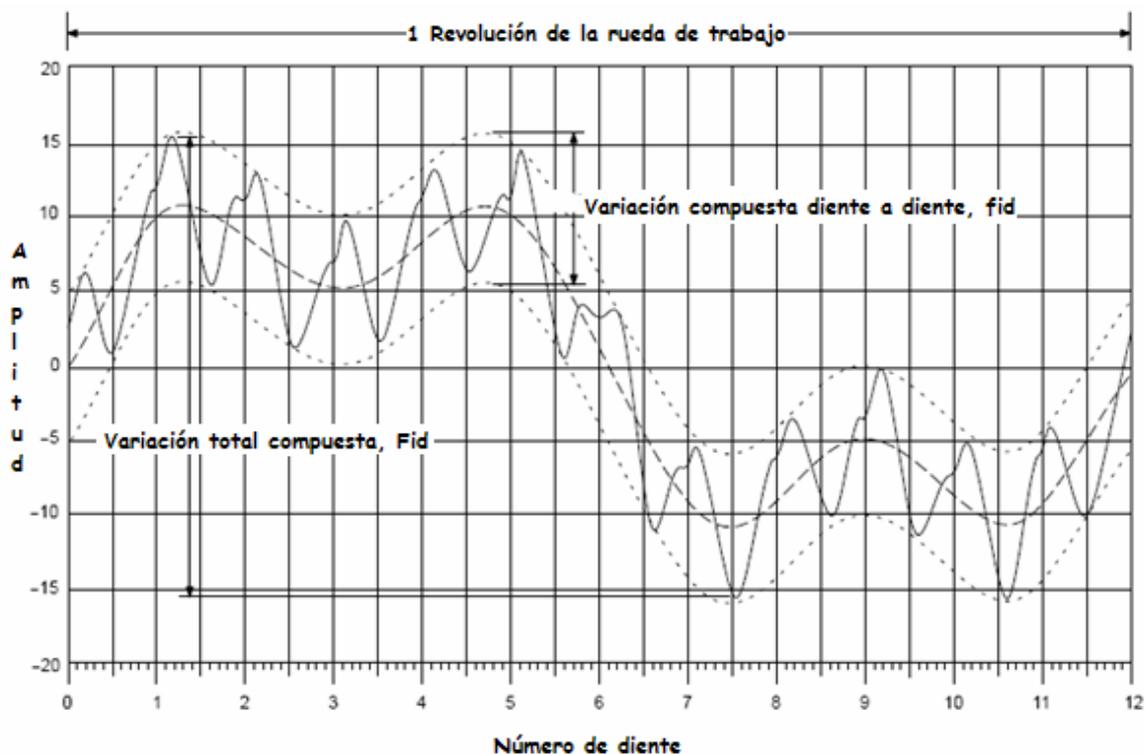


Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 - B01

### 2.2.3 Desviaciones registradas en la prueba compuesta doble flanco

- **Desviación total compuesta,  $F_{id}$ .** Es el cambio total en la distancia de montaje en una revolución del engranaje de prueba, Figura 35.
- **Desviación compuesta diente a diente,  $f_{id}$ .** Es el cambio en la distancia de montaje dentro de cualquier paso ( $360 / z$ ), Figura 35. La media de forma de onda se puede establecer manualmente o por el procesamiento de señales utilizando un polinomio en forma.

**Figura 35. Curva de la prueba de doble flanco – engranaje de 12 dientes**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 - B01

## 2.2.4 Sistema de clasificación

### 2.2.4.1 Base del sistema de clasificación

El sistema de clasificación AGMA es un código alfanumérico que consta de un prefijo, la letra "B", la identificación de la fuente de tolerancia y la identificación del grado de precisión de las tolerancias específicas.

### 2.2.4.2 Grado de precisión requerido

La norma proporciona ocho grados de exactitud, que están numerados desde el B3 hasta el B10. El grado de exactitud B3 tiene la menor tolerancia y el grado de exactitud B10 tiene la mayor tolerancia. Estos grados de precisión están separados por una progresión geométrica uniforme, ver 2.2.5.2.

### 2.2.4.3 Evaluación de la precisión del engranaje

La exactitud del engranaje es evaluada comparando las desviaciones medidas con los valores numéricos calculados de acuerdo a las ecuaciones en 2.2.6.

### 2.2.5 Valores de tolerancia

Los valores de tolerancia para cada uno de los elementos que rigen la precisión se calculan por las ecuaciones que figuran en 2.2.6. Las tablas de tolerancias se encuentran en los anexos 1 y 2. Los valores fuera de los límites de las ecuaciones están más allá del ámbito de aplicación de este proyecto y no deben extrapolarse. Las tolerancias específicas de dichos engranajes deben ser acordadas por el comprador y el fabricante.

#### 2.2.5.1 Rango de aplicación

A menos que esté indicado de otra manera, los rangos de aplicación generalmente son los siguientes:

$$0.2 \leq m \leq 50$$

$$5mm \leq d \leq 2000mm$$

$$5 \leq z \leq 400$$

Donde:

$m$ : es el módulo normal.

$d$ : es el diámetro de paso de referencia.

$z$ : es el número de dientes.

#### 2.2.5.2 Factor de paso

El factor de paso entre dos grados consecutivos es  $\sqrt{2}$ . Los valores del grado hacia delante o hacia atrás están determinados por la multiplicación o división por  $\sqrt{2}$ . Los valores requeridos para un grado de exactitud pueden ser determinados multiplicando el valor calculado para el grado 5 por  $(\sqrt{2})^{(B-5)}$  donde  $B$  es el número del grado de exactitud requerido.

### 2.2.6 Ecuaciones de tolerancia

### 2.2.6.1 Tolerancia compuesta doble flanco, diente a diente, $f_{idT}$

$$f_{idT} = (1.6 \cdot m + 0.01 \cdot \sqrt{d} + 0.8) \cdot (\sqrt{2})^{(B-5)} \quad \text{Ec. 7}$$

El rango de aplicación está restringido para los grados de exactitud entre B3 y B10.

$$0.2 \leq m \leq 1.3$$

$$5mm \leq d \leq 400mm$$

$$5 \leq z \leq 300$$

Donde:

$m$ : es el módulo normal.

$d$ : es el diámetro de paso de referencia.

$z$ : es el número de dientes.

### 2.2.6.2 Tolerancia total compuesta, doble flanco, $F_{idT}$

- Para engranajes con  $5mm \leq d \leq 144mm$

$$f_{idT} = (3.2 \cdot m + 0.04 \cdot d + 12.76) \cdot (\sqrt{2})^{(B-5)} \quad \text{Ec. 8}$$

- Para engranajes con  $144mm \leq d \leq 400mm$

$$f_{idT} = (3.2 \cdot m + 1.01 \cdot \sqrt{d} + 6.4) \cdot (\sqrt{2})^{(B-5)} \quad \text{Ec. 9}$$

El rango de aplicación está restringido para los grados de exactitud entre B3 y B10.

$$0.2 \leq m \leq 1.3$$

$$5mm \leq d \leq 400mm$$

$$5 \leq z \leq 300$$

Donde:

$m$ : es el módulo normal.

$d$ : es el diámetro de paso de referencia.

$z$ : es el número de dientes.

Para  $1.3 < m \leq 50$  el rango de aplicación está restringido sólo para los grados de exactitud entre B9 y B10.

$$5mm \leq d \leq 300mm$$

$$5 \leq z \leq 400$$

### 2.2.7 Interpretación importante de la gráfica

La variación compuesta total fue leída como la diferencia entre el valor más alto y más bajo posible en la grafica. La variación diente a diente fue leída como el cambio más grande en cualquier elemento  $360^\circ/z$  de la grafica.

Esto puede ser aceptable para la evaluación de la calidad final del engranaje para algunos propósitos. Sin embargo, no dice el cuadro verdadero del diagnóstico. Al intentar evaluar el proceso de fabricación, da un cuadro falso de la forma del diente que la máquina y la herramienta están produciendo.

El problema con esto es que la variación diente a diente más grande estará a lo largo de la parte de la curva del agotamiento que tiene la cuesta más grande. Esto tiene el efecto de torcer la amplitud de los datos referente a ese diente en particular.

Debido a este inconveniente en la variación diente a diente, sus tolerancias tienen valores poco realistas en algunos casos. En normas anteriores, la tolerancia diente a diente es cerca de  $\frac{1}{3}$  de la mostrada en la grafica; se verifica este valor sabiendo que debe haber una mayor diferencia entre el total y el diente a diente ( $f_{id} = 0.2 F_{idT}$ ).

## **2.3 ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN – CORONA**

La prueba de doble flanco de acción compuesta, mide las variaciones en la distancia entre el eje del tornillo sin fin y el eje de la corona, este método se describe en la norma ANSI / AGMA 2011 – A 98. Los métodos y las prácticas de medida promueven procedimientos uniformes de inspección, y además permiten que el fabricante y el comprador conduzcan los procedimientos de medición que son exactos y repetibles a un grado compatible con el grado especificado de la tolerancia.

Esta norma establece un sistema de clasificación que se puede utilizar para conocer la exactitud geométrica de las especificaciones sin hacer un montaje del tornillo sin fin y la corona. También provee al fabricante y al comprador de los engranajes una referencia mutuamente ventajosa para las tolerancias uniformes y los procedimientos de inspección. Los grados de tolerancia se basan en los efectos relativos de los errores geométricos del sistema funcional de tornillo sin fin – corona que actúan como reductores de velocidad.

### **2.3.1 Fundamentación de la prueba**

La inspección radial compuesta de doble flanco se realiza engranando el tornillo sin fin y la corona firmemente o en acoplamiento apretado. El engranaje que será examinado se monta en un accesorio o mesa deslizante que tiene un mecanismo de resorte, el cual hace que la distancia entre centros varíe y permite un movimiento perpendicular entre el eje del engranaje de prueba y el eje del engranaje patrón.

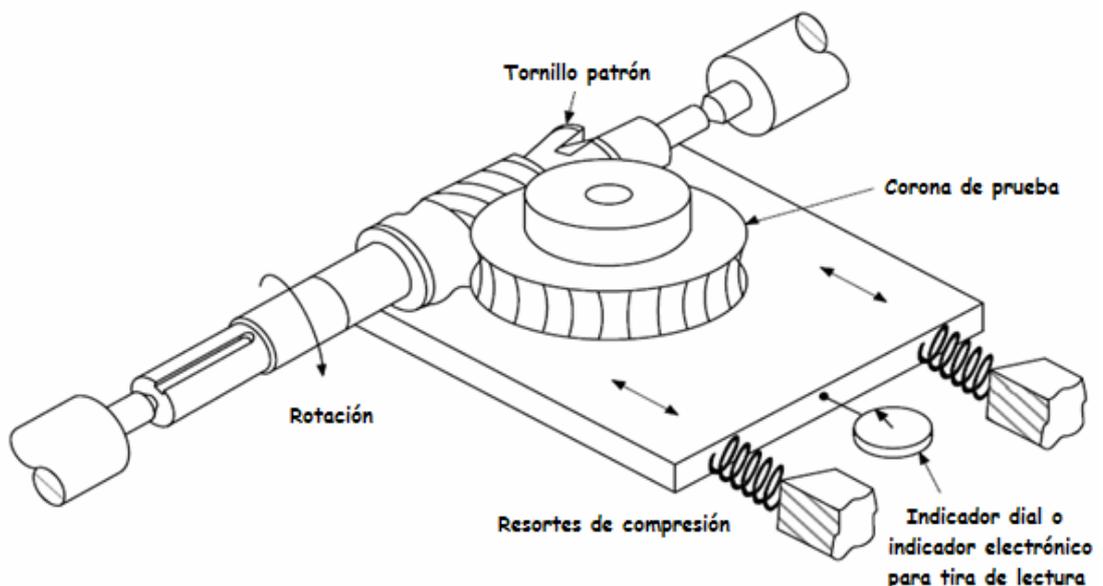
Las variaciones en la distancia entre centros se deben registrar durante una vuelta completa (360° girados) del engranaje de prueba, Figura 36.

El tornillo patrón usado para la prueba debe ser diseñado específicamente para examinar las variaciones compuestas. El espesor del hilo de rosca de este tornillo se hace más grande que el de prueba en una cantidad igual al huelgo de modo que, en acoplamiento apretado, el tornillo y la corona estén a una distancia entre centros de funcionamiento.

Si esto no se hace, el contacto será muy diferente al contacto a una distancia entre centros de funcionamiento y los valores compuestos obtenidos serán erróneos, particularmente para engranajes con bajo cociente de traslapo.

El tornillo debe ser conducido a baja velocidad constante, no se recomienda que la vuelta del tornillo sea dada a mano o a una velocidad demasiado rápida puesto que las variaciones de velocidad dan lugar a lecturas erróneas.

**Figura 36. Esquema de la prueba doble flanco**



Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

### 2.3.2 Desviaciones registradas en la prueba doble flanco

Las desviaciones medidas con este método son variaciones compuestas diente a diente y variaciones compuestas totales. Para tornillos sin fin muy grandes, las máquinas de inspección compuestas de doble flanco son difíciles de producir de una manera tal que el tornillo patrón cambie su distancia entre centros fácilmente.

Cuando se especifica una prueba doble flanco, las tolerancias para el contacto diente a diente ( $f_{id}$ ) y las variaciones compuestas totales ( $F_{idT}$ ) son establecidas generalmente por acuerdo entre el comprador y el fabricante.

### 2.3.3 Grado de precisión requerido

La norma proporciona diez grados de exactitud, que están numerados desde el W3 hasta el W12. El grado de exactitud W3 tiene la menor tolerancia y el grado de exactitud W12 tiene la mayor tolerancia. Estos grados de precisión están separados por una progresión geométrica uniforme.

### 2.3.4 Ecuaciones para calcular las tolerancias del tornillo sin fin y la corona

Las ecuaciones presentadas a continuación no son aplicables para los siguientes rangos de engranajes:

- No aplican a tornillos sin fin con diámetros mayores de 16 pulgadas.
- No aplican a tornillo sin fin - corona con diámetros mayores a 100 pulgadas.
- No aplican a geometrías con paso axial menor de 0.063 pulgadas.
- No aplican a engranajes espirales, con excepción del sistema tornillo sin fin – corona cilíndrica envolvente.

Los valores calculados serán redondeados al número entero más cercano, ejemplo, 4.49 se redondea a 4.5. Las ecuaciones proporcionan valores en milésimas de pulgadas.

#### 2.3.4.1 Tolerancia de la variación diente a diente del tornillo sin fin

$$F_{idT} = (0,2973 + 1,0921d_m^{0,3154} + 0,4698p_x) \cdot (\sqrt{2})^{(W-2)} \quad \text{Ec. 10}$$

#### 2.3.4.2 Tolerancia de la variación compuesta total del tornillo sin fin

$$F_{idT} = (2,3920 + 0,8632d_m^{0,2427} + 1,9742p_x) \cdot (\sqrt{2})^{(W-2)} \quad \text{Ec. 11}$$

### 2.3.4.3 Tolerancia de la variación diente a diente de la corona

$$f_{d\Delta} = (0,03D_m + 0,9549p_x + 1,969) \cdot (\sqrt{2})^{6w-3} \quad \text{Ec. 12}$$

### 2.3.4.4 Tolerancia de la variación compuesta total de la corona

$$F_{fd} = (0,3D_m + 0,9549p_x + 7,480) \cdot (\sqrt{2})^{6w-3} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

$d_m$ : es el diámetro medio del tornillo sin fin, en pulgadas.

$D_m$ : es el diámetro medio de la corona, en pulgadas.

$P_x$ : es el paso axial del tornillo sin fin, en pulgadas.

$P_t$ : es el paso circular transversal del tornillo sin fin, en pulgadas ( $P_t = P_x$ ).

$N_G$ : es el número de dientes de la corona.

$w$ : es el grado de tolerancia (valores de números enteros de 3 a 12).

### 2.3.5 Tablas de tolerancia de inspección

Las tablas de tolerancias abarcan el tornillo y la corona, las tablas dan los mismos valores que las ecuaciones que se dan en la sección anterior. Cuando los valores requeridos no se encuentran en las tablas, entonces se deben utilizar las ecuaciones anteriores para determinar los resultados.

Los valores de la tabla se redondean a la diez milésima parte más cercana de una pulgada. Las tolerancias para tornillos sin fin se dan en las tablas, Anexos 3 a 12 y las tolerancias para la corona se dan en las tablas, Anexos 13 a 22.

## **2.4 REQUISITOS DEL EQUIPO DE PRUEBA PARA LA ACCIÓN COMPUESTA**

Algunos de los aspectos cinemáticos y mecánicos básicos del equipo que influyen sobre las mediciones de la prueba compuesta son:

### **2.4.1 Agotamiento o Giro Excéntrico Mínimo**

Se debe buscar que el engranaje patrón gire con un mínimo de agotamiento y de giro excéntrico lateral. Cualquier separación existente en el montaje, se verá reflejada en los resultados de la inspección.

### **2.4.2 Paralelismo de ejes**

El dispositivo se debe diseñar para mantener el engranaje de prueba en un eje de referencia que sea paralelo al eje del engranaje patrón. Algunos accesorios proporcionan medios para inclinar los ejes del engranaje patrón y del engranaje de prueba, en relación del uno con el otro. Tales accesorios deben traer la posibilidad para fijar adecuadamente el ángulo de inclinación y como ubicar la posición de cero con precisión.

### **2.4.3 Montaje**

La disposición que se debe realizar para el sostenimiento del engranaje de prueba en el dispositivo debe ser consecuente con el que se va a disponer durante el funcionamiento del mismo. Aunque no es esencial para la conducta de la inspección, el uso de estos montajes eliminará las diferencias que se puedan presentar debido a los descentramientos radiales y laterales del montaje.

### **2.4.4 Cambios en la distancia entre centros**

Se debe realizar una disposición adecuada para indicar de forma exacta los cambios de distancia entre centros que ocurren durante la prueba. Esto se puede realizar por medio de un reloj comparador o de un dispositivo para efectuar la

adquisición de datos. Es esencial que estos dispositivos para la adquisición de datos tengan una adecuada precisión para el rango de medida estipulado.

#### **2.4.5 Mantener un adecuado acoplamiento**

Se debe ajustar la fuerza que mantiene los engranajes de prueba y patrón acoplados de forma correcta. Esta fuerza debe ser uniforme sobre toda la escala de lectura que puede realizarse por medio de un resorte.

#### **2.4.6 Sistema de sujeción por medio de resorte**

La función principal del resorte es la de mantener un adecuado contacto entre los flancos durante toda la prueba, además, la cantidad de carga aplicada o de peso muerto (masa) del resorte es importante al momento de realizar la prueba. La carga excesiva en los engranajes de diente fino, o engranajes hechos de materiales suaves, o en el clásico tipo de engranajes que tienen ejes delgados, dará lugar a lecturas incorrectas causadas por la desviación de los dientes o del mismo eje del engranaje. Por otro lado, una carga ligera, también dará lugar a lecturas incorrectas, debido a desviaciones en el contacto entre el engranaje de prueba y el engranaje patrón. Las cargas recomendadas entre el engranaje de prueba y el engranaje patrón se basan en el modulo del diente, y se dan en la Tabla 2.

**Tabla 2. Cargas recomendadas para engranajes**

<b>RANGO DEL MÓDULO</b>	<b>CARGA [Kg]</b>
0.20 - 0.25	0.1 - 0.2
0.25 - 0.30	0.1 - 0.2
0.30 - 0.40	0.3 - 0.4
0.40 - 0.50	0.5 - 0.6
0.50 - 0.60	0.6 - 0.7
0.60 - 0.80	0.7 - 0.8
0.80 - 1.25	0.8 - 1.0
1.25 - 2.5	0.9 - 1.1
2.5 - 25	1.0 - 1.2

Adaptada: Norma ANSI/AGMA 915-2-A05

#### **2.4.7 Temperatura**

La temperatura debe estar dentro de 0.5°C sobre el área entera de la superficie del instrumento. La mejor manera de hacer esto está con un alto flujo de aire. El aire móvil debe quitar calor de los controles electrónicos, computadoras, motores, hidráulica, gente, luces, etc., para prevenir gradientes.

#### **2.4.8 Vibraciones**

Las vibraciones causadas por los movimientos del instrumento no deben interferir con las medidas. También, las vibraciones del ambiente circundante deben ser observadas o ser medidas. Si están afectando la exactitud del instrumento, es necesario el aislamiento de vibraciones al instrumento.

#### **2.4.9 Fuente de corriente eléctrica**

La fluctuación de la energía puede causar mal funcionamiento de algunos sistemas de posición de instrumentos electrónicos y del control numérico de la computadora.

#### **2.4.10 Ambiente del laboratorio**

Muchos instrumentos de medida se colocan en un ambiente de laboratorio donde es difícil mantener una exactitud de 5 micrómetros de las partículas. La acumulación de suciedad o de otros contaminantes cerca del instrumento puede causar inexactitudes así como desgaste prematuro.

Si un instrumento se debe utilizar en esta clase de ambiente, se debe tener cuidado para evitar ciertas condiciones, por ejemplo:

- Fuentes de calor radiante locales tales como calentadores o luz del sol a través de las ventanas próximas que pueden interferir el instrumento.
- Respiraderos de la azotea que permiten que el aire frío caiga en el instrumento.

- Sistemas de enfriamiento o ventanas abiertas que se colocan al lado del instrumento.

#### **2.4.11 Otras Consideraciones**

Las características adicionales que contribuyen a la comodidad de uso y a la exactitud en los resultados son:

- Asegurar la distancia entre centros de forma rápida y exacta.
- Realizar el movimiento de los engranajes a baja velocidad para reducir la posibilidad de errores y para tener un manejo más fácil del engranaje patrón.
- Proteger el equipo contra los contaminantes y el daño accidental.

### **2.5 ENGRANAJE PATRÓN**

La exactitud del engranaje patrón afectará las medidas resultantes. El engranaje patrón debe ser por lo menos un grado de la tolerancia mejor que el engranaje que es examinado, a no ser que se acuerde lo contrario entre el comprador y el fabricante.

Para la mayoría de los propósitos de la inspección, los engranajes de producción se prueban con un engranaje patrón. Los errores compuestos medidos incluyen siempre las desviaciones asociadas al engranaje patrón. Minimizar las desviaciones del engranaje patrón permite un mayor rango en la tolerancia para los errores en los engranajes de prueba.

El engranaje patrón utilizado para inspeccionar el engranaje de prueba es justo como cualquier otro de su clase, el cual, debe ser fabricado a un nivel de calidad considerablemente más alto que el de prueba. Las tolerancias del engranaje patrón definen la variación máxima para los errores totales y de diente a diente, Tabla 3.

**Tabla 3. Tolerancias para engranajes patrón (Modulo entre 0.2 - 2.5)**

DESVIACIONES	INTERVALOS	M1R (μm)	M2R (μm)
$f_{id}$	$0.2 \leq m \leq 1.25 \wedge d \leq 60\text{mm}$	1.5	2.5
	$1.25 < m \leq 2.5 \vee d > 60 \text{ mm}$	4.0	5.0
$F_{idT}$	$0.2 \leq m \leq 1.25 \wedge d \leq 60\text{mm}$	2.5	5.0
	$1.25 < m \leq 2.5 \vee d > 60\text{mm}$	8.5	12.0

**NOTA:** Para engranajes patrón con menos de 20 dientes, verificar con el fabricante su uso y calibración.

Fuente: Norma ANSI/AGMA 2015 – 2 – A06

Los engranajes patrón utilizados para la inspección compuesta pueden ser clasificados de la siguiente forma:

- Un engranaje patrón estándar de tamaño y diámetro exterior conocidos que se puede utilizar para examinar diversos engranajes del mismo paso circular o módulo. Se deben tomar precauciones para asegurar que los engranajes no sean rechazados cuando se presente una profundidad excesiva en el contacto entre sus dientes producida por un engranaje patrón de diámetro exterior de gran tamaño. Similarmente, se debe tratar de evitar la posibilidad de aceptar los engranajes con una profundidad corta del perfil funcional cuando el engranaje patrón tiene un diámetro exterior de tamaño insuficiente.
- Un engranaje patrón diseñado específicamente para examinar la desviación compuesta de un engranaje de prueba. Esto normalmente asegurara la inspección apropiada y completa.
- Un engranaje de acoplamiento seleccionado de calidad conocida, que se debe decretar de acuerdo al grado de inspección completa mediante cálculo y calibración.

Los engranajes patrones deben ser hechos de un acero conveniente que se ha estabilizado, endurecido, granulado, y tenga una dureza superficial final mínima de 60 Rockwell C.

Es importante observar que la exactitud y el diseño del engranaje patrón, especialmente su compromiso con el engranaje producido, puede influenciar los resultados de la prueba.

El engranaje patrón debe tener suficiente profundidad para ser capaz de hacer contacto con todo el perfil funcional del engranaje producido, pero no debe entrar en contacto con su perfil no funcional o partes de la raíz. Tal cual el contacto se puede evitar cuando los dientes de los engranajes patrones son suficientemente gruesos para compensar el huelgo del engranaje producido.

Cuando deben ser utilizados para la clasificación de calidad de engranajes exactos, la exactitud del engranaje patrón y el procedimiento de medición usado se deben convenir entre el fabricante y el comprador. El diseño del engranaje patrón será convenido entre el fabricante y el comprador.

### **2.5.1 Designación del número de grado**

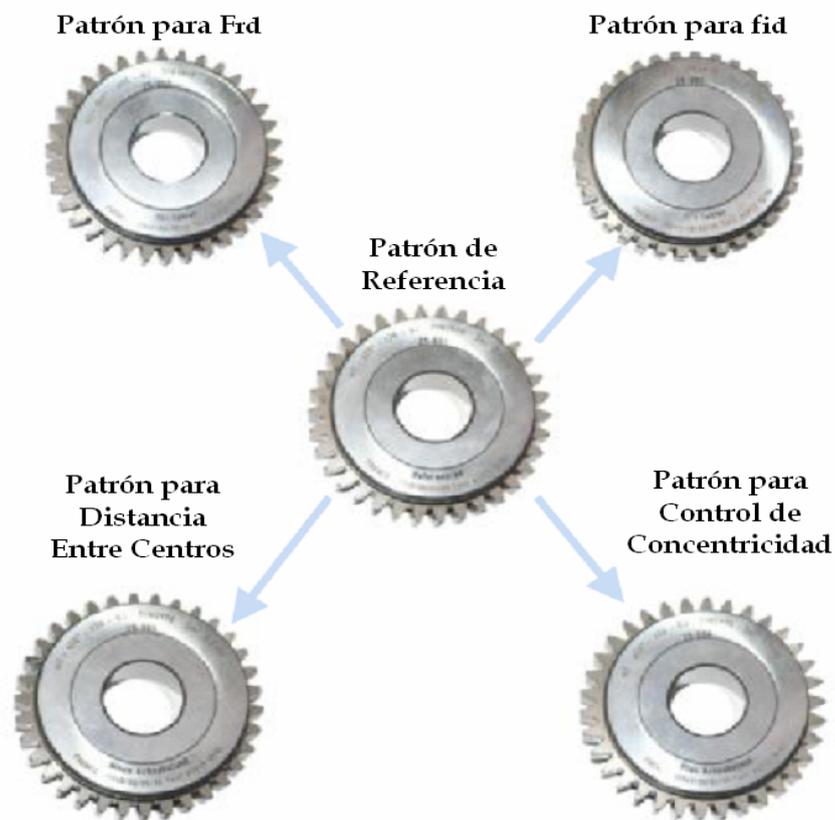
La nomenclatura de los engranajes patrón es designado por su número de grado y prefijado por la letra **M** (de master en ingles), obteniendo así *el número de grado del engranaje patrón*; como sufijo, pueden añadirse las letras, **T** o **R**, para señalar el método por el cual fue establecido el grado de dicho engranaje.

La letra T es para las tolerancias elementales y la letra R para las tolerancias compuestas radiales. Ejemplo: Engranaje M2R. Cuando ya se ha establecido el grado del engranaje patrón (con sus tolerancias elementales y radiales), el sufijo cambia a RT, quedando así como engranaje M2RT, indicando que el grado de dicho engranaje es 2.

Para los engranajes cónicos y sin fin corona los patrones van sujetos a la nomenclatura o clasificación vista en 2.2.4.2 y en 2.3.2 asegurando que tiene por lo menos un grado menor de exactitud.

Para la asignación de la nomenclatura y calibración de los errores, es posible utilizar 2 (o más) engranajes patrones para dicho control, en donde se preferiría la utilización de un engranaje patrón para cada error y de un engranaje extra para la calibración de los patrones, el cual, se reservará exclusivamente para este uso, Figura 37.

**Figura 37. Engranajes patrones**



Fuente: FRESCO CORPORATION

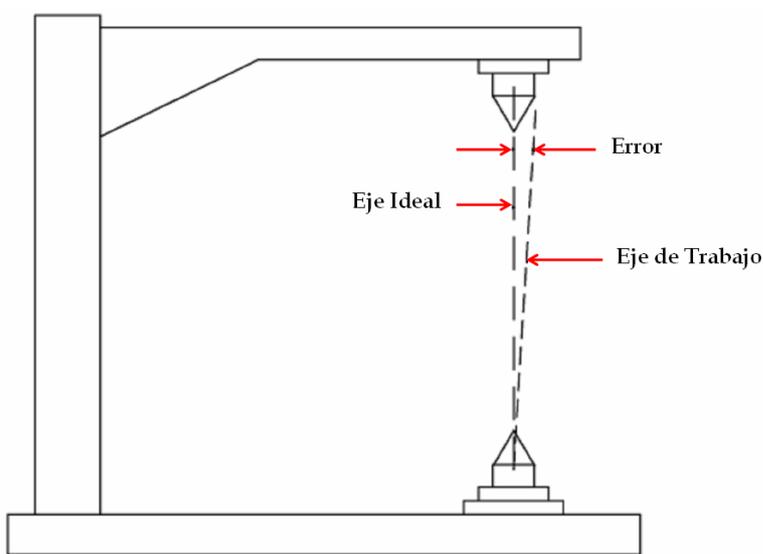
Las nomenclaturas para engranajes helicoidales, cónicos y tornillo sin fin - corona antes mencionadas es para los engranajes patrones seleccionados entre los criterios 2 y 3, que se implementan para laboratorios con aplicaciones industriales que buscan una certificación con ciertos criterios especiales que podemos consultar en la norma ANSI/AGMA 2116 – A05.

## **2.6 CALIBRACIÓN**

Muchos factores afectan la exactitud en los instrumentos de medición de engranajes. Estos incluyen la rectitud y paralelismo en el sistema de guías del instrumento, errores de posicionamiento lineal, Figura 38 a), y errores de movimiento angulares de los componentes en movimiento del instrumento.

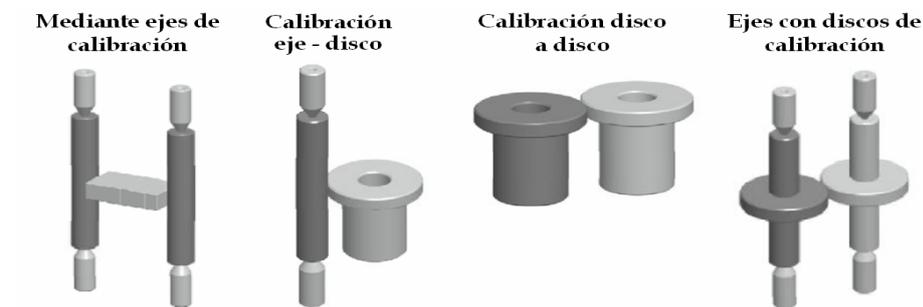
Los errores causados por componentes electrónicos, balanza (escalas), mandos, y el software también pueden afectar la exactitud del instrumento de medición. Discutir sobre mandos electrónicos está fuera del alcance de este documento, sin embargo, se le recomienda a los usuarios de estos instrumentos, que sean conscientes que muchas fuentes posibles de inexactitud pueden ser provenientes de los mismos. Si la distancia real entre ejes va a ser medida, es necesario calibrar la máquina con una distancia entre ejes conocida. La manera correcta de hacerlo consiste en utilizar ejes, discos y/o galgas de calibración, Figura 38 b).

**Figura 38. Error de alineamiento en el eje de rotación (a) y sistemas de calibración de la distancia entre centros (b)**



Adaptada: Norma ANSI/AGMA 931 - A02

a)



Fuente: FRESCO CORPORATION

b)

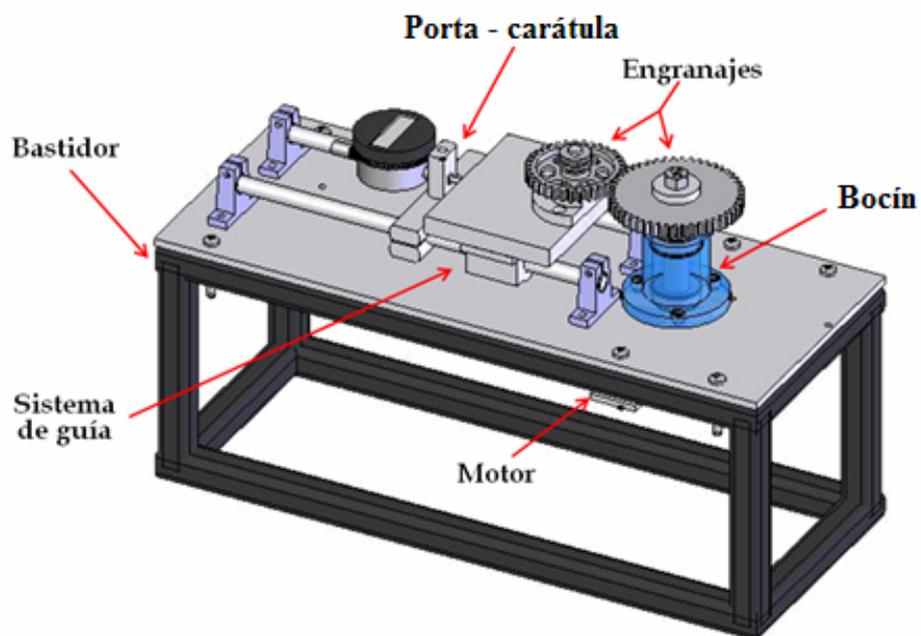
### 3. ADAPTACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO

En esta sección se muestra el banco anterior para engranajes rectos de una forma general, un análisis de la adaptación, las diferentes modificaciones realizadas en las piezas existentes, piezas elaboradas, los diferentes montajes, el sistema de adquisición de datos para una óptima operación y por último la puesta a punto del banco.

#### 3.1 BANCO EXPERIMENTAL PARA ENGRANAJES RECTOS

Los componentes del banco experimental para engranajes rectos pueden ser agrupados de la siguiente forma: sistema de guía, bastidor, bocín del engranaje de prueba, motor, engranajes y porta - carátula, Figura 39.

**Figura 39. Componentes principales del dispositivo**



Fuente: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

#### 3.2 ANÁLISIS DE LA ADAPTACIÓN

El propósito de la adaptación es lograr que el banco experimental para engranajes rectos al realizarle ciertas modificaciones y adicionándole algunas piezas, sea funcional tanto para engranajes rectos como para engranajes helicoidales, cónicos y sin fin - corona; desarrollando para esto algunos prototipos como se observa en el plan de este proyecto.

Con respecto al sistema de guía (cuatro soportes, dos pillow blocks, dos ejes y la bandeja móvil) no hubo ninguna modificación debido a que los engranajes de prueba (montados sobre la bandeja móvil) no generan cargas adicionales a las contempladas en el análisis estático del proyecto de grado: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA DE ENGRANAJES RECTOS, UIS, 2007.

El criterio principal para tal modificación fue el de dar versatilidad y manejo al sistema de potencia a través de un husillo que en el banco anterior se encontraba fijo e implementar los sistemas de guías y soportes necesarios para realizar todos los montajes y ampliar el rango dimensional.

### **3.3 MODIFICACIONES REALIZADAS AL BASTIDOR**

La modificación realizada al bastidor se enfoca en los cambios realizados a la placa soporte, se aumentó el diámetro del agujero para permitir la entrada del husillo (bocín, eje, motor, rodamientos, placa base y chavetas) por la parte inferior del bastidor y realizar los montajes recto y helicoidal.

También se hicieron agujeros en la placa soporte para fijar el soporte del sensor y las guías en los montajes cónico y sin fin – corona, además se agregaron paneles en acrílico para mejorar la distribución del sistema de adquisición de datos, Figura 40.

**Figura 40. Bastidor (Vista Isométrica), a) Diseño anterior, b) Nuevo diseño**



Fuente: Propia

a)



Fuente: Propia

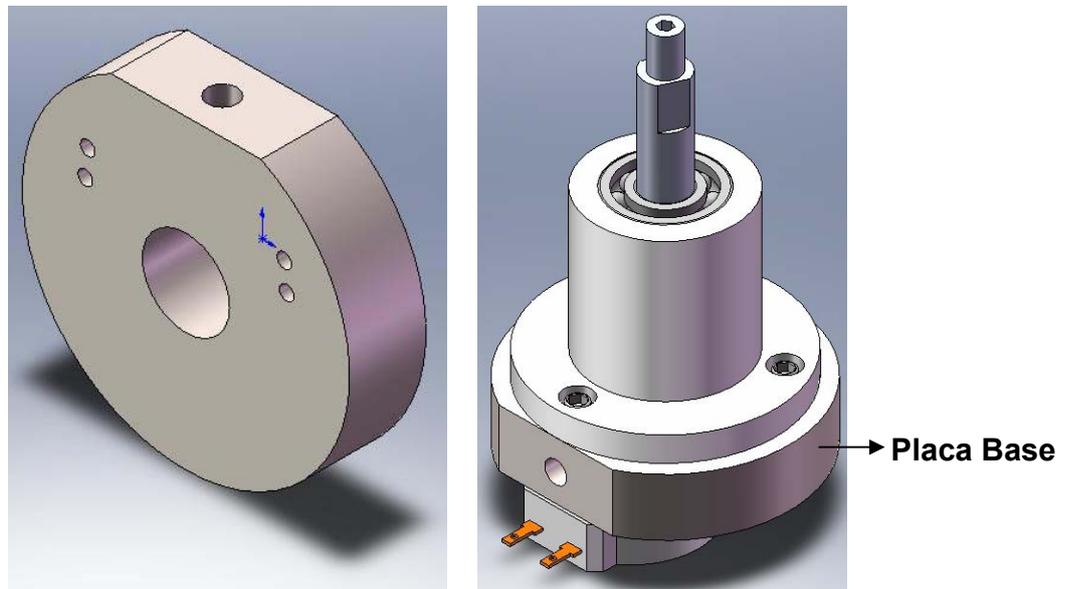
b)

### 3.4 PIEZAS FABRICADAS

#### 3.4.1 Placa base

Es una placa circular elaborada en Duralón para obtener un peso mínimo de la pieza, con dimensiones mostradas en los planos anexos, unida al bocín y al motor por medio de tornillos, elaborada con precisión y con un orificio adicional para la fijación del eje del motor al eje del husillo que se encuentra dentro del bocín, garantizando la alineación entre estas piezas y lograr una sola pieza (husillo) de fácil manejo para ubicarla en los diferentes montajes, Figura 41.

**Figura 41. Placa base del husillo**

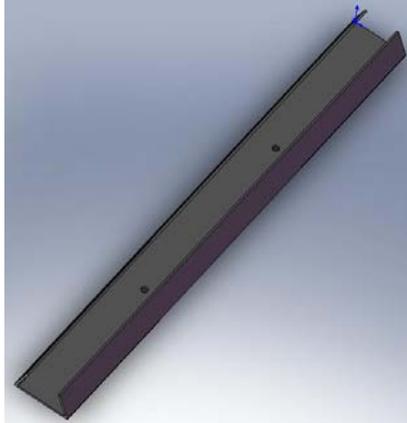


Fuente: Propia

#### 3.4.2 Guías o rieles

Son dos guías elaboradas en lámina de Acero Cool Roll Calibre 14, dobladas en prensa hidráulica con dado o matriz especial para ángulos mayores a 90°, dimensiones mostradas en los planos. Estas piezas son diseñadas para poder utilizar diferentes tamaños de engranajes y lograr fijación adecuada de los soportes para los diferentes montajes (cónico y sin fin - corona). Se sujetan a la placa soporte con tornillos, Figura 42.

**Figura 42. Guía o riel**



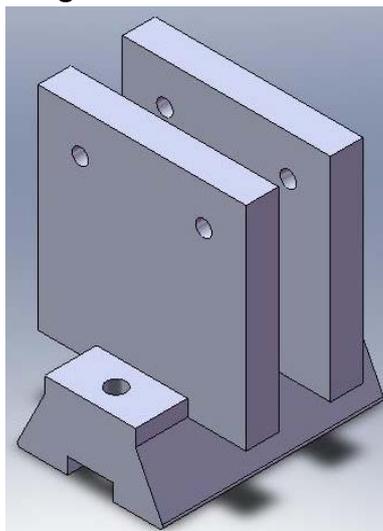
Fuente: Propia

### **3.4.3 Soporte principal del husillo**

Soporte compuesto por:

- Base o cuña de dimensiones precisas para poder recorrer la guía o riel con poca fricción, fijada con dos platinas o parales de  $\frac{1}{2}$  pulgada de espesor y dos agujeros, que van a ser la guía para lograr un montaje adecuado, dar un mayor rango de altura y una ubicación precisa para los montajes de engranajes cónicos y sin fin – corona, Figura 43.

**Figura 43. Base o cuña**



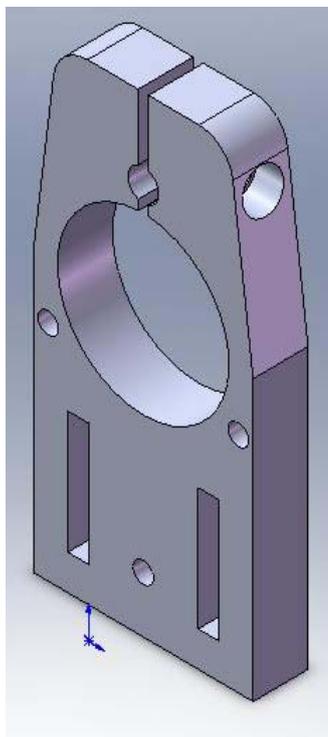
Fuente: Propia

- Platina de fijación, la cual tiene un espesor de  $\frac{1}{2}$  pulgada y un orificio en la parte superior para permitir la entrada del husillo, esta se desplaza por medio de dos tornillos que atraviesan sus ranuras y se fija con los mismos.

Esta platina es removible, esto es de gran importancia para realizar los montajes recto y helicoidal, fijándola con tornillos a la placa soporte y posee un tornillo adicional para darle la altura deseada al husillo, Figura 44.

Todas las piezas de este soporte son elaboradas en Aluminio Industrial.

**Figura 44. Platina de fijación**



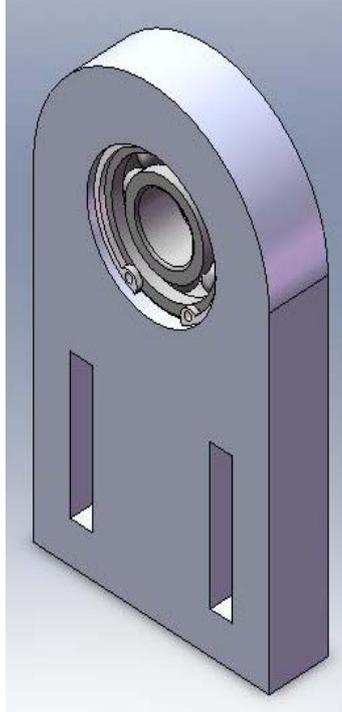
Fuente: Propia

#### **3.4.4 Soporte secundario**

Este soporte posee una base o cuña idéntica a la del soporte principal, con la diferencia que la platina de soporte intermedia posee un rodamiento anclado por medio de dos chavetas; esta pieza es utilizada solo en el montaje de engranajes

sin fin -corona con la finalidad de dar soporte, estabilidad y linealidad al tornillo sin fin durante el funcionamiento, Figura 45.

**Figura 45. Platina de soporte**

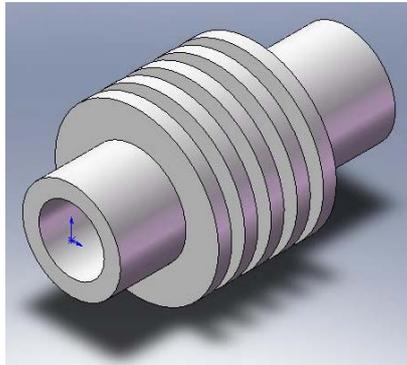


Fuente: Propia

### **3.4.5 Acople del tornillo sin fin – corona**

Es un acople ranurado transversalmente desarrollado en Duralón utilizado para la unión del eje del husillo y el tornillo sin fin por medio de tornillos de apriete espaciados a  $120^\circ$ , este tipo de acople brinda flexibilidad, absorción de vibraciones y mejor alineamiento entre los elementos acoplados, Figura 46.

**Figura 46. Acople ranurado de Duralón**

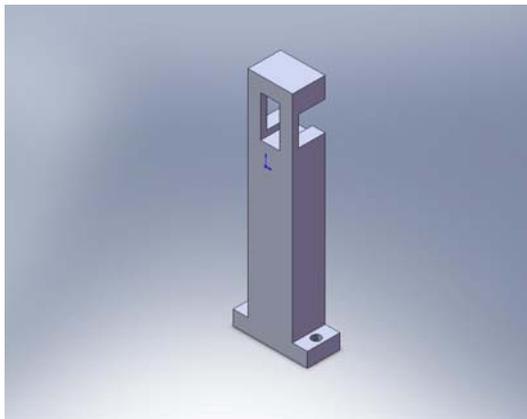


Fuente: Propia

### 3.4.6 Soportes del sensor

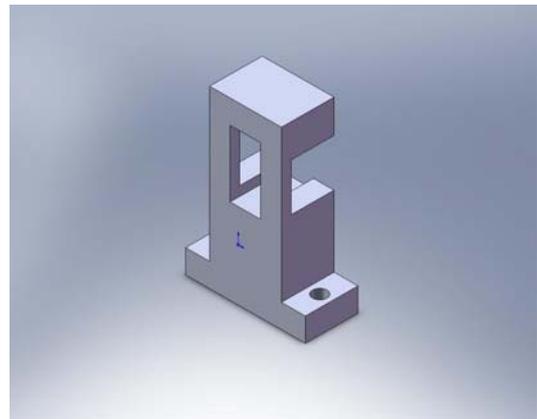
Se fabricaron dos soportes en Aluminio Industrial, estos son de diferentes tamaños para ser utilizados en los diferentes montajes, en la parte superior tienen una cavidad para introducir el sensor que interrumpe (por medio de una platina metálica) la señal a la tarjeta que energiza al motor eléctrico, Figura 47; garantizando que el engranaje de prueba gira exactamente una revolución.

**Figura 47. Soportes del sensor: montaje recto (a) y montaje helicoidal, cónico y de tornillo sin fin – corona (b)**



Fuente: Propia

a)



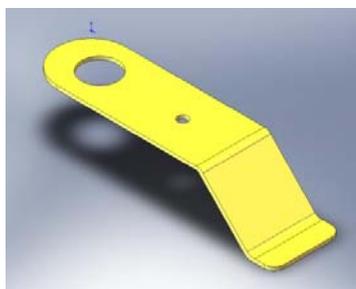
Fuente: Propia

b)

### 3.4.7 Platinas del sensor

Platinas elaboradas en lámina de acero calibre 18, estas se anclan a los engranajes de prueba para garantizar que también giren una vuelta durante la prueba, esto hace que al pasar por en medio del sensor, corte la señal y se detenga el movimiento del engranaje, Figura 48.

**Figura 48. Platinas del sensor: montaje recto (a), montaje helicoidal y cónico (b) y montaje de tornillo sin fin – corona (c)**



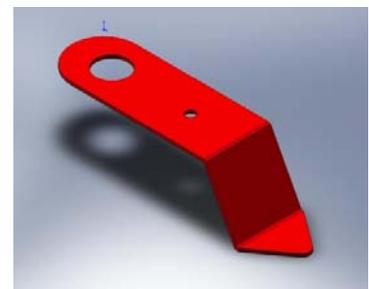
Fuente: Propia

a)



Fuente: Propia

b)



Fuente: Propia

c)

### 3.4.8 Engranajes de prueba

En las prácticas, los engranajes se utilizan solo para transmitir movimiento y no para la transmisión de potencia, por lo tanto, no se realiza el análisis de fuerzas y de resistencia de materiales referente a los mismos, para darle una mayor importancia a los parámetros geométricos que influyen durante la prueba, como son la forma del diente y su proceso de mecanizado.

El paso de los dientes del engranaje determinan su tamaño, y dos engranajes en contacto, deben tener el mismo paso ya que de lo contrario no engranarían adecuadamente. Los engranajes de prueba para cada una de las prácticas fueron fabricados en base al engranaje producido en serie a nivel industrial seleccionado según las dimensiones disponibles del banco de prueba de engranajes rectos y las propuestas para los diferentes montajes.

Para las pruebas se analizaron los diferentes parámetros geométricos necesarios para reproducir estos mismos engranajes en diferentes materiales: Nylon 6/6

(Duralón), Fibra Fenólica (Baquelita) y Fundición Gris, también se tuvieron en cuenta procesos de producción como el fresado convencional y generación por fresa madre que en este caso solo se aplicó a un solo engranaje debido al alto costo de manufactura.

Las características geométricas para el engranaje helicoidal de prueba son:

- Diámetro primitivo,  $D_p = 35 \text{ mm}$
- Número de dientes,  $z = 16$
- Ángulo de inclinación de la hélice del diente,  $\Psi = 23^\circ$

$$m_a = \frac{D_p}{z} = 2,18 \text{ mm} \quad \text{Ec. 14}$$

$$m = m_a \cdot \cos \Psi = 2 \text{ mm} \quad \text{Ec. 15}$$

$$P = \pi \cdot m = 6,28 \text{ mm} \quad \text{Ec. 16}$$

$$H_f = 2,167 \cdot m = 4,33 \text{ mm} \quad \text{Ec. 17}$$

- $m_a$ : módulo aparente.
- $m$ : módulo real.
- $P$ : paso real

El engranaje cónico de prueba es de dientes rectos con ejes que se cruzan a  $90^\circ$ . Para su desarrollo se tuvo en cuenta la geometría del engranaje patrón. Sus características son:

- Diámetro primitivo,  $D_p = 65 \text{ mm}$
- Número de dientes de la rueda,  $z_g = 26$
- Número de dientes del piñón,  $z_p = 15$

$$m = \frac{D_p}{z_g} = 2,5 \quad \text{Ec. 18}$$

$$\varphi_g = \tan^{-1} m \approx 60^\circ$$

Ec.19

- m: módulo real.
- $\varphi_g$ : ángulo de la rueda.

En el sistema de tornillo sin fin - corona también son ejes que se cruzan y el ángulo entre ejes es de  $90^\circ$ , las características geométricas de la corona de prueba son:

- Diámetro primitivo,  $D_p = 66 \text{ mm}$
- Número de dientes,  $z = 40$

$$m = \frac{D_p}{z} = 1.65 \text{ mm}$$

Ec. 20

$$P = \pi * m = 5.2 \text{ mm}$$

Ec. 16

- m: módulo real.
- P: paso real

### 3.4.9 Engranajes patrón

Los engranajes patrones fueron seleccionados acorde a su proceso de fabricación, ya que entre más preciso haya sido éste, menos influencias tiene en los resultados de las pruebas; para tal fin, se compró un par de engranajes helicoidales nuevos de una prensa de motocicleta Suzuki AX – 100, un par de engranajes cónicos de un motor fuera de borda marca Yamaha y un sistema tornillo sin fin - corona de un moto - reductor.

Estos engranajes fueron conseguidos directamente en almacenes distribuidores o como repuestos en excelente estado en talleres buscando garantizar menos imprecisiones que los métodos de fabricación convencional.

Las características para el engranaje helicoidal patrón son:

- Diámetro primitivo,  $D_p = 109 \text{ mm}$
- Número de dientes,  $z = 50$
- Ángulo de inclinación de la hélice del diente,  $\Psi = 23^\circ$

El módulo, el paso y la altura del diente, deben ser los mismos ya que de lo contrario no engranarían adecuadamente.

- Módulo real,  $m = 2 \text{ mm}$
- Paso real,  $P = 6.28 \text{ mm}$
- Altura del diente,  $H_t = 4.33 \text{ mm}$

Las características del engranaje cónico patrón son:

- Diámetro primitivo,  $D_p = 35 \text{ mm}$
- Número de dientes de la rueda,  $z_g = 26$
- Número de dientes del piñón,  $z_p = 15$

El módulo debe ser el mismo ya que de lo contrario no engranarían adecuadamente.

- Módulo real,  $m = 2,5 \text{ mm}$

$$\phi_p = \tan^{-1} \frac{1}{m} = 30^\circ$$

Ec. 21

- $\phi_p$ : ángulo del piñón.

Las características del tornillo sin - fin patrón son:

- Número de entradas,  $N_e = 2$

El paso debe ser el mismo ya que de lo contrario no engranarían adecuadamente.

- Paso real,  $P = 5.2 \text{ mm}$

$$m = \frac{P}{\pi} = 1,65 \text{ mm}$$

Ec. 16

$$L = Ne \cdot P \approx 10,4 \text{ mm}$$

Ec. 22

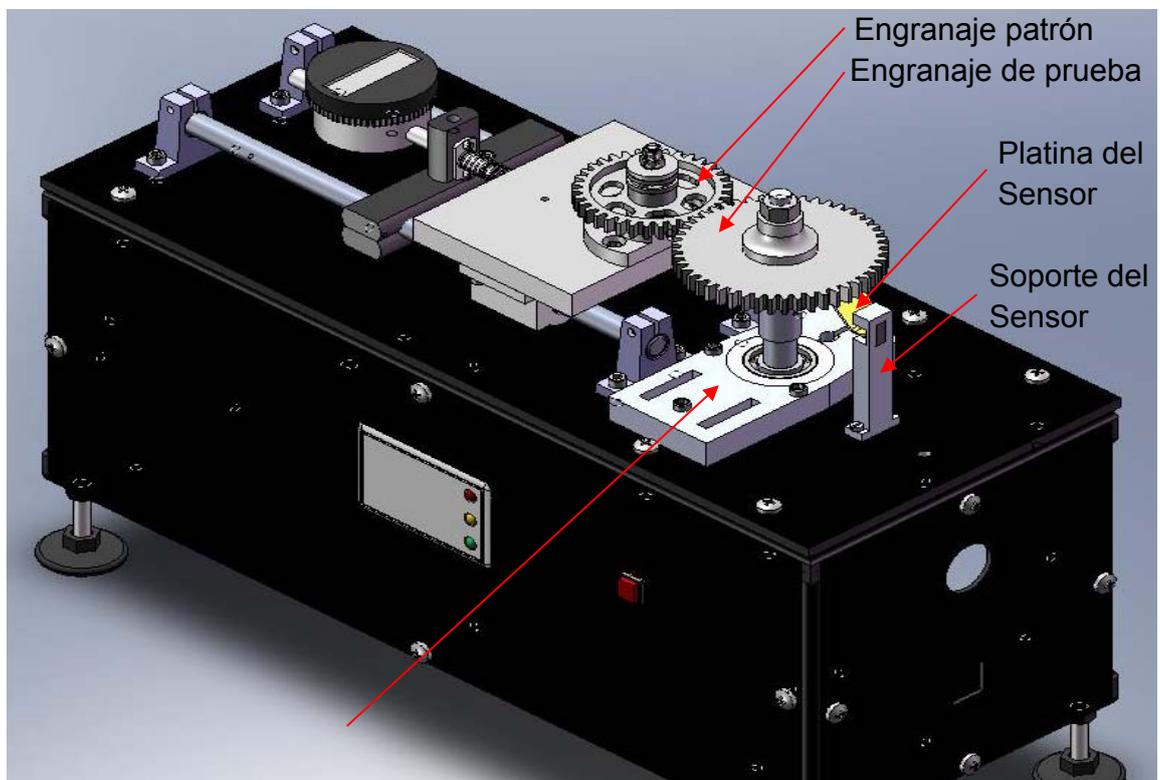
- $m$ : módulo real.
- $L$ : avance.

### 3.5 MONTAJES DE LAS PRUEBAS

#### 3.5.1 Montaje de engranajes rectos y helicoidales

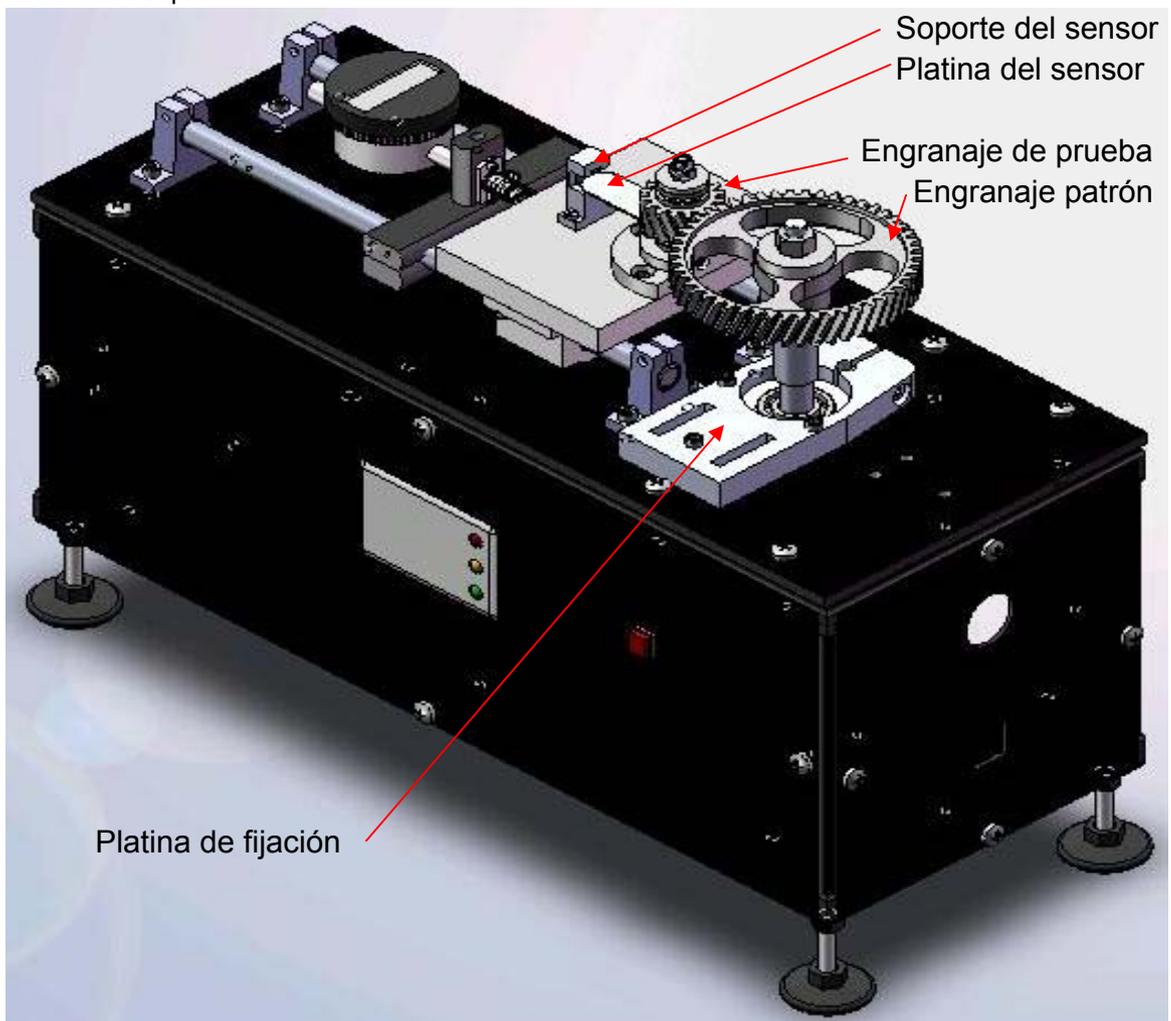
Los montajes recto y helicoidal son muy similares. Se observa en la figura 44 que usando la platina removible del soporte principal colocada sobre la placa soporte logramos ubicar el husillo con el engranaje patrón en la posición precisa para colocar el engranaje de prueba sobre la mesa móvil, Figura 49.

**Figura 49. Montaje de engranajes rectos (arriba) y helicoidales (abajo)**



## Platina de fijación

Fuente: Propia

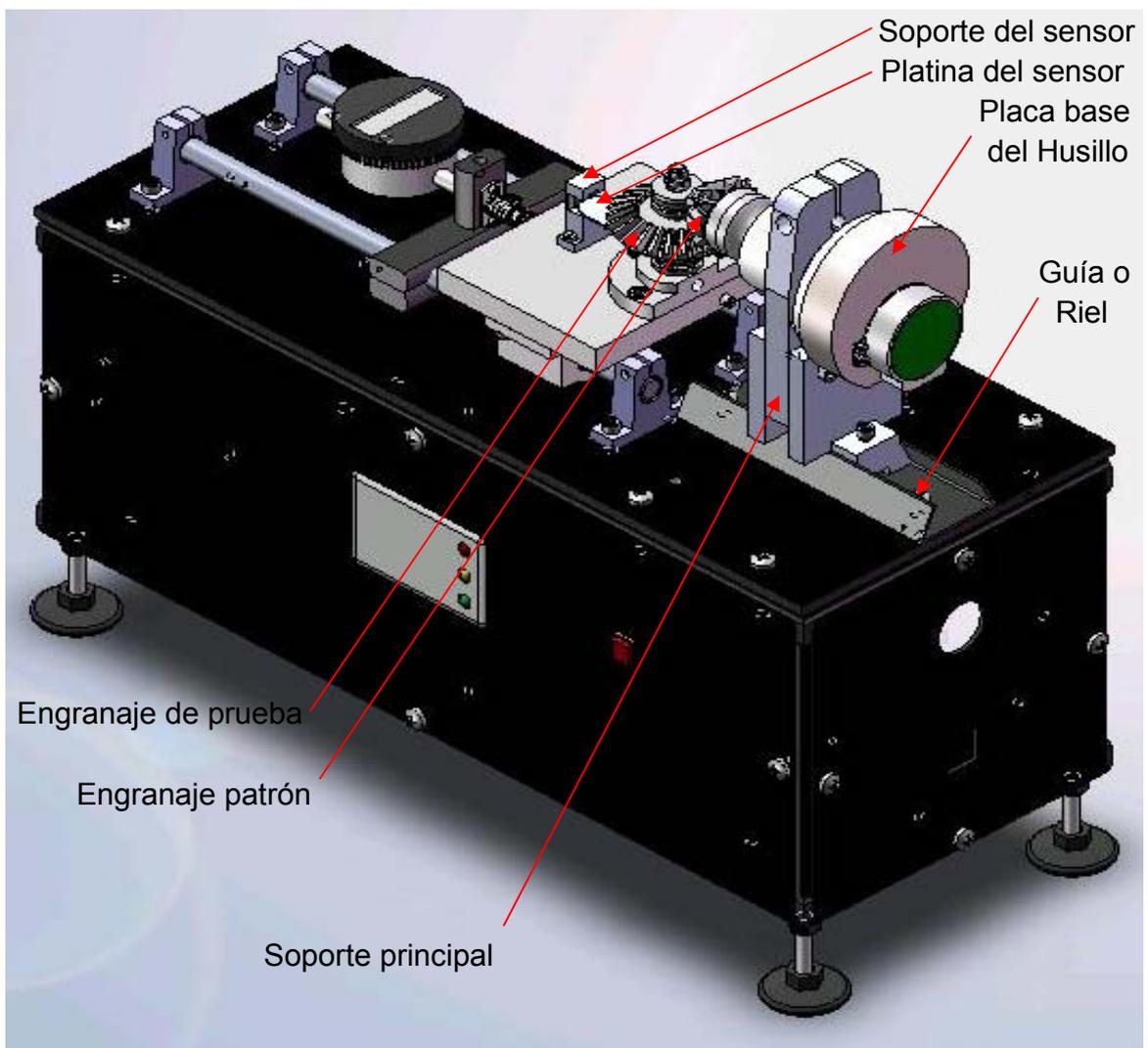


Fuente: Propia

### 3.5.2 Montaje de engranajes cónicos

Con la ayuda de la guía (riel) más corta sobre la placa soporte y con el soporte principal viajando a través de esta encontramos el montaje preciso para la intercepción de los ejes de los engranajes cónicos tanto patrón como de prueba, resultando que el engranaje patrón es el ubicado sobre el husillo, Figura 50.

Figura 50. Montaje de engranajes cónicos

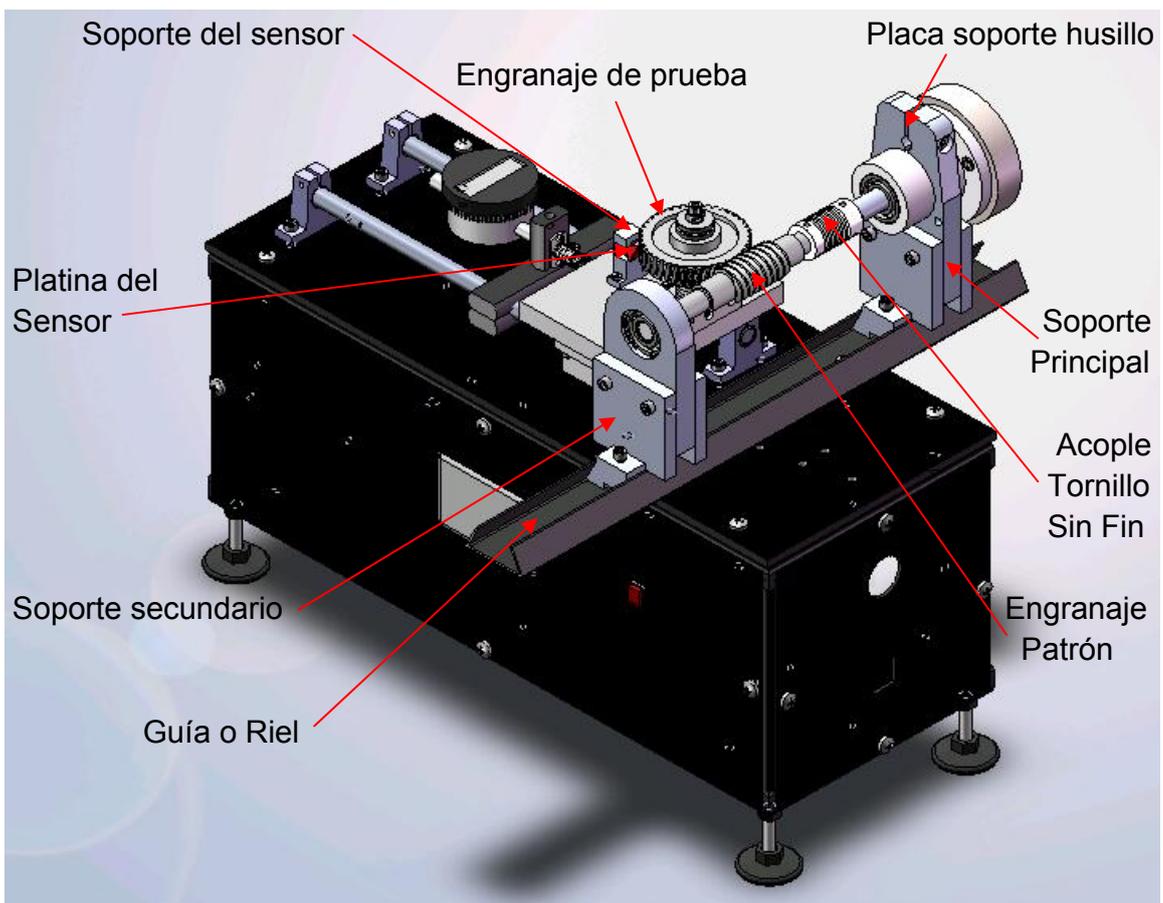


Fuente: Propia

### 3.5.3 Montaje de engranajes de tornillo sin fin – corona

Haciendo uso del riel más largo ubicado de forma transversal en el banco logramos posicionar el soporte principal y el secundario, donde se ubican de manera estratégica, se logra hacer el montaje completo con la ayuda del acople flexible que une el tornillo sin fin y el husillo para así proceder a realizarle la prueba a la corona, Figura 51.

**Figura 51. Montaje de engranajes de tornillo sin fin – corona**



Fuente: Propia

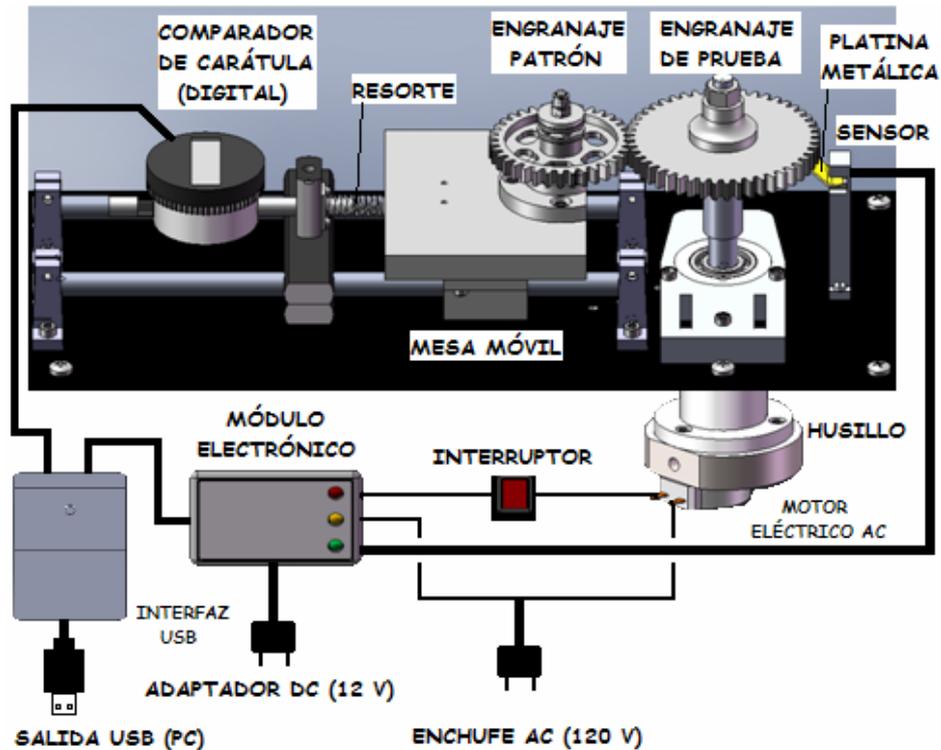
### 3.6 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

La adquisición de datos se hace mediante un sistema que se compone de un reloj indicador digital y una interfaz de transmisión USB elaborados por la casa Mitutoyo, en donde, el reloj medirá la variación de la distancia entre centros de los engranajes y la interfaz se encarga de transferir dichos datos al PC.

El sistema funciona transmitiendo la señal al PC vía USB, directamente a Microsoft EXCEL, luego de enviar los pulsos mediante la interfaz de transmisión, Figura 52.

Serán transmitidos los pulsos al computador gracias a la ayuda de una tarjeta integrada diseñada para tal fin; entonces, bajo dicha configuración, se tendría un pulso enviado al PC cada  $7.2^\circ$  de circunferencia para el montaje recto, cada  $21.17^\circ$  de circunferencia para el montaje helicoidal, cada  $4.14^\circ$  de circunferencia para el montaje cónico y cada  $0.4^\circ$  de circunferencia para el montaje sin fin - corona.

Figura 52. Esquema eléctrico del sistema de adquisición de datos



Fuente: Propia

### **3.7 PUESTA A PUNTO DEL BANCO**

La puesta a punto consiste en comprobar la ubicación, fijación y montaje preciso de cada una de las piezas incluyendo el reloj comparador, verificando adecuadamente su funcionamiento en las diferentes prácticas a realizar, Anexo 23. Uno de los principales inconvenientes de la puesta a punto, fue el hecho que la interfaz del reloj comparador digital tiene restringidos la cantidad de pulsos que es capaz de transmitir, además, existen dificultades de transmisión para los valores con signo negativo, pues el PC los reconoce como texto, lo que nos conlleva a tener que convertir dichos valores de forma manual para poder realizar las gráficas, Anexo 23.

## 4. DISEÑO Y RESULTADOS DE LAS PRÁCTICAS DINÁMICAS

Se inducirá al estudiante para la realización de las pruebas durante el transcurso de la clase por medio de una descripción del objetivo referente a la práctica a realizar, mostrando además, los elementos a comprobar, para que cuando ésta finalice, se cuestione acerca de las situaciones observadas y conclusiones obtenidas.

Para el diseño se tuvo en cuenta el análisis de los elementos del banco, las observaciones mencionadas anteriormente, el respaldo de las normas y los fundamentos teóricos que preceden al área del diseño de máquinas y los contenidos que se desarrollan en la misma.

### 4.1 DISEÑO DE LAS PRÁCTICAS

El diseño de las pruebas ha sido enfocado a lograr un óptimo desarrollo de los objetivos planteados en el área de diseño de máquinas, con el apoyo de una descripción pertinente y detallada para cada parte de la prueba.

Las tres prácticas buscan determinar las desviaciones de la prueba radial compuesta (acorde a lo estipulado en el capítulo 2) para tres configuraciones diferentes de montaje:

- **Fresado vs Generación:** en esta prueba se compara el fresado convencional con el fresado por generación en los engranajes.
- **Diferentes materiales:** se evalúan engranajes de distintos materiales pero de iguales parámetros geométricos.
- **Comparación:** se evalúan desviaciones de la prueba radial compuesta entre los diferentes engranajes de prueba (metalmecánica de Bucaramanga) comparados con engranajes patrones (industria de producción en serie con alta tecnología).

#### 4.1.1 Práctica de fresado vs generación

En esta práctica se realiza el montaje de la prueba compuesta para los diferentes procesos de fabricación: la generación por fresa madre y el fresado convencional; con un engranaje de cada proceso de fabricación, realizando una comparación de los resultados y determinando sus diferentes errores, Figura 53.

**Figura 53. Fresado convencional (a) vs fresado por generación (b)**



Fuente: Museo de Alemania

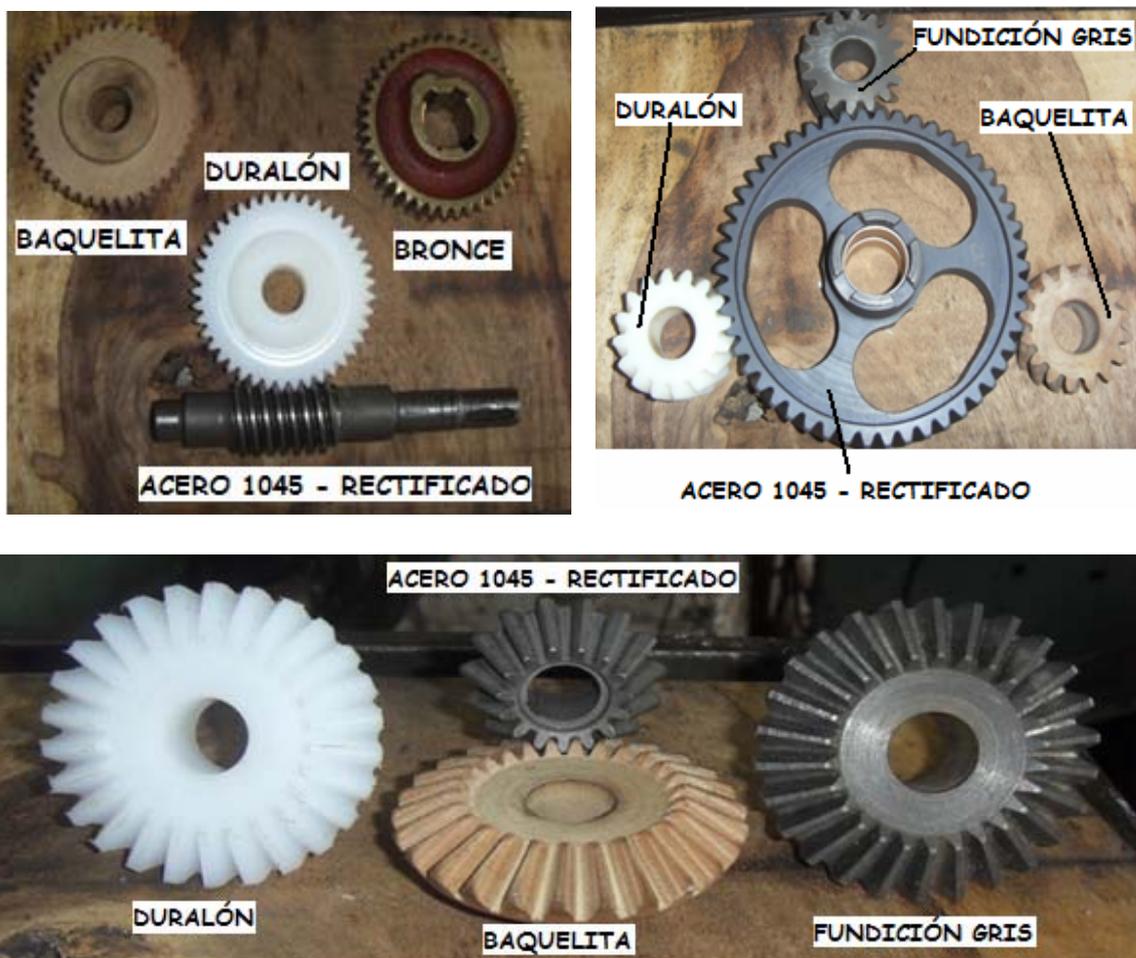
a)

b)

#### 4.1.2 Práctica con diferentes materiales

El principio de esta prueba es el de estudiar el comportamiento de los errores en los engranajes de diversos materiales pero que tengan iguales parámetros geométricos. Para tal fin, fueron utilizados engranajes helicoidales, cónicos y sin fin - corona elaborados en Nylon 6/6 (Duralón), Fibra Fenólica (Baquelita) y Fundición gris, Figura 54.

Figura 54. Engranajes de prueba de diferentes materiales



Fuente: Propia

#### 4.1.3 Comparación entre manufactura local vs fabricación en serie

Consiste en la determinación de los errores de los engranajes de prueba elaborados en una metalmecánica de Bucaramanga, Figura 53, y compararlos con el engranaje elaborado en serie a nivel industrial, compañero del engranaje patrón.

Se realiza primero la práctica con los engranajes de prueba determinando los errores y luego realizando la verificación con su engranaje compañero determinando sus errores y las diferencias entre engranajes.

#### 4.1.4 Pruebas dinámicas

Para la verificación del estado de los engranajes, es necesario analizar las gráficas de las pruebas pertinentes para cada uno. La prueba tiene una duración entre 7 y 35 segundos, durante los cuales se realizan las mediciones respectivas para cada uno de los engranajes (rectos, helicoidales, cónicos, sin fin - corona), las cuales, serán correlacionadas con los grados de la circunferencia para la realización de las gráficas.

#### 4.1.5 Fresado convencional vs fresado por generación

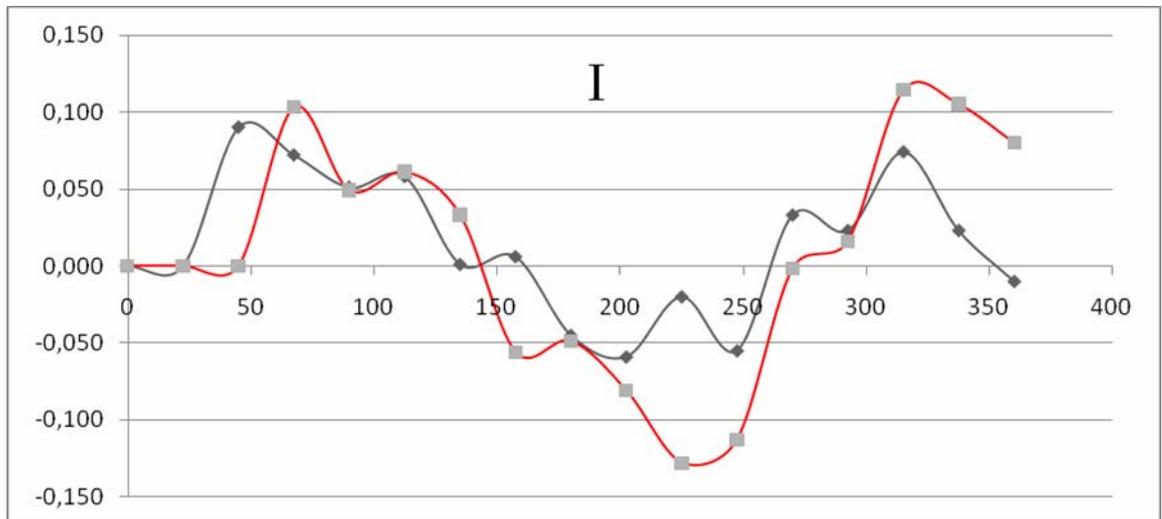
Para esta prueba se compararán los resultados obtenidos con el montaje de engranajes helicoidales, Figura 55; con distintos procesos de fabricación, debido a su alto costo de manufactura, las pruebas serán realizadas con engranajes de diferente material, Figura 57. En esta prueba lo importante es evaluar el proceso, más no el engranaje como tal. El engranaje fabricado con fresa madre fue el engranaje helicoidal de baquelita y será confrontado con el engranaje de fundición gris, Figura 56.

**Figura 55. Montaje de engranajes helicoidales**

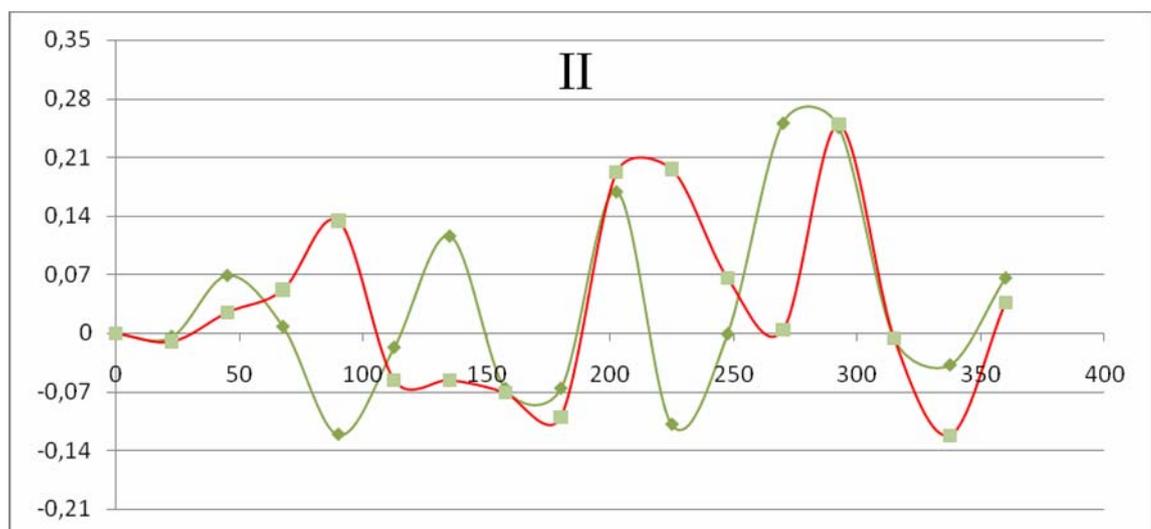


Fuente: Propia

**Figura 56. Curvas del fresado por generación (I) vs fresado convencional (II)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

La geometría de estos engranajes es idéntica, por lo cual, se observa cierta similitud, lo importante es evaluar la suavidad de la curva del engranaje fabricado por generación, pues no presenta picos pronunciados, se debe tener en cuenta que los rangos de valores de las desviaciones son muy diferentes, ya que en el de fresado por generación el pico más alto se obtuvo a  $12 \mu\text{m}$  mientras que en el fresado convencional se obtuvo un picode  $30 \mu\text{m}$ , lo que nos da una relación de 2,5 veces menos exactitud.

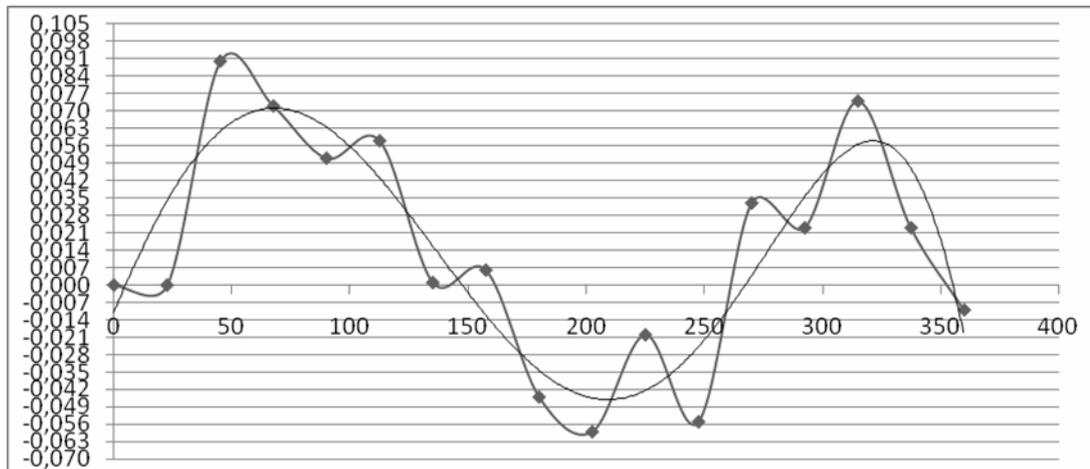
A continuación se toma la curva promedio en cada caso y se determina el grado de calidad AGMA basados en los valores descritos en el capítulo 2.

**Tabla 4. Desviaciones obtenidas para diferentes procesos de manufactura**

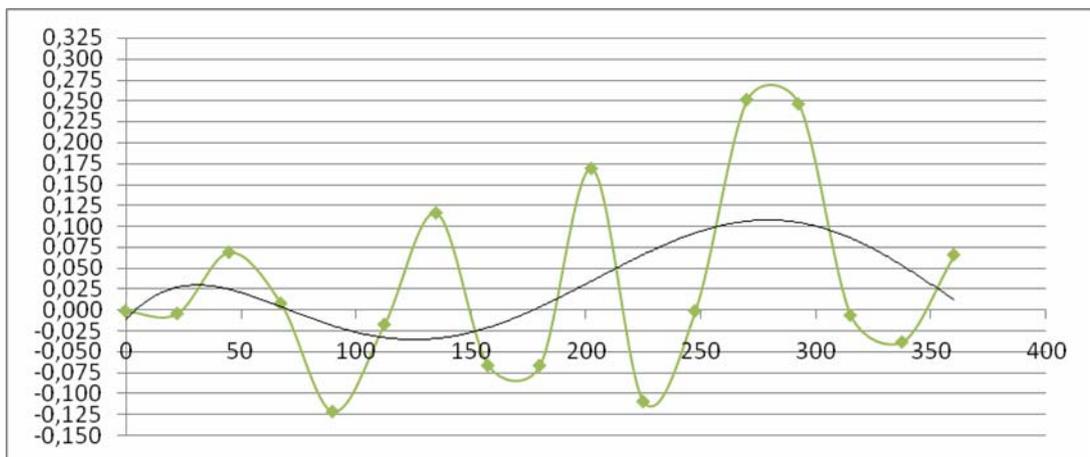
Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Generación	9,1	15,5	11,5	C8
Convencional	37,7	38,5	14,2	C12

Fuente: Propia

**Figura 57. Curvas representativas para generación (arriba) y convencional (abajo)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

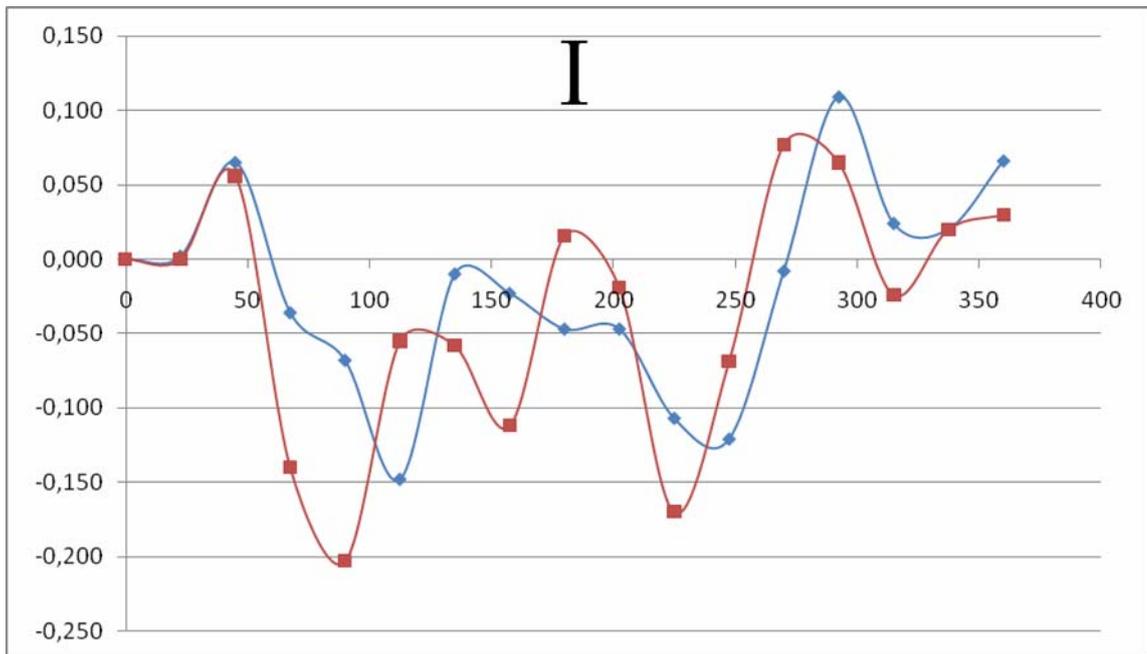
#### 4.1.6 Diferentes materiales

En esta prueba se compara el comportamiento de engranajes de distintos materiales para visualizar si estos afectan el comportamiento del mismo.

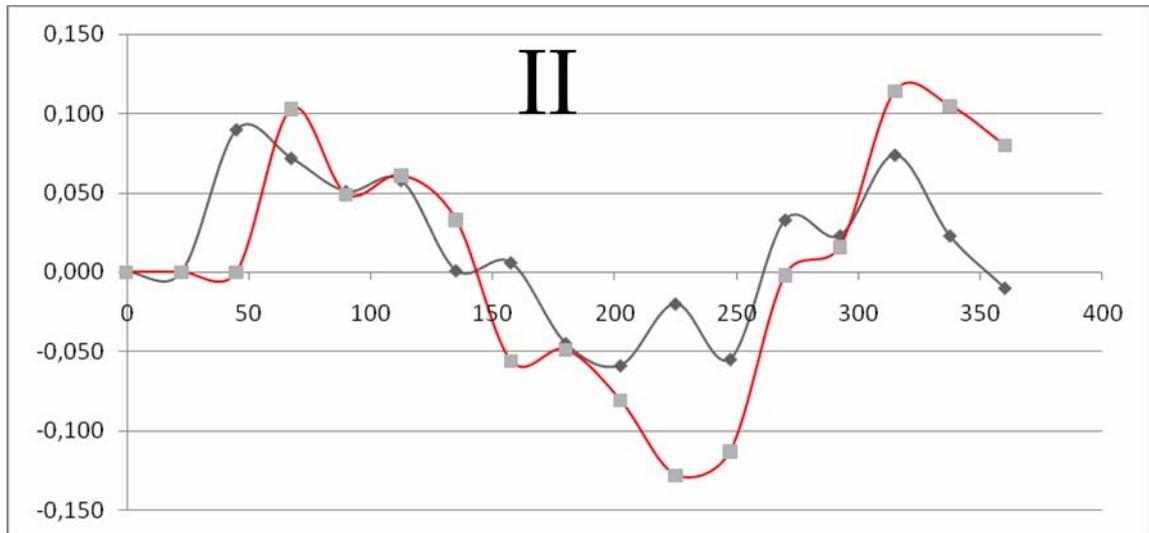
##### 4.1.6.1 Engranajes helicoidales

Para la obtención de estos datos se utilizó un montaje para engranajes helicoidales, Figura 55. Las curvas resultantes de esta prueba, Figura 58 pertenecen a tres engranajes de iguales parámetros geométricos pero de diferente material.

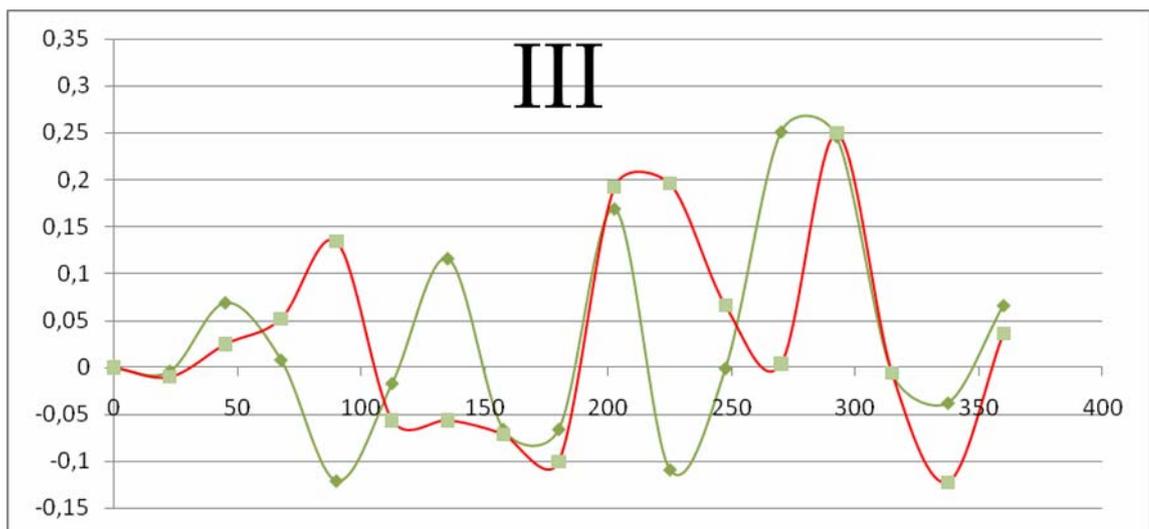
**Figura 58. Curvas del engranaje helicoidal fabricado en diferentes materiales: Duralón (I), Baquelita (II) y Fundición Gris (III)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia



Fuente: Propia

Como se puede observar, vemos que el engranaje de Duralón (I) oscila en el rango de valores de las desviaciones  $[0,12 - 0,21 \mu\text{m}]$ , en el de Bakelita (II) el rango de valores de las desviaciones está entre  $[0,12 - 0,13 \mu\text{m}]$  y en el de Fundición Gris (III) el rango de valores de las desviaciones está entre  $[0,27 - 0,13 \mu\text{m}]$ , observando un rango de valores de las desviaciones muy similar entre los engranajes de Bakelita y Duralón y un poco más irregular el de fundición gris. Lo importante es que el valor de los picos representativos en cada uno de los engranajes, son prácticamente los mismos, oscilando entre  $[0,21 - 0,27 \mu\text{m}]$ , sin tener en cuenta el signo, indicando que el error es similar en los engranajes.

El cambio en la posición de los picos representativos se debe al montaje del engranaje, pues se desconoce la posición angular del diente que está mal, es difícil ubicar los engranajes exactamente en la misma posición en el momento de inicio de la prueba, ya que a simple vista, ambos engranajes aparentan ser exactamente iguales.

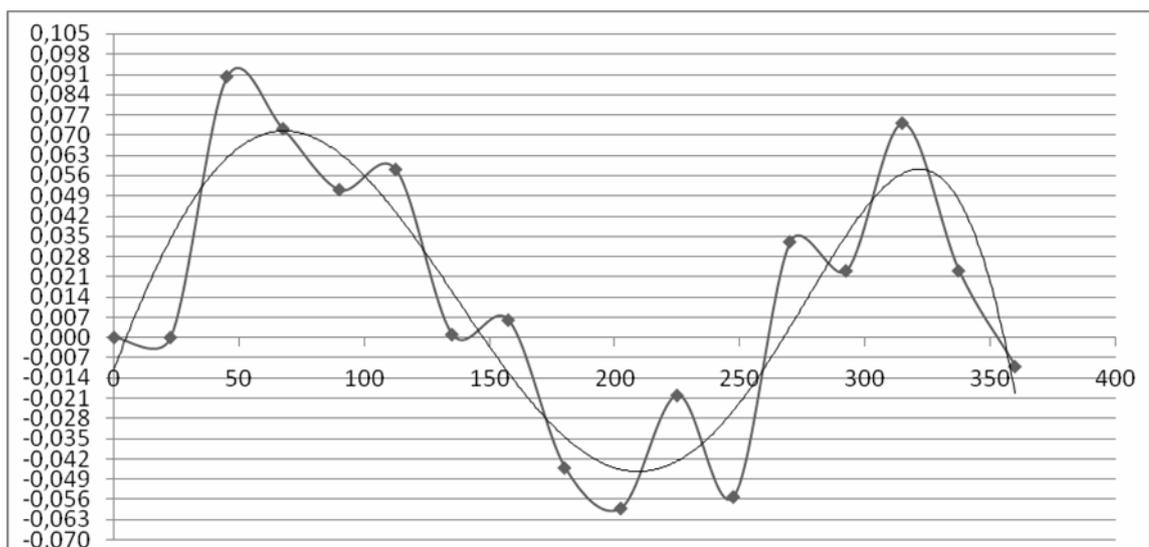
**Tabla 5. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Baquelita	9,1	15,5	11,5	C8
Duralón	21,8	25,7	13,2	C11
Fundición Gris	37,7	38,5	14,2	C12

Fuente: Propia

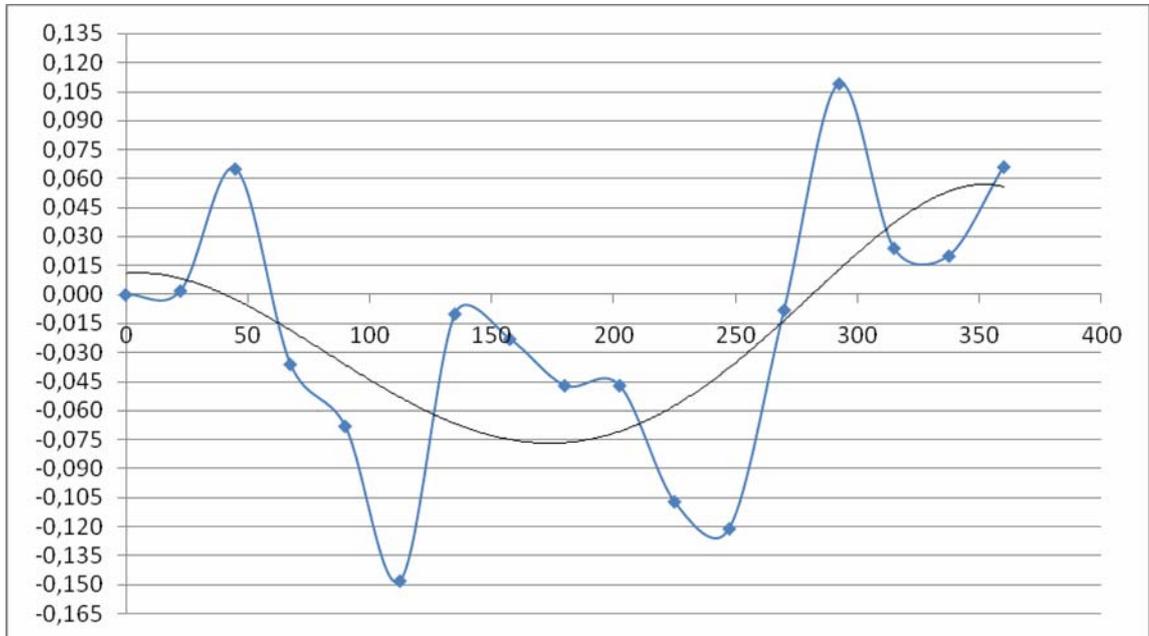
La comparación de las curvas representativas son ilustradas en las Figuras 59, 60 y 61; se puede apreciar que el error diente a diente es muy similar en los valores de los gráficos de los engranajes de Bakelita y Duralón e incrementándose en los engranajes de Fundición Gris, la irregularidad en la posición es debido a que es muy difícil determinar visualmente que el punto de partida para la medición sea el mismo.

**Figura 59. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita**



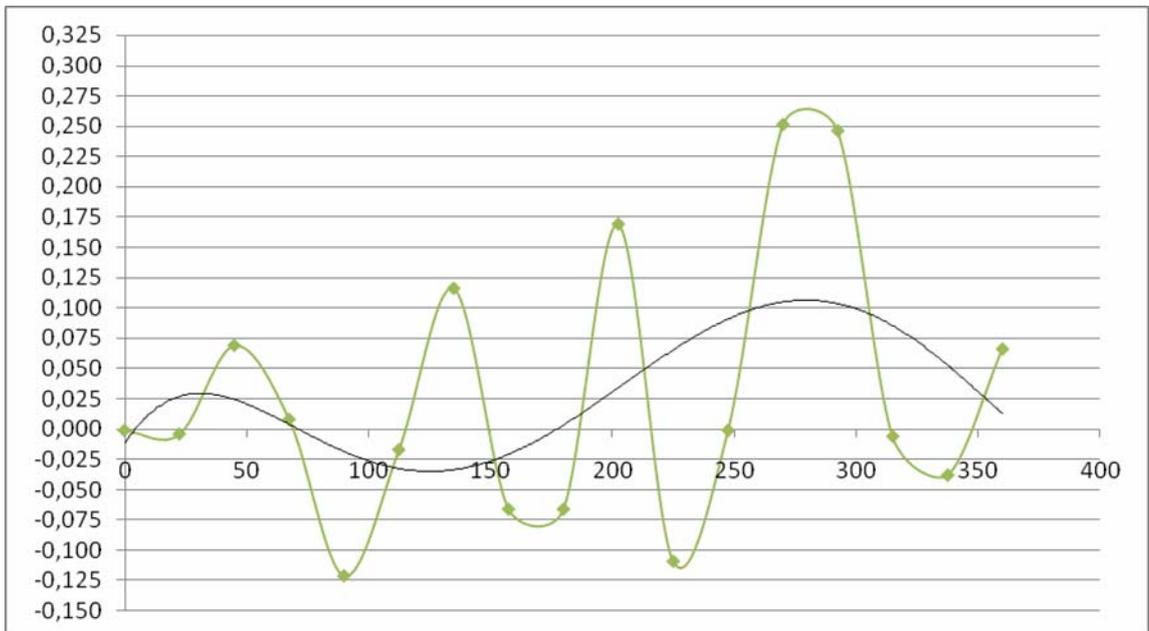
Fuente: Propia

**Figura 60. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón**



Fuente: Propia

**Figura 61. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris**



Fuente: Propia

#### 4.1.6.2 Engranajes cónicos

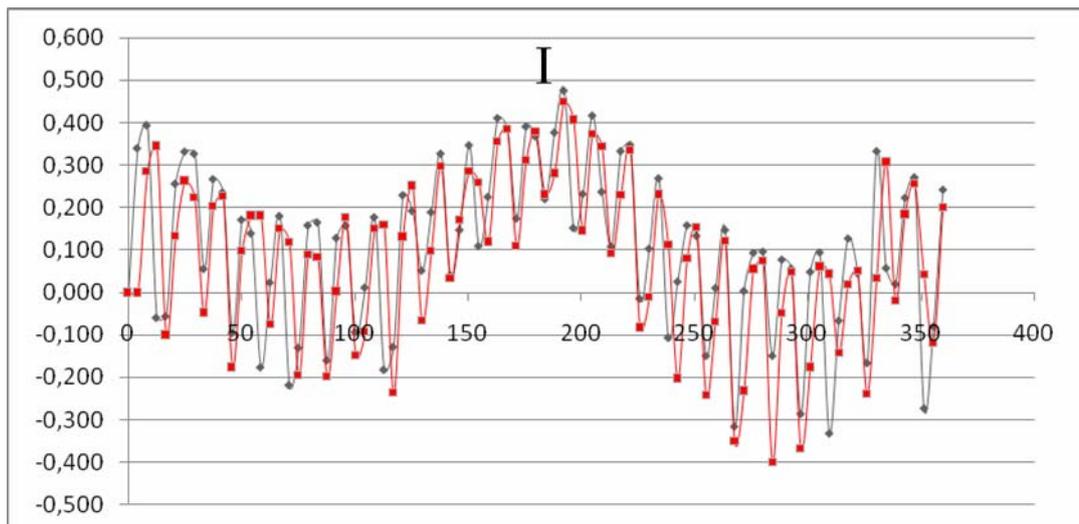
Para la obtención de estos datos se utilizó un montaje para engranajes cónicos, Figura 62. Las curvas resultantes de esta prueba, Figura 63; pertenecen a tres engranajes de iguales parámetros geométricos pero de diferente material.

**Figura 62. Montaje de engranajes cónicos**

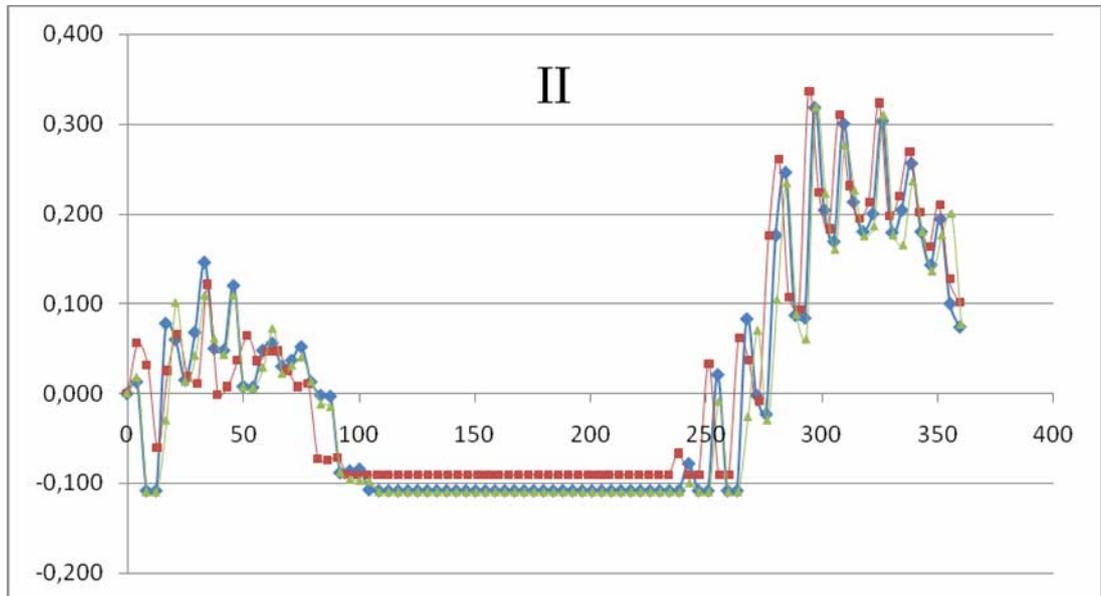


Fuente: Propia

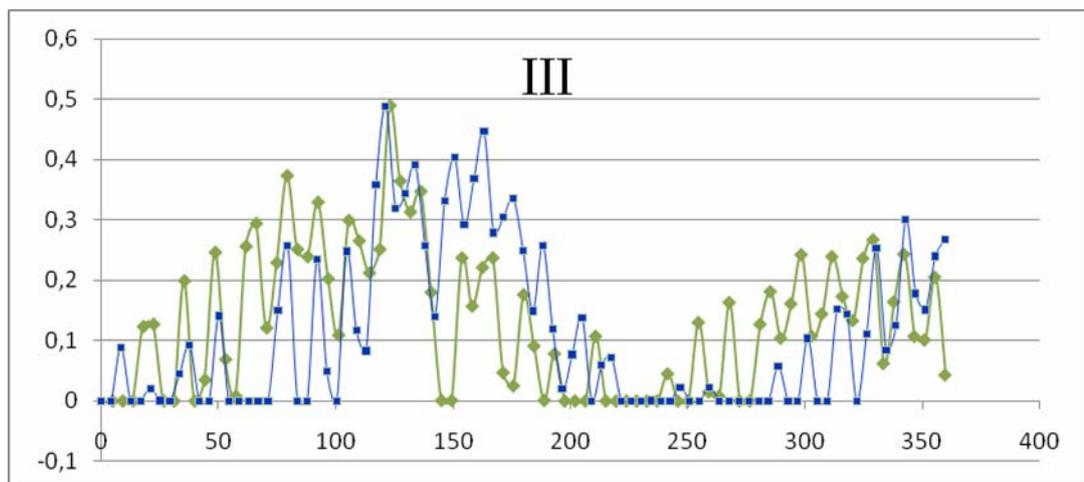
**Figura 63. Curvas del engranaje cónico fabricado en diferentes materiales:  
Bakelita (I), Duralón (II) y Fundición Gris (III)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia



Fuente: Propia

Como se puede observar, el engranaje de Bakelita (I) oscila entre el rango de valores de las desviaciones  $[0,47 - 0,40 \mu\text{m}]$ , el engranaje de Duralón (II) entre el rango de valores de las desviaciones  $[0,34 - 0,11 \mu\text{m}]$  y el engranaje de Fundición Gris (III) entre el rango de valores de las desviaciones  $[0,488 - 0,00 \mu\text{m}]$ , observando un rango muy similar entre los engranajes Duralón y Fundición Gris y una irregularidad en el engranaje de Baquelita.

Los picos representativos entre los engranajes de Bakelita y Fundición Gris son muy similares, indicando un error similar, oscilando entre  $[0,4 - 0,5 \mu\text{m}]$ . También

se observa una linealidad en la dispersión de ciertos puntos, más notablemente en el engranaje de Duralón que en el engranaje de Fundición Gris, mostrándonos un mejor mecanizado y menor error en cierto rango angular de los engranajes.

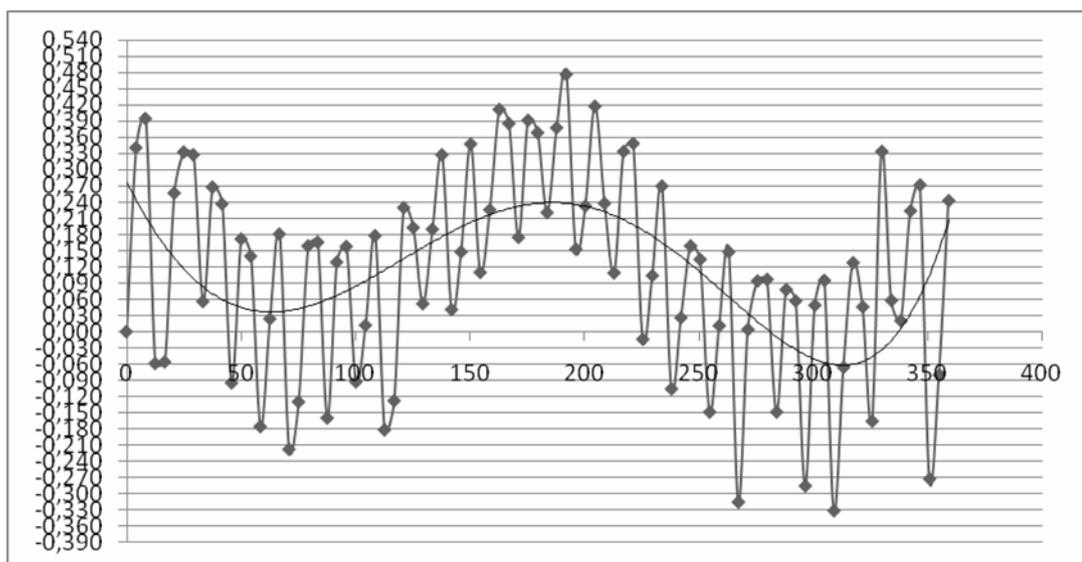
**Tabla 6. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Baquelita	15,206	80,9	33,5	B10
Duralón	8,743	42,6	34,6	B8
Fundición Gris	10,56	48,9	26,2	B9

Fuente: Propia

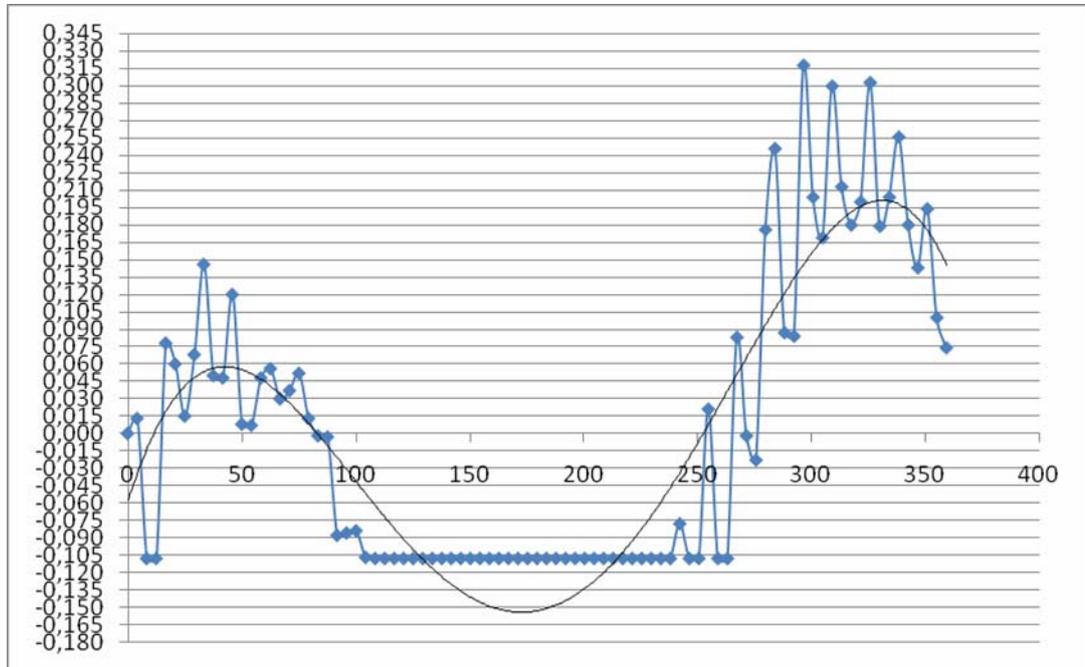
La comparación de las curvas representativas son ilustradas en las Figuras 64, 65 y 66; se puede apreciar que el error diente a diente es un poco mayor en el gráfico del engranaje de Baquelita y muy similar en el engranaje de Fundición Gris y Duralón, la irregularidad en la posición es debido a que es muy difícil determinar visualmente que el punto de partida para la medición sea el mismo.

**Figura 64. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita**



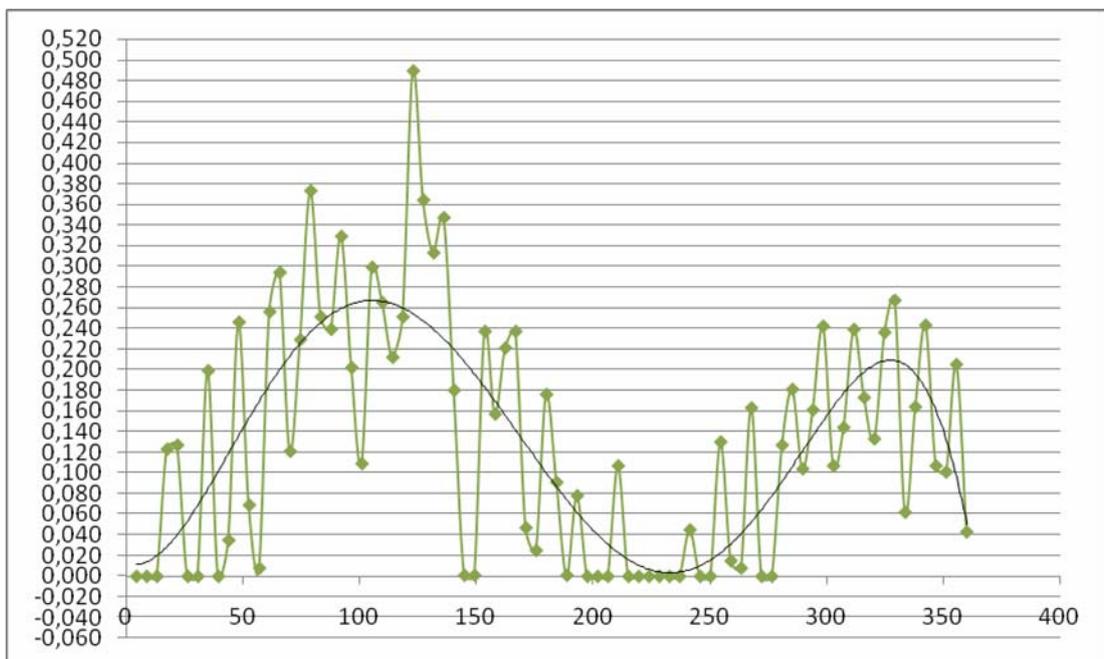
Fuente: Propia

**Figura 65. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón**



Fuente: Propia

**Figura 66. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris**



Fuente: Propia

#### 4.1.6.3 Engranajes de tornillo sin fin - corona

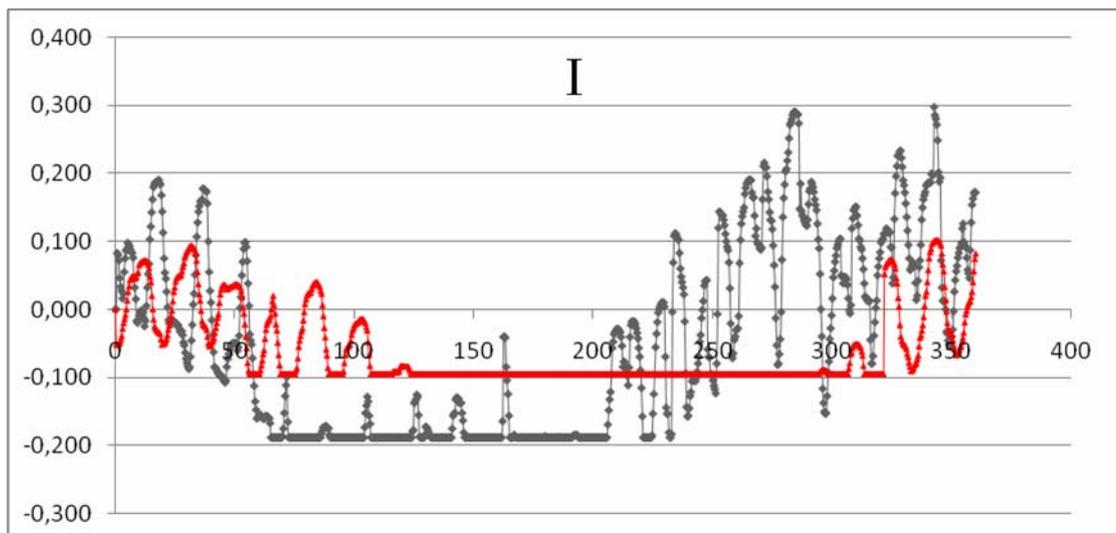
Para la obtención de estos datos se utilizó un montaje para engranajes de tornillo sin fin, Figura 67. Las curvas resultantes de esta prueba, Figura 68; pertenecen a tres engranajes de iguales parámetros geométricos pero de diferente material.

**Figura 67. Montaje de engranajes de tornillo sin fin - corona**

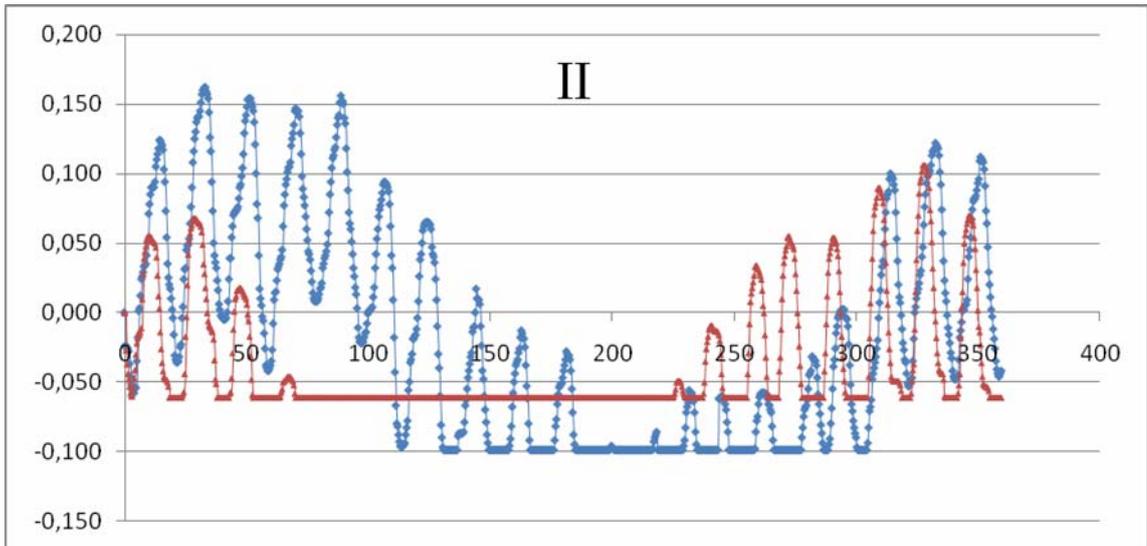


Fuente: Propia

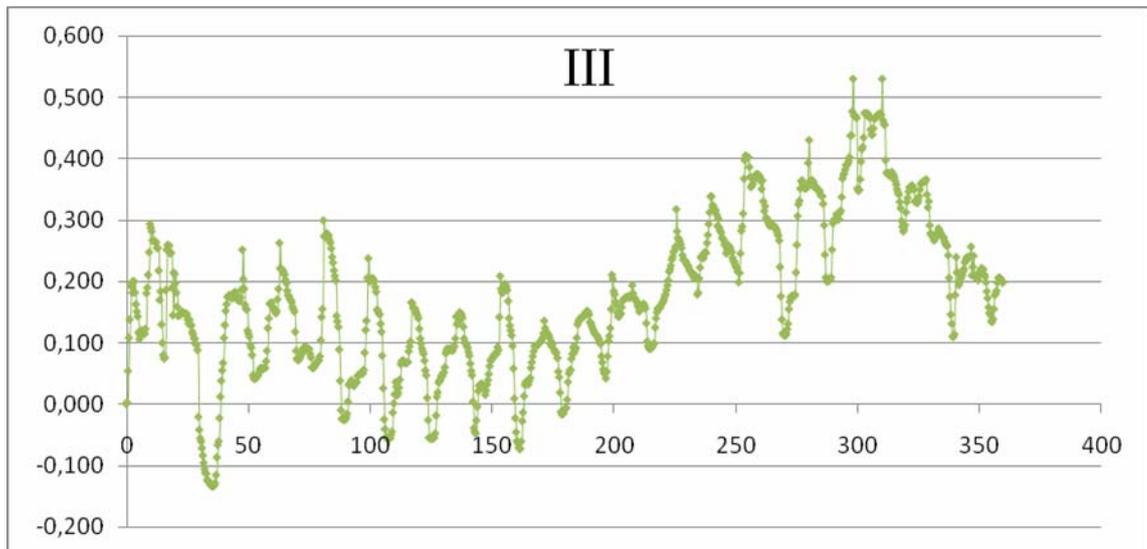
**Figura 68. Curvas del engranaje cónico fabricado en diferentes materiales:  
Bakelita (I), Duralón (II) y Fundición Gris (III)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia



Fuente: Propia

Se puede observar que la corona del tornillo sin fin de Bakelita (I) oscila en el rango de valores de las desviaciones [0,298 - 0,189  $\mu\text{m}$ ], el engranaje de Duralón (II) entre el rango de valores de las desviaciones [0,162 - 0,099  $\mu\text{m}$ ] y el engranaje de Fundición Gris (III) entre el rango de valores de las desviaciones [0,531 - 0,130  $\mu\text{m}$ ], observando rangos muy diferentes entre los engranajes. Los picos representativos en cada uno de los engranajes son muy diferentes, dando a entender que hubo alteraciones en el proceso de fabricación. También se observa

una linealidad en la dispersión de ciertos datos en las coronas de Bakelita y Duralón mostrando un error mínimo en cierto rango angular de las coronas.

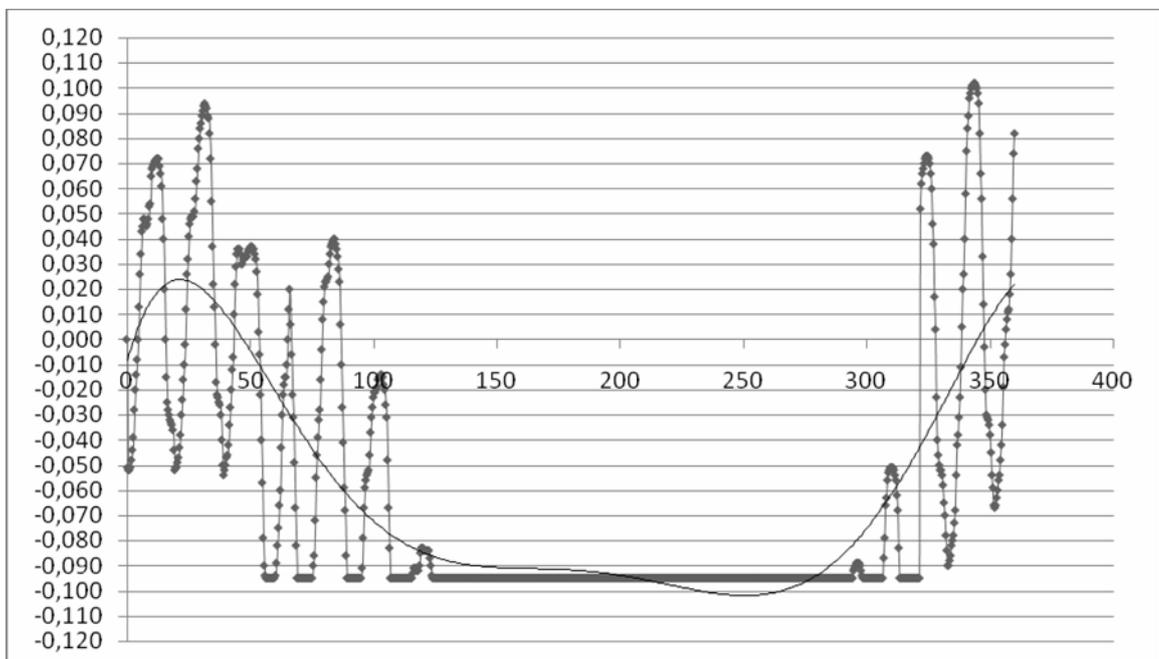
**Tabla 7. Desviaciones obtenidas para diferentes materiales: Baquelita, Duralón y Fundición Gris**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Baquelita	7,559	7,756	5,2	w9
Duralón	7,52	10,196	7,12	w8
Fundición Gris	11,89	25,9	11,6	w10

Fuente: Propia

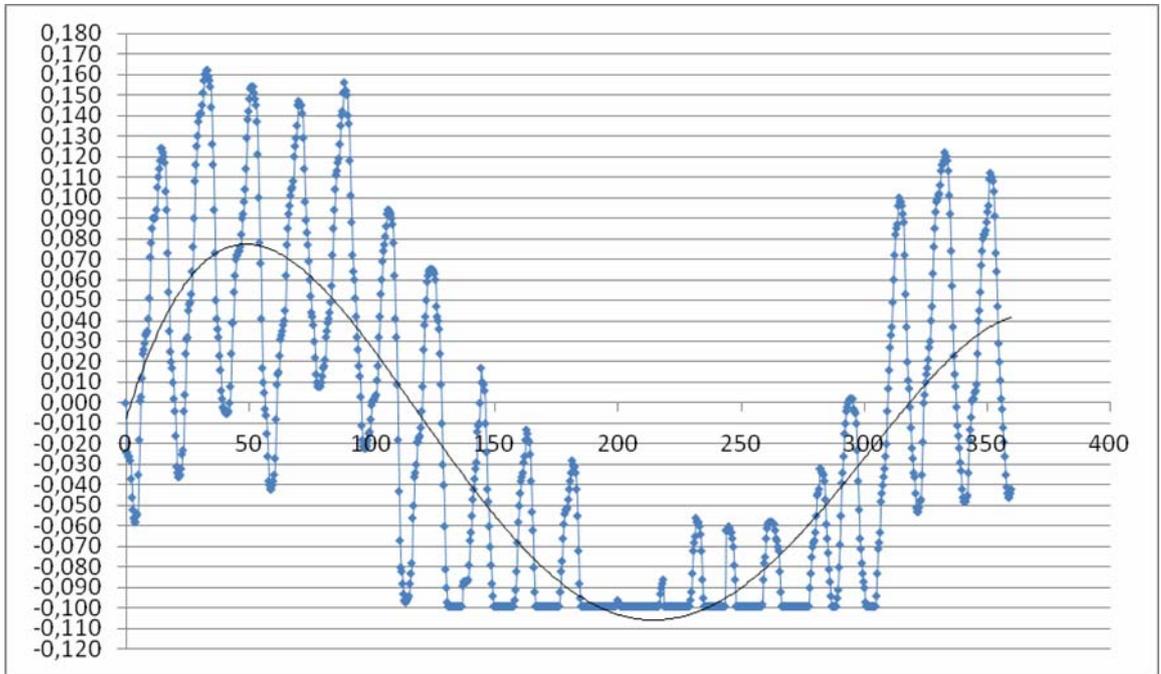
La comparación de las curvas representativas son ilustradas en las Figuras 69, 70 y 71; se puede apreciar que el error diente a diente es un poco mayor en el gráfico del engranaje de Fundición Gris y muy similar en el engranaje de Baquelita y Duralón, la irregularidad en la posición es debido a que es muy difícil determinar visualmente que el punto de partida para la medición sea el mismo.

**Figura 69. Curva crítica representativa para el engranaje de Bakelita**



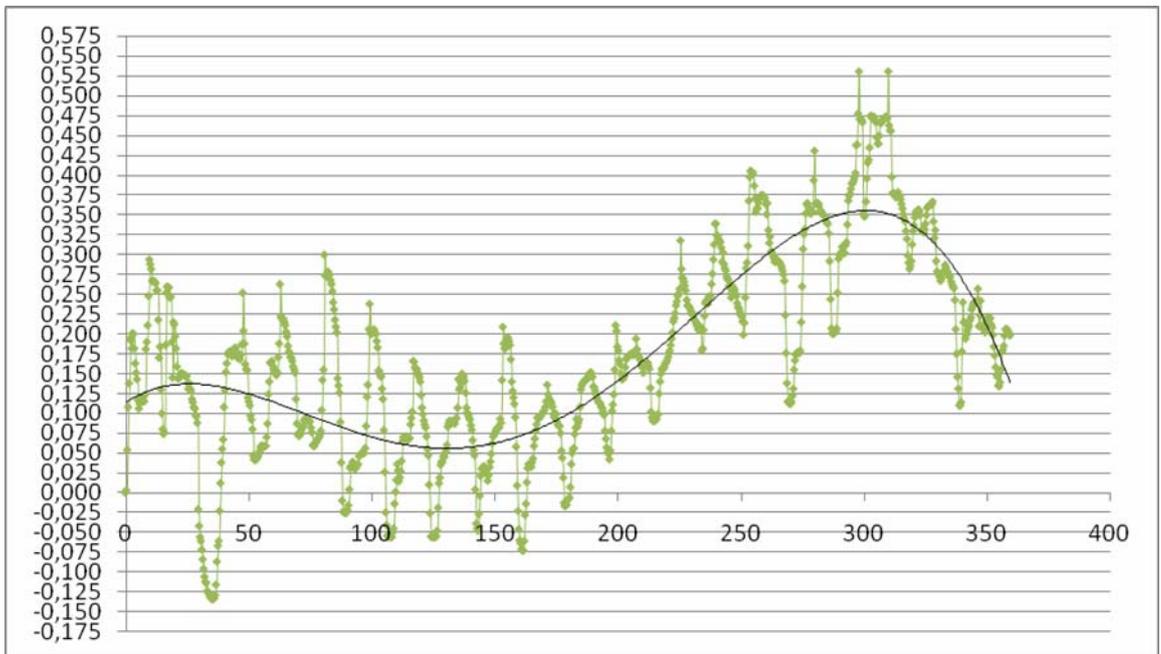
Fuente: Propia

**Figura 70. Curva crítica representativa para el engranaje de Duralón**



Fuente: Propia

**Figura 71. Curva crítica representativa para el engranaje de Fundición Gris**



Fuente: Propia

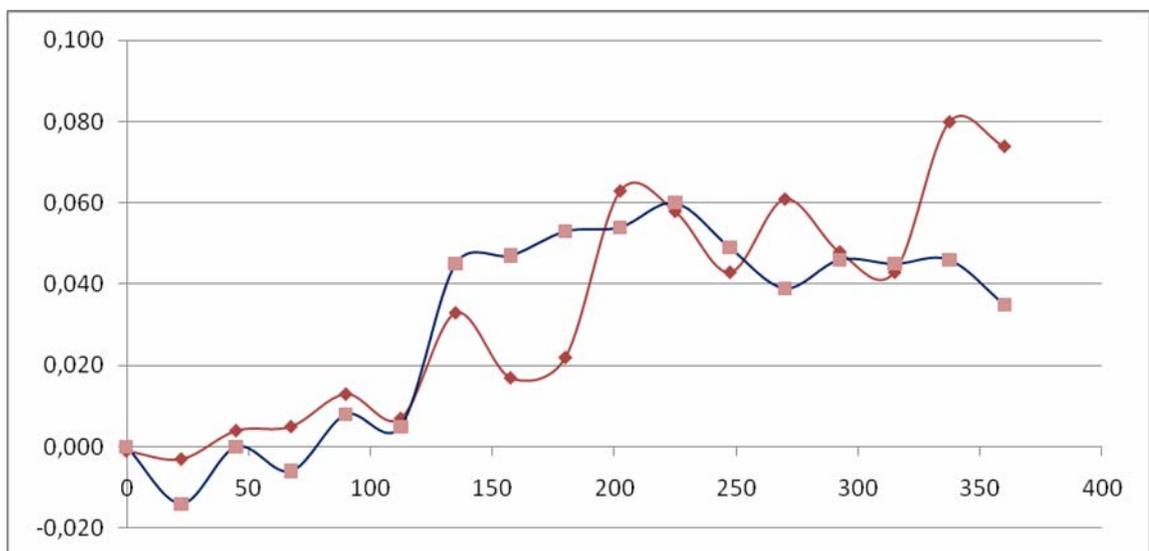
#### 4.1.7 Manufactura local vs producción en serie

En esta práctica se evalúan dos engranajes, uno realizado en serie compañero del engranaje patrón y otro realizado en una metalmecánica de Bucaramanga; la idea es comparar los resultados obtenidos, teniendo en cuenta que son geoméricamente iguales, evidenciado sus errores e identificación de su grado de exactitud.

##### 4.1.7.1 Engranajes helicoidales

Al comparar los resultados de la Figura 72 con los obtenidos anteriormente en la Figura 58 III (Fundición Gris) se observa la suavidad o regularidad de la curva sin presentar picos muy representativos y observando que el rango de valores de las desviaciones en la fabricación en serie es  $[0,081 - 0,014 \mu\text{m}]$  y el realizado en manufactura local es  $[0,27 - 0,13 \mu\text{m}]$ .

**Figura 72. Curva de desviaciones del engranaje helicoidal producido en serie**



Fuente: Propia

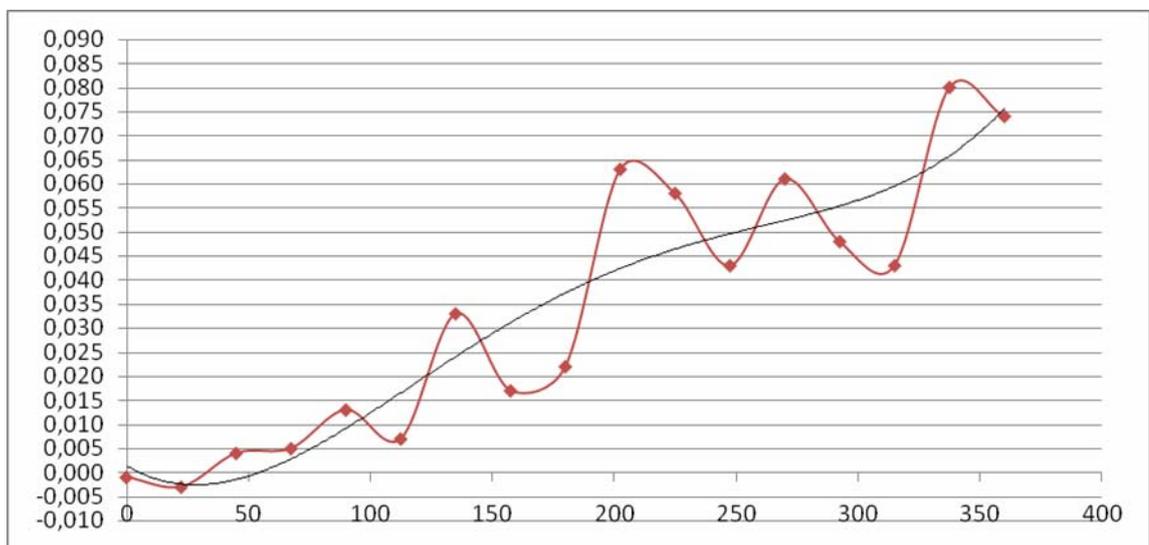
**Tabla 8. Desviaciones obtenidas para engranajes helicoidales de producción local y en serie**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Producción en serie	4,75	8,46	7,8	C6
Manufactura local	37,7	38,5	14,2	C12

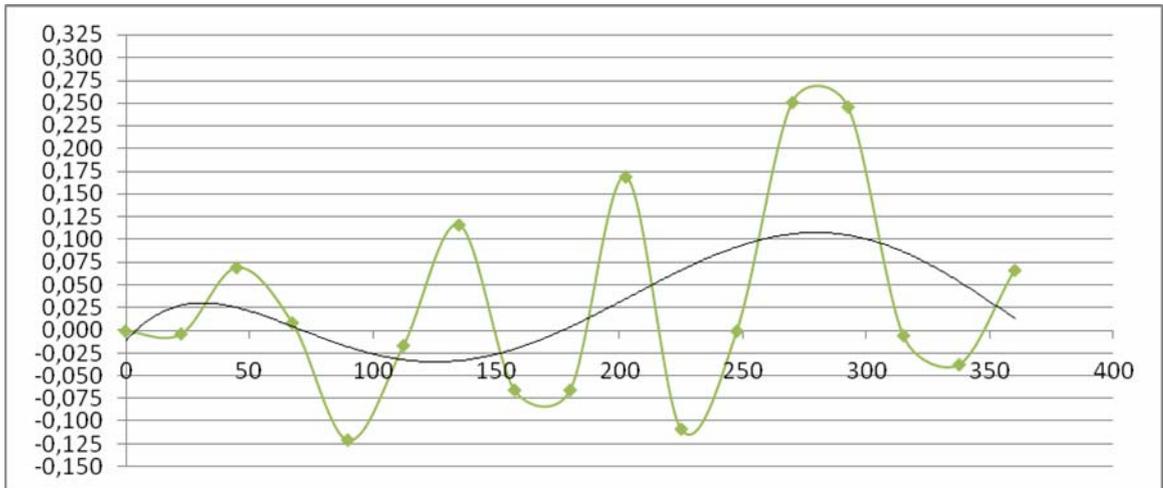
Fuente: Propia

Al presentar los rangos de calidad se evidencia la gran diferencia entre sus grados de exactitud, se aprecia que el error diente a diente y la desviación compuesta total son mucho mayores en la manufactura local, Figura 73; siendo esto el principal parámetro para la adjudicación del grado de exactitud AGMA.

**Figura 73. Curvas Representativas para el engranaje helicoidal producido en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)**



Fuente: Propia

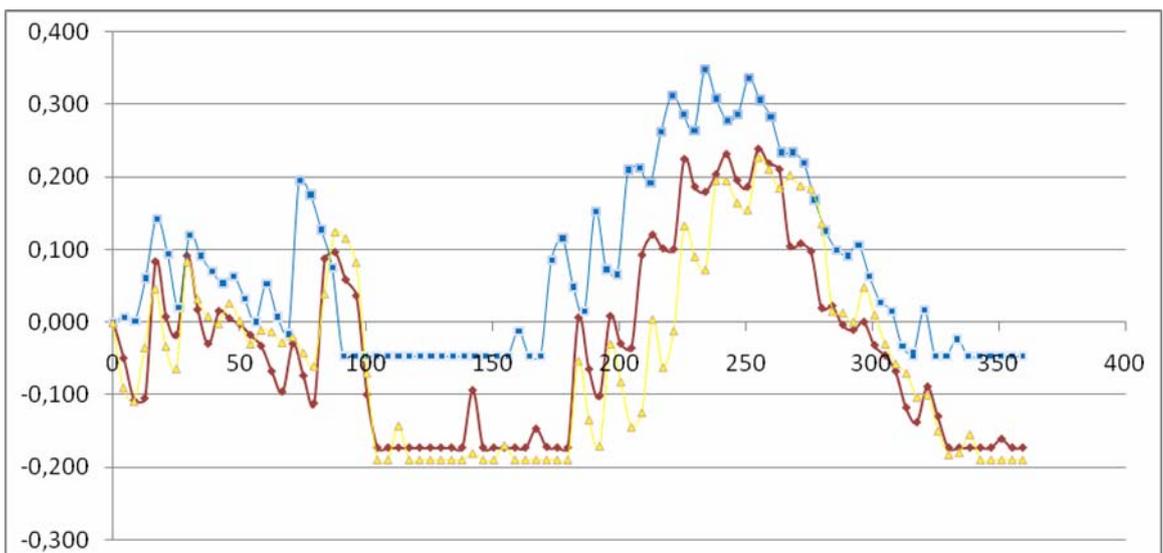


Fuente: Propia

#### 4.1.7.2 Engranajes cónicos

Al comparar los resultados de la Figura 74 con los obtenidos anteriormente en la Figura 62 III (Fundición Gris) se presentan picos constantes tanto en la producción en serie y la manufactura local, con diferencia en la magnitud de los valores de las desviaciones, ya que en la producción en serie, estos son más bajos y con cierta tendencia a la linealidad.

**Figura 74. Curva de desviaciones del engranaje cónico producido en serie**



Fuente: Propia

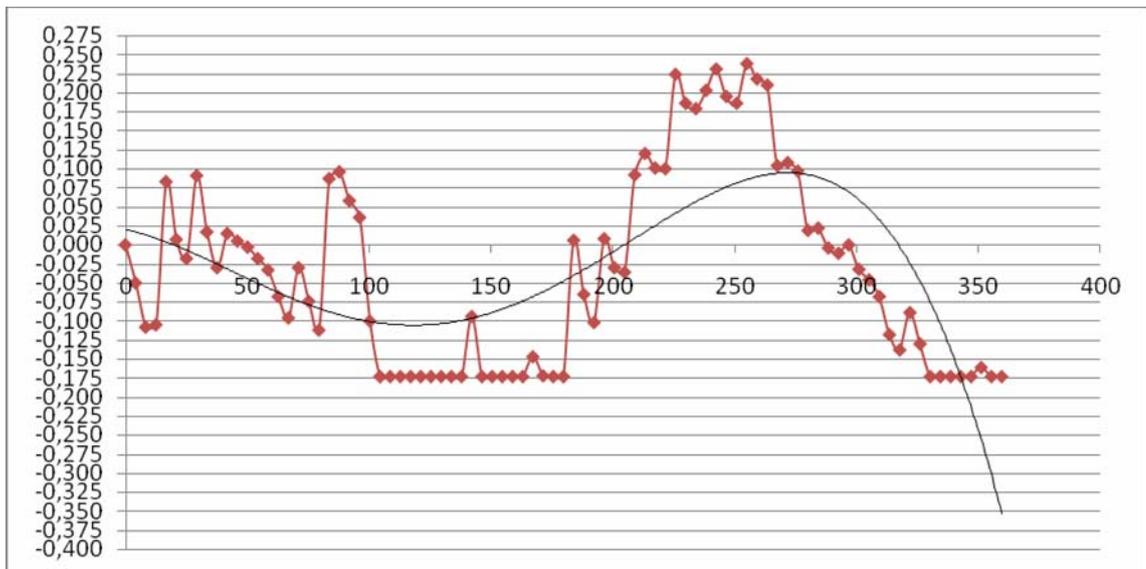
**Tabla 9. Desviaciones obtenidas para engranajes cónicos de producción local y en serie**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Producción en serie	8,22	41,11	21,2	B8
Manufactura local	15,206	80,9	26,2	B10

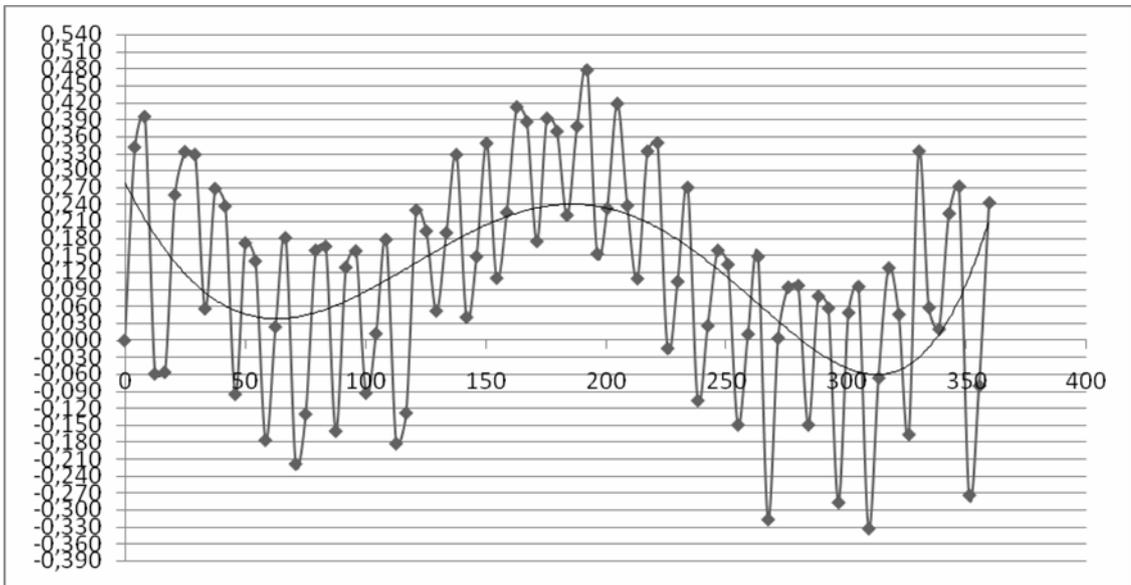
Fuente: Propia

Al presentar los rangos de calidad se evidencia la gran diferencia entre sus grados de exactitud, se aprecia que el error diente a diente y la desviación compuesta total son mucho mayores en la manufactura local, Figura 75; siendo esto el principal parámetro para la adjudicación del grado de exactitud AGMA.

**Figura 75. Curvas Representativas para el engranaje cónico producido en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)**



Fuente: Propia

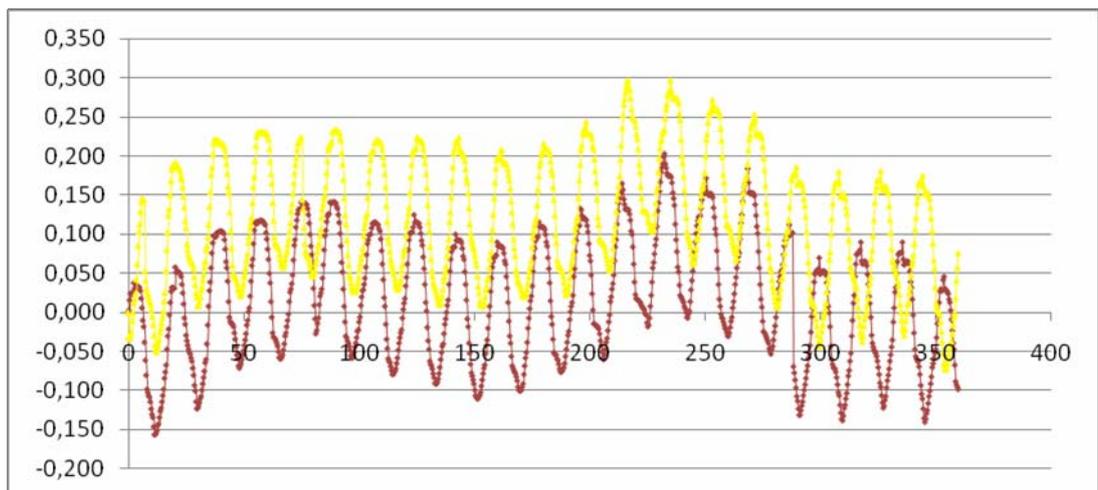


Fuente: Propia

#### 4.1.7.3 Engranajes de Tornillo sin fin – corona

Al comparar los resultados de la Figura 76 con los obtenidos anteriormente en la Figura 66 II (Bakelita) se presentan picos constantes tanto en la producción en serie y la manufactura local, esto debido al material de la corona producida en serie, ya que no se evidencia ningún tratamiento mecanizado adicional.

**Figura 76. Curva de desviaciones de la corona producida en serie**



Fuente: Propia

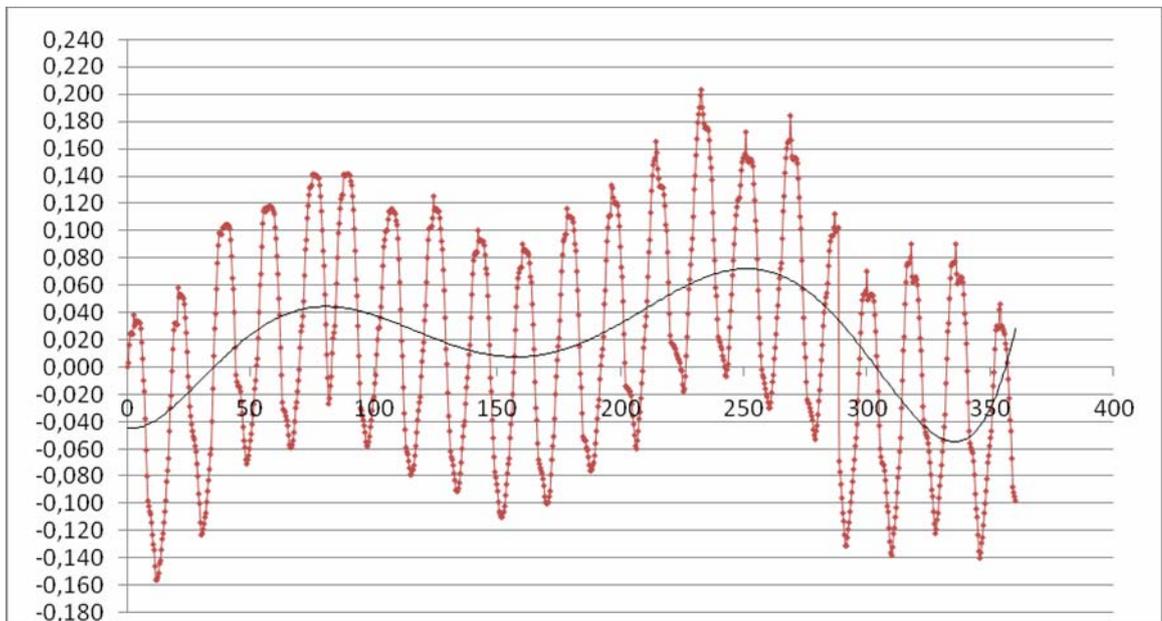
**Tabla 10. Desviaciones obtenidas para engranajes de tornillo sin fin - corona de producción local y en serie**

Item	$f_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_{id}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$F_r$ [ $\mu\text{m}$ ]	Grado AGMA
Producción en serie	7,71	14,13	4,72	W9
Manufactura local	11,89	25,9	11,6	W10

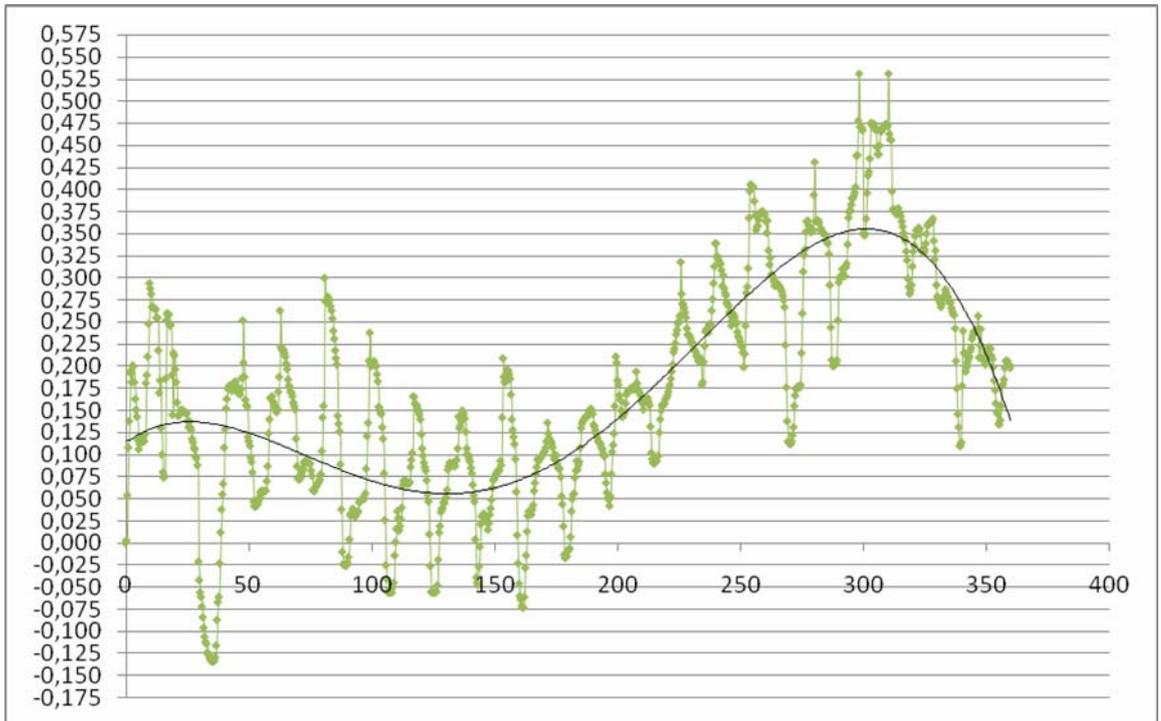
Fuente: Propia

Al presentar los rangos de calidad se evidencia poca diferencia entre sus grados de exactitud, se aprecia que el error diente a diente y la desviación compuesta total son mucho mayores en la manufactura local, Figura 77; siendo esto el principal parámetro para la adjudicación del grado de exactitud AGMA, aunque el grado de exactitud de la corona no es el mejor.

**Figura 77. Curvas Representativas para la corona producida en serie (Arriba) y producido en manufactura local (Abajo)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

## OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

- La prueba de acción compuesta doble flanco debe realizarse con engranajes en acoplamiento apretado, se recomienda que el comparador indique entre 80 – 100  $\mu\text{m}$  para que funcionen correctamente, este rango de medida puede variar para los diferentes tipos y materiales de los engranajes, además se puede observar en los resultados.
- Al obtener los datos se evidencio que el programa MICROSOFT EXCEL los reconoce en formato de texto, por esta razón no se pueden graficar inmediatamente, entonces se recomienda utilizar el procedimiento descrito en el Anexo 23, el cual es de gran importancia en el ahorro de tiempo.
- Como no se conoce la posición angular del error presente en los dientes del engranaje, para cada material, entonces los picos de las graficas quedarán ubicados en diferentes posiciones angulares, para corregir este inconveniente, se recomienda en el proceso de fabricación marcar el primer diente para cada engranaje y así lograr uniformidad en las graficas.
- El motor eléctrico del banco de prueba tiene la posibilidad de girar en ambos sentidos de rotación, por lo cual se recomienda graficar los datos obtenidos en un mismo sentido de rotación.
- El banco de pruebas posee una tarjeta electrónica de adquisición de datos, la cual tiene una frecuencia constante, entonces, si se van a fabricar engranajes de prueba, se recomienda que este sea el de mayor número de dientes entre los dos, para evitar que la prueba sea muy extensa y demorada.

## CONCLUSIONES

- Se fabricaron los diferentes dispositivos necesarios para lograr la optimización del banco de pruebas dinámicas de engranajes rectos, obteniendo las posibilidades de realizar montajes de engranajes rectos, helicoidales, cónicos y sin fin - corona aplicando el método de acción compuesta de doble flanco en cada uno de los casos.
- Se diseñaron las prácticas de laboratorio: diferentes procesos de fabricación, diferentes materiales y la comparación de los engranajes fabricados en serie (engranaje patrón) contra su compañero de fabricación local (engranaje de prueba), estas prácticas fueron orientadas hacia los conceptos de las Normas ANSI/AGMA descritas anteriormente, en donde se comprueba la desviación radial compuesta por medio del método de doble flanco.
- Se entrega al laboratorio de Diseño de Maquinas un banco de pruebas para diferentes tipos de engranajes con gran rango de aplicación, preciso y rápido en diferentes parámetros geométricos permitiendo una medición y verificación de los errores de fabricación presentes.
- La exactitud de la calidad de los engranajes utilizados en las pruebas está directamente relacionada con su proceso de fabricación / manufactura y la variación del material de construcción de los engranajes también es influyente, pero en menor medida, mientras tengan los mismos parámetros geométricos y se hayan fabricado con el mismo método.
- Se adquirieron e implementaron normas técnicas internacionales ANSI/AGMA (American Gear Manufacturer Association), las cuales reglamentan e informan al fabricante de todas las condiciones de las pruebas y los requisitos fundamentales de los dispositivos necesarios para realizar las mismas.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **FRANCO C., José, HERNANDEZ G., Diego F.** Diseño Y Construcción De Un Banco Experimental Para La Medición De La Desviación Radial Total Compuesta De Engranajes Rectos, UIS, Bucaramanga, 2007.
- **NORMA TÉCNICA ANSI/AGMA 915 – 2 – A05.** American Gear Manufacturer Association, Inspection Practices - Part 2: Cylindrical Gears - Radial Measurements, United States of America, 2005.
- **NORMA TÉCNICA ANSI/AGMA 2015 – 2 – A06.** American Gear Manufacturer Association, Accuracy Classification System - Radial Measurements for Cylindrical Gears, United States of America, 2006.
- **NORMA TÉCNICA ANSI/AGMA 2009 – B01.** American Gear Manufacturer Association, Bevel Gear Classification, Tolerances, and Measuring Methods, United States of America, 2001.
- **NORMA TÉCNICA ANSI/AGMA 2011 – A98.** American Gear Manufacturer Association, Cylindrical Wormgearing Tolerance and Inspection Methods, United States of America, 1998.
- **NORMA TÉCNICA ANSI/AGMA 915 – 3 – A99.** American Gear Manufacturer Association, Inspection Practices - Gear Blanks, Shaft Center Distance and Parallelism, United States of America, 1999.

- **SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R.**  
Diseño En Ingeniería Mecánica, Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición,  
2002.

- **DUDLEY, Darle W.** Gear Handbook, Editorial Mc Graw Hill, Primera Edición, 1962.
- **ROJAS, Hernán.** Diseño de Máquinas II, Publicaciones UIS, Bucaramanga, 1992.
- **FAIRES, Virgil M.** Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial LIMUSA, Primera Edición, 1998.
- **NORTON, Robert.** Diseño de Maquinas, Editorial Prentice Hall, Primera Edición, 1999.
- **MOTT, Robert L.** Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial Pearson, Cuarta Edición, 2006.
- **CAMPABADAL, José.** Engranajes, Editorial Ariel S.A., 1969.

# **ANEXOS**

**ANEXO 1. Tolerancias compuestas doble flanco para engranajes cónicos, diente a diente,  $f_{dT}$ , Grado 5**

**Tabla de valores en micrómetros**

TAMAÑO DE DIENTE		TOLERANCIA DEL DIÁMETRO, mm									
Dp	MÓDULO	25	50	75	100	150	200	250	300	350	400
127.0	0.2	1.0	1.0	-	-	-	-	-	-	-	-
84.7	0.3	1.5	1.5	1.5	-	-	-	-	-	-	-
63.5	0.4	1.5	1.5	1.5	1.5	-	-	-	-	-	-
50.8	0.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	-	-	-	-	-
42.3	0.6	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	-	-	-	-	-
36.3	0.7	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	-	-	-	-
31.8	0.8	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	-	-	-	-
28.2	0.9	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	-	-	-
25.4	1.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	-	-
21.2	1.2	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	-
19.5	1.3	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 - B01

**ANEXO 2. Tolerancias compuestas doble flanco para engranajes cónicos, total,  $F_{idT}$ , Grado 5**

**Tabla de valores en micrómetros**

TAMAÑO DE DIENTE		TOLERANCIA DEL DIÁMETRO, mm									
Dp	MÓDULO	25	50	75	100	150	200	250	300	350	400
127.0	0.2	14	15	-	-	-	-	-	-	-	-
84.7	0.3	15	16	17	-	-	-	-	-	-	-
63.5	0.4	15	16	17	18	-	-	-	-	-	-
50.8	0.5	15	16	17	18	20	-	-	-	-	-
42.3	0.6	16	17	18	19	21	-	-	-	-	-
36.3	0.7	16	17	18	19	21	23	-	-	-	-
31.8	0.8	16	17	18	19	21	23	-	-	-	-
28.2	0.9	17	18	19	20	22	24	25	27	-	-
25.4	1.0	17	18	19	20	22	24	26	27	-	-
21.2	1.2	18	19	20	21	23	25	26	28	29	-
19.5	1.3	18	19	20	21	23	25	27	28	29	31

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2009 - B01

### ANEXO 3. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 3

Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									2	2	2
	$F_{id}$									6	6	6
2.474	$f_{id}$								2	2	2	2
	$F_{id}$								4	4	4	4
1.979	$f_{id}$							1	2	2	2	2
	$F_{id}$							4	4	4	4	4
1.546	$f_{id}$						1	1	1	2	2	
	$F_{id}$						3	3	3	3	3	
1.237	$f_{id}$					1	1	1	1	1		
	$F_{id}$					3	3	3	3	3		
0.989	$f_{id}$				1	1	1	1	1	1		
	$F_{id}$				3	3	3	3	3	3		
0.779	$f_{id}$				1	1	1	1	1	1		
	$F_{id}$				2	2	3	3	3	3		
0.618	$f_{id}$				1	1	1	1	1	1		
	$F_{id}$				2	2	2	2	2	3		
0.390	$f_{id}$			1	1	1	1	1				
	$F_{id}$			2	2	2	2	2				
0.247	$f_{id}$		1	1	1							
	$F_{id}$		2	2	2							
0.124	$f_{id}$	1	1	1								
	$F_{id}$	2	2	2								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 4. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 4

**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									3	3	3
	$F_{id}$									8	8	8
2.474	$f_{id}$								2	3	3	3
	$F_{id}$								6	6	6	6
1.979	$f_{id}$							2	2	2	2	3
	$F_{id}$							5	5	5	6	6
1.546	$f_{id}$						2	2	2	2	2	
	$F_{id}$						5	5	5	5	5	
1.237	$f_{id}$					2	2	2	2	2		
	$F_{id}$					4	4	4	4	4		
0.989	$f_{id}$				1	1	2	2	2	2		
	$F_{id}$				4	4	4	4	4	4		
0.779	$f_{id}$				1	1	2	2	2	2		
	$F_{id}$				3	3	4	4	4	4		
0.618	$f_{id}$				1	1	2	2	2	2		
	$F_{id}$				3	3	3	3	3	4		
0.390	$f_{id}$			1	1	1	1	1	1			
	$F_{id}$			3	3	3	3	3	3			
0.247	$f_{id}$		1	1	1							
	$F_{id}$		3	3	3							
0.124	$f_{id}$	1	1	1								
	$F_{id}$	2	2	2								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 5. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 5

### Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									4	4	4
	$F_{id}$									11	11	11
2.474	$f_{id}$								3	4	4	4
	$F_{id}$								9	9	9	9
1.979	$f_{id}$							3	3	3	3	4
	$F_{id}$							8	8	8	8	8
1.546	$f_{id}$						3	3	3	3	3	
	$F_{id}$						7	7	7	7	7	
1.237	$f_{id}$					2	2	3	3	3		
	$F_{id}$					6	6	6	6	6		
0.989	$f_{id}$				2	2	2	2	3	3		
	$F_{id}$				5	5	5	6	6	6		
0.779	$f_{id}$				2	2	2	2	3	3		
	$F_{id}$				5	5	5	5	5	5		
0.618	$f_{id}$				2	2	2	2	2	3		
	$F_{id}$				5	5	5	5	5	5		
0.390	$f_{id}$			2	2	2	2	2	2			
	$F_{id}$			4	4	4	4	4	4			
0.247	$f_{id}$		1	2	2							
	$F_{id}$		4	4	4							
0.124	$f_{id}$	1	1	1								
	$F_{id}$	3	3	3								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 6. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 6

**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									6	6	6
	$F_{id}$									16	16	16
2.474	$f_{id}$								5	5	5	5
	$F_{id}$								12	12	12	13
1.979	$f_{id}$							4	4	5	5	5
	$F_{id}$							11	11	11	11	11
1.546	$f_{id}$						4	4	4	4	5	
	$F_{id}$						9	9	10	10	10	
1.237	$f_{id}$					3	3	4	4	4		
	$F_{id}$					8	8	9	9	9		
0.989	$f_{id}$				3	3	3	3	4	4		
	$F_{id}$				7	8	8	8	8	8		
0.779	$f_{id}$				7	7	7	7	7	8		
	$F_{id}$				9	9	9	9	9	9		
0.618	$f_{id}$				6	7	7	7	7	7		
	$F_{id}$				8	8	8	9	9	9		
0.390	$f_{id}$			2	2	3	3	3				
	$F_{id}$			6	6	6	6	6				
0.247	$f_{id}$		2	2	2							
	$F_{id}$		5	5	5							
0.124	$f_{id}$	2	2	2								
	$F_{id}$	5	5	5								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 7. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 7

### Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									8	9	9
	$F_{id}$									22	22	23
2.474	$f_{id}$								7	7	7	8
	$F_{id}$								17	17	18	18
1.979	$f_{id}$							6	6	7	7	7
	$F_{id}$							15	15	15	16	16
1.546	$f_{id}$						5	5	6	6	7	
	$F_{id}$						13	13	14	14	14	
1.237	$f_{id}$					4	5	5	6	6		
	$F_{id}$					12	12	12	12	13		
0.989	$f_{id}$				4	4	5	5	5	6		
	$F_{id}$				11	11	11	11	11	12		
0.779	$f_{id}$				4	4	4	5	5	6		
	$F_{id}$				10	10	10	10	11	11		
0.618	$f_{id}$				4	4	4	5	5	5		
	$F_{id}$				9	9	9	10	10	10		
0.390	$f_{id}$			3	3	4	4	4				
	$F_{id}$			8	8	8	9	9				
0.247	$f_{id}$		3	3	3							
	$F_{id}$		7	7	8							
0.124	$f_{id}$	2	2	3								
	$F_{id}$	7	7	7								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 8. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 8

### Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									12	12	13
	$F_{id}$									32	32	32
2.474	$f_{id}$								10	10	10	11
	$F_{id}$								24	25	25	25
1.979	$f_{id}$							8	9	9	10	10
	$F_{id}$							21	22	22	22	22
1.546	$f_{id}$						7	8	8	9	9	
	$F_{id}$						19	19	19	19	20	
1.237	$f_{id}$					6	7	7	8	8		
	$F_{id}$					17	17	17	17	18		
0.989	$f_{id}$				6	6	6	7	8	8		
	$F_{id}$				15	15	15	16	16	16		
0.779	$f_{id}$				5	6	6	7	7	8		
	$F_{id}$				14	14	14	15	15	15		
0.618	$f_{id}$				5	5	6	6	7	8		
	$F_{id}$				13	13	13	14	14	14		
0.390	$f_{id}$			4	5	5	6	6				
	$F_{id}$			11	12	12	12	12				
0.247	$f_{id}$		4	4	5							
	$F_{id}$		10	11	11							
0.124	$f_{id}$	3	3	4								
	$F_{id}$	9	9	10								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 9. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 9

### Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									17	17	18
	$F_{id}$									45	45	45
2.474	$f_{id}$								13	14	15	15
	$F_{id}$								34	35	35	35
1.979	$f_{id}$							12	13	13	14	14
	$F_{id}$							30	31	31	31	31
1.546	$f_{id}$						10	11	12	12	13	
	$F_{id}$						26	27	27	27	28	
1.237	$f_{id}$					9	10	10	11	12		
	$F_{id}$					23	24	24	25	25		
0.989	$f_{id}$				8	8	9	10	11	11		
	$F_{id}$				21	21	22	22	23	23		
0.779	$f_{id}$				7	8	9	9	10	11		
	$F_{id}$				19	20	20	21	21	21		
0.618	$f_{id}$				7	8	8	9	10	11		
	$F_{id}$				18	19	19	19	20	20		
0.390	$f_{id}$			6	7	7	8	9				
	$F_{id}$			16	16	17	17	17				
0.247	$f_{id}$		5	6	6							
	$F_{id}$		14	15	15							
0.124	$f_{id}$	5	5	6								
	$F_{id}$	13	13	14								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 10. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 10

Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									23	24	25
	$F_{id}$									63	63	64
2.474	$f_{id}$								19	20	21	22
	$F_{id}$								49	49	50	50
1.979	$f_{id}$							16	18	19	20	20
	$F_{id}$							42	43	44	44	45
1.546	$f_{id}$						14	15	17	18	18	
	$F_{id}$						37	38	38	39	39	
1.237	$f_{id}$					13	14	14	16	17		
	$F_{id}$					33	34	34	35	35		
0.989	$f_{id}$				11	12	13	14	15	16		
	$F_{id}$				30	30	31	31	32	33		
0.779	$f_{id}$				11	11	12	13	15	16		
	$F_{id}$				28	28	29	29	30	30		
0.618	$f_{id}$				10	11	12	13	14	15		
	$F_{id}$				26	26	27	27	28	28		
0.390	$f_{id}$			9	10	10	11	12				
	$F_{id}$			23	23	24	24	25				
0.247	$f_{id}$		7	8	9							
	$F_{id}$		20	21	22							
0.124	$f_{id}$	7	7	8								
	$F_{id}$	19	19	20								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 11. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 11

**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									33	34	35
	$F_{id}$									89	90	90
2.474	$f_{id}$								27	28	30	31
	$F_{id}$								69	70	70	71
1.979	$f_{id}$							23	25	27	28	29
	$F_{id}$							60	61	62	62	63
1.546	$f_{id}$						20	22	23	25	26	
	$F_{id}$						53	53	54	55	56	
1.237	$f_{id}$					18	19	20	22	24		
	$F_{id}$					47	48	48	49	50		
0.989	$f_{id}$				16	17	18	20	21	23		
	$F_{id}$				42	43	44	44	45	46		
0.779	$f_{id}$				15	16	18	19	21	22		
	$F_{id}$				39	40	40	41	42	43		
0.618	$f_{id}$				14	16	17	18	20	21		
	$F_{id}$				36	37	38	39	40	40		
0.390	$f_{id}$			13	14	15	16	17				
	$F_{id}$			32	33	33	34	35				
0.247	$f_{id}$		10	12	13							
	$F_{id}$		29	30	31							
0.124	$f_{id}$	9	10	12								
	$F_{id}$	27	27	28								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 12. Tolerancias elementales para tornillos de grado de exactitud 12

Tabla de valores en milésimas de pulgada

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DEL TORNILLO, $d_m$ (pul)										
		0.39	0.47	0.98	1.38	1.97	2.95	3.94	5.91	7.87	9.84	11.81
3.710	$f_{id}$									47	49	50
	$F_{id}$									126	127	128
2.474	$f_{id}$								38	40	42	43
	$F_{id}$								97	98	99	100
1.979	$f_{id}$							33	36	38	39	41
	$F_{id}$							85	86	87	88	89
1.546	$f_{id}$						29	31	33	35	37	
	$F_{id}$						74	75	77	78	79	
1.237	$f_{id}$					25	27	29	32	34		
	$F_{id}$					66	67	68	70	71		
0.989	$f_{id}$				22	24	26	28	30	32		
	$F_{id}$				60	61	62	63	64	65		
0.779	$f_{id}$				21	23	25	27	29	31		
	$F_{id}$				55	56	57	58	59	61		
0.618	$f_{id}$				20	22	24	26	28	30		
	$F_{id}$				51	52	54	54	56	57		
0.390	$f_{id}$			18	19	21	23	24				
	$F_{id}$			45	46	47	48	49				
0.247	$f_{id}$		14	17	18							
	$F_{id}$		41	42	43							
0.124	$f_{id}$	13	14	16								
	$F_{id}$	38	38	40								

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 13. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 3**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								3	4	4	4	4	4	4
	$F_{id}$								10	11	13	15	16	17	20
2.474	$f_{id}$							2	3	3	3	3	3	4	
	$F_{id}$							8	9	11	12	14	15	17	
1.979	$f_{id}$						2	2	2	2	3	3	3		
	$F_{id}$						7	7	9	10	12	13	15		
1.546	$f_{id}$						2	2	2	2	2	3			
	$F_{id}$						7	7	9	10	12	13			
1.237	$f_{id}$					2	2	2	2	2	2				
	$F_{id}$					6	7	7	9	10	12				
0.989	$f_{id}$					2	2	2	2	2					
	$F_{id}$					6	7	7	9	10					
0.779	$f_{id}$				2	2	2	2	2						
	$F_{id}$				5	6	6	7	9						
0.618	$f_{id}$			1	2	2	2	2							
	$F_{id}$			5	5	6	6	7							
0.390	$f_{id}$			1	1	1									
	$F_{id}$			5	5	6									
0.247	$f_{id}$		1	1	1										
	$F_{id}$		4	5	5										
0.124	$f_{id}$	1	1	1											
	$F_{id}$	4	4	5											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 14. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 4**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								4	5	5	5	6	6	6
	$F_{id}$								14	16	18	20	22	24	29
2.474	$f_{id}$							4	4	4	4	4	4	5	
	$F_{id}$							11	13	15	17	19	21		
1.979	$f_{id}$						3	3	4	4	4	4	4		
	$F_{id}$						10	11	13	15	17	19	21		
1.546	$f_{id}$						3	3	3	3	4	4			
	$F_{id}$						10	11	13	15	17	19			
1.237	$f_{id}$					2	3	3	3	3	3				
	$F_{id}$					9	9	10	12	15	17				
0.989	$f_{id}$					2	2	2	3	3					
	$F_{id}$					8	9	10	12	14					
0.779	$f_{id}$				2	2	2	2	2						
	$F_{id}$				7	8	9	10	12						
0.618	$f_{id}$			2	2	2	2	2							
	$F_{id}$			7	7	8	9	10							
0.390	$f_{id}$			2	2	2									
	$F_{id}$			7	7	8									
0.247	$f_{id}$		2	2	2										
	$F_{id}$		6	7	7										
0.124	$f_{id}$	2	2	2											
	$F_{id}$	6	6	6											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 15. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 5**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								6	7	7	7	7	8	9
	$F_{id}$								20	23	26	29	32	35	41
2.474	$f_{id}$							5	5	6	6	6	6	7	
	$F_{id}$							16	19	22	25	28	31	33	
1.979	$f_{id}$							4	4	5	5	6	6		
	$F_{id}$							14	15	18	21	24	27	30	
1.546	$f_{id}$							4	4	4	5	5	5		
	$F_{id}$							14	15	18	21	24	27		
1.237	$f_{id}$					4	4	4	4	4	5				
	$F_{id}$					12	13	15	18	20	24				
0.989	$f_{id}$					3	4	4	4	4					
	$F_{id}$					12	13	14	17	20					
0.779	$f_{id}$				3	3	3	3	4						
	$F_{id}$				11	12	13	14	17						
0.618	$f_{id}$			3	3	3	3	3							
	$F_{id}$			9	11	12	13	14							
0.390	$f_{id}$			2	3	3									
	$F_{id}$			9	10	11									
0.247	$f_{id}$		2	2	2										
	$F_{id}$		9	9	10										
0.124	$f_{id}$	2	2	2											
	$F_{id}$	8	9	9											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 16. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 6**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								9	9	10	10	11	11	12
	$F_{id}$								28	32	37	41	45	49	57
2.474	$f_{id}$							7	7	8	8	9	9	9	
	$F_{id}$							22	26	31	35	39	43	47	
1.979	$f_{id}$						6	6	7	7	7	8	8		
	$F_{id}$						20	22	26	30	34	38	43		
1.546	$f_{id}$						6	6	6	7	7	7			
	$F_{id}$						19	21	25	30	33	38			
1.237	$f_{id}$					5	5	5	6	6	7				
	$F_{id}$					17	19	20	25	29	33				
0.989	$f_{id}$					5	5	5	6	6					
	$F_{id}$					17	19	20	24	29					
0.779	$f_{id}$				4	4	4	5	5						
	$F_{id}$				15	17	19	20	24						
0.618	$f_{id}$			4	4	4	4	4							
	$F_{id}$			13	15	17	18	20							
0.390	$f_{id}$			4	4	4									
	$F_{id}$			13	15	16									
0.247	$f_{id}$		3	3	4										
	$F_{id}$		12	13	14										
0.124	$f_{id}$	3	3	3											
	$F_{id}$	11	12	13											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 17. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 7  
Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								13	13	14	15	15	16	17
	$F_{id}$								40	46	52	57	63	69	81
2.474	$f_{id}$							10	11	11	12	12	13	13	
	$F_{id}$							31	37	43	49	55	63	67	
1.979	$f_{id}$						9	9	9	10	11	11	12		
	$F_{id}$						28	31	37	43	48	54	60		
1.546	$f_{id}$						8	8	9	9	10	11			
	$F_{id}$						28	30	36	42	48	54			
1.237	$f_{id}$					7	7	7	8	9	9				
	$F_{id}$					24	27	29	35	41	47				
0.989	$f_{id}$					7	7	7	7	8					
	$F_{id}$					24	26	29	35	41					
0.779	$f_{id}$				6	6	6	7	7						
	$F_{id}$				21	24	26	28	34						
0.618	$f_{id}$			6	6	6	6	6							
	$F_{id}$			19	21	23	26	28							
0.390	$f_{id}$			5	5	6									
	$F_{id}$			19	20	23									
0.247	$f_{id}$		5	5	5										
	$F_{id}$		17	19	20										
0.124	$f_{id}$	4	4	4											
	$F_{id}$	16	17	18											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 18. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 8**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								18	19	20	20	21	22	24
	$F_{id}$								56	65	73	81	90	98	115
2.474	$f_{id}$							14	15	16	17	17	18	19	
	$F_{id}$							44	53	61	70	78	86	94	
1.979	$f_{id}$						12	13	13	14	15	16	17		
	$F_{id}$						40	43	52	60	68	77	85		
1.546	$f_{id}$						11	11	12	13	14	15			
	$F_{id}$						39	42	50	59	67	76			
1.237	$f_{id}$					10	10	11	11	12	13				
	$F_{id}$					35	38	41	50	58	66				
0.989	$f_{id}$					9	9	10	11	11					
	$F_{id}$					34	37	41	49	57					
0.779	$f_{id}$				8	9	9	9	10						
	$F_{id}$				30	33	37	40	48						
0.618	$f_{id}$			7	8	8	9	9							
	$F_{id}$			27	30	33	36	39							
0.390	$f_{id}$			7	7	7									
	$F_{id}$			26	29	32									
0.247	$f_{id}$		6	7	7										
	$F_{id}$		24	26	28										
0.124	$f_{id}$	6	6	6											
	$F_{id}$	23	24	26											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 19. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 9**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								26	27	28	29	30	31	34
	$F_{id}$								88	91	103	115	127	139	162
2.474	$f_{id}$							20	21	22	23	24	26	27	
	$F_{id}$							63	75	87	98	110	122	134	
1.979	$f_{id}$						17	18	19	20	21	22	24		
	$F_{id}$						56	61	73	85	96	108	120		
1.546	$f_{id}$						16	16	17	19	20	21			
	$F_{id}$						55	59	71	83	95	107			
1.237	$f_{id}$					14	15	15	16	17	19				
	$F_{id}$					49	54	58	70	82	94				
0.989	$f_{id}$					13	13	14	15	17					
	$F_{id}$					48	53	57	69	81					
0.779	$f_{id}$				12	12	13	13	15						
	$F_{id}$				43	47	52	57	69						
0.618	$f_{id}$			11	11	12	12	13							
	$F_{id}$			38	42	46	51	56							
0.390	$f_{id}$			10	10	11									
	$F_{id}$			37	41	46									
0.247	$f_{id}$		9	9	10										
	$F_{id}$		34	37	40										
0.124	$f_{id}$	9	9	9											
	$F_{id}$	32	34	36											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 20. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 10**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								36	38	39	41	43	44	48
	$F_{id}$								113	129	146	163	179	196	230
2.474	$f_{id}$							28	30	31	33	35	36	38	
	$F_{id}$							89	106	122	139	156	172	189	
1.979	$f_{id}$						24	25	27	28	30	32	33		
	$F_{id}$						80	86	103	120	137	153	170		
1.546	$f_{id}$						22	23	24	26	28	30			
	$F_{id}$						78	84	101	117	134	151			
1.237	$f_{id}$					20	20	21	23	24	26				
	$F_{id}$					69	76	82	99	116	133				
0.989	$f_{id}$					19	19	20	22	23					
	$F_{id}$					68	74	81	98	115					
0.779	$f_{id}$				17	17	18	19	20						
	$F_{id}$				60	67	73	81	96						
0.618	$f_{id}$			15	16	17	17	18							
	$F_{id}$			54	59	66	72	79							
0.390	$f_{id}$			14	15	15									
	$F_{id}$			53	58	65									
0.247	$f_{id}$		13	13	14										
	$F_{id}$		49	52	57										
0.124	$f_{id}$	12	12	13											
	$F_{id}$	46	48	51											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 21. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 11**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								51	54	56	58	61	63	68
	$F_{id}$								159	183	206	230	254	277	324
2.474	$f_{id}$							39	42	44	46	49	51	54	
	$F_{id}$							126	150	173	197	220	244	268	
1.979	$f_{id}$						35	35	38	40	43	45	47		
	$F_{id}$						113	122	146	169	193	217	240		
1.546	$f_{id}$						31	32	35	37	39	42			
	$F_{id}$						109	119	143	166	190	213			
1.237	$f_{id}$					28	29	30	32	35	37				
	$F_{id}$					98	107	117	140	164	187				
0.989	$f_{id}$					26	27	28	30	33					
	$F_{id}$					96	105	115	138	162					
0.779	$f_{id}$				24	24	26	26	29						
	$F_{id}$				85	94	104	113	137						
0.618	$f_{id}$			22	22	23	24	25							
	$F_{id}$			76	83	93	102	112							
0.390	$f_{id}$			20	20	22									
	$F_{id}$			75	82	91									
0.247	$f_{id}$		19	19	20										
	$F_{id}$		69	74	81										
0.124	$f_{id}$	17	17	18											
	$F_{id}$	65	68	72											

Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

**ANEXO 22. Tolerancias elementales para coronas de grado de exactitud 12**  
**Tabla de valores en milésimas de pulgada**

PASO AXIAL $p_b$ (pul)	TOLERANCIA	DIÁMETRO MEDIO DE LA CORONA, $d_m$ (pul)													
		1.57	2.95	4.92	7.87	11.81	15.75	19.69	29.53	39.37	49.21	59.06	68.90	78.74	98.43
3.710	$f_{id}$								72	76	79	82	86	89	96
	$F_{id}$								225	258	292	325	359	392	459
2.474	$f_{id}$							56	59	62	66	69	72	76	
	$F_{id}$							178	211	245	278	312	345	379	
1.979	$f_{id}$						49	50	54	57	60	64	67		
	$F_{id}$						159	173	206	240	273	306	340		
1.546	$f_{id}$						44	46	49	52	56	59			
	$F_{id}$						155	168	202	235	269	302			
1.237	$f_{id}$					40	41	42	46	49	52				
	$F_{id}$					138	152	165	198	231	265				
0.989	$f_{id}$					37	38	40	43	46					
	$F_{id}$					135	149	162	196	229					
0.779	$f_{id}$				33	35	36	37	41						
	$F_{id}$				120	133	146	160	193						
0.618	$f_{id}$			31	31	33	34	36							
	$F_{id}$			108	118	131	145	158							
0.390	$f_{id}$			28	29	30									
	$F_{id}$			106	116	129									
0.247	$f_{id}$		26	27	28										
	$F_{id}$		97	104	114										
0.124	$f_{id}$	24	25	25											
	$F_{id}$	91	96	103											

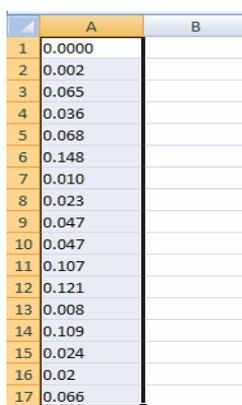
Adaptada: Norma ANSI / AGMA 2011 – A98

## ANEXO 23. Procedimiento para el arreglo de datos en “MICROSOFT EXCEL”

Los datos provenientes de la práctica son registrados y guardados en una hoja de “MICROSOFT EXCEL”, el inconveniente es que los valores negativos los registra en formato texto y no se pueden graficar, entonces, se presenta un procedimiento que facilita el cambio de formato para estos datos, este procedimiento es importante, puesto que hay pruebas con demasiados datos.

Observamos como primer inconveniente que los datos aparecen con punto y no con coma, entonces:

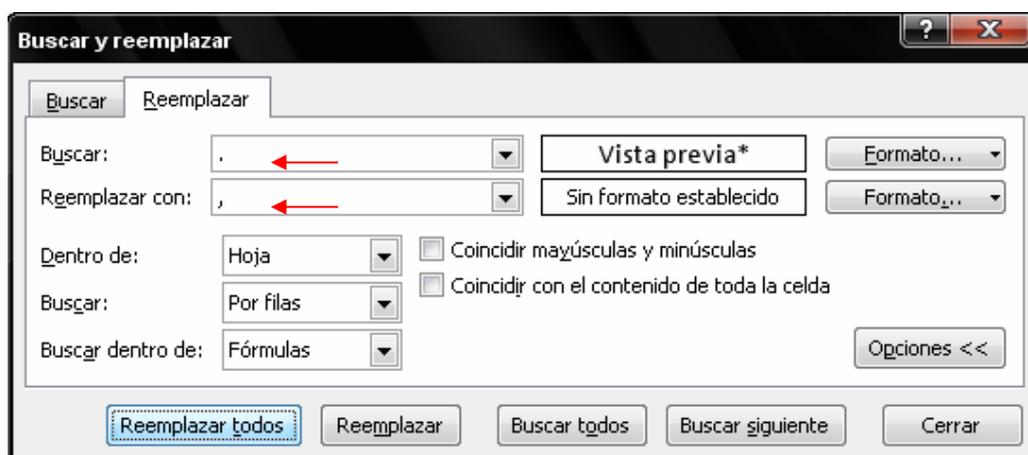
- Seleccionamos toda la columna de datos (Tecla Shift + Clic).



	A	B
1	0.0000	
2	0.002	
3	0.065	
4	0.036	
5	0.068	
6	0.148	
7	0.010	
8	0.023	
9	0.047	
10	0.047	
11	0.107	
12	0.121	
13	0.008	
14	0.109	
15	0.024	
16	0.02	
17	0.066	

Fuente: Propia

- Pulsamos la tecla Shift y la tecla F5 donde aparecerá la ventana “Buscar y Reemplazar”, se selecciona “Reemplazar”; se escribe en “Buscar” un punto (.) y en “Reemplazar” una coma (,) y seleccionamos la opción “Reemplazar todos”.



Fuente: Propia

- Se puede observar el cambio en los datos, las celdas con la esquina superior izquierda en color verde, representan los valores negativos de los datos, estos valores se pueden ver acompañados de un apóstrofe (') en la ventana "fx".

	A	B	C	D
1	0			
2	0,002			
3	0,065			
4	0,036			
5	0,068			
6	0,148			
7	0,010			
8	0,023			
9	0,047			
10	0,047			
11	0,107			
12	0,121			
13	0,008			
14	0,109			
15	0,024			
16	0,02			
17	0,066			

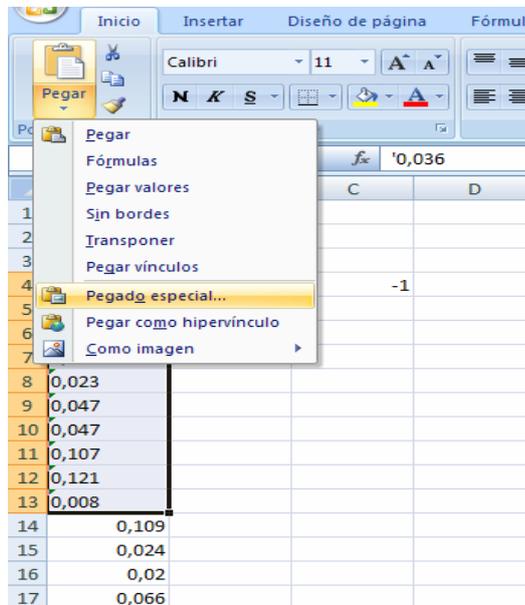
Fuente: Propia

- Se escribe el número -1 en una celda adyacente, se hace "Clic" sobre esta celda y se oprimen las teclas "Ctrl" y la tecla "C" para copiar el valor. Luego se seleccionan las celdas de números negativos (Tecla Shift + Clic), si las celdas se encuentran intercaladas (Tecla Shift + Tecla F8 + Clic).

	A	B	C	D
1	0			
2	0,002			
3	0,065			
4	0,036		-1	
5	0,068			
6	0,148			
7	0,010			
8	0,023			
9	0,047			
10	0,047			
11	0,107			
12	0,121			
13	0,008			
14	0,109			
15	0,024			
16	0,02			

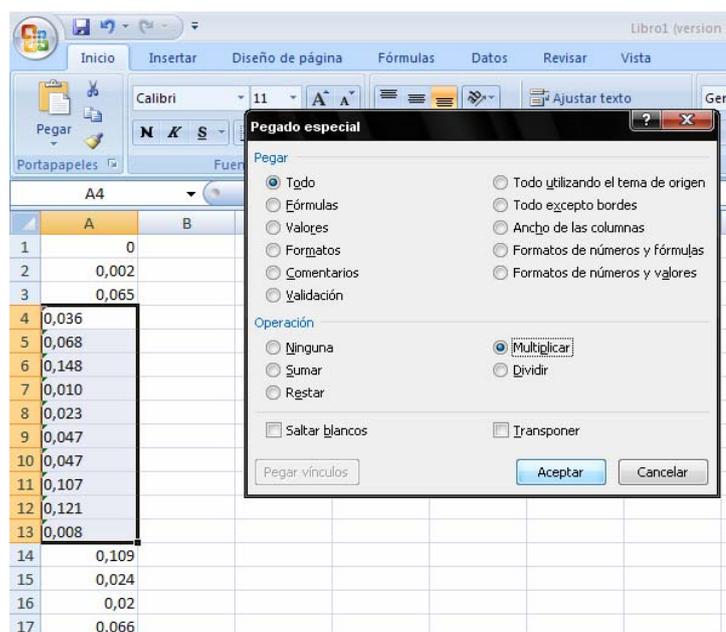
Fuente: Propia

- Luego de seleccionar los valores a modificar, se despliega la pestaña “Pegar” en inicio o en la barra de herramientas y seleccionamos la opción de “Pegado especial”.



Fuente: Propia

- Dentro de la ventana, se escoge la opción “Multiplicar” y luego “Aceptar”.



Fuente: Propia

# PRÁCTICA 1

## MONTAJE DE ENGRANAJES RECTOS Y HELICOIDALES LABORATORIO DE DISEÑO DE MÁQUINAS



Fuente: Propia



Fuente: Propia

## OBJETIVO GENERAL

Implementar las herramientas de inspección y control de calidad en sistemas mecánicos, en especial los de engranajes rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin fin – corona producidos de diferentes materiales y mediante diferentes procesos de fabricación, a través de la medición de las desviaciones compuestas presentes en los mismos

## OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Comprender la importancia de las pruebas como una herramienta para el mejoramiento continuo de los procesos de fabricación, logrado por medio de dispositivos automáticos de medición.
- Evaluar e identificar gráficamente las desviaciones radiales compuestas totales y diente a diente ( $F_{id}$ ,  $f_{id}$ ,  $F_r$ ) presentes en los diferentes tipos engranajes.
- Analizar los resultados de las desviaciones presentes en los engranajes fabricados mediante el método de generación y el de fresado convencional.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad de los engranajes de prueba conforme los resultados obtenidos y con la ayuda del engranaje patrón (engranaje de mayor calidad).

## FUNDAMENTACIÓN

La mayor parte de los engranajes son fabricados conforme a estándares dados por asociaciones nacionales tales como American Gear Manufacturers Association (AGMA), American Standards Association (ASA) y American Society of Mechanical Engineers (ASME).

En el fresado convencional se usa una fresa con la forma del espacio del diente, y se corta por completo cada espacio antes de girar el modelo a la posición del espacio siguiente. Este método se emplea principalmente con engranajes grandes, y se requieren gran cuidado para obtener resultados exactos.

Este método de fabricación tiene una desventaja que es lo suficiente importante como para limitar fuertemente los usos de los engranes cortados

por este método. Con certeza el cortador solo puede ser usado para cortar un engrane de cierto paso y cierto número de dientes. En otras palabras,

deberá usarse cortador diferente no solo para cada paso sino también para cada número de dientes. Si en la fabricación de engranes se tomara esto en cuenta, el costo del engrane seria prohibitivo. El procedimiento usual es emplear el mismo cortador para ocho o diez números diferentes de dientes de un paso dado. El fresado por generación es un proceso parecido al anterior, pero la pieza (el modelo del engrane) y la fresa madre giran en una forma coordinada. También, en este caso, la forma del diente se genera en forma gradual a medida que la fresa madre avanza en el modelo.

La principal desventaja de este método es que la forma del diente de la fresa madre es directamente transferida a la pieza a cortar y cualquier error en el perfil de alguno de los dientes de la fresa, se pasará al diente cortado en la pieza. Sin embargo, teniéndose cuidado en los procesos de fabricación, este método es probablemente el mejor de los procesos descritos.

## COMPONENTES

- **Engranaje Patrón: Recto (Izquierda) y Helicoidal (Derecha)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

- **Engranajes de Prueba: Recto (Izquierda) y Helicoidal (Derecha)**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

- **Reloj Comparador Digital (Comparador de carátula)**



Fuente: Propia

- **Interfaz USB**



Fuente: Propia

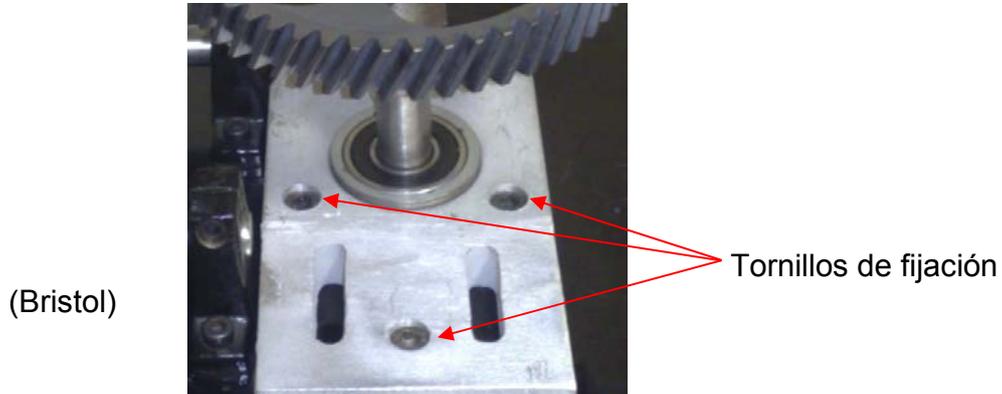
## PROCEDIMIENTO

1. *Montaje del engranaje patrón sobre el carro deslizante.*



Fuente: Propia

2. *Fijación del soporte del husillo en la placa soporte del bastidor.*



Fuente: Propia

3. *Montaje del sensor con su respectivo soporte: Recto (izquierda) y Helicoidal (derecha).*



Fuente: Propia



Fuente: Propia

4. *Montaje del engranaje de prueba en el husillo.*



Fuente: Propia

5. *Acercar el carro deslizante para acoplar los engranajes.*



Fuente: Propia



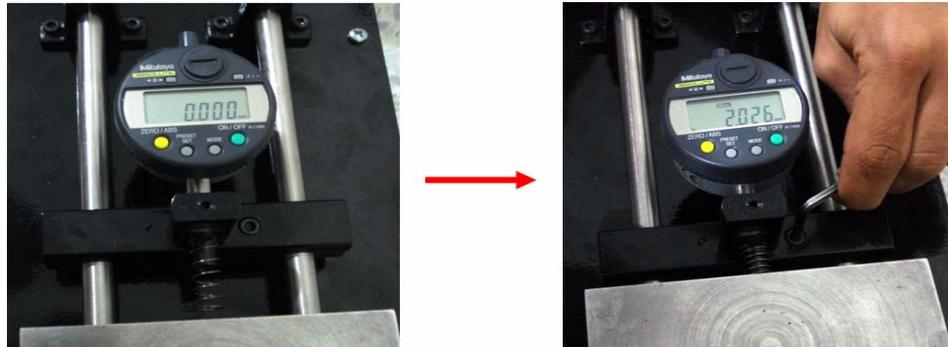
Fuente: Propia

6. *Asegurar el reloj comparador digital en el porta - carátula.*



Fuente: Propia

7. *Setear el reloj comparador digital en cero y acercar el porta - carátula hasta asegurar el contacto en los dos flancos del diente mediante el uso del resorte de compresión, hasta una profundidad de 2 mm aproximadamente, para posteriormente fijarlo a los ejes.*



Fuente: Propia

8. *Realizar las conexiones eléctricas y la interfaz con el PC.*
9. *Espere a que el motor se sincronice.*
10. *Setear el reloj comparador para que la lectura indicada sea cero (punto de referencia).*



Fuente: Propia

11. *Oprima el botón de inicio.*
12. *Leer y guardar los resultados obtenidos de la prueba en una hoja de MICROSOFT EXCEL, para la realización de la gráfica correspondiente, Anexo 24.*
13. *Desmontar el engranaje, reemplazarlo por los engranajes de diferentes materiales y método de fabricación; repetir el procedimiento desde el paso 3 hasta el 11.*
14. *Desmontar todos los componentes y desconectar el banco de pruebas.*

## **ANALISIS DE RESULTADOS**

- Graficar las curvas y comparar los resultados del proceso de fresado convencional contra el proceso de generación del engranaje.
- Graficar las curvas y comparar los resultados de las pruebas para diferentes materiales del engranaje.
- Graficar las curvas y comparar los resultados del engranaje de producción local contra el de producción en serie.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad AGMA, para cada engranaje inspeccionado.
- Plantear las respectivas observaciones y conclusiones.

# PRACTICA 2

## ENGRANAJES CÓNICOS LABORATORIO DE DISEÑO DE MÁQUINAS



Fuente: Propia



2009

## OBJETIVO GENERAL

Implementar las herramientas de inspección y control de calidad en sistemas mecánicos, en especial los de engranajes rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin fin – corona producidos de diferentes materiales y mediante diferentes procesos de fabricación, a través de la medición de las desviaciones compuestas presentes en los mismos

## OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Comprender la importancia de las pruebas como una herramienta para el mejoramiento continuo de los procesos de fabricación, logrado por medio de dispositivos automáticos de medición.
- Evaluar e identificar gráficamente las desviaciones radiales compuestas totales y diente a diente ( $F_{id}$ ,  $f_{id}$ ,  $F_r$ ) presentes en los diferentes tipos engranajes.
- Analizar los resultados de las desviaciones presentes en los engranajes fabricados mediante el método de generación y el de fresado convencional.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad de los engranajes de prueba conforme los resultados obtenidos y con la ayuda del engranaje patrón (engranaje de mayor calidad).

## FUNDAMENTACIÓN

La mayor parte de los engranajes son fabricados conforme a estándares dados por asociaciones nacionales tales como American Gear Manufacturers Association (AGMA), American Standards Association (ASA) y American Society of Mechanical Engineers (ASME).

En el fresado convencional se usa una fresa con la forma del espacio del diente, y se corta por completo cada espacio antes de girar el modelo a la posición del espacio siguiente. Este método se emplea principalmente con engranajes grandes, y se requieren gran cuidado para obtener resultados exactos.

Este método de fabricación tiene una desventaja que es lo suficiente importante como para limitar fuertemente los usos de los engranes cortados por este método. Con certeza el cortador solo puede ser usado para cortar

un engrane de cierto paso y cierto numero de dientes. En otras palabras, deberá usarse cortador diferente no solo para cada paso sino también para cada número de dientes. Si en la fabricación de engranes se tomara esto en cuenta, el costo del engrane seria prohibitivo. El procedimiento usual es emplear el mismo cortador para ocho o diez números diferentes de dientes de un paso dado. El fresado por generación es un proceso parecido al anterior, pero la pieza (el modelo del engrane) y la fresa madre giran en una forma coordinada. También, en este caso, la forma del diente se genera en forma gradual a medida que la fresa madre avanza en el modelo.

La principal desventaja de este método es que la forma del diente de la fresa madre es directamente transferida a la pieza a cortar y cualquier error en el perfil de alguno de los dientes de la fresa, se pasará al diente cortado en la pieza. Sin embargo, teniéndose cuidado en los procesos de fabricación, este método es probablemente el mejor de los procesos descritos.

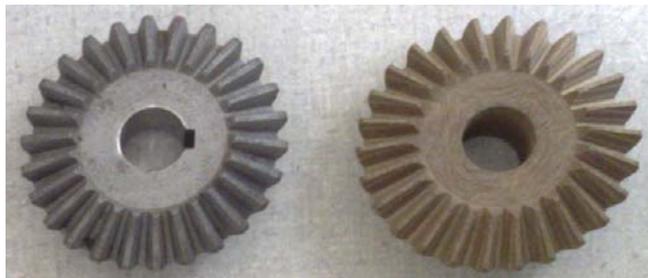
## COMPONENTES

- **Engranaje Patrón**

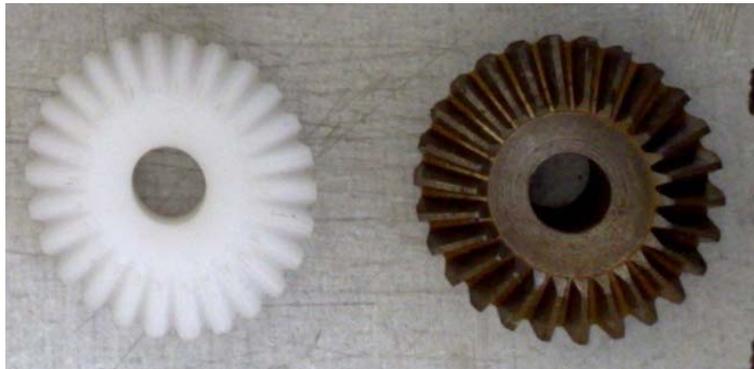


Fuente: Propia

- **Engranajes de Prueba**



Fuente: Propia



Fuente: Propia

- **Reloj Comparador Digital (Comparador de carátula)**



Fuente: Propia

- **Interfaz USB**



Fuente: Propia

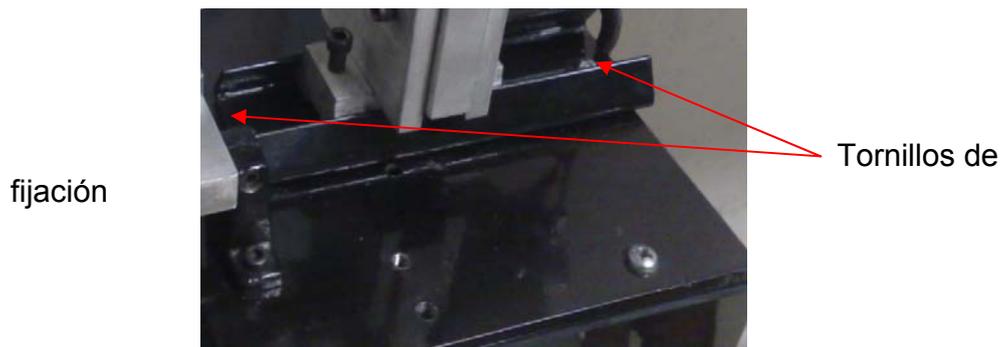
## PROCEDIMIENTO

1. *Montaje del engranaje patrón en el husillo.*



Fuente: Propia

2. *Fijación de la guía o riel en la placa soporte del bastidor.*



fijación

Tornillos de

Fuente: Propia

3. *Montaje del soporte principal en la guía, fijación del mismo y del husillo.*



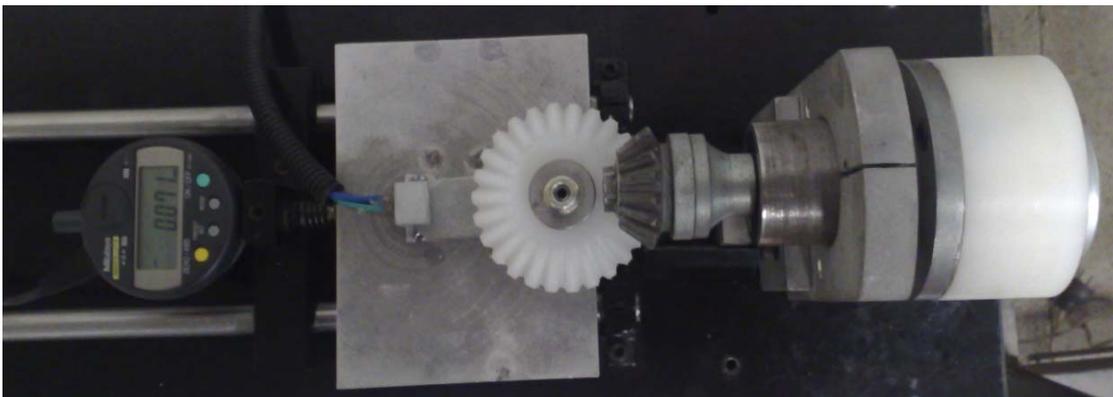
Fuente: Propia

4. *Montaje del sensor y su respectivo soporte.*



Fuente: Propia

5. *Acercar el carro deslizante para acoplar los engranajes.*



Fuente: Propia

6. *Realizar los pasos 6 al 14 del procedimiento de la Práctica 1 (Montaje de engranajes rectos y helicoidales).*

## **ANALISIS DE RESULTADOS**

- Graficar las curvas y comparar los resultados del proceso de fresado convencional contra el proceso de generación del engranaje.
- Graficar las curvas y comparar los resultados de las pruebas para diferentes materiales del engranaje.

- Graficar las curvas y comparar los resultados del engranaje de producción local contra el de producción en serie.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad AGMA, para cada engranaje inspeccionado.
- Plantear las respectivas observaciones y conclusiones.

# PRACTICA 3

## MONTAJE DE ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN – CORONA LABORATORIO DE DISEÑO DE MÁQUINAS



Fuente: Propia



2009

## OBJETIVO GENERAL

Implementar las herramientas de inspección y control de calidad en sistemas mecánicos, en especial los de engranajes rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin fin – corona producidos de diferentes materiales y mediante diferentes procesos de fabricación, a través de la medición de las desviaciones compuestas presentes en los mismos

## OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Comprender la importancia de las pruebas como una herramienta para el mejoramiento continuo de los procesos de fabricación, logrado por medio de dispositivos automáticos de medición.
- Evaluar e identificar gráficamente las desviaciones radiales compuestas totales y diente a diente ( $F_{id}$ ,  $f_{id}$ ,  $F_r$ ) presentes en los diferentes tipos engranajes.
- Analizar los resultados de las desviaciones presentes en los engranajes fabricados mediante el método de generación y el de fresado convencional.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad de los engranajes de prueba conforme los resultados obtenidos y con la ayuda del engranaje patrón (engranaje de mayor calidad).

## FUNDAMENTACIÓN

La mayor parte de los engranajes son fabricados conforme a estándares dados por asociaciones nacionales tales como American Gear Manufacturers Association (AGMA), American Standards Association (ASA) y American Society of Mechanical Engineers (ASME).

En el fresado convencional se usa una fresa con la forma del espacio del diente, y se corta por completo cada espacio antes de girar el modelo a la posición del espacio siguiente. Este método se emplea principalmente con engranajes grandes, y se requieren gran cuidado para obtener resultados exactos.

Este método de fabricación tiene una desventaja que es lo suficiente importante como para limitar fuertemente los usos de los engranes cortados por este método. Con certeza el cortador solo puede ser usado para cortar

un engrane de cierto paso y cierto número de dientes. En otras palabras, deberá usarse cortador diferente no solo para cada paso sino también para cada número de dientes. Si en la fabricación de engranes se tomara esto en cuenta, el costo del engrane seria prohibitivo. El procedimiento usual es emplear el mismo cortador para ocho o diez números diferentes de dientes de un paso dado.

El fresado por generación es un proceso parecido al anterior, pero la pieza (el modelo del engrane) y la fresa madre giran en una forma coordinada. También, en este caso, la forma del diente se genera en forma gradual a medida que la fresa madre avanza en el modelo.

La principal desventaja de este método es que la forma del diente de la fresa madre es directamente transferida a la pieza a cortar y cualquier error en el perfil de alguno de los dientes de la fresa, se pasará al diente cortado en la pieza. Sin embargo, teniéndose cuidado en los procesos de fabricación, este método es probablemente el mejor de los procesos descritos.

## COMPONENTES

- Engranaje Patrón



Fuente: Propia

- **Engranajes de Prueba**



Fuente: Propia

- **Reloj Comparador Digital (Comparador de carátula)**



Fuente: Propia

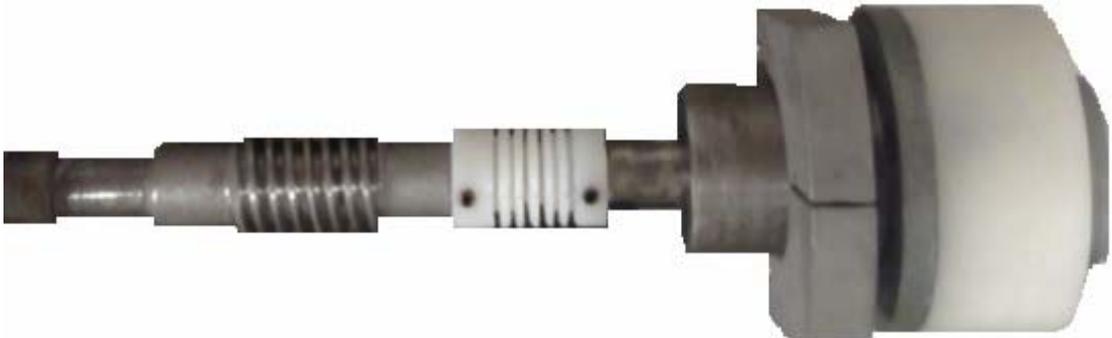
- **Interfaz USB**



Fuente: Propia

## PROCEDIMIENTO

1. *Montaje del engranaje patrón en el husillo.*



Fuente: Propia

2. *Fijación de la guía o riel en la placa soporte del bastidor.*

Tornillos de fijación



Fuente: Propia

3. *Montaje del soporte principal (izquierda) y secundario (derecha) en la guía, fijación de los mismos y del husillo.*



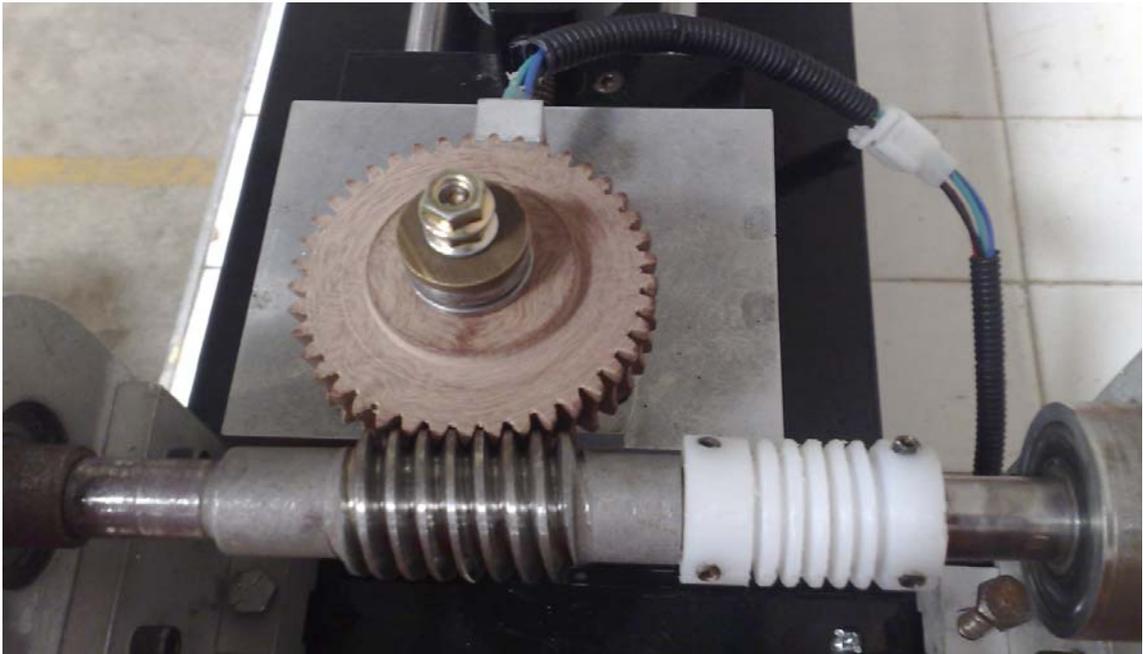
Fuente: Propia

4. *Montaje del sensor y su respectivo soporte.*



Fuente: Propia

5. *Acercar el carro deslizante para acoplar los engranajes.*



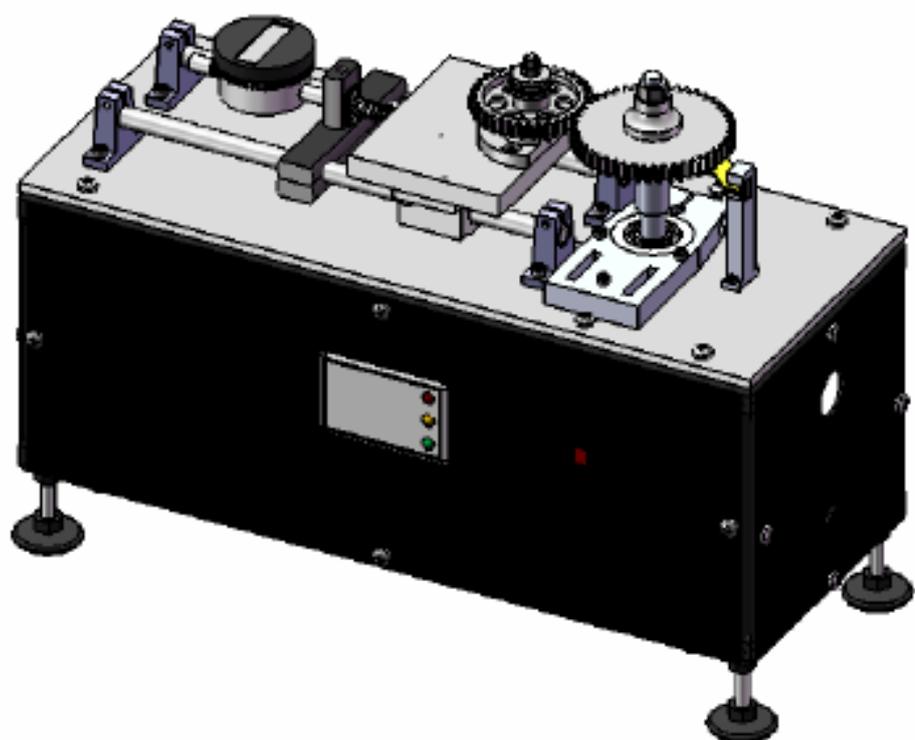
Fuente: Propia

6. *Realizar los pasos 6 al 14 del procedimiento de la Práctica 1 (Montaje de engranajes rectos y helicoidales).*

## **ANALISIS DE RESULTADOS**

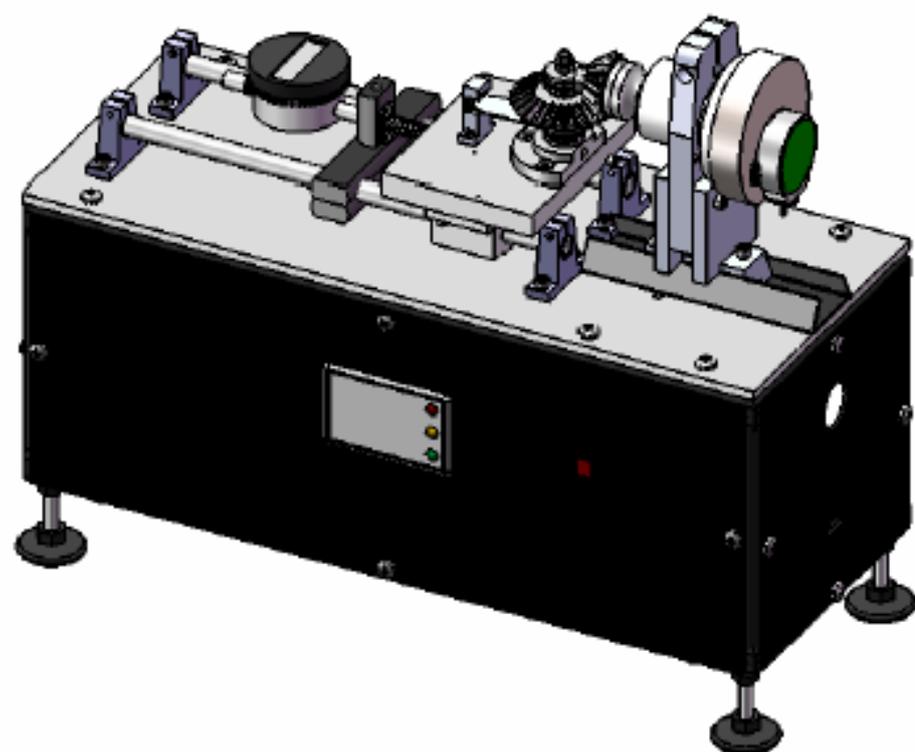
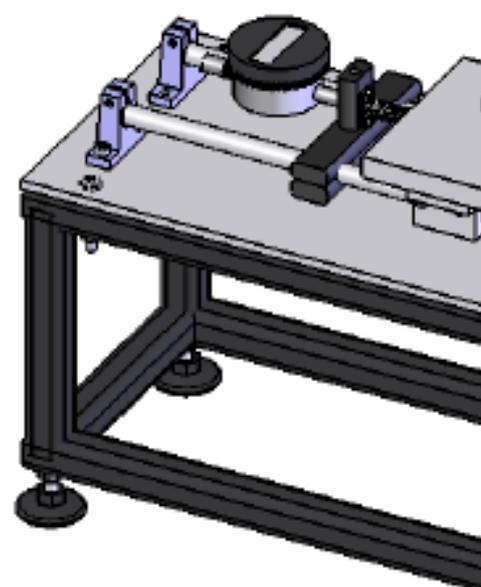
- Graficar las curvas y comparar los resultados del proceso de fresado convencional contra el proceso de generación del engranaje.
- Graficar las curvas y comparar los resultados de las pruebas para diferentes materiales del engranaje.
- Graficar las curvas y comparar los resultados del engranaje de producción local contra el de producción en serie.
- Determinar el grado de exactitud de la calidad AGMA, para cada engranaje inspeccionado.
- Plantear las respectivas observaciones y conclusiones.

# PLANOS

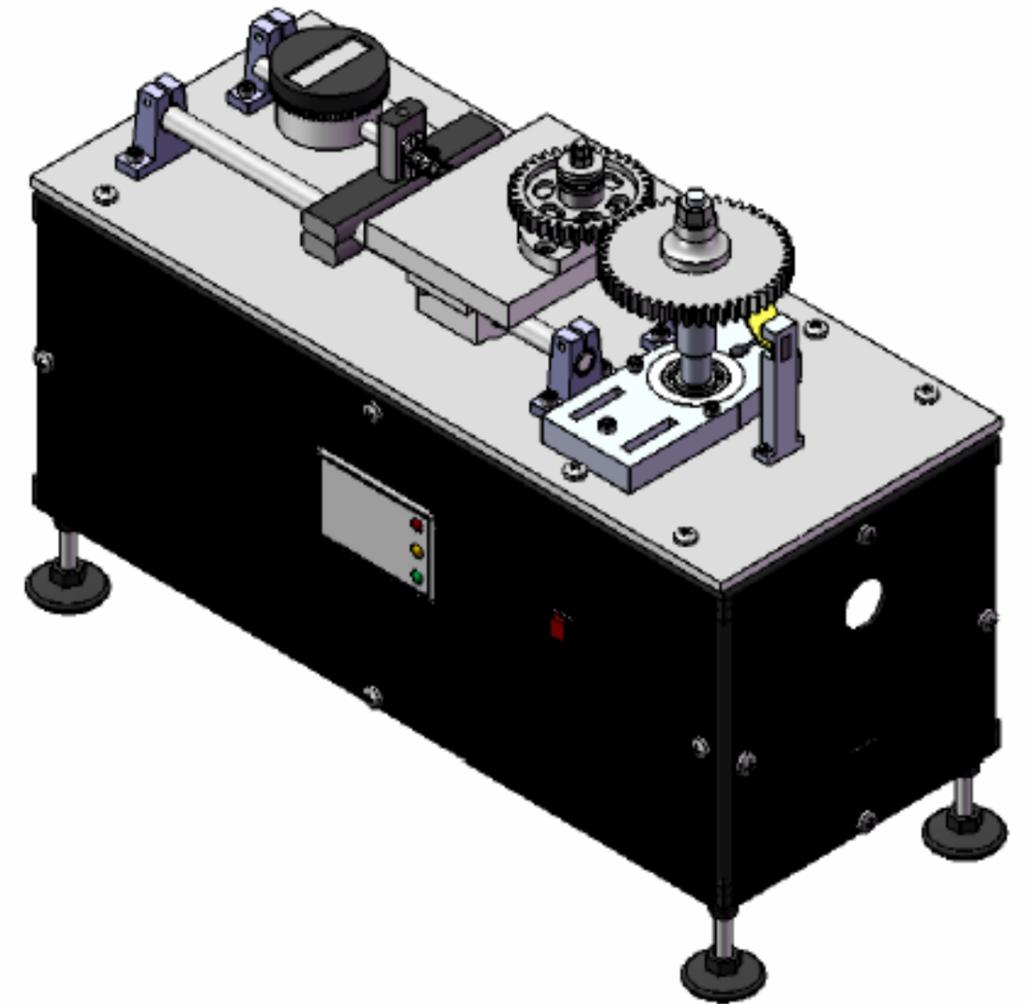
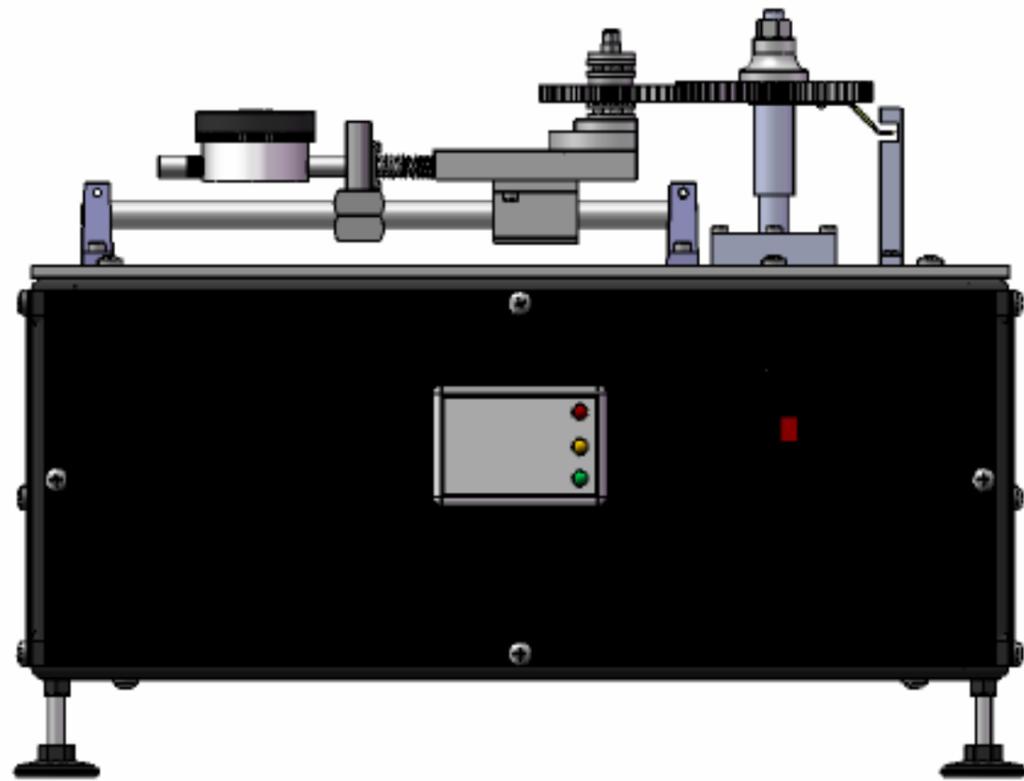
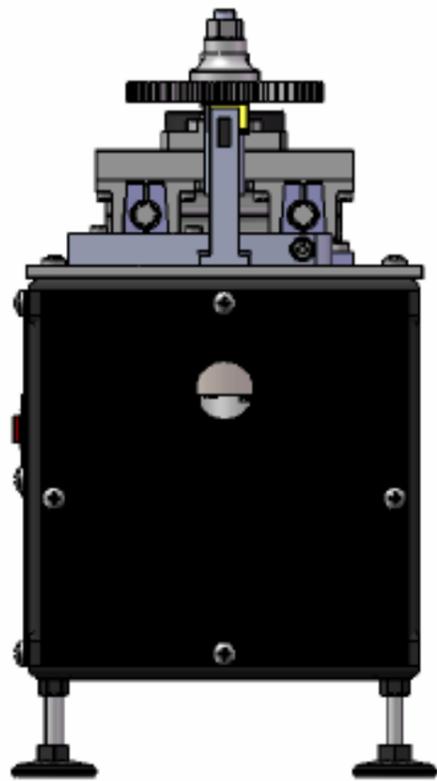
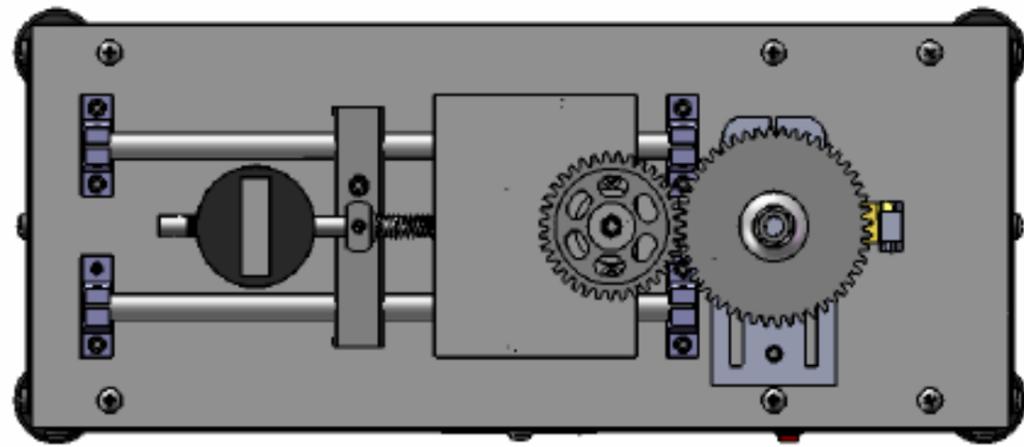


**MONTAJE DE ENGRANAJES RECTOS - FASE II**

**MONTAJE DE ENGRA**



**MONTAJE DE ENGRANAJES CÓNICOS - FASE II**



NOMBRE	FECHA
DIR. R. JAIMES	30/04/09
EST. D. GUERRERO	24/04/09
EST. E. GALLEG0	24/04/09

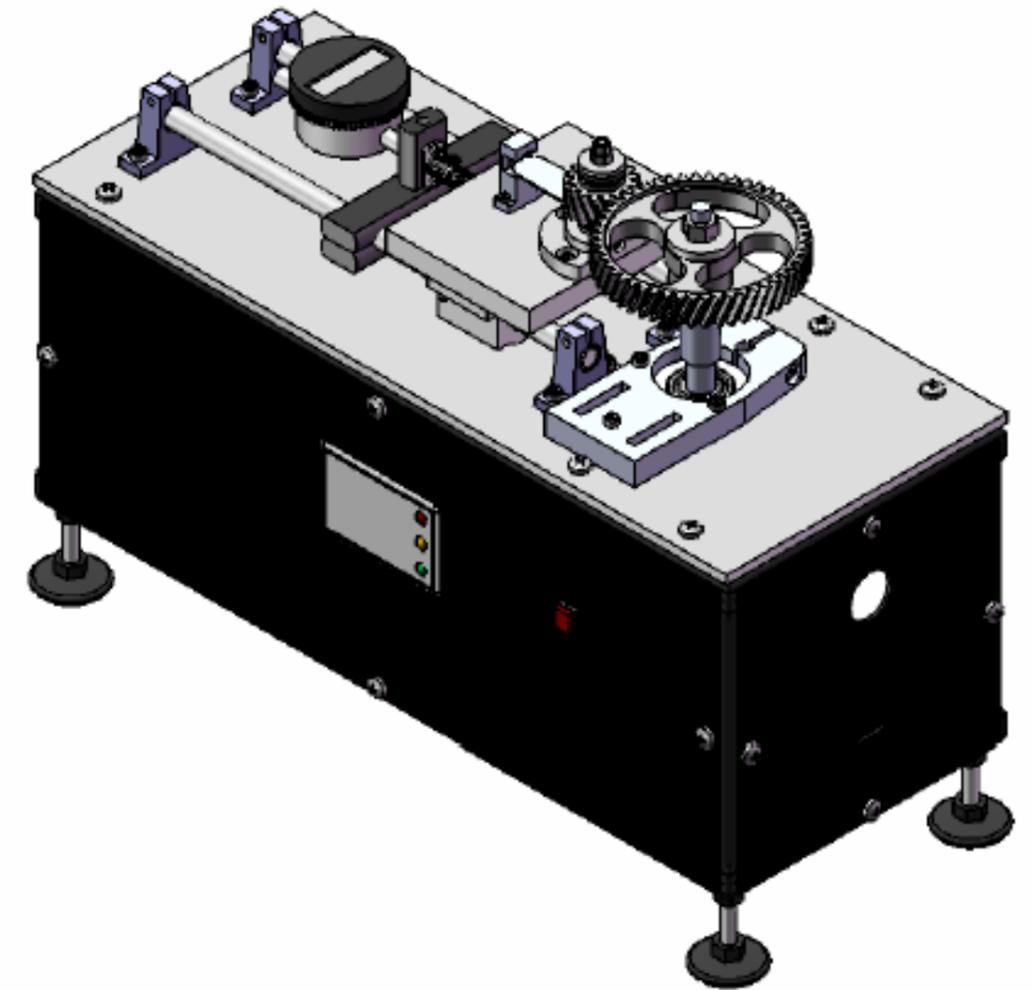
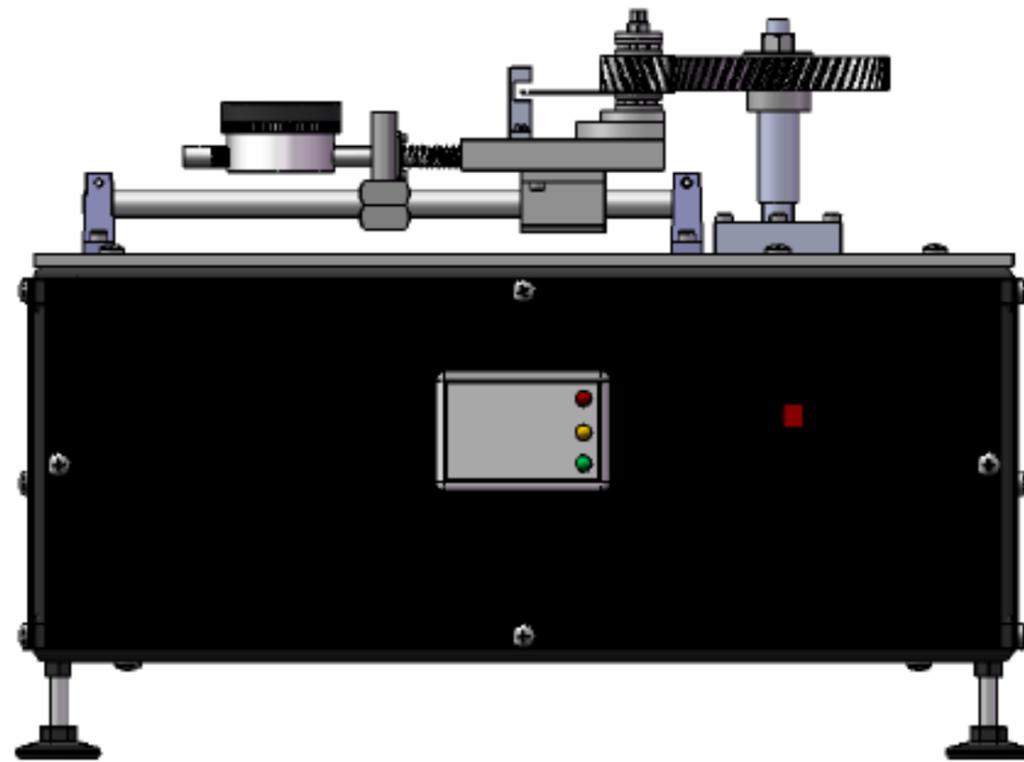
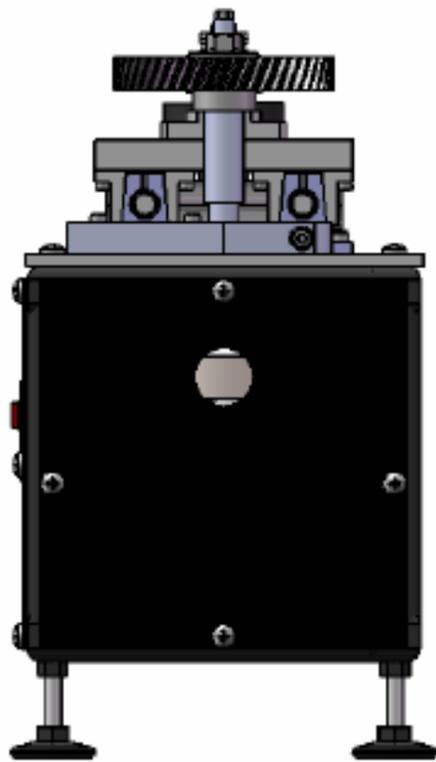
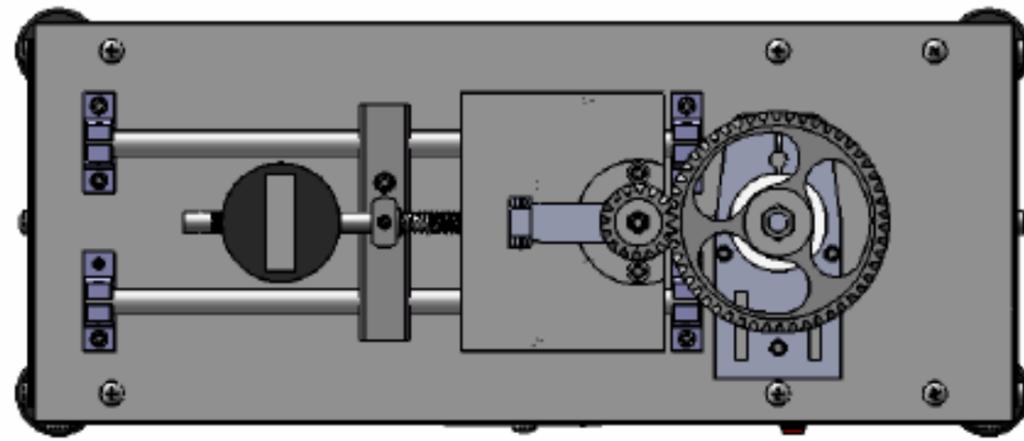
PROYECTO DE GRADO

OBS.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA	

MONTAJE DE ENGRANAJES RECTOS

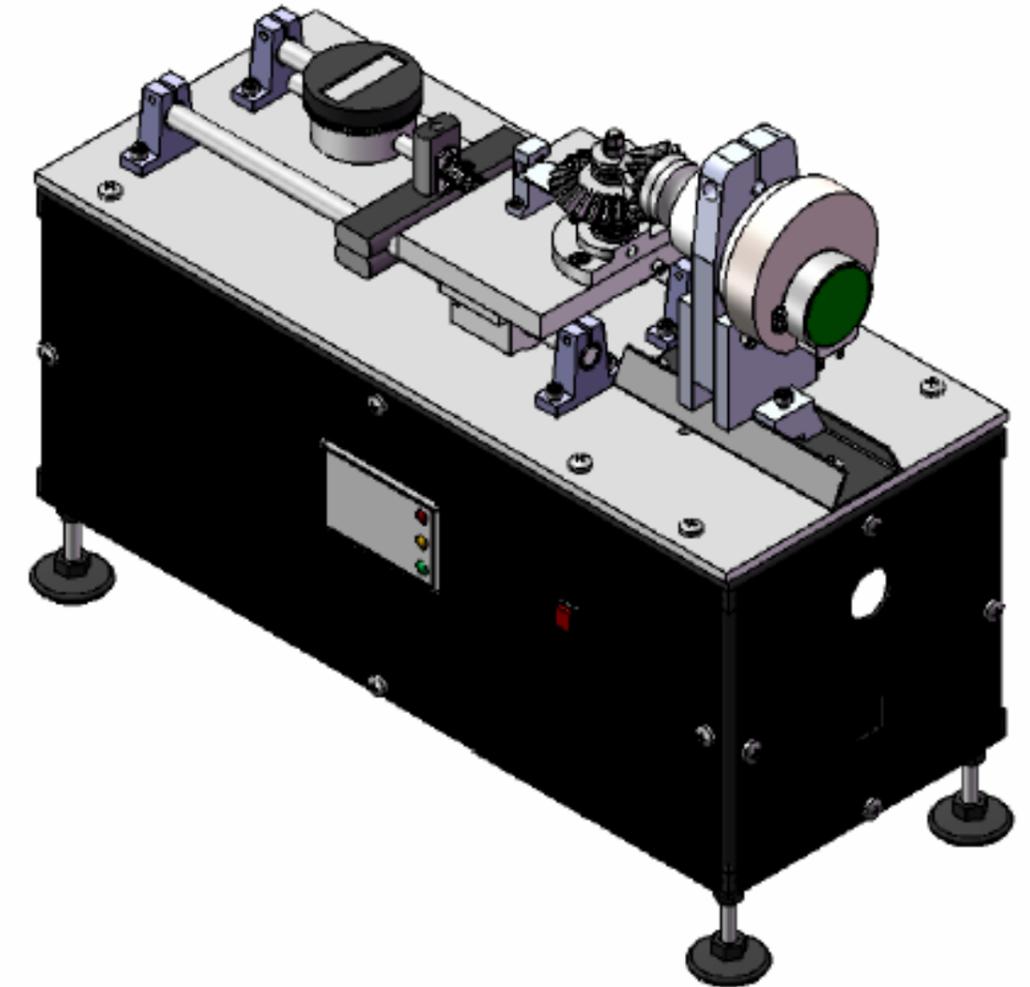
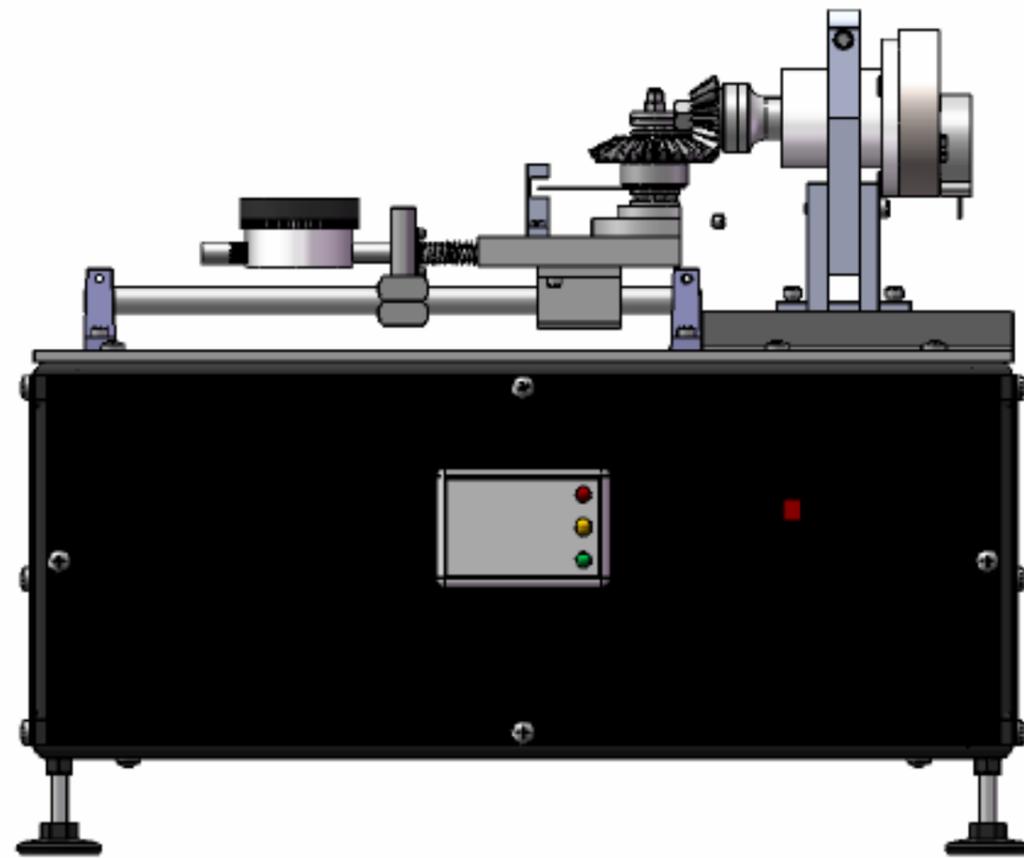
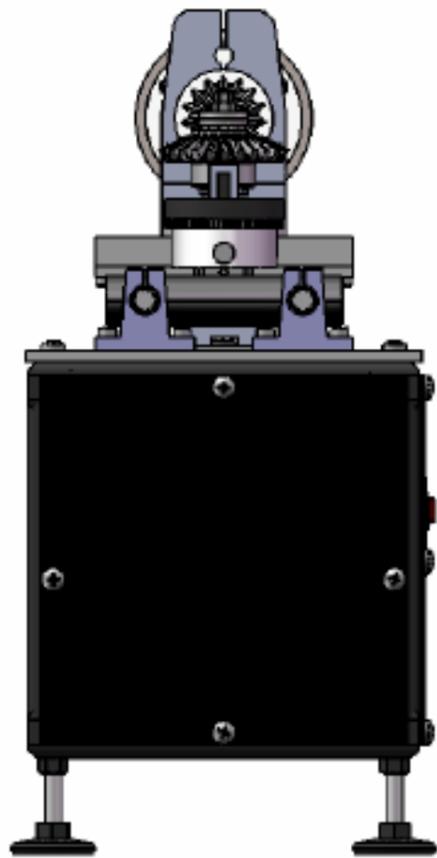
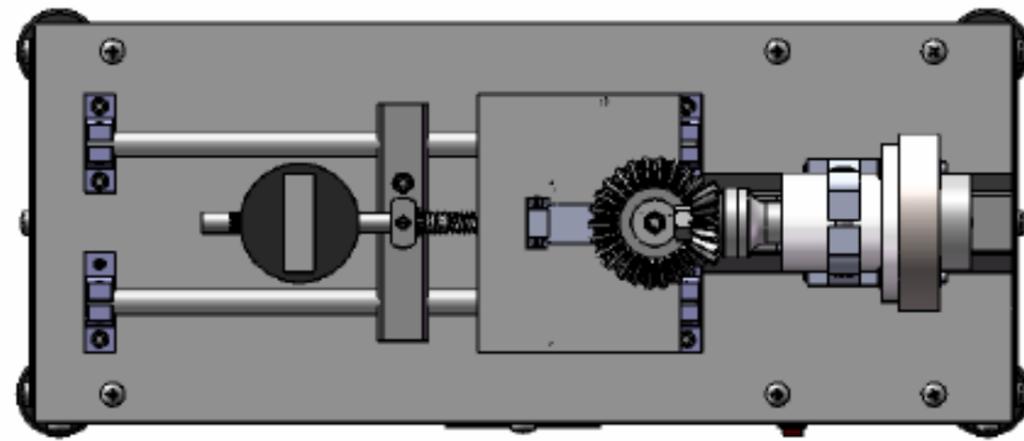
MAT.	ESC. 1 : 1,8	CANT.	PLANO: 02	REVISION	A1
------	--------------	-------	-----------	----------	----



	NOMBRE	FECHA
DIR.	R. JAIMES	30/04/09
EST.	D. GUERRERO	24/04/09
EST.	E. GALLEGO	24/04/09

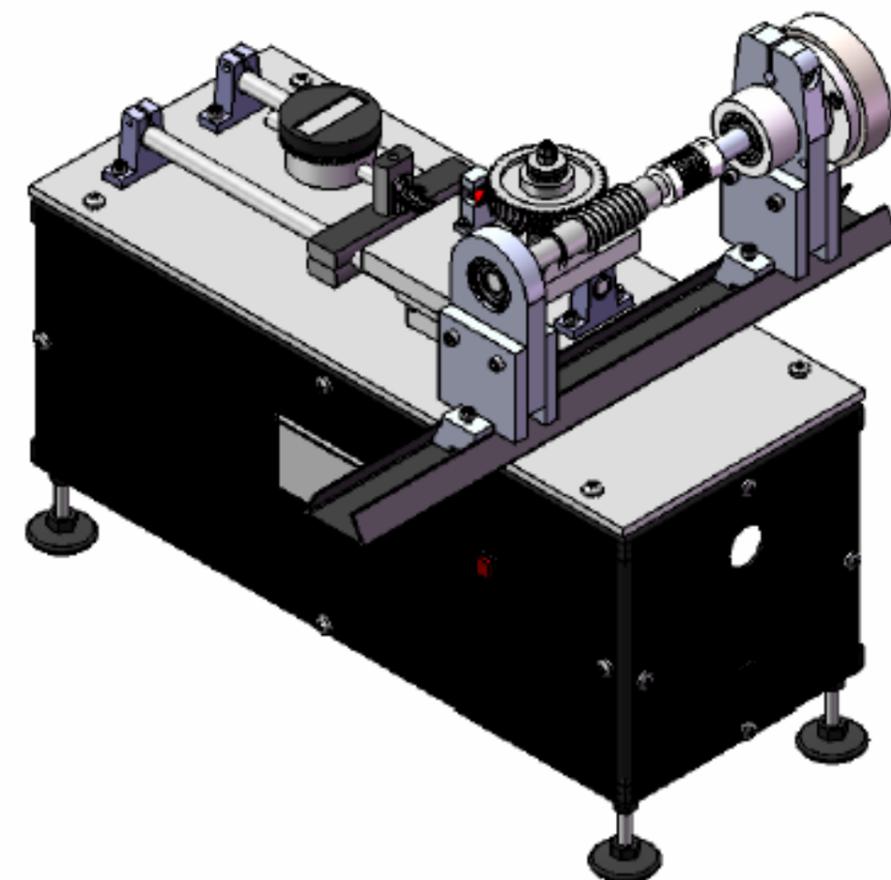
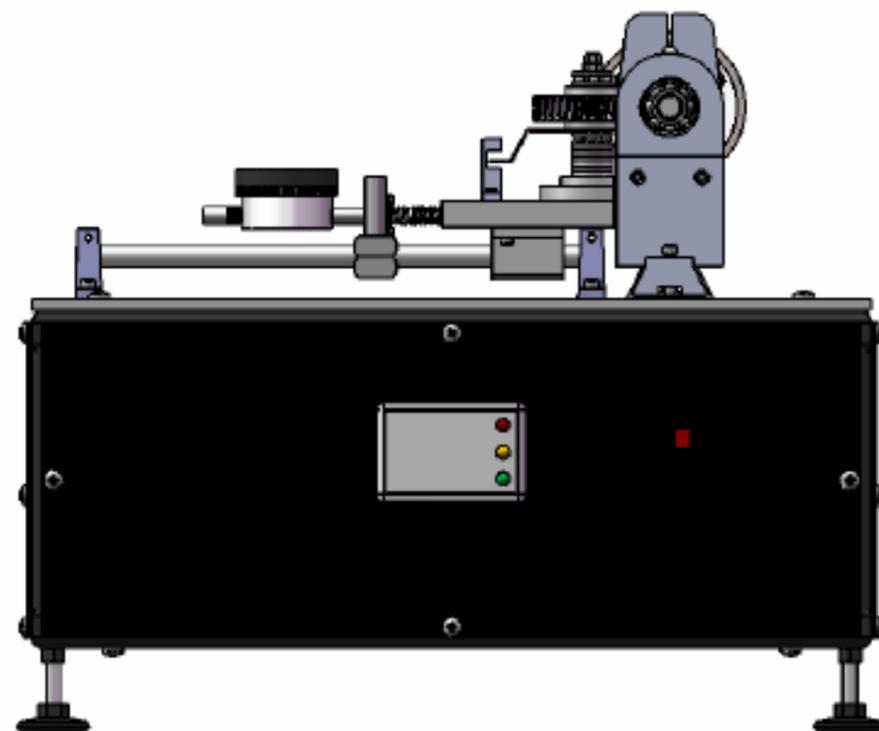
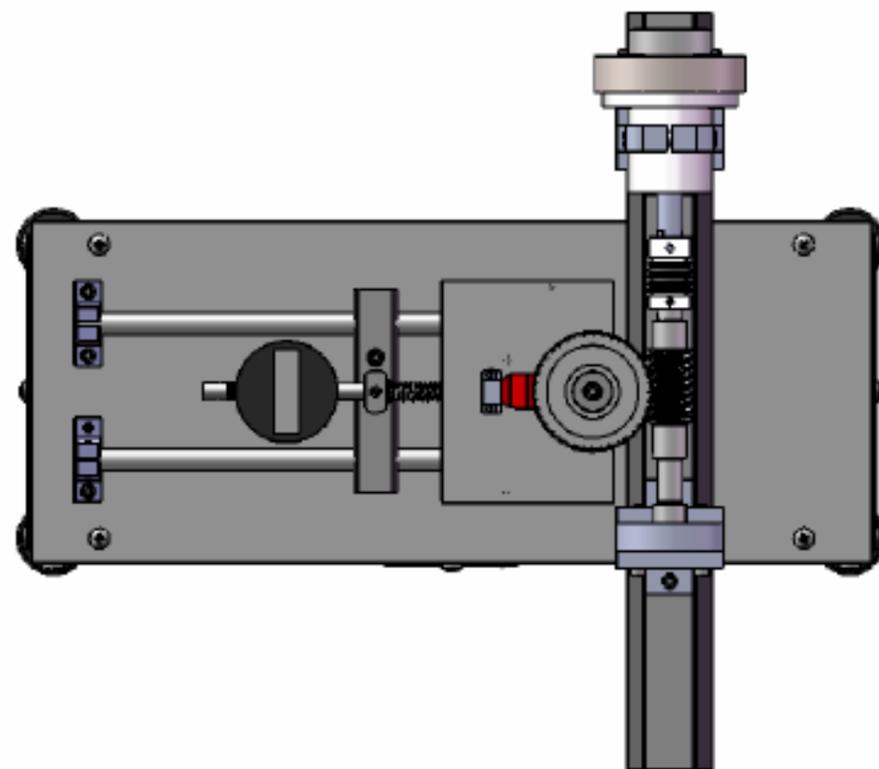
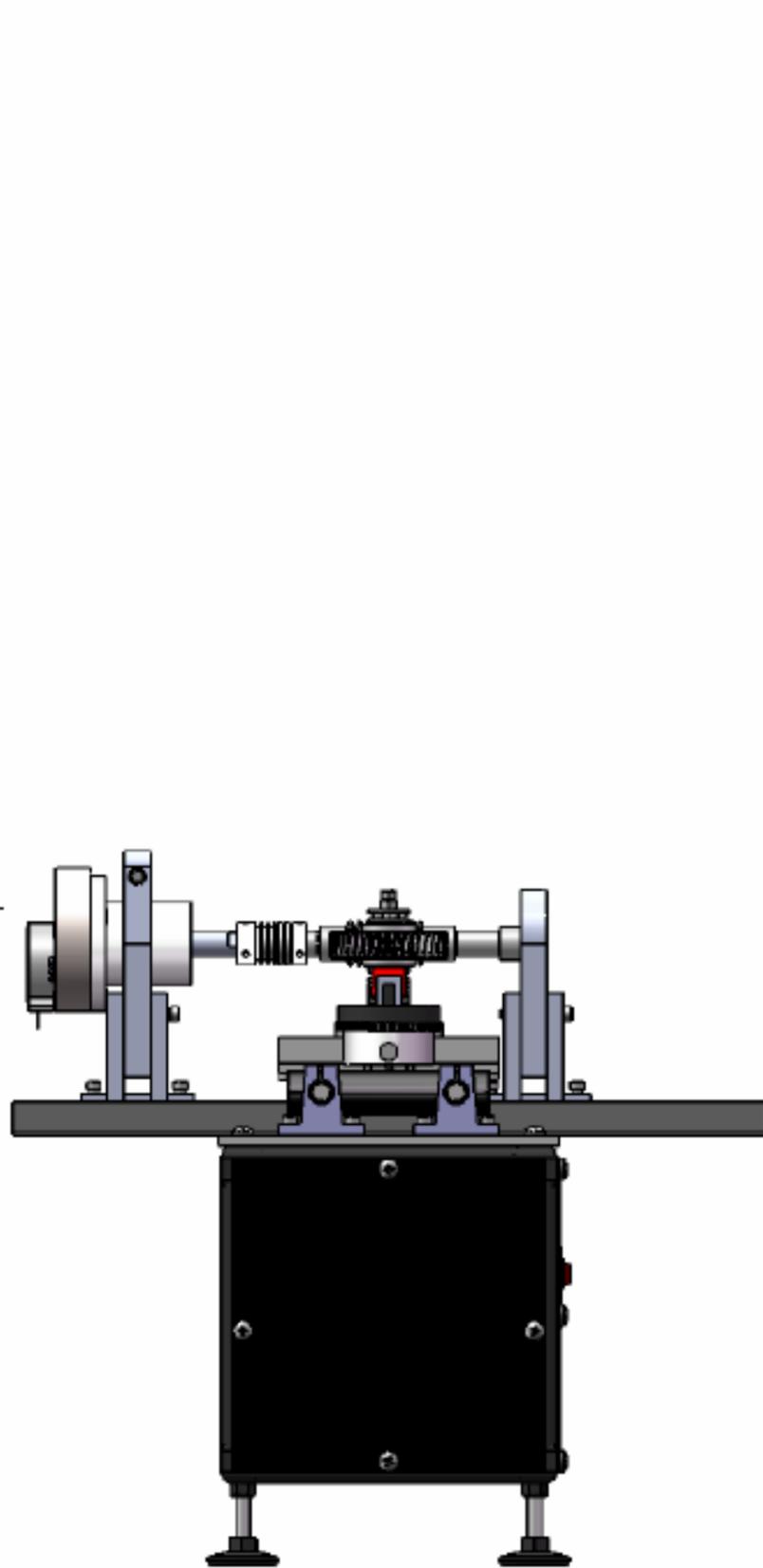
PROYECTO DE GRADO  
OBS.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA			
ADAPTACIÓN DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA DESVIACIÓN RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CÓNICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA			
MONTAJE DE ENGRANAJES HELICOIDALES			
MAT.	ESC.	CANT.	PLANO: 04 REVISIÓN A1
	1 : 1,8		



NOMBRE	FECHA
DIR. R. JAIMES	30/04/09
EST. D. GUERRERO	24/04/09
EST. E. GALLEG0	24/04/09
PROYECTO DE GRADO	
OBS.	

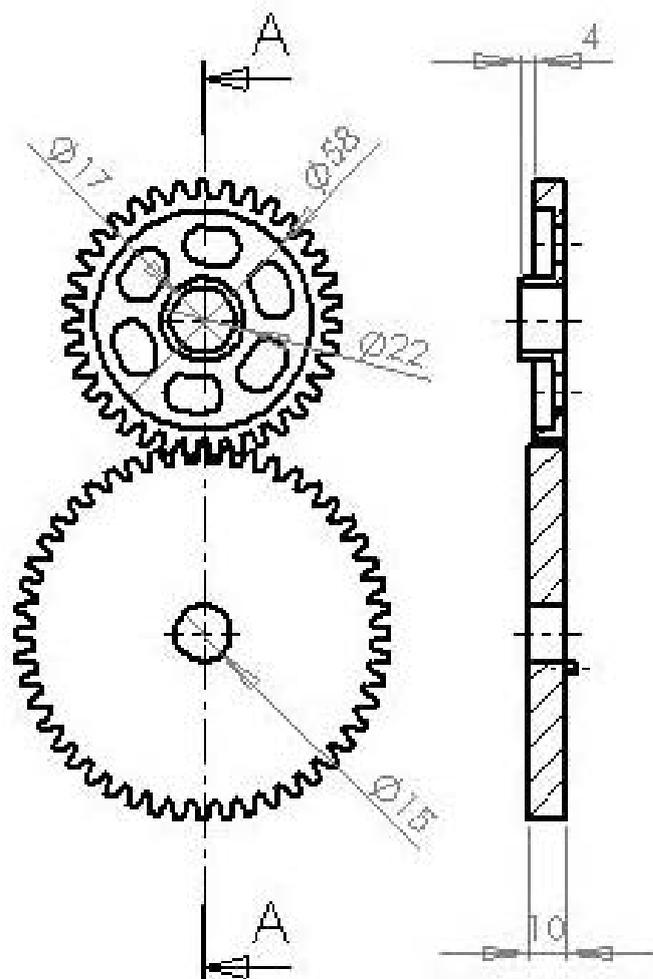
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER				
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				
ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA				
MONTAJE DE ENGRANAJES CONICOS				
MAT.	ESC. 1 : 1.8	CANT.	PLANO: 06	REVISION A1



NOMBRE	FECHA
DIR. R. JAIMES	30/04/09
EST. D. GUERRERO	24/04/09
EST. E. GALLEG0	24/04/09

PROYECTO DE GRADO  
OBS.

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER				
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				
ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN - CORONA				
MONTAJE DE ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN - CORONA				
MAT.	ESC. 1 : 2.1	CANT.	PLANO: 08	REVISION A1

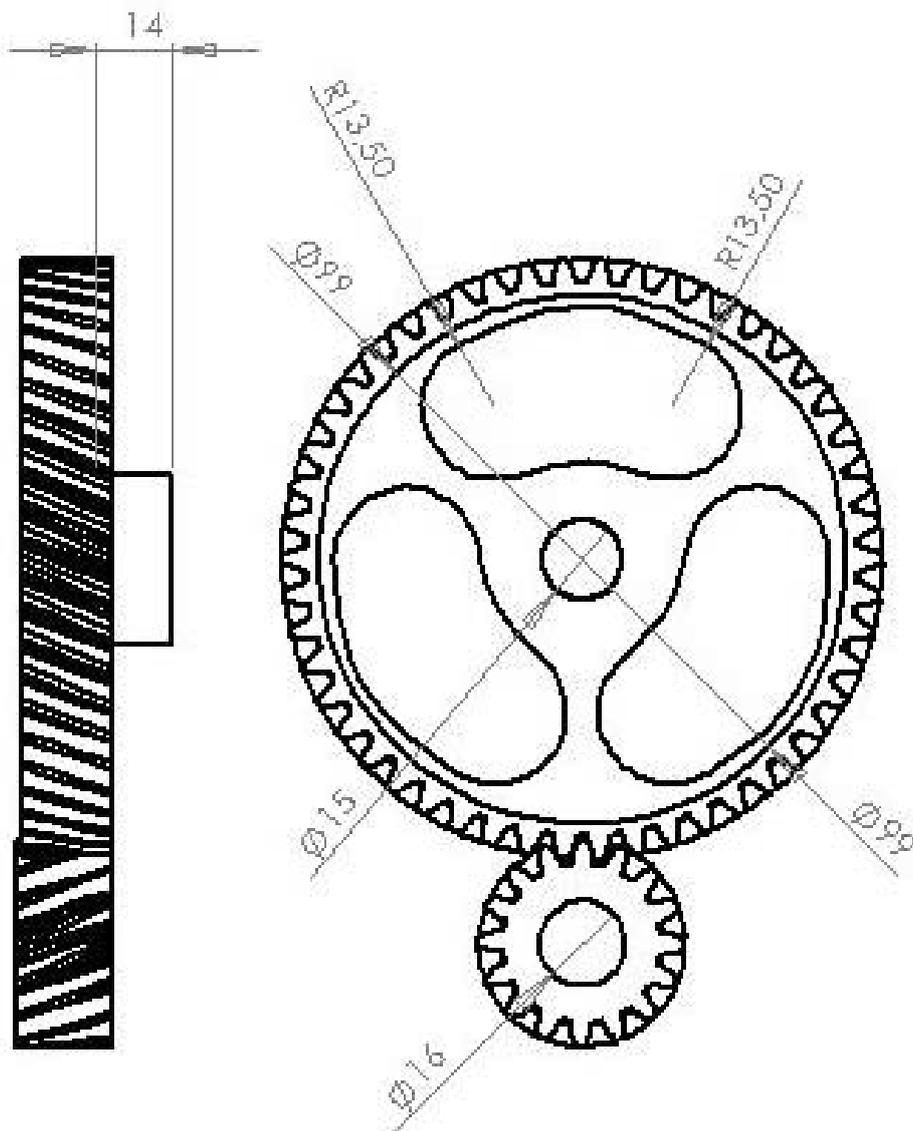


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 2

	RUEDA	PIÑÓN
MÓDULO	2	2
Nº DE DIENTES	50	25
ÁNGULO DE PRESIÓN	20	20
ANCHURA DE CARA	10	10
DIÁMETRO DE EJE NOMINAL	15	17
DIÁMETRO EXTERIOR	104	54



		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.		R. JAIMES	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.		D. GUERRERO	24/04/2007	
EST.		E. GALLEG	24/04/2007	
PROYECTO DE GRADO				ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA
OBS:				MONTAJE DE ENGRANAJES RECTOS
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				ENGRANAJES RECTOS
				A4
MAT: ACERO 1045		ESC : 1:2	CANT: 3	PLANO : 9



MÓDULO	2
ÁNGULO DE PRESIÓN	20
ÁNGULO DE HELICE	23
Nº DE DIENTES DE LA RUEDA	50
DIRECCION DE HELICE DE LA RUEDA	IZQUIERDA
Nº DE DIENTES DEL PIÑÓN	16
DIRECCION DE HELICE DEL PIÑÓN	DERECHA



	NOMBRE	FECHA
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2009
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2009

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA

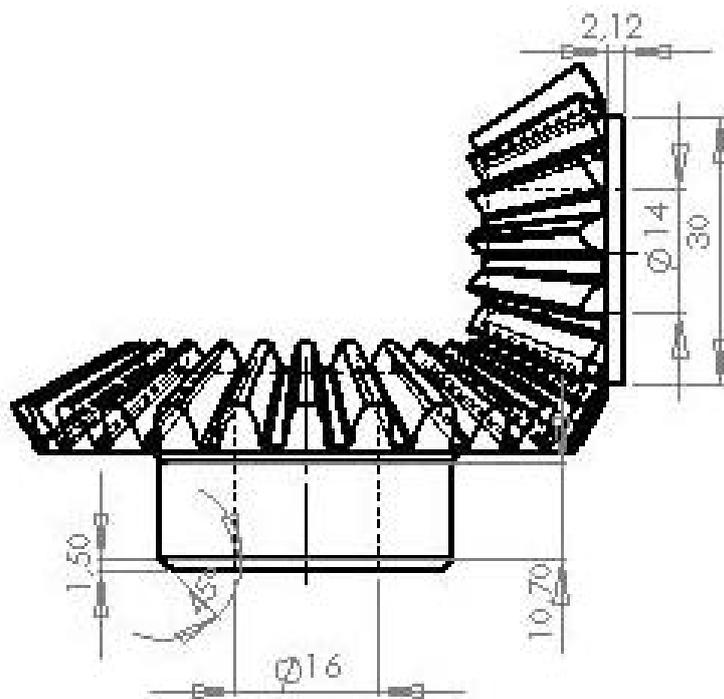
PROYECTO DE GRADO

OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias  $\pm 0,5$  y  $\pm 1^\circ$

MONTAJE DE ENGRANAJES HELICOIDALES

ENGRANAJES HELICOIDALES

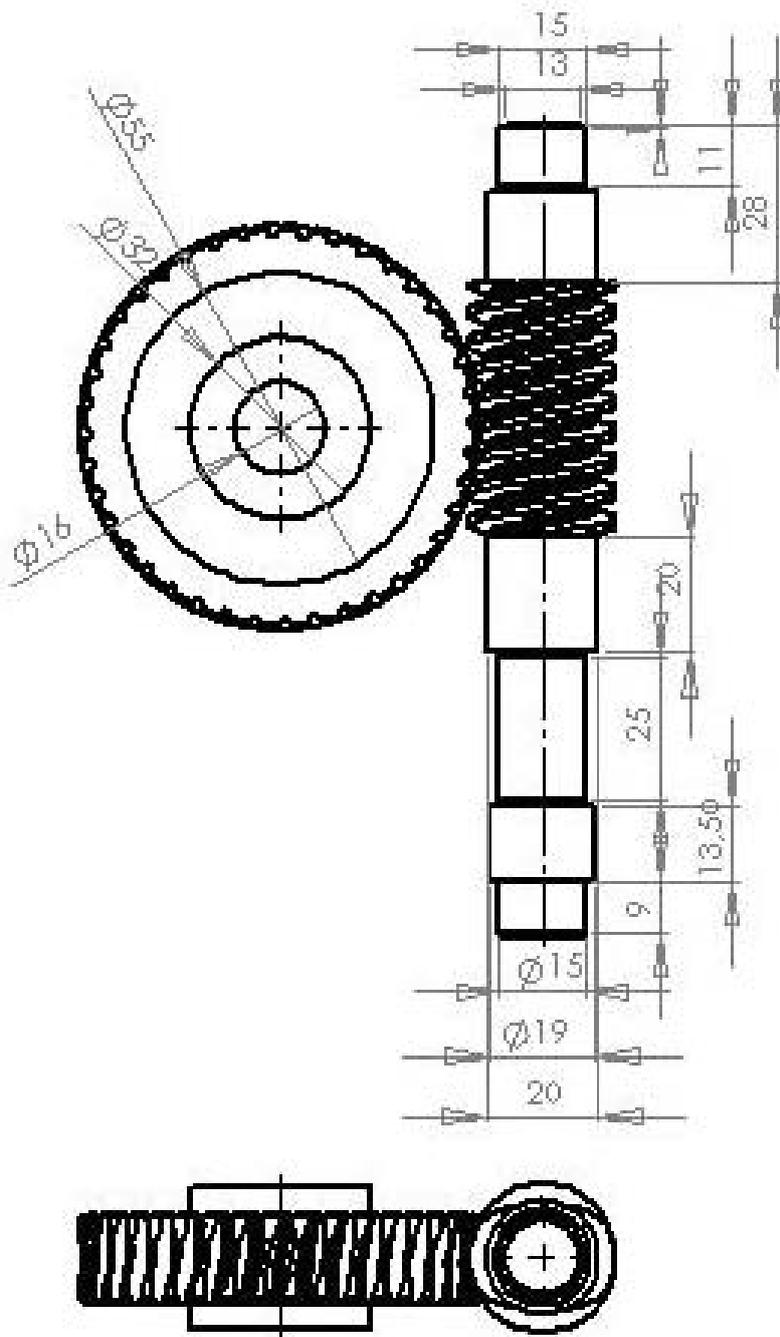
			A4
			1:1
MAT: ACERO 1045	ESC: 1:1,4	CANT: 5	PLANO: 10



	RUEDA	PIÑÓN
MÓDULO	2.5	2.5
Nº DE DIENTES	26	15
ÁNGULO	30	60
ÁNGULO DE PRESIÓN	14.5	14.5
<b>Dp</b>	65	37.5



		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.	R. JAMES	30/04/2009
EST.	D. CUERPERRO	24/04/2009
EST.	E. CAÑEJO	24/04/2009
PROYECTO DE GRADO		ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA
OBS:		MONTAJE DE ENGRANAJES CÓNICOS
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0.5$ y $\pm 1^\circ$		ENGRANAJES CÓNICOS
		A4
		PLANO : 11



	TO RINILLO	CORONA
MÓDULO	1.65	1.65
PASO	5.2	5.2
N° ENTRADAS	2	-----
N° DIENTES	-----	40
$D_p$	23	66
AVANCE	10.4	-----
ÁNGULO DE PERNO	20	20



	NOMBRE	FECHA
DIREC	F. JAMES	30/04/2007
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007
EST.	E. CALLECO	24/04/2007

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

PROYECTO DE GRADO

OB: Salvo indicación contraria  
 cotas en milímetros  
 ángulos en grados  
 tolerancias  $\pm 0.5$  y  $\pm 1^\circ$

ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN-CORONA

MONTAJE SIN FIN - CORONA

ENGRANAJES DE TORNILLO SIN FIN - CORONA

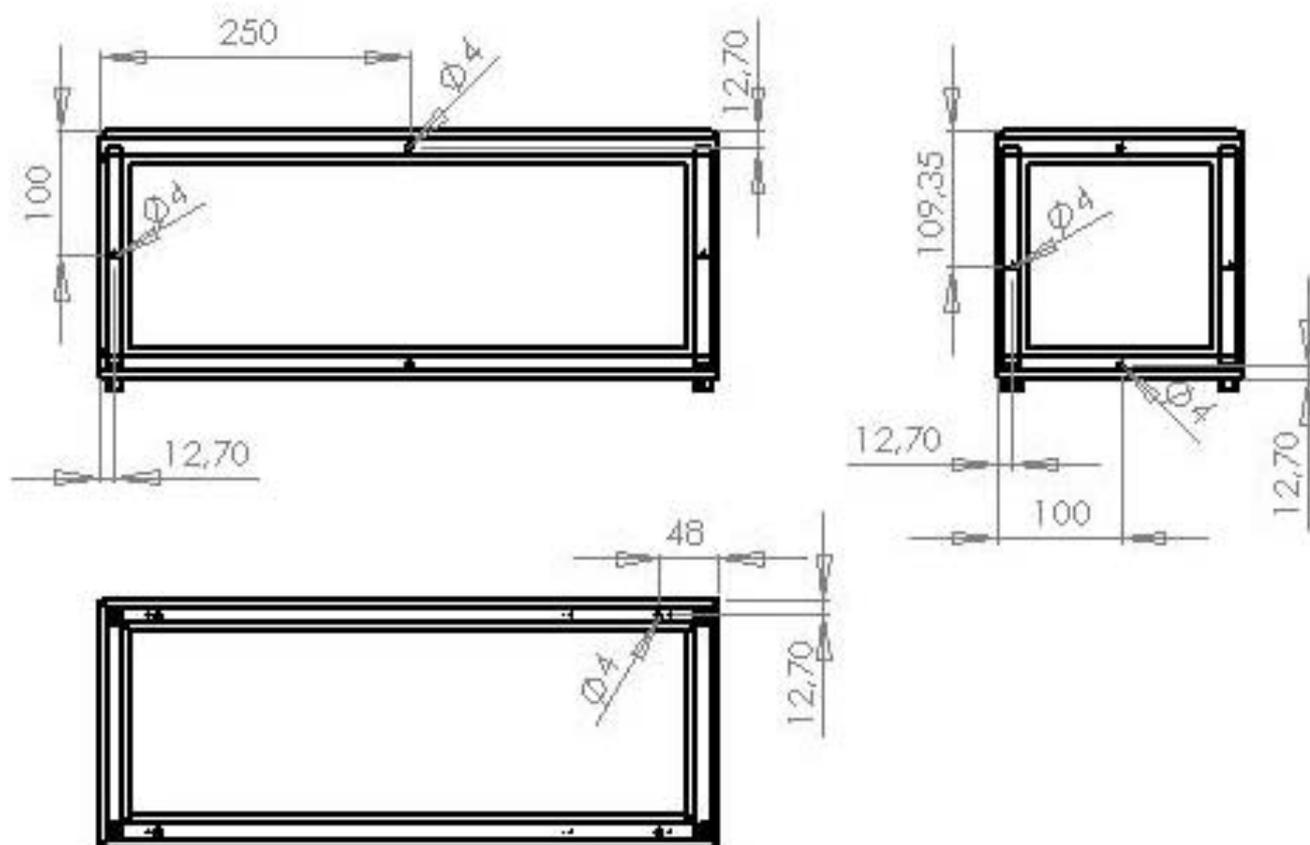
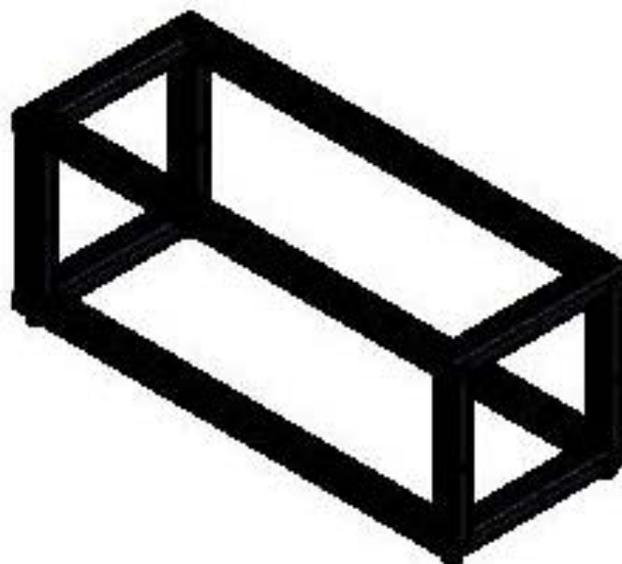
A4

MAT. ACERO 1045 ESC. 1:1.2 CANT. 5 PLANO : 12

## REVISIÓN

FECHA: 24/04/09

Perforar agujeros de 4 mm de diámetro, cotas indicadas en el plano.

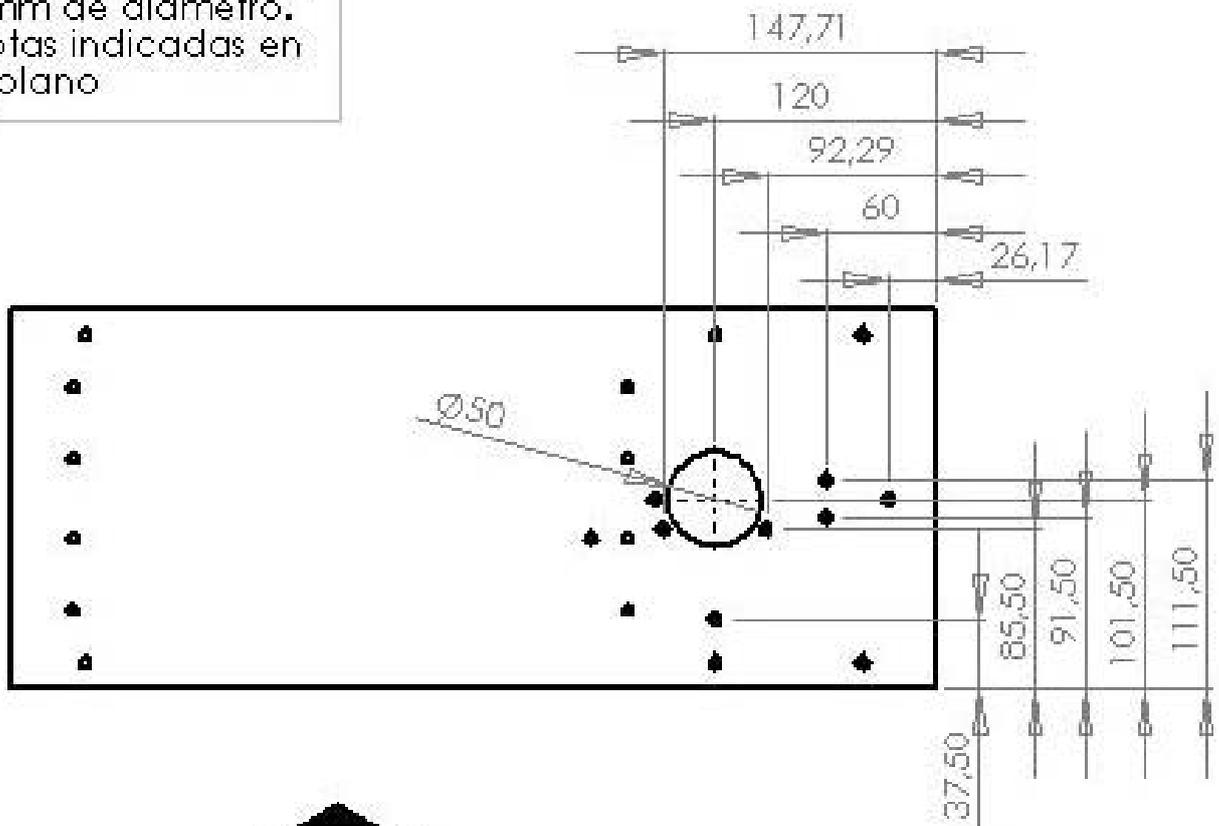


NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIMES	30/DA/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/DA/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA	
EST.	E. GALLEGÓ	24/DA/2009	BASTIDOR	
PROYECTO DE GRADO			ESTRUCTURA	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	
MAT: PERFIL DE ACERO		ESC: 1:5	CANT: 1	PLANO: 13

## REVISIÓN

**FECHA: 24/04/09**

Perforar agujeros de 6 mm de diámetro.  
Cotas indicadas en el plano

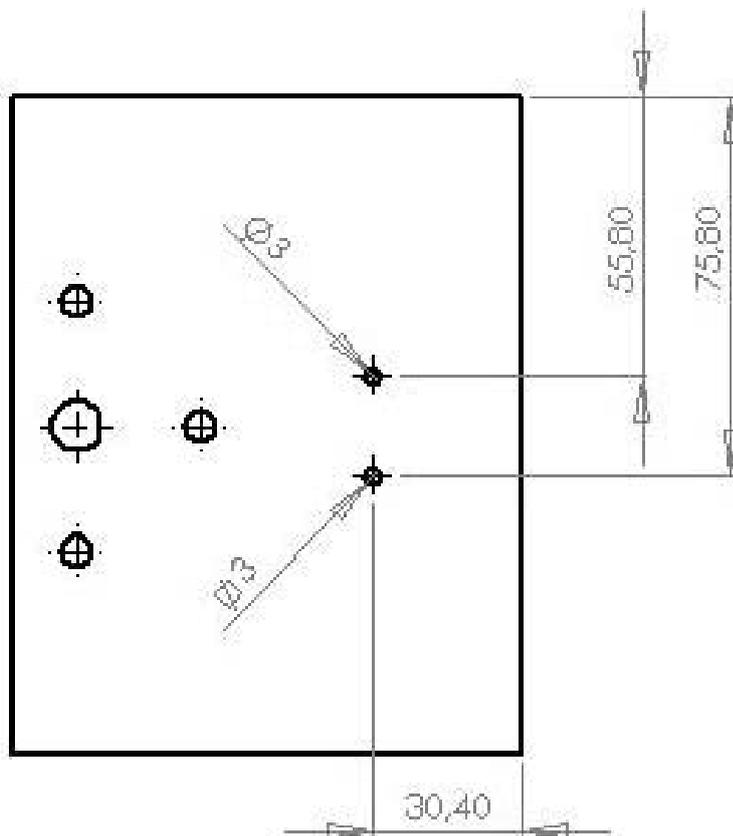
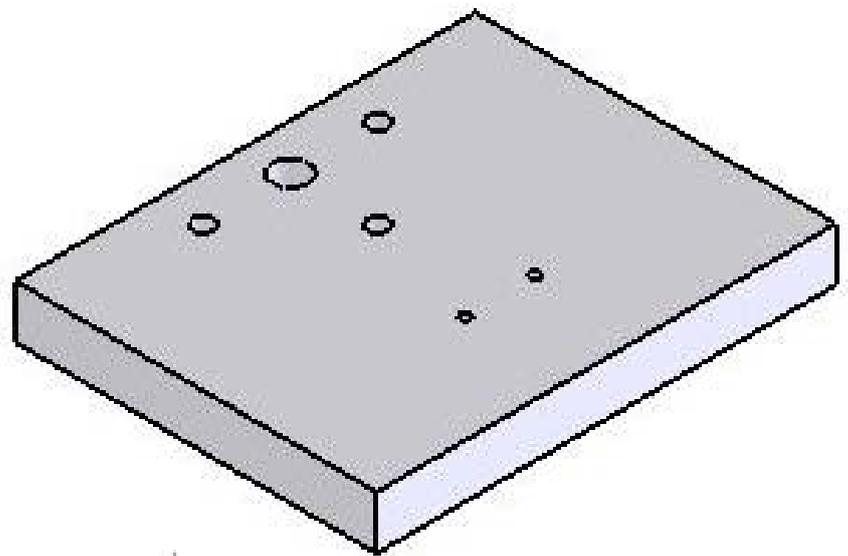


	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAÍMES	30/04/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA LA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO MTRIN-CORONA	
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2009	BASTIDOR Y PORTA - CARÁTULA	
PROYECTO DE GRADO			PLACA DE SOPORTE Y RESORTE	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	
			A4	
MAT: ACERO		ESC : 1:4	CANT: 2	PLANO : 16

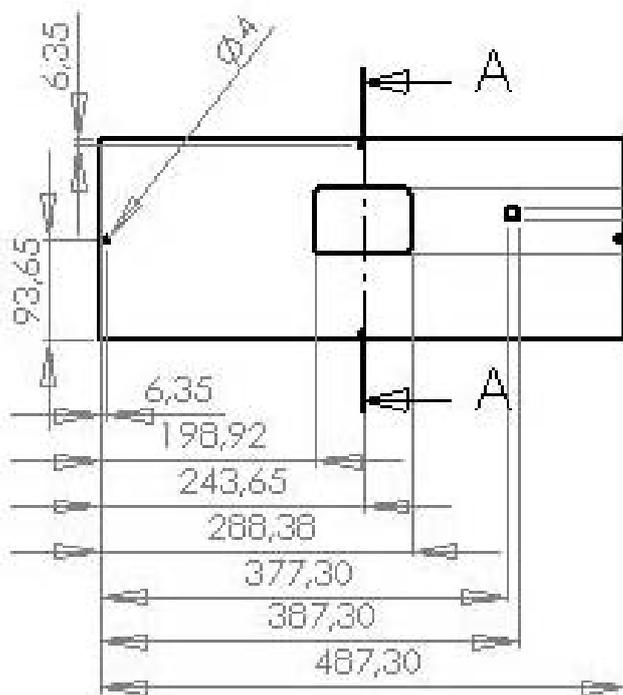
## REVISIÓN

**FECHA: 24/04/09**

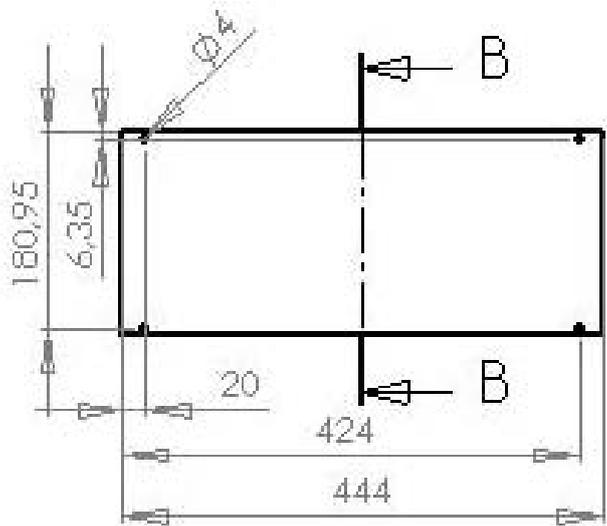
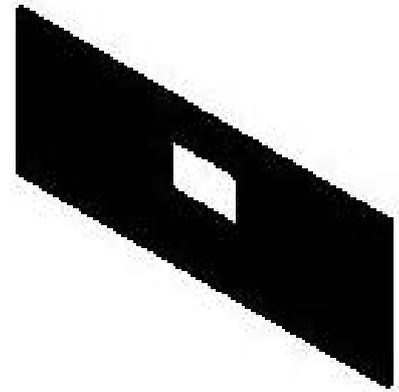
Perforar agujeros de 3 mm de diámetro.  
Cotas indicadas en el plano



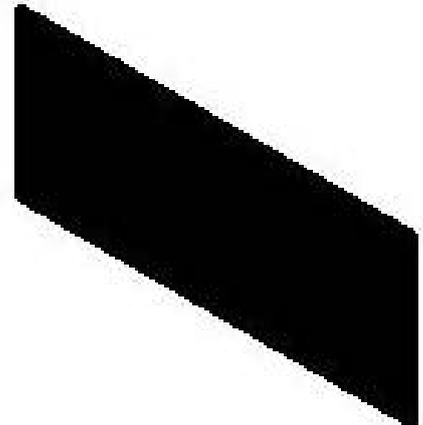
	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA	
EST.	E. GALLEGU	24/04/2009	MESA MÓVIL	
PROYECTO DE GRADO			PLACA DE PRUEBA	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	
MAT: ALUMINIO		ESC: 1:1,5	CANT: 1	PLANO : 24



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 7

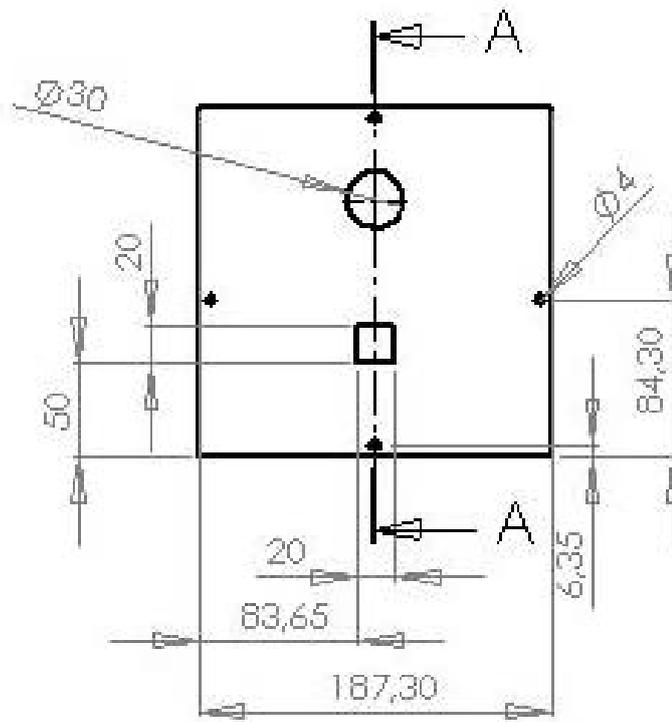
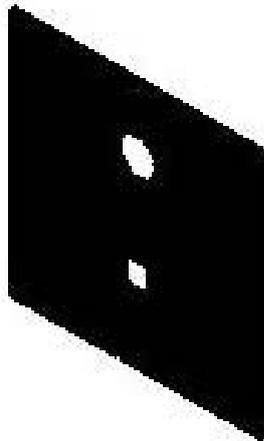


SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 7

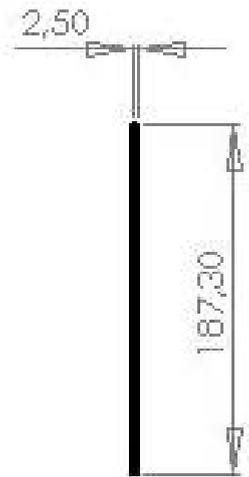
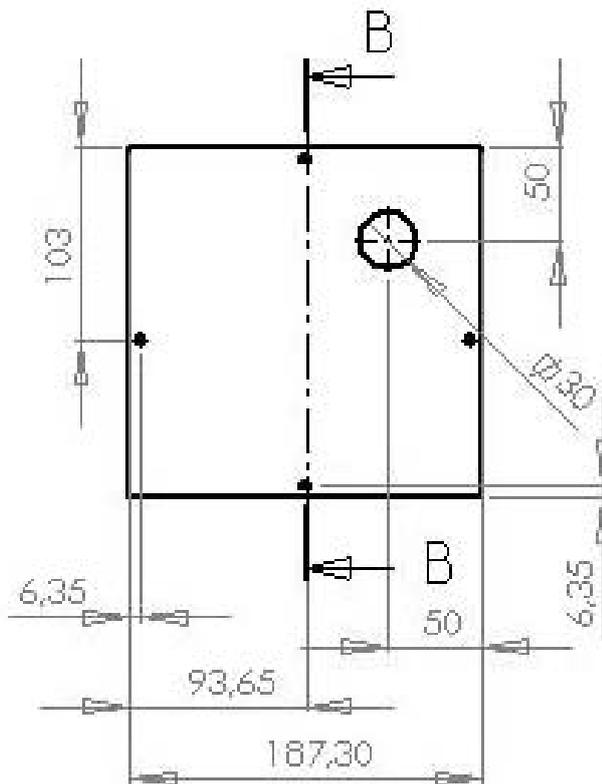
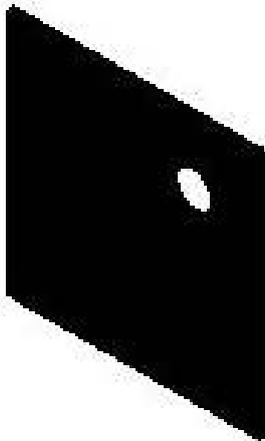


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

NOMBRE		FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIME S	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA		
EST.	E. GALLEG O	24/04/2007	BASTIDOR		
PROYECTO DE GRADO		PANEL FRONTAL Y POSTERIOR			
OBS:		A4			
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$		MAT: ACRILICO			
		ESC: 1:7		CANT: 2	
		PLANO : 14			



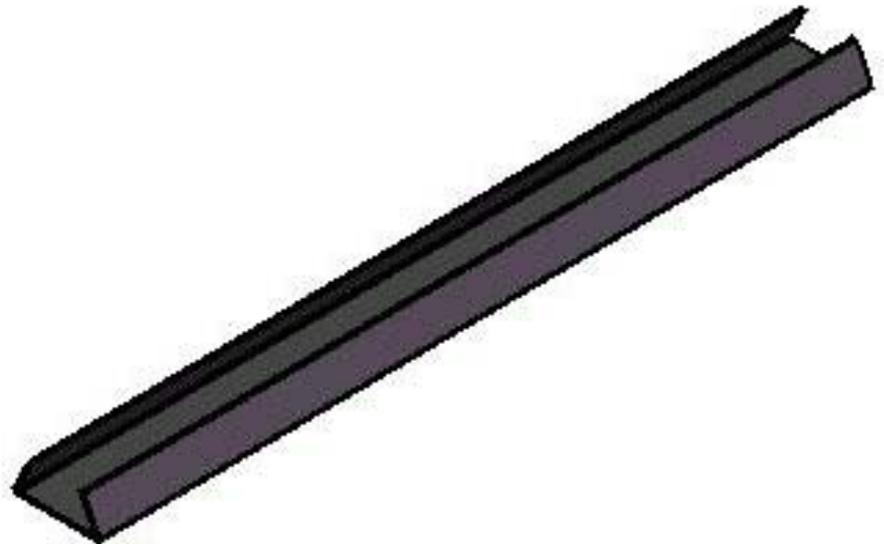
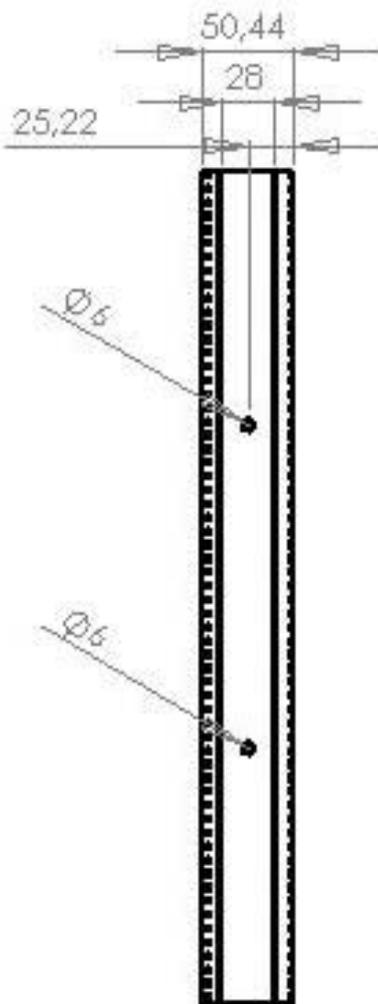
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 4



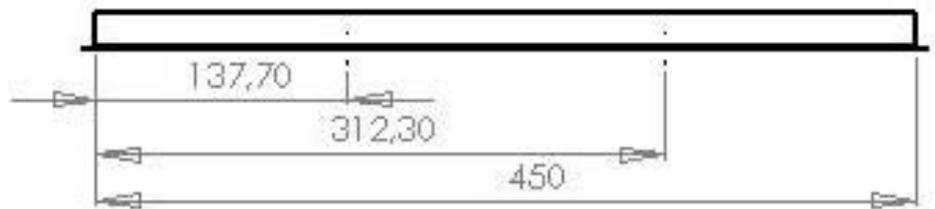
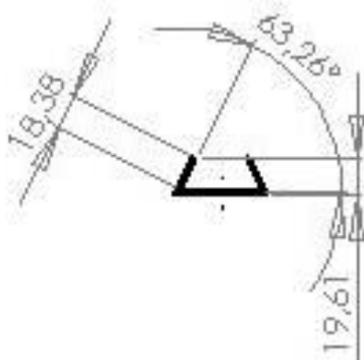
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 4



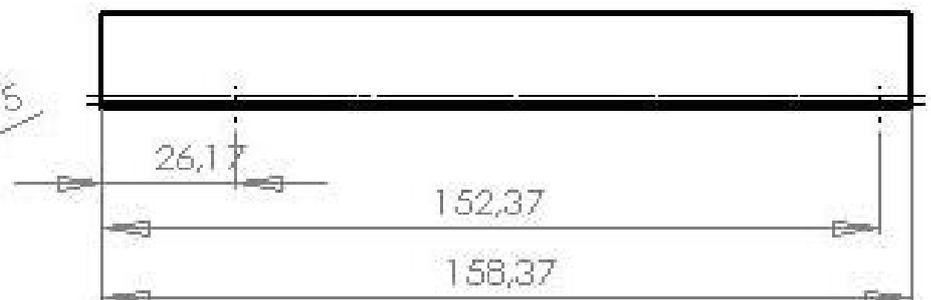
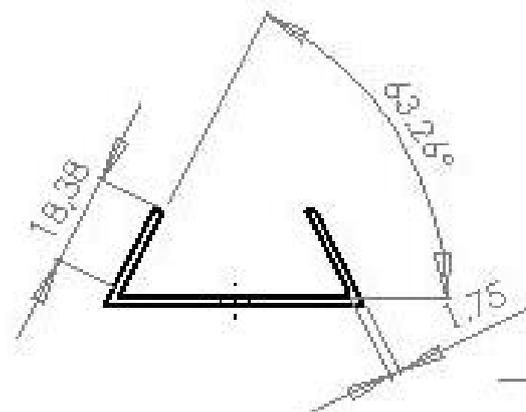
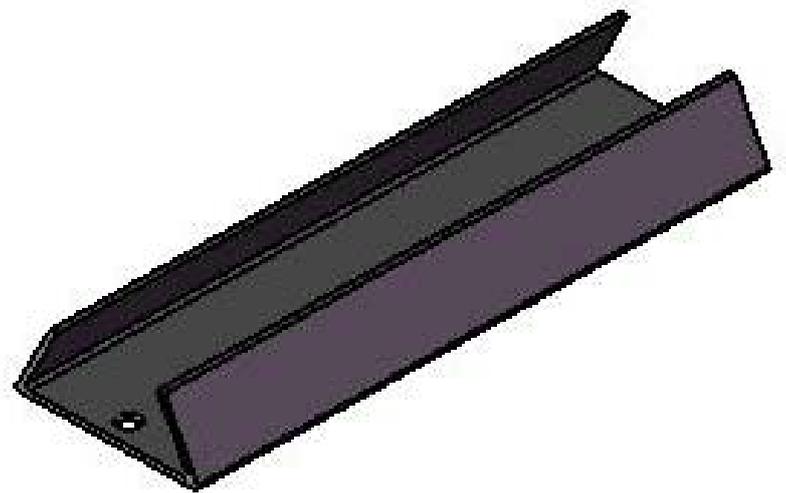
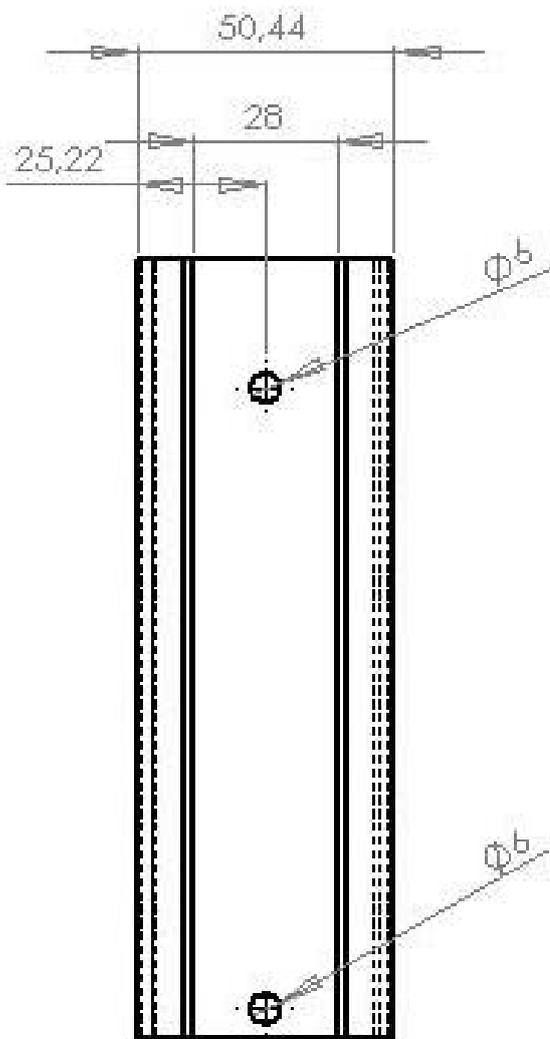
NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CONCHA	
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2007	BASTIDOR	
PROYECTO DE GRADO			PANELES DERECHO E IZQUIERDO	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4	
MAT: ACRILICO		ESC : 1:4	CANT: 2	PLANO : 15



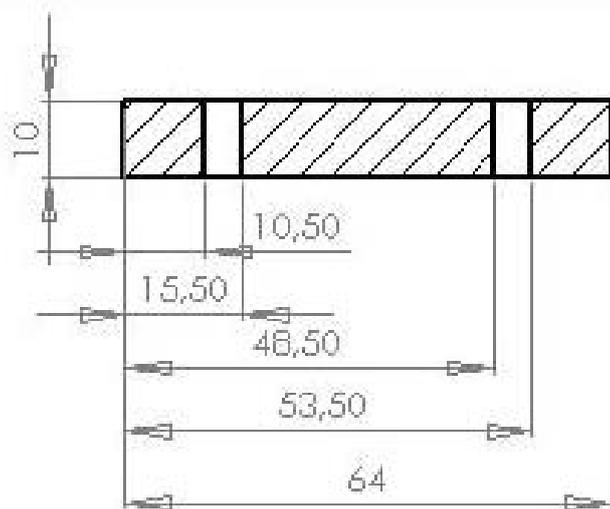
ESC. 1:3



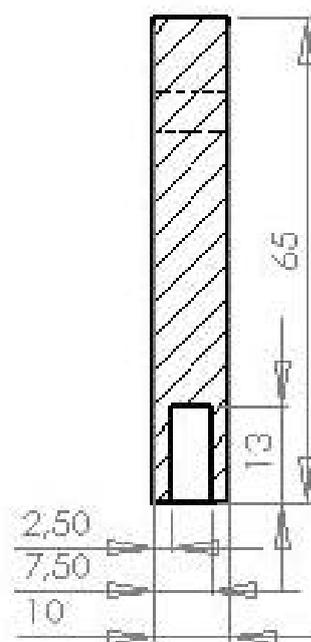
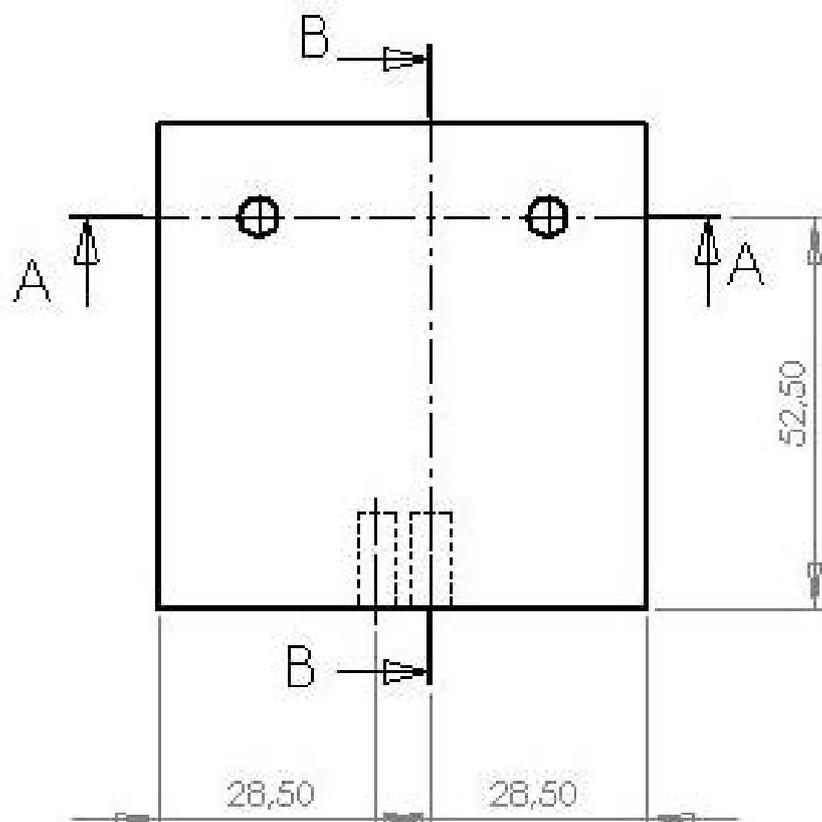
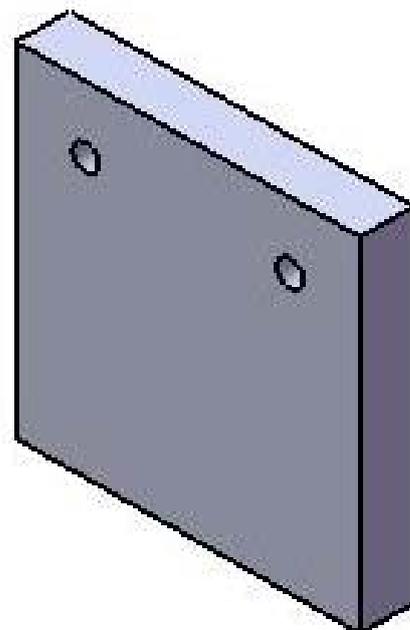
		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.		R. JAIMES	30/DA/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.		D. GUERRERO	24/DA/2009		
EST.		E. GALLEGU	24/DA/2009		
PROYECTO DE GRADO				ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO 3MMN-CORONA	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				MONTAJE DE ENGRANAJES SIN FIN - CORONA	
				GUÍA O RIEL	
				A4	
		MAT: ACERO CALIBRE 14	ESC: 1:4	CANT: 1	PLANO : 28



NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIME	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORRILLO 3MMN-CORONA	
EST.	E. GALLEG	24/04/2007	MONTAJE DE ENGRANAJE CÓNICO	
<b>PROYECTO DE GRADO</b> <b>OBS:</b> Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			GUÍA O RIEL	
			A4	
MAT: ACERO CALIBRE 14		ESC: 1:1,5	CANT: 1	PLANO : 27



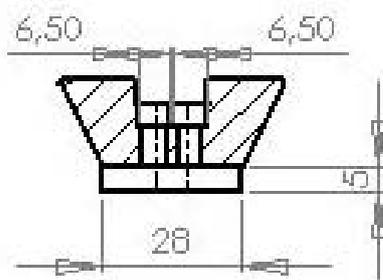
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



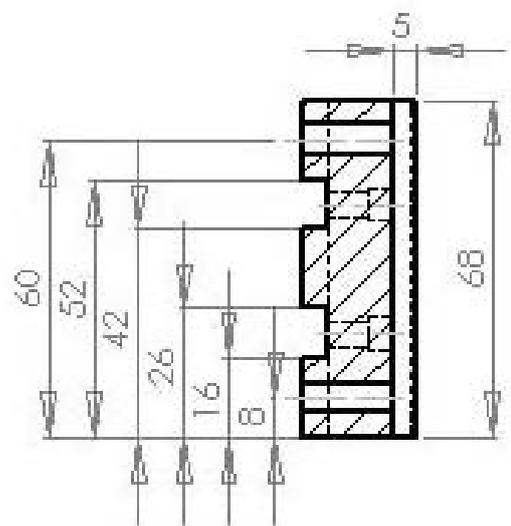
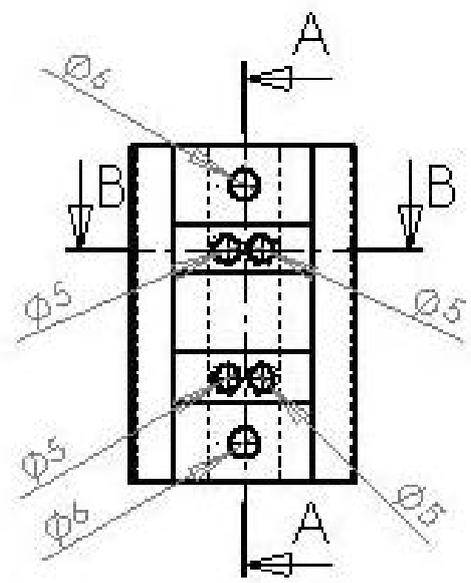
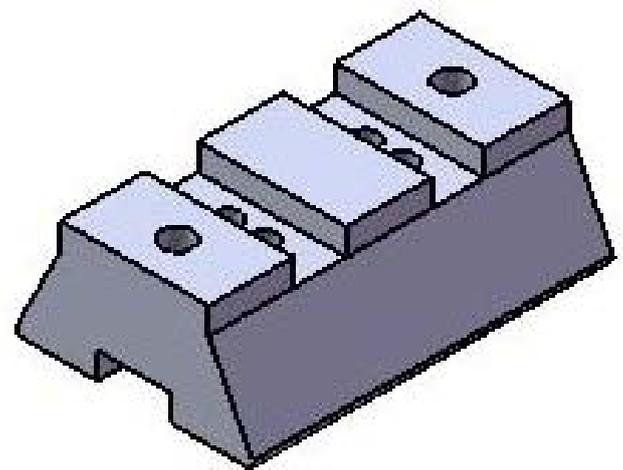
SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1



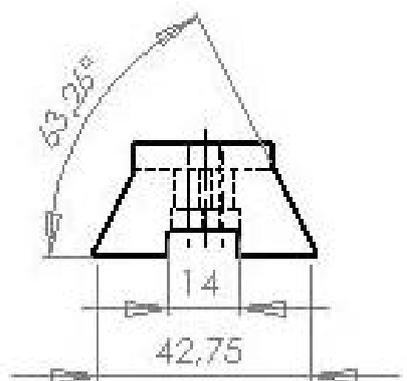
		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.		R. JAIMES	30/DA/2009	
EST.		D. GUERRRERO	24/DA/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.		E. GALLEG0	24/DA/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN-CORONA
PROYECTO DE GRADO				SOPORTE DEL HUSILLO Y TORNILLO SIN FIN
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				PAREDES VERTICALES
				A4
		MAT: ALUMINO	ESC : 1:1	CANT: 4
				PLANO 30



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1.5

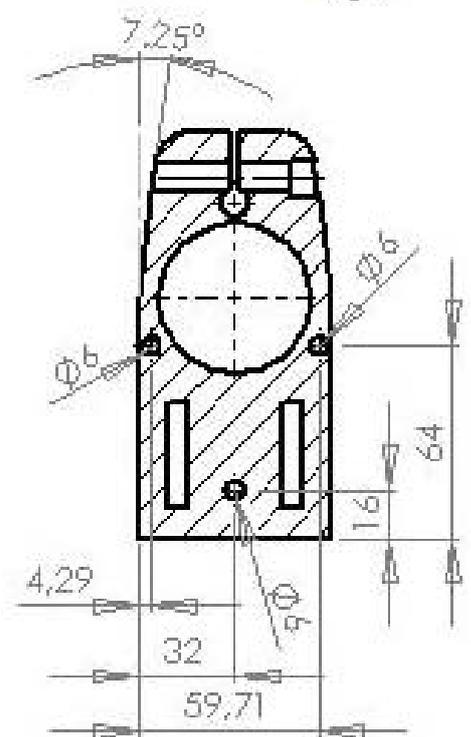
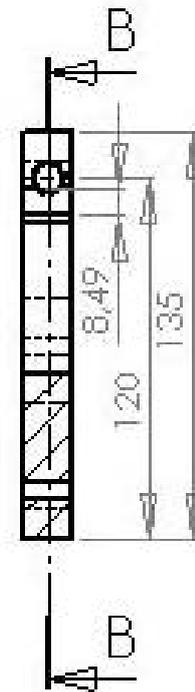
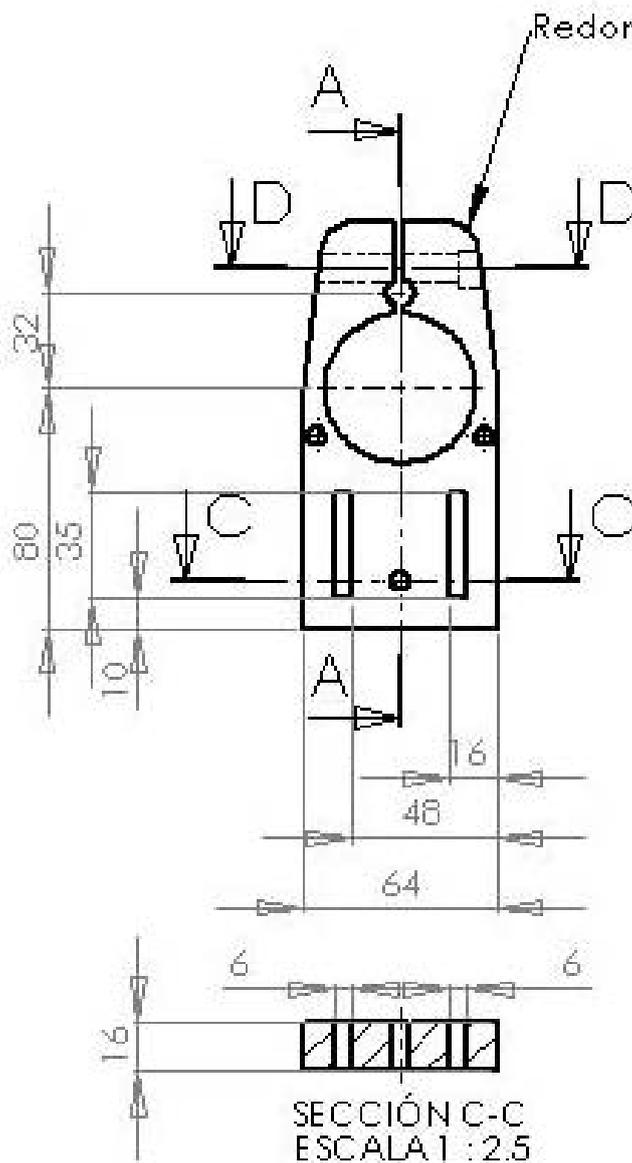
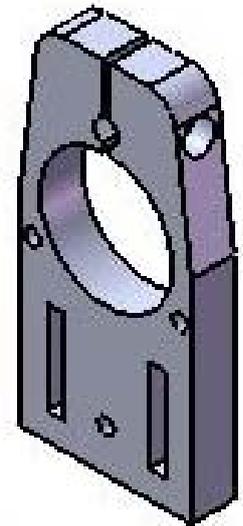


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.5

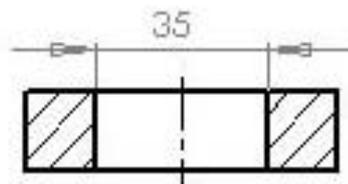


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

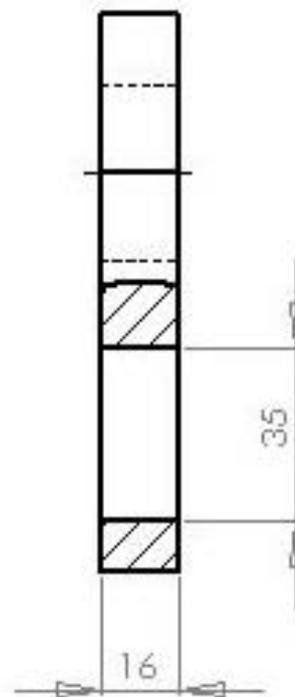
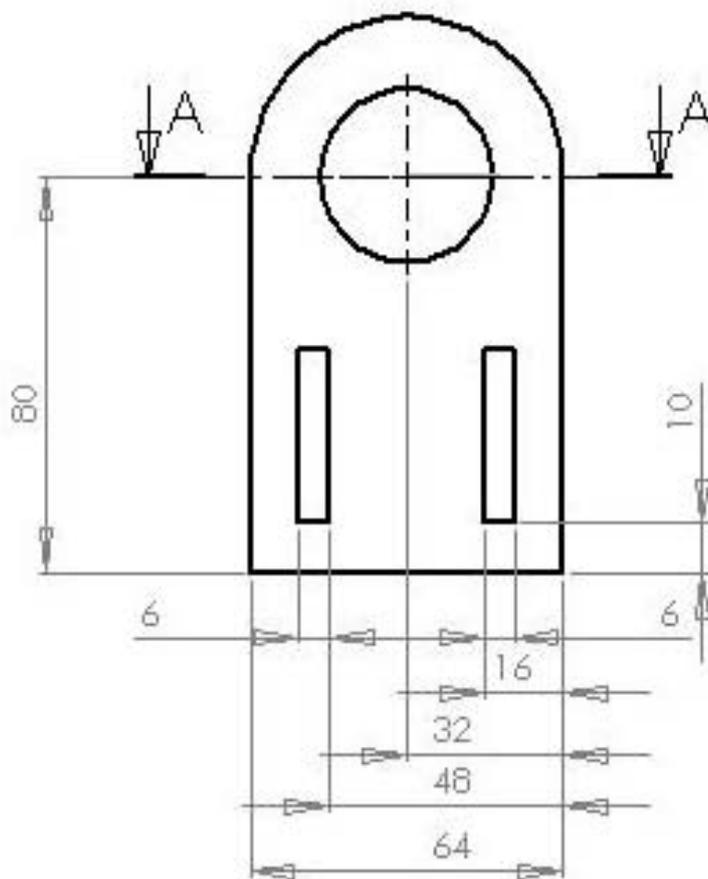
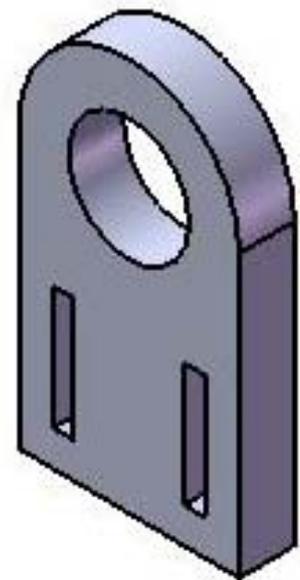
NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2009		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009		
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA LA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA	
PROYECTO DE GRADO			SOPORTE DEL HUSILLO Y DEL TORNILLO SIN FIN	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			BASE O CUNA	
			A4	
MAT: ALUMINIO		ESC: 1:1.5	CANT: 2	PLANO 28



NOMBRE		FECHA		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.	R. JAÍMES	30/04/2007		
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007		
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2007		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
PROYECTO DE GRADO				ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				SOPORTE DEL HUSILLO
				PLATINA INTERMEDIA
				A4
MAT: ALUMINIO		ESC: 1:2.5	CANT: 1	PLANO : 31



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.5



	NOMBRE	FECHA
DIR. BC.	R. JAIMES	30/04/2009
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2009

PROYECTO DE GRADO

OBS:  
Salvo indicación contraria  
cotas en milímetros  
ángulos en grados  
tolerancias  $\pm 0,5$  y  $\pm 1^\circ$

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA  
DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES  
HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN-CORONA

SOPORTE DEL TORNILLO SIN FIN

PLATINA INTERMEDIA

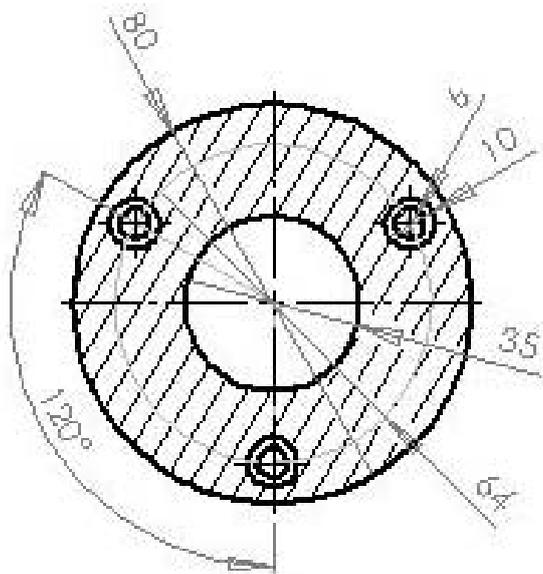
A4

MAT: ALUMINO

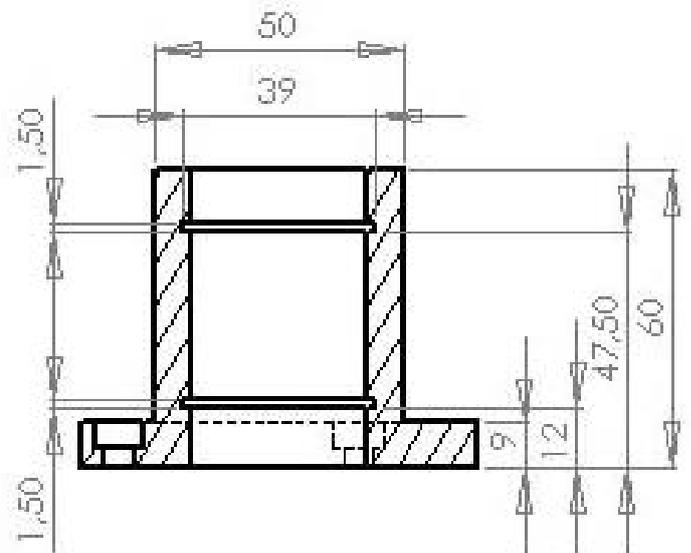
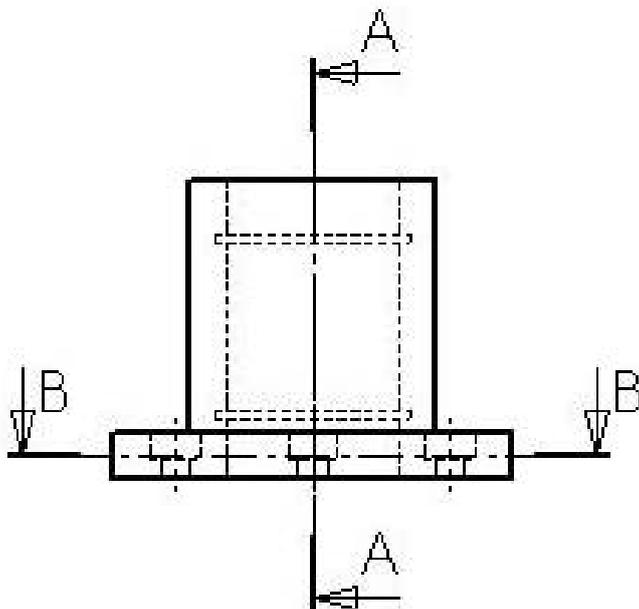
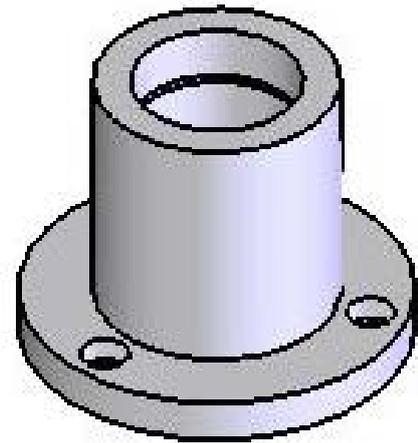
ESC: 1:1.5

CANT: 1

PLANO : 32



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1.5



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1.5

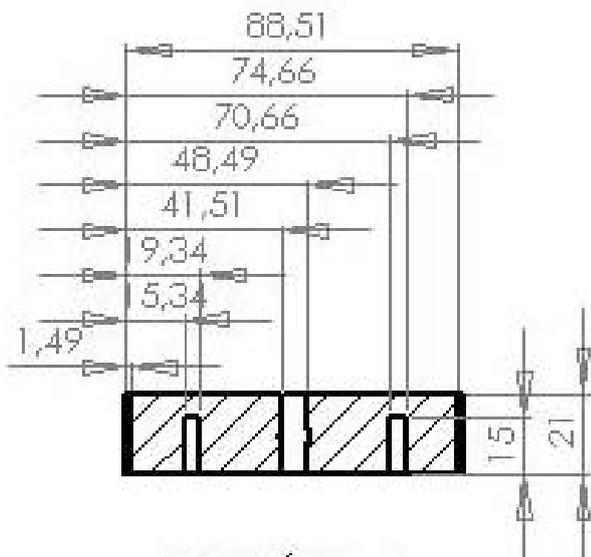


	NOMBRE	FECHA
DIREC.	R. JAIME S	30/04/2009
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009
EST.	E. GALLEG	24/04/2009

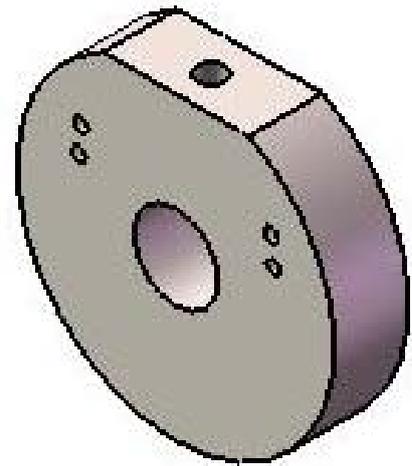
PROYECTO DE GRADO

NOTAS:  
Salvo indicación contraria  
cotas en milímetros  
ángulos en grados  
tolerancias  $\pm 0,5$  y  $\pm 1^\circ$

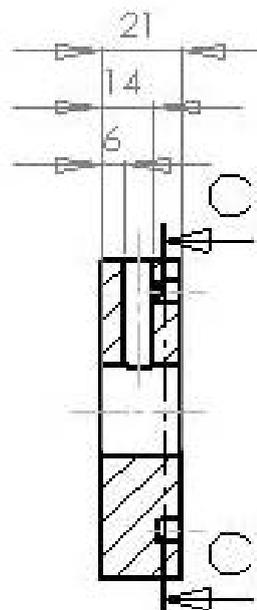
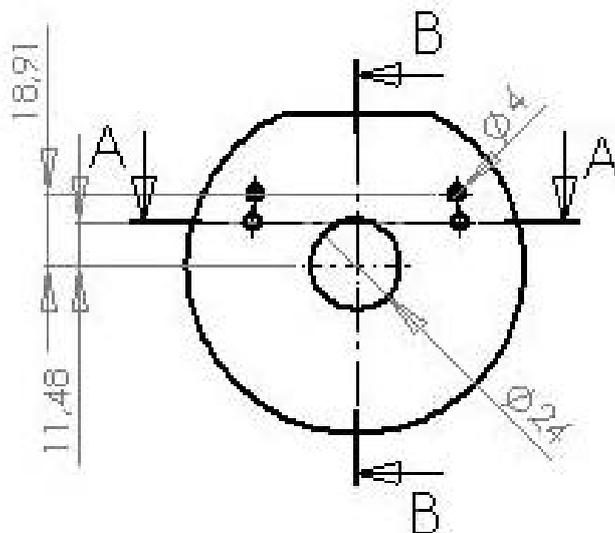
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA		
HUSILLO		
BOCIN		
		A4
MAT: ALUMINIO		ESC: 1:1.5 CANT: 1 PLANO : 33



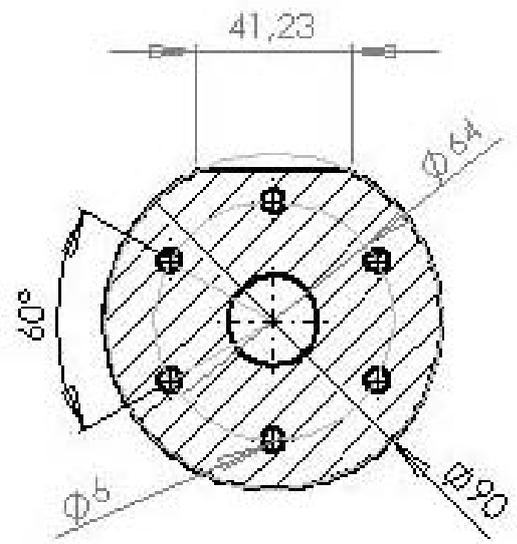
SECCIÓN A-A



ESC. 1:1.5



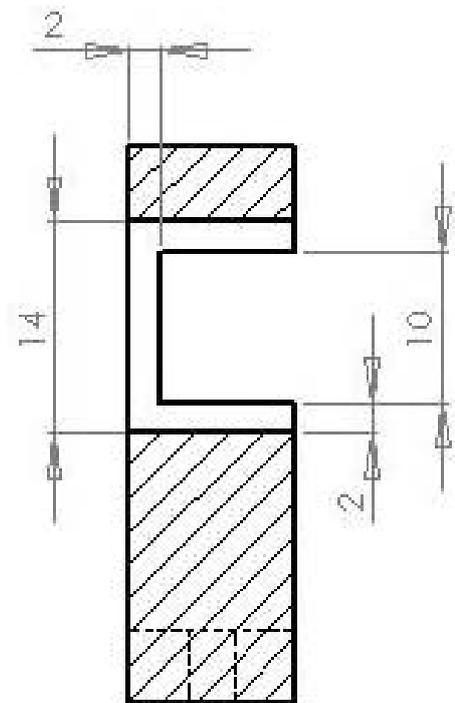
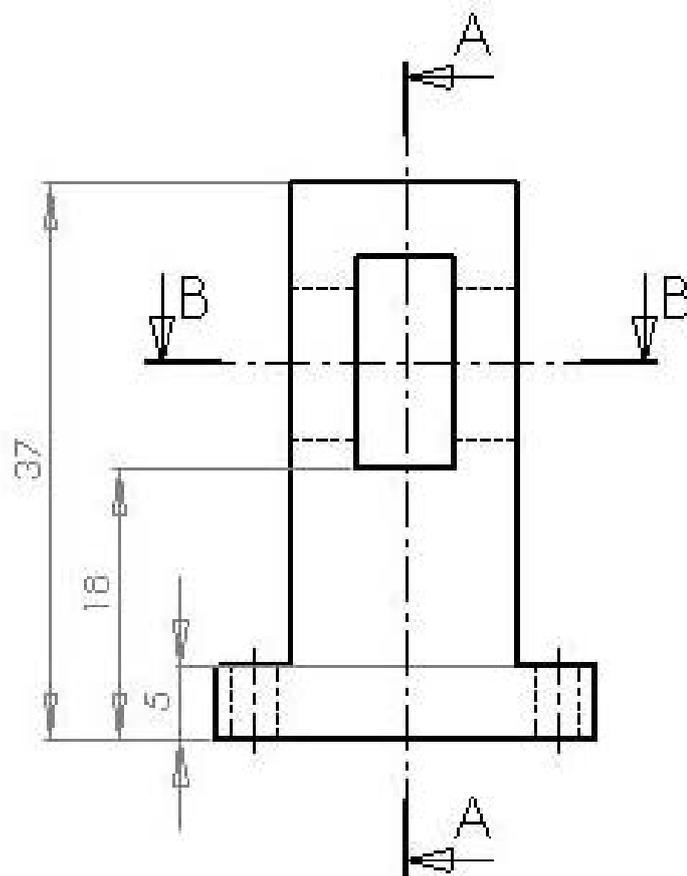
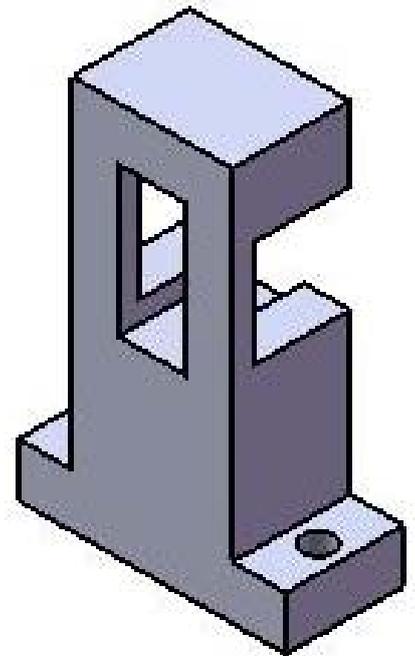
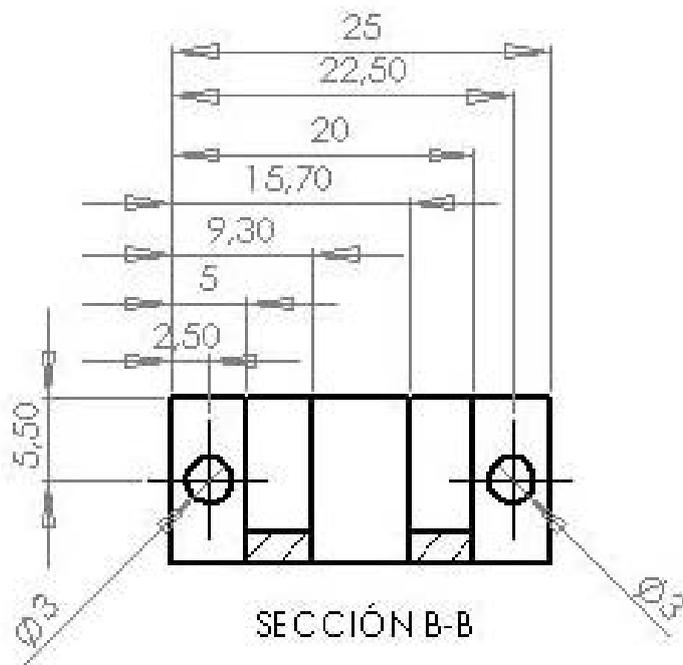
SECCIÓN B-B



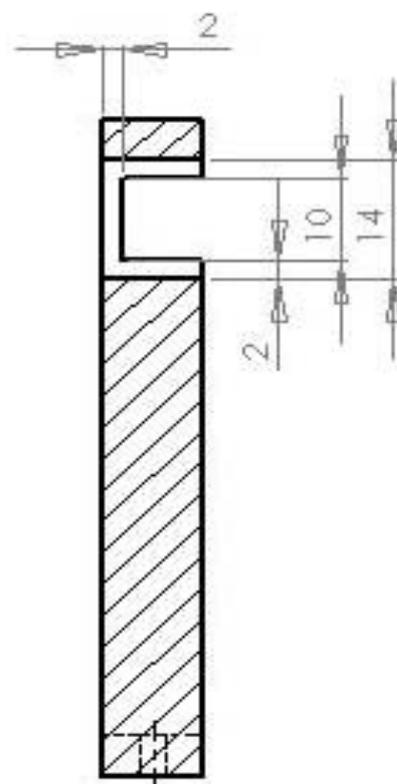
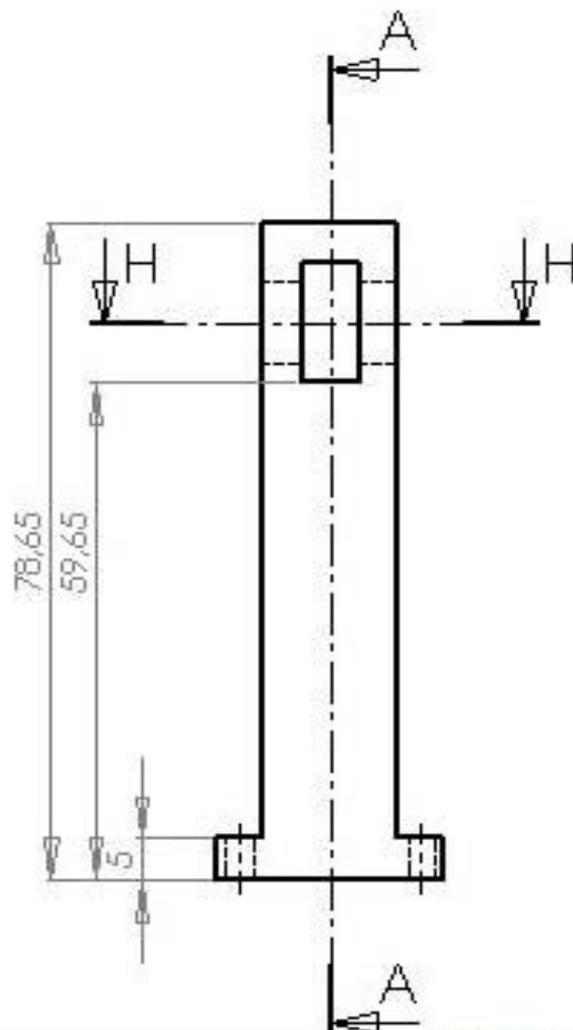
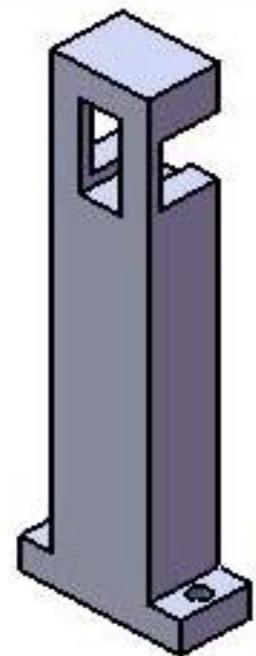
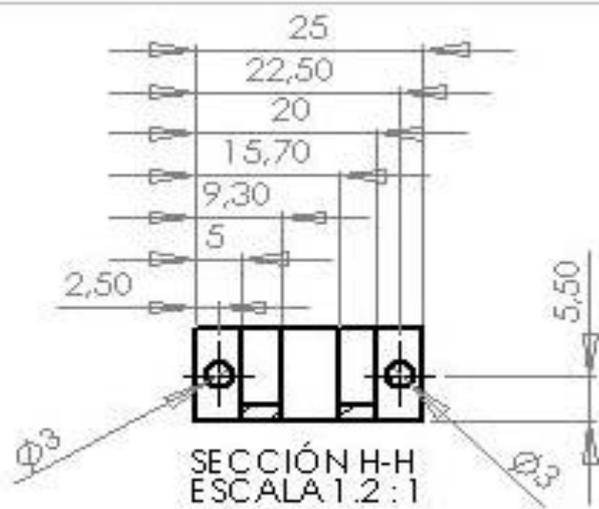
SECCIÓN C-C



		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.		R. JAIMES	30/04/2009	
EST.		D. GUERRERO	24/04/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.		E. GALLEGÓ	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA RA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO MNHN-COTONA
PROYECTO DE GRADO				HUSILLO
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				PLACA BASE
				A4
MAT: DURALÓN		ESC: 1:2	CANT: 1	PLANO: 34



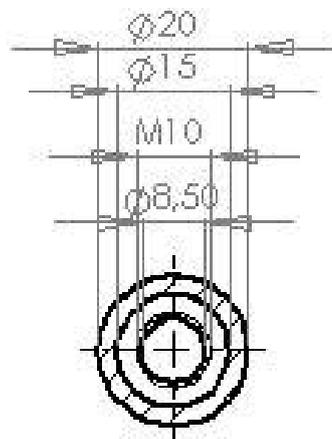
	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO 3MMN-CORONA
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2007	SENSOR
PROYECTO DE GRADO			SOPORTE 2
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4
MAT: ALUMINIO		ESC : 2:1	CANT: 1
			PLANO : 41



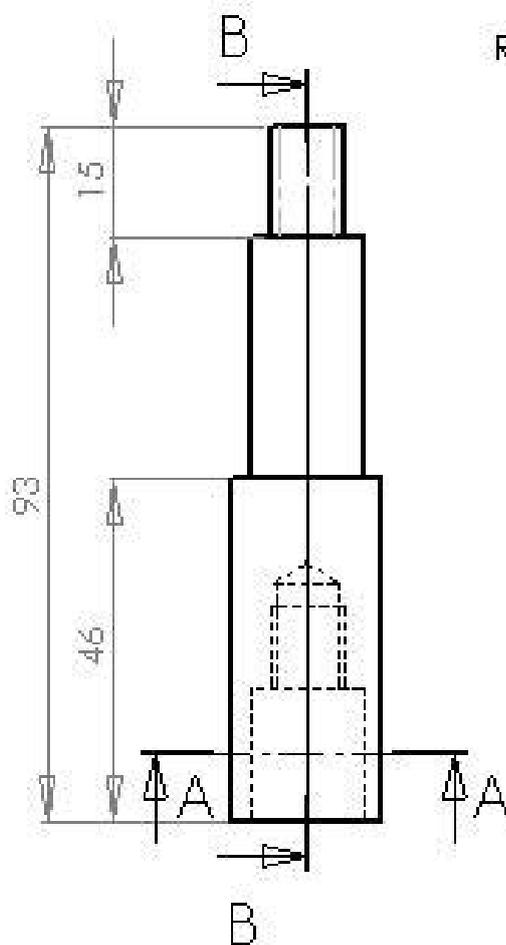
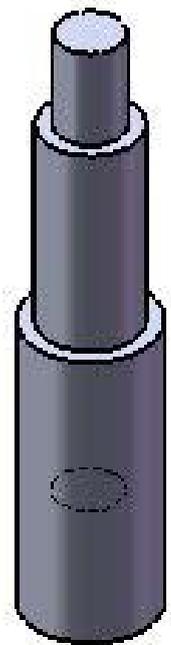
SECCIÓN A-A  
ESCALA 1.2:1



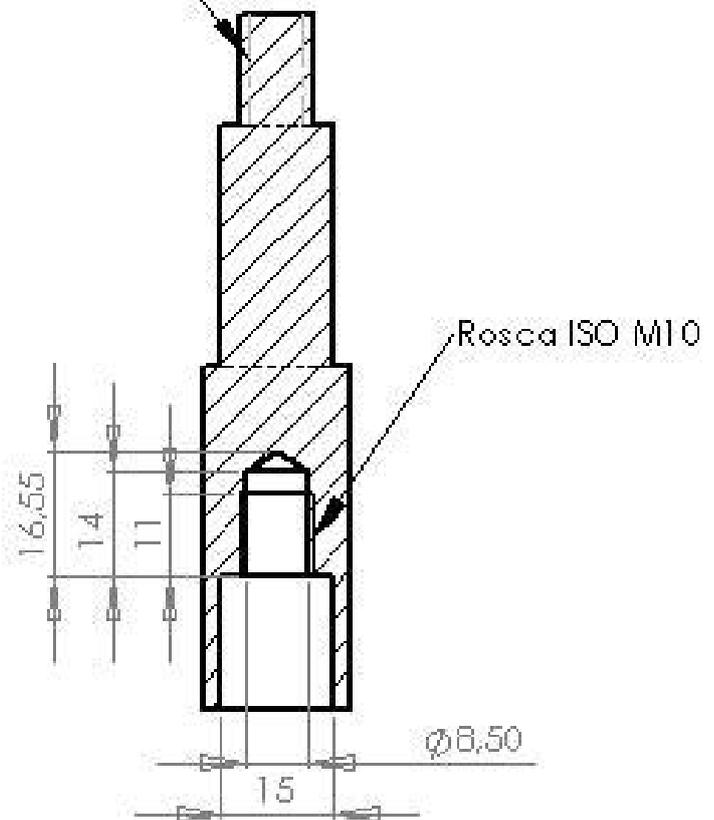
NOMBRE		FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIME	30/04/2009	ESCUOLA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA LA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO MNHN-CORONA	
EST.	E. GALLEG	24/04/2009	SENSOR	
PROYECTO DE GRADO			SOPORTE 1	
OBS:			A4	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			MAT: ALUMINO	
			ESC: 1.2:1	CANT: 1
			PLANO: 40	



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



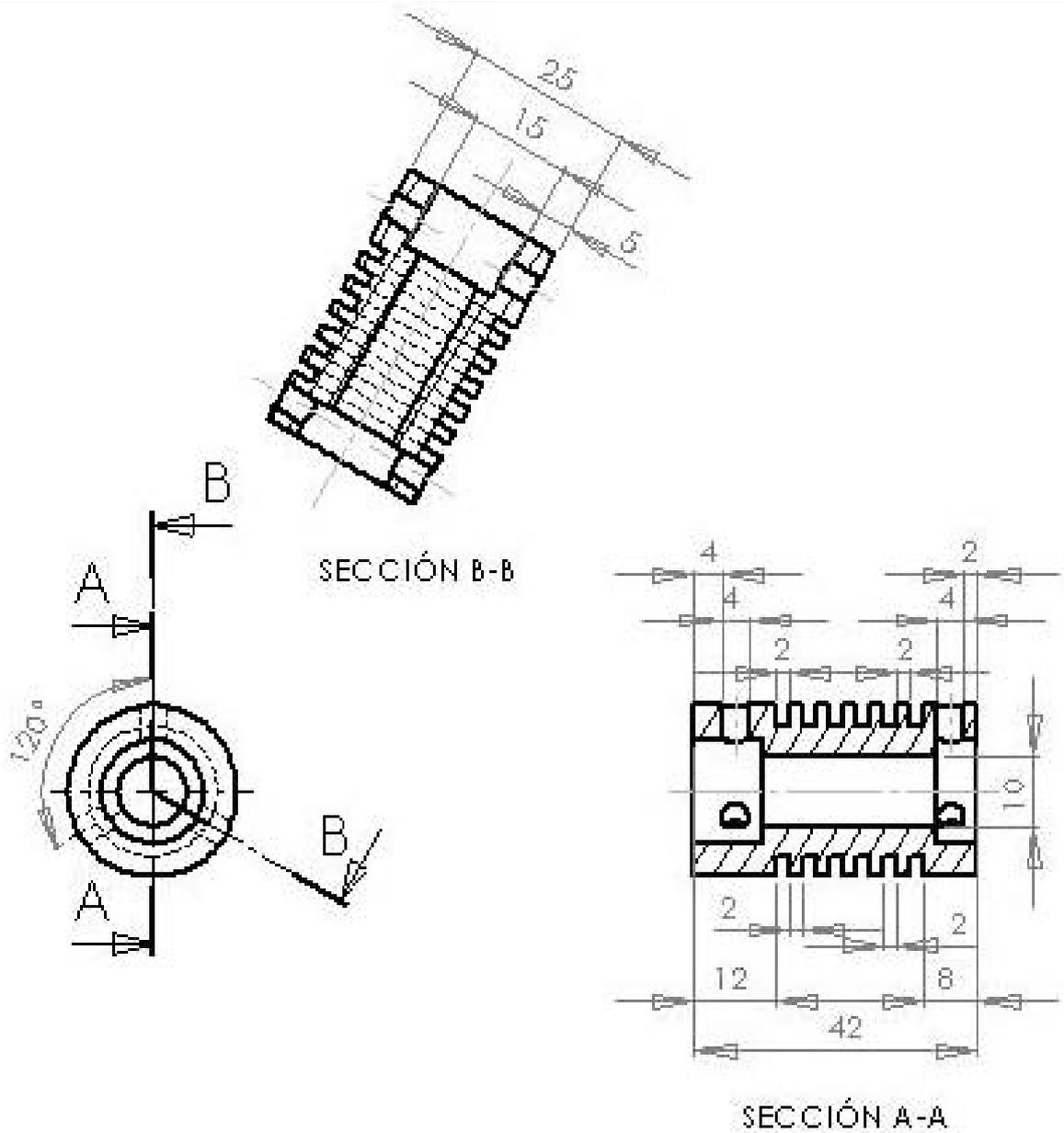
Rosca ISO M10



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 1



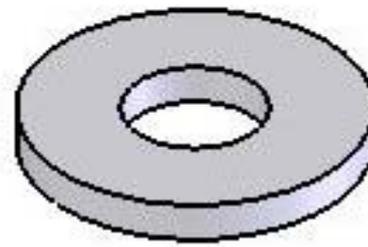
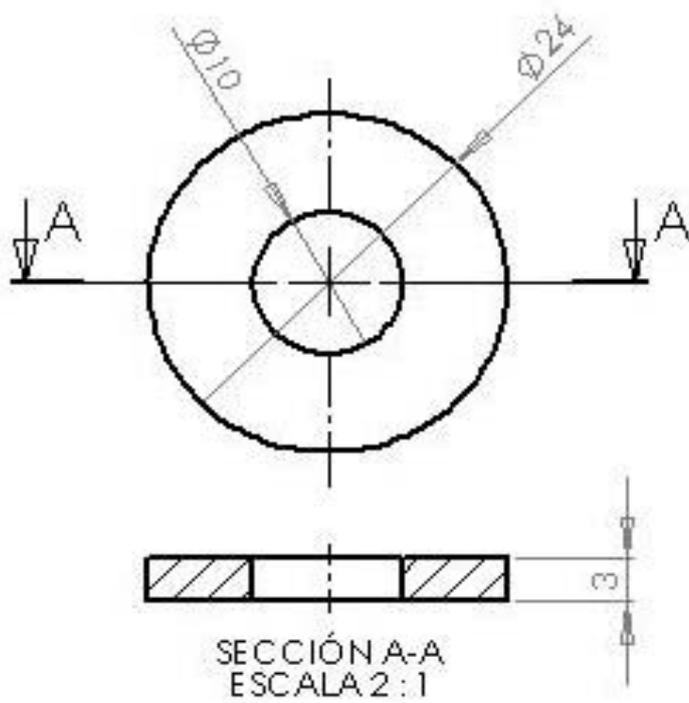
	NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2007	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.	D. GUERRERO	24/04/2007		
EST.	E. GALLEGU	24/04/2007		
PROYECTO DE GRADO			ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DEVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA LA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA	
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			HUSILLO	
			ACOPLE DE ENGRANAJE RECTO Y HELICOIDAL	
			A4	
			E17861	
MAT: ACERO 1045		ESC : 1:1	CANT: 1	PLANO : 37



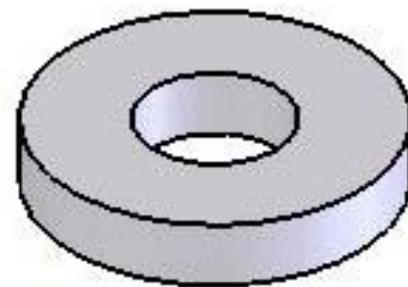
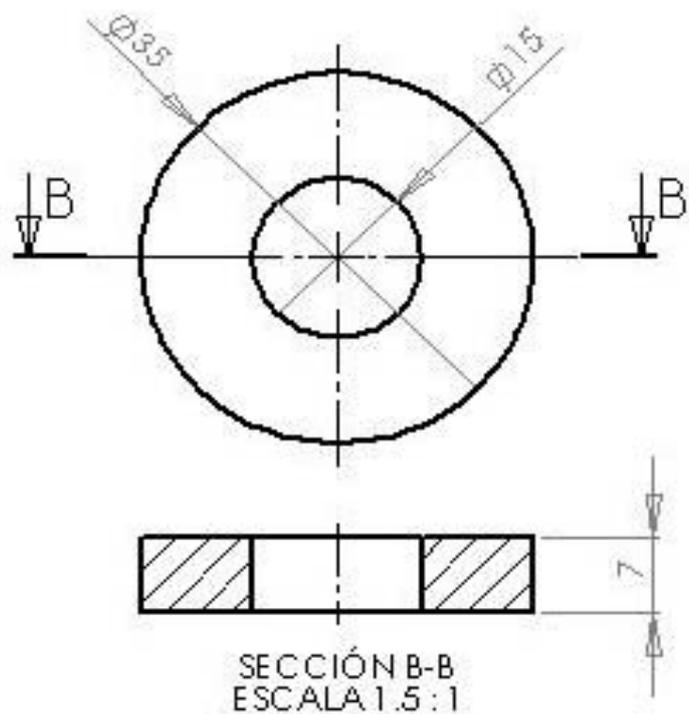
ESC: 1 : 1



	NO M BRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
DIREC.	R. JAIMES	30/04/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.	D. GUERRERO	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SIN FIN - COCINA
EST.	E. GALLEGÓ	24/04/2009	HUBILLO
PROYECTO DE GRADO			A COUPLE DEL TORNILLO SIN FIN
OBS: Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			A4
MAT: DURALÓN		ESC : 1:1	CANT: 1 PLANO : 35

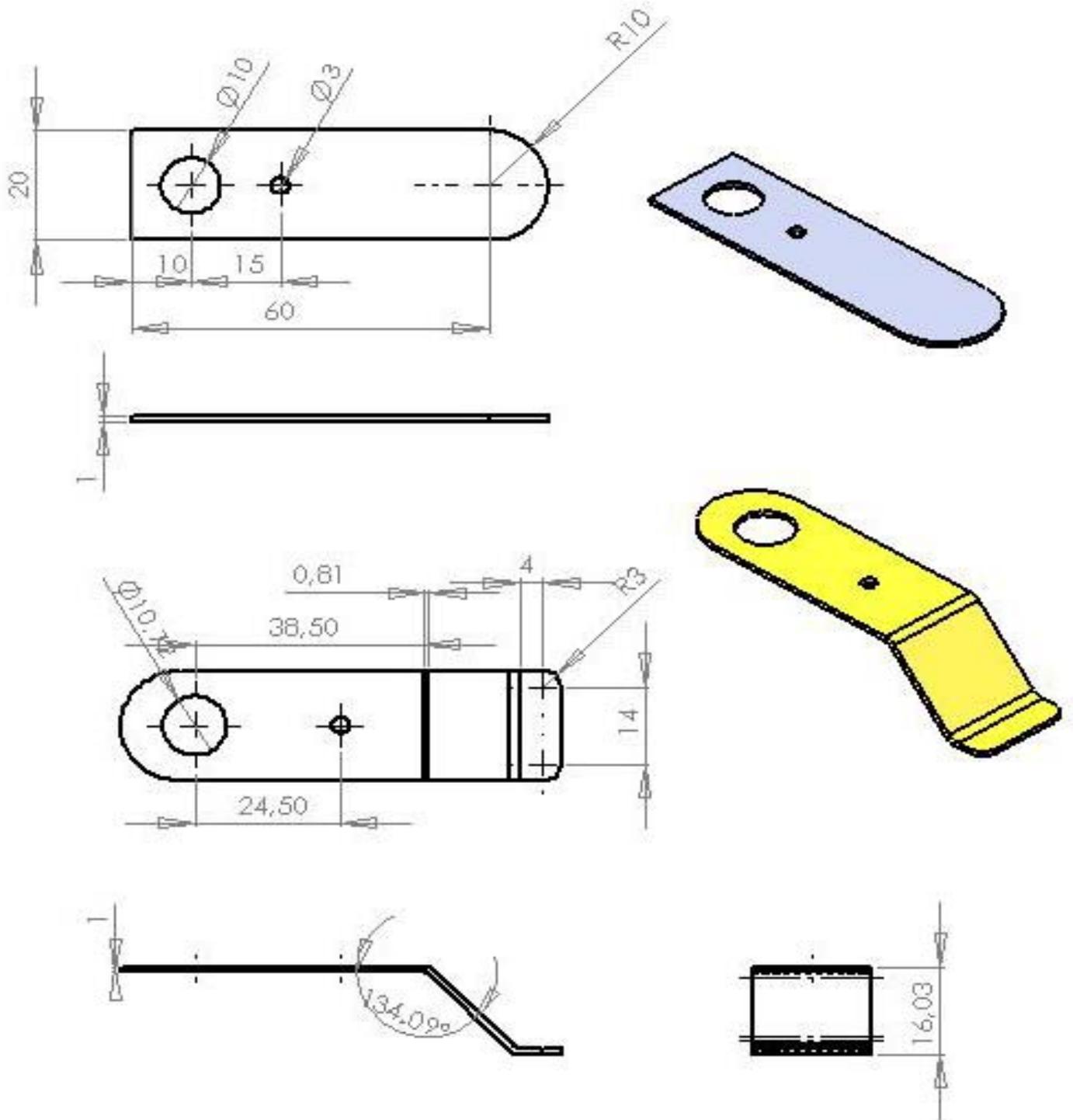


ARANDELA PATRON

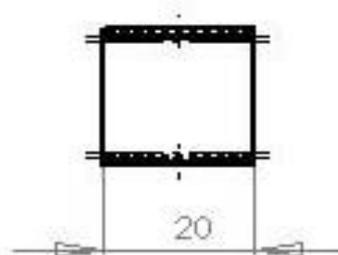
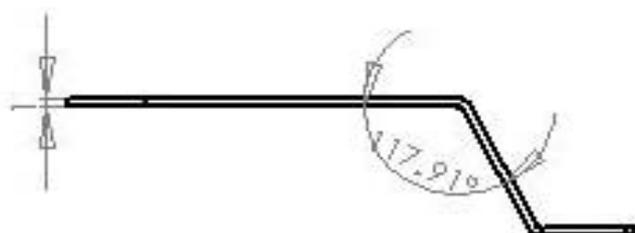
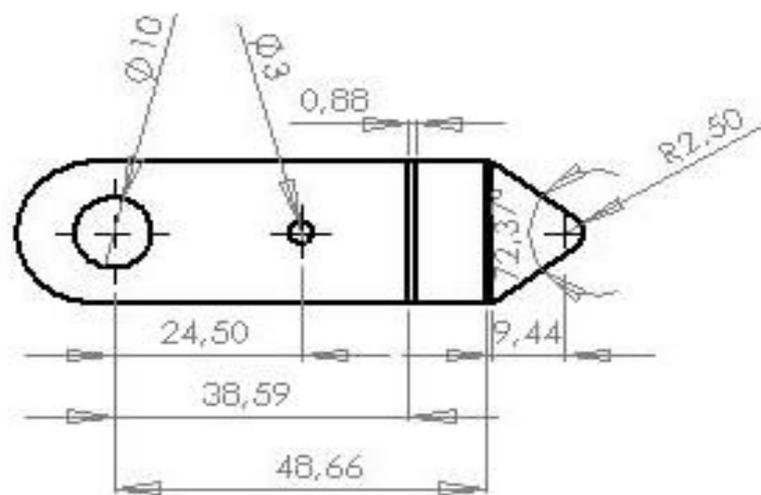


ARANDELA

	NOMBRE		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
	DIREC.	R. JAIMES	FECHA	30/DA/2009
	EST.	D. GUERRERO		24/DA/2009
	EST.	E. GALLEGU		24/DA/2009
PROYECTO DE GRADO			ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO SINFIN-CORONA	
OBS:			ACCESORIOS DE MONTAJE	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$			ARANDELAS	
			A4	
MAT: ACERO		ESC :	CANT: 10	PLANO : 25



		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIR. EC.		R. JAIMES	30/04/2009	ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
EST.		D. GUERRERRO	24/04/2009	ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TORNILLO 3MMN-CO TONA	
EST.		E. GALLEG	24/04/2009	SENSOR	
PROYECTO DE GRADO				PLATINAS	
OBS:				A4	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$				MAT: ACERO CALIBRE 18 ESC: 1:1 CANT: 2 PLANO: 42	



		NOMBRE	FECHA	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
DIR. EC.		R. JAIMES	30/04/2009		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
EST.		D. GUERRERO	24/04/2009		ADAPTACION DEL BANCO EXPERIMENTAL PARA LA MEDICION DE LA DESVIACION RADIAL TOTAL COMPUESTA PARA ENGRANAJES HELICOIDALES, CONICOS Y TOBIILLO SIMHN-CORONA
EST.		E. GALLEG	24/04/2009	SENSOR	
PROYECTO DE GRADO				PLATINAS	
OBS:				A4	
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0,5$ y $\pm 1^\circ$					
MAT: ACERO CALIBRE 18		ESC: 1:1	CANT: 1	PLANO: 43	