



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO DE INVESTIGACIÓN PREVIO A LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE UN SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK BAJO NORMA ASTM G-99 Y SU INFLUENCIA EN EL DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304.”

AUTOR: Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca

TUTOR: Ing. Mg. Christian Castro

AMBATO-ECUADOR

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo **“ESTUDIO DE LOS PARÁMEROS DE UN SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK BAJO NORMA ASTM G-99 Y SU INFLUENCIA EN EL DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE UN ACERO AISI 304”**. Trabajo elaborado por el Egresado Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, 30 de noviembre del 2015

.....
Ing. Mg. Christian Castro

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS

Yo, Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca con C.I. # 180397925-9 declaro que los resultados obtenidos y expuestos en el presente trabajo de investigación con el tema. **“ESTUDIO DE LOS PARÁMEROS DE UN SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK BAJO NORMA ASTM G-99 Y SU INFLUENCIA EN EL DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE UN ACERO AISI 304”**, son absolutamente de mi autoría; a excepción de las referencias bibliográficas que se incluyen en este texto.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación así como también los contenidos, conclusiones, recomendaciones son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente trabajo.

Ambato, 30 de noviembre del 2015

.....

Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca

C.I. 180397925-9

AUTOR

DEDICATORIA

Dedico la presente tesis:

A Dios, al niño Jesús y su madre la Virgen María bajo la advocación de la Virgen de Agua Santa quienes son la verdadera fuente de amor y sabiduría.

A mi madre, abuelitos, hermano y mis dos angelitos quienes con su amor, apoyo y comprensión incondicional estuvieron siempre a lo largo de mi vida estudiantil; a ellos que siempre tuvieron una palabra de aliento en los momentos difíciles y que han sido el incentivo incondicional de mi vida.

A mis amigos y maestros, quienes con su conocimiento y apoyo aportaron con un granito de arena para la culminación de esta tesis.

AGRADECIMIENTO

El presente trabajo de tesis primeramente me gustaría agradecer a Dios por bendecirme para llegar hasta donde he llegado y por hacer realidad este sueño anhelado.

A la UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO por darme la oportunidad de estudiar y ser un profesional.

A mi director de tesis, Ing. Mg. Christian Castro por su esfuerzo y dedicación, quien con sus conocimientos, su experiencia, su paciencia y su motivación ha logrado en mí, que pueda terminar mis estudios con éxito.

También me gustaría agradecer a mis profesores, que han depositado su confianza en mí persona y durante toda mi carrera profesional aportaron con sus conocimientos y sabios consejos éticos y morales.

A ti Abuelito Miguel Ángel, por tu incondicional apoyo, tanto al inicio como al final de mi carrera; por estar pendiente de mí a cada momento. Gracias Papá por ser ejemplo de arduo trabajo y tenaz lucha en la vida. A pesar de la distancia física siento que estás conmigo siempre bendiciéndome desde el Cielo Junto a Dios, y aunque nos faltaron muchas cosas por vivir juntos, sé que este momento hubiera sido importante y especial para ti como lo es para mí.

A ti Mami Luz María, que tienes algo de Dios por la inmensidad de tu amor, y mucho de ángel por ser mi guarda y por tus incansables cuidados. Porque con tu constancia y perseverancia me enseñaste a no renunciar mi sueño y la meta propuesta.

Gracias a mi hermano Miguel Ángel quien ha sido mi amigo fiel y sincero, en el que he podido confiar y apoyarme siempre.

Finalmente agradecer a mis dos angelitos Galo Javier y Joselyn Estefanía por su amor incondicional, quienes han sido mi fortaleza y la razón para seguir adelante.

Son muchas las personas que han formado parte de mi vida profesional, a quienes me encantaría agradecerles por su amistad, amor, entendimiento, consejos, apoyo, ánimo y compañía en los momentos más difíciles de mi vida. Algunas están aquí conmigo y otras en mis recuerdos y en mi corazón, sin importar en donde estén quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

Para ellos: Muchas gracias y que Dios los bendiga.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A. - PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	I
APROBACIÓN DEL TUTOR	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS.....	XIII
RESUMEN EJECUTIVO.....	XXI

B. - TEXTO: INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

CAPÍTULO I.....	1
EL PROBLEMA	1
1.1 Tema de investigación.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	1
1.2.1 Contextualización	1
1.2.2 Análisis crítico	2
1.2.3 Prognosis.....	3
1.2.4 Formulación del problema	4
1.2.5 Preguntas directrices	4
1.2.6 Delimitación del problema.....	4
1.2.6.1 De campo	4

1.2.6.2 Espacial	4
1.2.6.3 Temporal	4
1.3 Justificación.....	5
1.4 Objetivos	5
1.4.1 Objetivo General.....	6
1.4.2 Objetivos Específicos	6

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes Investigativos.....	7
2.2. Fundamentación filosófica	8
2.3 Fundamentación legal	9
2.4. Categorías Fundamentales	9
2.4.1 Diseño Mecánico.....	9
2.4.2 Sistemas mecánicos.....	10
2.4.3 Mecanismos.	10
2.4.3.1 Importancia de los tribómetros	11
2.4.3.2 Parámetros operacionales de un tribosistema	12
2.4.3.3 Parámetros de interacción de un tribosistema.....	13
2.4.4 Sistema mecánico Pin on Disk.....	13
2.4.5 Ciencia de los materiales.....	17
2.4.6 Tribología.....	17
2.4.6.1 La fricción.....	18
2.4.6.2 Tipos de fricción externa	18
2.4.6.3 Área de contacto	19
2.4.6.4 Factores para controlar la fricción	20
2.4.6.5 Estados de la fricción.....	20

2.4.6.6 Fricción Adhesiva.....	22
2.4.6.7 La lubricación	23
2.4.6.8 Tipos de lubricación.....	24
2.4.7 El desgaste.....	25
2.4.7.1 Consecuencias del desgaste	26
2.4.7.2 Formas de reducir el desgaste.....	26
2.4.7.3 Tipos de desgaste	27
2.4.7.4 Medición del desgaste.....	34
2.4.7.5 Normas para medir fricción y desgaste.....	35
2.4.8 Polímeros	38
2.4.8.1 Politetrafluoretileno (PTFE)	39
2.4.8.2 Aplicaciones del teflón	39
2.4.8.3 Características del Teflón	40
2.4.8.4 Propiedades Físico-Mecánicas del teflón	40
2.4.8.5 Combinación del teflón con otros materiales	41
2.4.9 Acero AISI 304	43
2.4.10 Ensayos de dureza	43
2.5 Hipótesis.....	46
2.5.1. Unidades de Observación o de Análisis	47
2.5.2. Señalamiento de las variables	47

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Enfoque	48
3.2 Modalidad y Tipo de Investigación	48
3.2.1 Modalidad	48
3.2.2 Tipo.....	49
3.3 Población y Muestra.....	51

3.3.1 Población	51
3.3.1 Muestra	51
3.4 Operacionalización de variables	51
3.4.1 Variable independiente	53
3.4.2 Variable dependiente	54
3.5 Plan de recolección de información	54
3.6 Procesamiento y análisis de la información	55

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS.....	56
4.1.1 Diagrama de obtención y análisis de resultados	56
4.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO	58
4.2.1 Tipo de sistema mecánico Pin on Disk	58
4.2.1.1 Sistema de desplazamiento del sistema mecánico Pin on Disk...	59
4.2.1.2 Precisión de resultados	60
4.2.1.3 Número de piezas	60
4.2.1.4 Costo.....	60
4.2.1.5 Tiempo de ensayo.....	60
4.2.1.6 Seguridad.....	61
4.2.1.7 Dimensiones físicas	61
4.2.2. Resumen de las características principales del sistema Pin on Disk ...	61
4.2.3 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE LA SOLUCIÓN (MÉTODO ORDINAL DE CRITERIOS PONDERADOS).....	62
4.2.3.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados	62
4.2.4 VALORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	63
4.2.5 Consideraciones generales	68

4.2.5.1	CÁLCULOS ESTRUCTURALES.....	68
4.2.5.2	SELECCIÓN DE BANDA Y POLEAS PARA EL SISTEMA PIN ON DISK	102
4.2.5.3	SELECCIÓN DE PERNOS PARA EL SISTEMA PIN ON DISK	111
4.2.5.4	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	119
4.2.5.5	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	138
4.3	PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....	141
4.3.1	Características técnicas del teflón.	141
4.3.2	Características técnicas del acero AISI-304.....	143
4.3.3	Obtención de los pesos iniciales y finales de los pines de teflón.....	144
4.3.4	Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 1.....	146
4.3.4.1	Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 2.	147
4.3.4.2	Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 3.	148
4.3.5	Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 1.	149
4.3.5.1	Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 2.....	150
4.3.5.2	Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 3.....	151
4.5	INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	152
4.5.1	Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 1.	152
4.5.2	Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 2.	154
4.5.3	Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 3.	156
4.6	VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	158
4.6.1	Modelo lógico	158
4.6.2	Verificación.....	158

4.6.3 Regla de decisión	161
-------------------------------	-----

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES	165
------------------------	-----

5.2 RECOMENDACIONES	166
---------------------------	-----

CAPÍTULO VI.....	168
------------------	-----

PROPUESTA.....	168
----------------	-----

6.1 Datos informativos	168
------------------------------	-----

6.1.1 Propuesta.....	168
----------------------	-----

6.1.2 Ejecutor.....	168
---------------------	-----

6.2 Antecedentes de la propuesta	169
--	-----

6.3 Justificación.....	169
------------------------	-----

6.4 OBJETIVOS	170
---------------------	-----

6.4.1 OBJETIVO GENERAL.....	170
-----------------------------	-----

6.4.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	170
-----------------------------------	-----

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	170
-------------------------------------	-----

6.5.1 FÁCTIBILIDAD TÉCNICA	171
----------------------------------	-----

6.5.2 FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA	171
--------------------------------------	-----

6.5.3 FACTIBILIDAD ECONÓMICA	171
------------------------------------	-----

6.6. ADMINISTRACIÓN	186
---------------------------	-----

6.6.1 COSTOS DIRECTOS	186
-----------------------------	-----

6.6.2 COSTOS INDIRECTOS	188
-------------------------------	-----

C.- MATERIALES DE REFERENCIA

1 Bibliografía	189
----------------------	-----

ANEXOS	192
--------------	-----

ÍNDICE DE TABLAS Y FIGURAS

TABLAS

Tabla N° 2 1. Comparación de ensayos de dureza típicos	45
Tabla N° 2 2. Técnicas de ensayo de dureza.....	45
Tabla N° 3 1. Casos de Estudios	50
Tabla N° 3 2. Operacionalización de la variable independiente.	53
Tabla N° 3 3. Operacionalización de la variable dependiente	54
Tabla N° 4 1. Resumen de las características principales del sistema Pin on Disk	61
Tabla N° 4 2. Valoración de parámetros para la selección de alternativas.....	63
Tabla N° 4 3. Evaluación de criterio “Precisión de resultados”	64
Tabla N° 4 4. Evaluación de criterio “Número de piezas”	64
Tabla N° 4 5. Evaluación de criterio “Costo”	65
Tabla N° 4 6. Evaluación de criterio “Tiempo de ensayo”	66
Tabla N° 4 7. Evaluación de criterio “Seguridad”	66
Tabla N° 4 8. Evaluación de criterio “Dimensiones físicas”	67
Tabla N° 4 9. Valoración de parámetros	68
Tabla N° 4 10. Coeficientes de fricción para diferentes materiales	72
Tabla N° 4 11. Factores de corrección de potencia-según altura sobre el nivel del mar.....	77
Tabla N° 4 12. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo Kt	83
Tabla N° 4 13. Parámetros del factor de la condición superficial de Marín.....	84
Tabla N° 4 14. Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.....	85

Tabla N ^o 4 15. Valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria para diferentes valores de S_{ut}	86
Tabla N ^o 4 16. Valor del factor de modificación por el tamaño para diferentes diámetros.....	92
Tabla N ^o 4 17. Valor del factor de servicio K_s para bandas en V	103
Tabla N ^o 4 18. Valores para la corrección de la longitud de banda	105
Tabla N ^o 4 19. Valores del factor de corrección del ángulo de cobertura K_1	107
Tabla N ^o 4 20. Valores del factor de corrección de la longitud de banda K_2	108
Tabla N ^o 4 21. Valores de potencia en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo A	108
Tabla N ^o 4 22. Valores de k_b y k_c para parámetros adicionales en bandas.	110
Tabla N ^o 4 23. Diámetros recomendados para banda tipo V	111
Tabla N ^o 4 24. Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal común y pesada.	113
Tabla N ^o 4 25. Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF ..	114
Tabla N ^o 4 26. Longitud de rosca (serie en pulgadas).....	115
Tabla N ^o 4 27. Diámetros de áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.....	116
Tabla N ^o 4 28. Especificaciones SAE para pernos de acero	118
Tabla N ^o 4 29. Factor de esfuerzos (f_L)	126
Tabla N ^o 4 30. Valor del factor de probabilidad de fallo (a_1).....	126
Tabla N ^o 4 31. Factor (f_n) para rodamientos de bolas.....	127
Tabla N ^o 4 32. Valor de la carga estática equivalente para rodamientos de bolas	128
Tabla N ^o 4 33. Valor de la carga dinámica equivalente para rodamientos de bolas	128
Tabla N ^o 4 34. Valor del factor de esfuerzos estáticos de acuerdo a las condiciones de uso, para rodamientos de bolas	129

Tabla Nº 4 35. Par tribológico para ensayo adhesivo bajo norma ASTM G-99 ..	141
Tabla Nº 4 36. Principales características técnicas y mecánicas del teflón.....	142
Tabla Nº 4 37. Principales características técnicas y mecánicas del acero AISI .	143
Tabla Nº 4 38. Formato de toma de datos para el cálculo de desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.	144
Tabla Nº 4 39. Pesos iniciales y finales de los pines de teflón.....	145
Tabla Nº 4 40. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 1.....	146
Tabla Nº 4 41. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 2.....	147
Tabla Nº 4 42. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 3.....	148
Tabla Nº 4 43. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 1.....	149
Tabla Nº 4 44. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 2.....	150
Tabla Nº 4 45. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 3.....	151
Tabla Nº 4 46. Datos de X y Y medias para carga 1 y 2.....	159
Tabla Nº 4 47. Desviación típica para carga 1 y 2	160
Tabla Nº 4 48. Datos de X y Y medias para carga 1 y 3.....	161
Tabla Nº 4 49. Desviación típica para carga 1 y 3	161
Tabla Nº 4 50. Datos de X y Y medias para carga 2 y 3.....	162
Tabla Nº 4 51. Tabla de desviación típica para carga 2 y 3	162
Tabla Nº 6 1. Detalle de los materiales para la realizar la práctica de desgaste adhesivo.....	172
Tabla Nº 6 2. Precios de los equipos para práctica de desgaste adhesivo	172
Tabla Nº 6 3. Costos directos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304.....	186
Tabla Nº 6 4. Costos directos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304(Continuación).....	187

Tabla Nº 6 5. Costos indirectos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304.....	188
Tabla Nº 6 6. Valor de la propuesta.	188

FIGURAS

Figura Nº 2 1. Red de categorías fundamentales.....	9
Figura Nº 2 2. Tipos de movimiento de tribosistemas.	13
Figura Nº 2 3. Máquina de cilindros cruzados	14
Figura Nº 2 4. Perno contra disco ASTM-G-99.....	15
Figura Nº 2 5. Bloque sobre anillo.	16
Figura Nº 2 6. La superficie 1 descansa sobre la superficie 2 bajo una carga normal W. El contacto sólo se produce en unas cuantas asperezas a1, a2 y a3.	20
Figura Nº 2 7. Película de lubricante entre dos cuerpos en contacto	23
Figura Nº 2 8. Desgaste adhesivo entre dos piezas en movimiento.	28
Figura Nº 2 9. Influencia de la carga y la velocidad sobre el desgaste de deslizamiento.....	30
Figura Nº 2 10. Desgaste abrasivo debido a la presencia de partículas duras.....	31
Figura Nº 2 11. Desgaste abrasivo debido a la presencia de partículas duras.....	32
Figura Nº 2 12. Esquema del mecanismo de desgaste por cavitación.....	32
Figura Nº 2 13. Ilustración del desgaste por fatiga entre dos superficies en deslizamiento.....	33
Figura Nº 2 14. Desgaste por fatiga superficial.....	34
Figura Nº 2 15. Configuración de tribómetro de cuatro bolas.	36
Figura Nº 2 16. Clasificación de los polímeros.....	38
Figura Nº 2 17. Teflón virgen.	39
Figura Nº 2 18. Teflón con fibra de vidrio.	41

Figura № 2 19. Bronce con Teflón	42
Figura № 2 20. Teflón con bisulfuro de molibdeno.....	43
Figura № 2 21. Ensayos de dureza Brinell y Rockwell	44
Figura № 4 1. Diagrama de obtención y análisis de resultados.	57
Figura № 4 2. Sistema mecánico Pin-Disco vertical	58
Figura № 4 3. Sistema mecánico Pin-Disco horizontal	59
Figura № 4 4. Sistema de carga con pistón neumático.....	59
Figura № 4 5. Vista explotada del sistema Pin on Disk para el diseño	69
Figura № 4 6. Diagrama de cuerpo libre del pin (teflón).....	71
Figura № 4 7. Diagrama fuerza de corte en el pin (teflón)	73
Figura № 4 8. Diagrama pin-disco.....	75
Figura № 4 9. Diagrama del eje	78
Figura № 4 10. Diagrama de cargas del eje.....	81
Figura № 4 11. Momento en el punto D.	81
Figura № 4 12. Momento en el punto E.....	82
Figura № 4 13. Momento en el punto E.....	82
Figura № 4 14. Puntos críticos del eje	82
Figura № 4 15. Eje redondo con filete en el hombro en flexión.....	89
Figura № 4 16. Gráfica de valores del factor q de sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.	90
Figura № 4 17. Grafica eje redondo con filete en el hombro en torsión.....	91
Figura № 4 18. Valores del factor qs de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión inversa.	91
Figura № 4 19. Esquema de la configuración de la polea y banda eje-motor	102
Figura № 4 20. Gráfico para la selección del tamaño de sección de la banda.....	103
Figura № 4 21. Pernos del sistema mecánico Pin on Disk	112

Figura № 4 22. Esquema-perno	113
Figura № 4 23. Esquema de fuerzas que actúan sobre los apoyos del eje	119
Figura № 4 24. Fuerzas que actúan sobre los apoyos del eje disposición en x. ..	123
Figura № 4 25. Disposición de rodamientos de bolas de contacto angular fijos en X.....	124
Figura № 4 26. Condiciones de carga para el rodamiento A y B.	125
Figura № 4 27. Viscosidad relativa (v_1)	130
Figura № 4 28. Viscosidad de servicio (v)	131
Figura № 4 29. Valor de K1 en función del factor de carga (f_s) y el tipo de rodamiento.....	133
Figura № 4 30. Valor de K2.....	133
Figura № 4 31. Factor básico a_{23II}	134
Figura № 4 32. Diagrama para factor de limpieza (s).....	135
Figura № 4 33. Estructura soporte Pin on Disk	139
Figura № 4 34. Cargas aplicadas	139
Figura № 4 35. Equivalente stress	139
Figura № 4 36. Esfuerzo equivalente.....	140
Figura № 4 37. Factor de seguridad.....	140
Figura № 4 38. Deformación total	141
Figura № 4 39. Barras de teflón de 10 mm.....	142
Figura № 4 40. Discos de acero AISI 304-Diámetro 100 mm.....	143
Figura № 4 41. Disco-Carga 1-y Pines para desgaste adhesivo.....	146
Figura № 4 42. Disco-Carga 2-y Pines para desgaste adhesivo.....	147
Figura № 4 43. Disco-Carga 3-y Pines para desgaste adhesivo.....	148
Figura № 4 44. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 1....	152
Figura № 4 45. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 1.....	153

Figura № 4 46. Tasa de desgaste bajo carga 1.....	153
Figura № 4 47. Coeficiente de fricción bajo carga 1.....	154
Figura № 4 48. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 2....	154
Figura № 4 49. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 2.....	155
Figura № 4 50. Tasa de desgaste bajo carga 2.....	155
Figura № 4 51. Coeficiente de fricción bajo carga 2.....	156
Figura № 4 52. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 3....	156
Figura № 4 53. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 3.....	157
Figura № 4 54. Tasa de desgaste bajo carga 3.....	157
Figura № 4 55. Coeficiente de fricción bajo carga 3.....	158
Figura № 4 56. Región Ha y Ho para carga 1 y 2.....	160
Figura № 4 57. Región Ha y Ho para carga 1 y 3.....	162
Figura № 4 58. Región Ha y Ho para carga 2 y 3.....	163
Figura № 4 59. Comportamiento de la tasa de desgaste (carga vs distancia).....	163
Figura № 6 1. Dimensiones del pin de teflón.....	174
Figura № 6 2. Forma del pin de teflón.....	174
Figura № 6 3. Pines de teflón.....	174
Figura № 6 4. Alcohol y algodón de limpieza.....	176
Figura № 6 5. Balanza analítica Citizen.....	177
Figura № 6 6. Anillo de sujeción de disco.....	177
Figura № 6 7. Pin insertado en el mandril.....	178
Figura № 6 8. Masa con seguro de caucho.....	178
Figura № 6 9. Medición de rpm del motor con el tacómetro.....	178
Figura № 6 10. Encoder de 4 ranuras y selenoide de 6 kg.....	179
Figura № 6 11. Material desgastado y adherido del pin en el disco.....	179

Figura № 6 12. Botonera on-of	181
Figura № 6 13. Mandril del sistema Pin on Disk.....	181
Figura № 6 14. Seguro de disco de ensayo.....	182
Figura № 6 15. Pesos de equilibrio del sistema	182
Figura № 6 16. Distancia de recorrido tecla B.....	182
Figura № 6 17. Tecla aceptar A.	183
Figura № 6 18. Radio de ensayo *	183
Figura № 6 19. Verificación de datos digitado tecla #.....	184
Figura № 6 20. Inicio de ensayo tecla C.....	184
Figura № 6 21. Tecla D pare de ensayo.....	184
Figura № 6 22. Cronómetro y Termocupla.....	185

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99 y su influencia en el desgaste adhesivo del teflón sobre un acero AISI 304.

Autor: Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca

Tutor: Ing. Mg. Christian Castro

Fecha: 30 de noviembre de 2015.

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente proyecto se realizó el estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk (carga, velocidad, distancia, temperatura y el ambiente atmosférico) bajo norma ASTM G-99 y su influencia el desgaste adhesivo del teflón sobre un acero AISI 304, con la finalidad de evaluar la tasa de desgaste, el volumen de desgaste y el coeficiente de fricción que se produce en estos materiales, para de esta manera realizar ensayos de desgaste en polímeros y aportar con el aprendizaje y fomentar los conocimientos técnicos que se imparte a los estudiantes de la “Universidad Técnica de Ambato” en el área de tribología.

Para lograr este objetivo, se realizaron ensayos con probetas de teflón de forma cilíndrica, sobre el acero AISI 304 en un tribómetro Pin on Disk el cuál es el adecuado para realizar ensayos de desgaste adhesivo.

La máquina fue construida y puesta en marcha cuidando que se cumpla los parámetros que proporciona la norma ASTM G-99. Para esto se acudió a buscar información del sistema mecánico Pin on Disk, cuidando ciertos parámetros que debe cumplir una máquina construida para este propósito, que luego de haber realizado una ponderación por el método ordinal se obtuvo que, el tribosistema más

adecuado era un sistema de tipo vertical, con un desplazamiento de tornillo y con una adición de cargas mediante masas.

Las probetas fueron pulidas hasta obtener una superficie lisa, se configuró el tribómetro bajo parámetros establecidos por la norma y a continuación se procede a calcular la tasa de desgaste, el volumen de desgaste y el coeficiente de fricción, para lo cual se utilizó ecuaciones establecidas y recomendadas por la norma ASTM G-99.

Los datos obtenidos luego de realizar los ensayos son los siguientes:

- El volumen medio de desgaste obtenido para una carga de 9.9902 N, es de 2.0062 mm³ para la distancia de 250 m, y un tiempo de 1.55 minutos; para una distancia de 500 m, el volumen de desgaste es de 2.4691 mm³ en un tiempo de 4.23 minutos; para una distancia de 750 m el volumen de desgaste es de 5.2469 mm³ en un tiempo de 5.36 minutos y para una distancia 1000 m, el volumen de desgaste es de 6.9753 mm³, en un tiempo de 8.42 minutos.
- El volumen medio de desgaste obtenido para una carga de 30.0225 N, es de 6.3272 mm³, para una distancia de 250m y un tiempo de 12.12 minutos; para una distancia de 500 m el volumen de desgaste es de 11.2654 mm³, en un tiempo de 4.24 minutos; para una distancia de 750 m, el volumen de desgaste es de 14.5062 mm³ en un tiempo de 6.37 minutos y para una distancia 1000 m, el volumen de desgaste es de 18.8272 mm³, en un tiempo de 8.49 minutos.
- El volumen medio de desgaste obtenido para una carga de 50.0971 N, es de 11.5741 mm³, para la distancia de 250 m y un de 2.12 minutos; para una distancia de 500 m el volumen de desgaste es de 18.7346 mm³, en un tiempo de 4.24 minutos; para una distancia de 750 m, el volumen de desgaste es de 23.8117 mm³ en un tiempo de 5.55 minutos y para una distancia 1000 m, el volumen de desgaste es de 31.9907 mm³, en un tiempo de 8.48 minutos.
- La tasa de desgaste media obtenida para una carga de 9.9902 N y para una distancia de 250 m, es de 1.0833 gr/m; para una distancia de 500 m, la tasa de desgaste es de 2.6667 gr/m; para una distancia de 750 m, la tasas de desgaste

es de 8.5000 mg/m y para una distancia 1000 m, la tasa de desgaste es de 15.0667 mg/m.

- La tasa de desgaste media obtenida para una carga de 30.0225 N y para una distancia de 250 m, es de 3.4167 gr/m; para una distancia de 500 m, la tasa de desgaste es de 12.1667 mg/m; para una distancia de 750 m la tasa de desgaste, es de 23.5000 gr/m y para una distancia 1000 m, la tasa de desgaste es de 40.6667 mg/m.
- La tasa de desgaste media obtenida para una carga de 50.0971 N y para una distancia de 250 m, es de 6.2500 mg/m; para una distancia de 500 m, la tasa de desgaste es de 20.2333 gr/m; para una distancia de 750 m, la tasa de desgaste es de 38.5750 mg/m y para una distancia 1000 m, la tasa de desgaste es de 69.1000 gr/m.
- El coeficiente de fricción medio obtenido para una carga de 9.9902 N y para una distancia de 250 m, es de 2.4998E-05, para una distancia de 500 m, es de 1.4829 E-05 para una distancia de 750 m, es de 2.1008 E-05 y para una distancia 1000 m, es de 2.0946 E-05.
- El coeficiente de fricción medio obtenido para una carga de 30.0225 N y para una distancia de 250 m, es de 2.5290 E-05, para una distancia de 500 m, es de 2.2514 E-05, para una distancia de 750 m, es de 1.9327 E-05 y para una distancia 1000 m, es de 1.8813 E-05.
- El coeficiente de fricción medio obtenido para una carga de 50.0971 N y para una distancia de 250 m, es de 2.7724 E-05, para una distancia de 500 m, es de 2.2438 E-05, para una distancia de 750 m, es de 1.9012 E-05 y para una distancia 1000 m, es de 1.9157.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Tema de investigación

“ESTUDIO DE LOS PARÁMETROS DE UN SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK BAJO NORMA ASTM G-99 Y SU INFLUENCIA EN EL DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE UN ACERO AISI 304.”

1.2 Planteamiento del problema

1.2.1 Contextualización

La tribología es crucial para la maquinaria moderna que utiliza superficies rodantes y/o deslizantes.

A nivel mundial se establece que el desgaste y la fricción han producido horas muertas en maquinarias industriales y con ello la pérdida económica del 1% del P.I.B de un país, según un estudio realizado por José Carraco en el año 2012 en la ciudad de Venezuela, es por eso que en países industrializados se desarrollan tribómetros con la más alta tecnología con la finalidad de evitar estos defectos, que representa un alto costo en materiales, energía y tiempo.

El Ecuador es un país que se caracteriza por ser un país meramente industrial, el cual por la falta de recursos le da poca importancia al estudio de las partes móviles, específicamente a los mecanismos que sufren desgaste y corrosión, siendo el problema menos estudiado y el que mayormente causa grandes pérdidas de tiempo y de dinero el “desgaste”. Se investigó la existencia de un tribómetro Pin-Disco que permita realizar ensayos de desgaste adhesivo en varias universidades de la provincia de Cotopaxi, Chimborazo y Pichincha y solamente en la universidad de

la ESPE (Sede Quito) apenas se está realizando un estudio previo para la construcción de un tribómetro Pin on Disk.

En la Provincia de Tungurahua los estudios realizados acerca del desgaste también se tornan muy superficiales, llegando a determinar solo teóricamente los fenómenos producidos en un par tribológico, a pesar que es una de las provincias con mayor porcentaje de medianas y pequeñas empresas, es poca la importancia por mejorar las características de ciertos elementos, o tomar medidas a priori a fin de evitar los daños producidos por la fricción, el desgaste o por no utilizar una adecuada lubricación. Es eminente que cuando existe la pérdida de un elemento se torna más fácil el cambio del elemento sin importar si hay que importar de otros países.

Dentro de unos años con la revolución tecnológica el estudio y la aplicación de la tribología como ciencia básica en las empresas será una exigencia para las máquinas y sus elementos, incrementándose los métodos de control y las medidas preventivas.

El desgaste, su control y diagnóstico formará parte de los sistemas de calidad. La predicción del desgaste es difícil porque no es una propiedad intrínseca del material, sino que depende de todo el tribosistema con el que interacciona el cuerpo que se desgasta.

Este estudio que se realizará en los Laboratorios de Ingeniería Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato” pretende contribuir con el estudio de los parámetros Pin on Disk bajo norma ASTM G-99 para realizar ensayos de fricción y desgaste adhesivo que se producen en materiales poliméricos sobre un acero AISI 304, materiales que generalmente son utilizados en la industria mecánica, química, nuclear, hidráulica entre otras, las cuales se ven afectadas al presenciar fenómenos inesperados como el exceso de velocidad, temperatura y cargas excesivas.

1.2.2 Análisis crítico

La tribología ayuda a resolver problemas en maquinaria, equipos y procesos industriales tales como en motores eléctricos y de combustión (componentes y funcionamiento), turbinas, compresores, extrusión, rolado, fundición, forja,

procesos de corte (herramientas y fluidos), elementos de almacenamiento magnético, prótesis articulares (cuerpo humano), entre otros.

Cada día se trata de mejorar y descubrir nuevos materiales y sistemas mecánicos que se encuentran al servicio del hombre, con la finalidad de aumentar su eficiencia y mejorar su rendimiento. En esta búsqueda por mejorar estas condiciones, tiene hoy en día mucha importancia los tribosistemas, y esto ha llevado a reconocer el valor del estudio de la fricción y el desgaste para entenderlos y crear los mecanismos que ayuden a conocer de manera exacta los fenómenos que se desarrollan en cuerpos que están en contacto.

Es por eso que la presente investigación tiene como finalidad estudiar los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99 que permita determinar el desgaste adhesivo y sus propiedades tribológicas. Los materiales de estudio serán Teflón y acero AISI 304 los cuales son ampliamente utilizados como pares tribológicos de equipos mecánicos, como en rodillos industriales, empaquetaduras hidráulicas, rótulas, bujes entre otros, los cuales a menudo sufren desgaste adhesivo debido a su utilización frecuente.

1.2.3 Prognosis

En caso de llevarse a efecto el estudio propuesto sobre un sistema mecánico Pin on Disk, se aportaría con el mecanismo más adecuado para determinar niveles de fricción, desgaste en un el teflón sobre un acero AISI 304, ya que teóricamente es posible llegar a determinar los mecanismos físicos y químicos que ocurren dentro de estos, pero no se puede conocer aún con certeza el volumen de desgaste, el coeficiente de fricción, la tasa de desgaste y las condiciones de un contacto en particular.

Además es importante señalar que el estudio pretende servir a estudiantes de ingeniería mecánica y a ingenieros como fuente de referencia para contribuir con otro tipo de estudios enfocados a la determinación del comportamiento de un área real de contacto, que está en función de la textura superficial, propiedades del material y los parámetros específicos que presenta la norma ASTM G-99.

1.2.4 Formulación del problema

¿Con el estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, se puede determinar la influencia del desgaste adhesivo del teflón sobre un acero AISI 304?

1.2.5 Preguntas directrices

¿Qué tipo de ensayo será necesario realizar para que nos permita determinar el desgaste del teflón?

¿Qué parámetros nos ayudarán a determinar el volumen de desgaste adhesivo del teflón sobre un acero AISI 304?

¿Cuál es el coeficiente de fricción del par tribológico teflón sobre un acero AISI 304?

¿Cuál es la tasa de desgaste del teflón sobre un acero AISI 304?

1.2.6 Delimitación del problema

1.2.6.1 De campo

Campo: Ingeniería mecánica

Área: Ingeniería de materiales, diseño de máquinas, automatización.

1.2.6.2 Espacial

La investigación se realizará en la “Universidad Técnica de Ambato”, ubicada en la Av. de Los Chasquis y Av. Los Átis, entre Rio Guayllabamba y Rio Payamino, específicamente en el Laboratorio de Ingeniería de Materiales de la Carrera de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

1.2.6.3 Temporal

La investigación se realizará durante el período Julio - Febrero del 2015.

1.3 Justificación

En la actualidad la tribología se ha convertido en la ciencia y la tecnología que estudia la interacción entre superficies en movimiento relativo, es en sí el arte de aplicar un análisis operacional a grandes problemas económicos, como la confiabilidad, el mantenimiento y desgaste del equipo técnico, que abarca tecnología aeroespacial hasta tecnología doméstica.

El estudio de desgaste en nuestro medio es muy superficial y los mecanismos hasta ahora estudiados describen medidas experimentales de fricción y desgaste poco fiables, ya que esto dependerá en gran medida de diferentes parámetros como, el tipo de geometría de contacto, diferentes parámetros de pruebas, variedad en tipos y medidas de probetas, que son medidas con diferentes aparatos, además de la eficiencia y confiabilidad del mecanismo que se esté utilizando para las pruebas.

Es por eso que el presente estudio tratara de estudiar los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, para determinar el desgaste adhesivo en el teflón sobre un acero AISI 304, que son materiales utilizados en las industria para la fabricación de reguladores de presión que son instaladas en redes de distribución de agua, instalaciones sanitarios, en sistemas contra incendios y en el transporte de aire comprimido, además se utilizan ampliamente en la construcción de abrazaderas herméticas, y en la fabricación de mangueras de tipo inox/teflón que se utilizan en la industria química, nuclear y térmica por citar algunas de las aplicaciones, la finalidad de este estudio es obtener resultados más confiables de desgaste y fricción para determinar el fenómeno de adhesividad que se produce entre éstas superficies en contacto y proponer una medida de para mejorar y conservar el par tribológico estudiado.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

- Realizar el estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, para determinar la influencia del desgaste adhesivo en el teflón sobre el acero AISI 304.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Realizar ensayos de desgaste adhesivo del teflón sobre el un acero AISI 304, bajo diferentes parámetros propuestos por la norma ASTM G-99.
- Determinar el volumen de desgaste adhesivo mediante ecuación de masa a volumen que establece la norma ASTM G-99.
- Determinar los coeficientes de fricción del teflón sobre un acero AISI 304 utilizando la ecuación de Achard para medir desgaste adhesivo.
- Determinar la tasa de desgaste en función del volumen desgastado por la distancia recorrida, para conocer la influencia adhesiva del teflón sobre un acero AISI 304.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes Investigativos

El presente trabajo investigativo está referenciado en estudios realizados anteriormente como los realizados por:

Diego Giraldo y Juan Manuel Vélez, realizado en el 22 de agosto del 2012 en la ciudad de Colombia, bajo el tema: “Estudio del desgaste por deslizamiento en seco de algunos plásticos”. El estudio tuvo el objetivo de determinar el desgaste por deslizamiento en tres materiales plásticos: Polietileno de Alta Densidad (HDPE), Nylon (PA) y el teflón (PTFE) mediante el estudio de sus estructuras y propiedades mecánicas.

Llegando a las siguientes conclusiones:

- El polietileno tiene una resistencia al desgaste más alta.
- Cuando el coeficiente de fricción es más bajo el desgaste es menor.
- El estado de desgaste en el teflón es de forma no continua (discretos) pero el coeficiente de fricción en éste material es más grande.
- El Polietileno por su costo y bajo coeficiente de desgaste y el Nylon por su alto módulo elástico, su alta resistencia a la tracción y su costo se constituyen en excelentes alternativas en el momento de seleccionar un material.
- La adhesión es el fenómeno predominante en el desgaste por deslizamiento de los termoplásticos, y en este proceso de desgaste por deslizamiento en seco sobre acero se transfiere plástico que se adhiere a la contracara.
- Cuando la rugosidad aumenta se incrementa la influencia del desgaste abrasivo y el desgaste por deslizamiento aumenta.

Estudio realizado por: Neris Leodán Zambonino Hernández, realizado el 28 de Noviembre del 2013, en la ciudad de Ambato, con el tema: “Análisis de los factores de desgaste adhesivo en diferentes materiales antifricción sobre el acero AISI 4340 bajo norma ASTM G83-96 y su efecto en las propiedades tribológicas”

Llegando a las siguientes conclusiones importantes:

- Se determinó que la carga aplicada durante el ensayo de desgaste adhesivo está dentro de los parámetros establecidos por la norma ASTM G83-96.
- Se determinó que la velocidad es un parámetro importante durante el proceso de desgaste adhesivo mientras mayor sea la velocidad mayor es el desgaste.
- Se determinó que el tiempo sobre la velocidad, influye directamente en el proceso de desgaste pues el volumen de material perdido, depende del tiempo que se expone al desgaste.
- Se determinó las propiedades tribológicas de los cinco materiales antifricción seleccionados, sobre el Acero AISI 4340, este Acero fue seleccionado de acuerdo a sus características que presenta ante el desgaste por eso es ampliamente utilizado en la industria.
- Se pudo comprobar que la adhesión es el fenómeno predominante en el desgaste por deslizamiento de los materiales antifricción, y en este proceso de desgaste por deslizamiento en seco sobre el Acero AISI 4340 se transfiere partículas de los dos materiales que se adhiere a la contracara y cuando la rugosidad aumenta se presenta la influencia del desgaste abrasivo y el desgaste por deslizamiento aumenta.
- Se puede observar que el Nylon tiene la resistencia al desgaste más alta.

2.2. Fundamentación filosófica

El desarrollo de esta investigación está orientado al estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk para determinar la adhesión, el volumen de desgaste, el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste del teflón sobre un acero AISI 304.

2.3 Fundamentación legal

La normativa en la cual se sustentará el tema de investigación sobre el estudio planteado, es la siguiente: ASTM G-99.- De velocidad, carga y disposiciones generales para el desarrollo de la prueba “Pin on disk”

2.4. Categorías Fundamentales

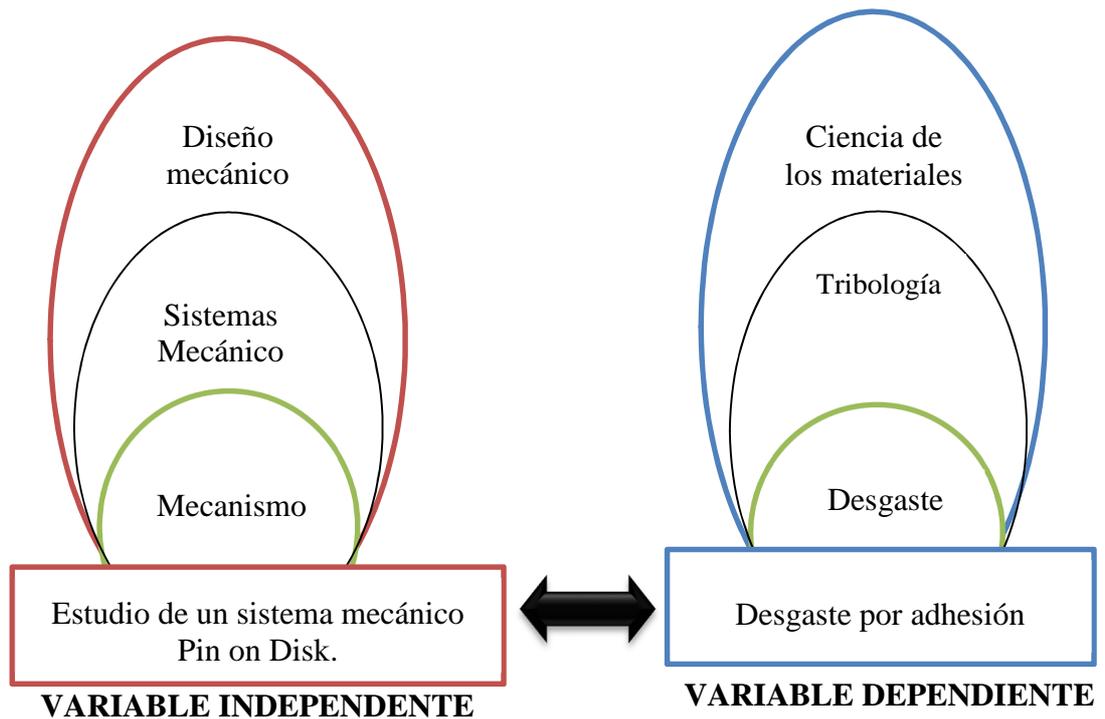


Figura N° 2 I. Red de categorías fundamentales

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

2.4.1 Diseño Mecánico

El diseño mecánico es el proceso de dar forma, dimensionar, determinar materiales, aplicar tecnología de fabricación y velar por el funcionamiento de una máquina, utilizando las matemáticas, la ciencia de materiales y demás ciencias aplicadas a la ingeniería.

El diseño, toma en cuenta modelos o diseños existentes para poder estudiarlo de manera que cumpla con determinadas requerimientos o necesidades.

2.4.1.1 Diseño de un sistema mecánico Pin on Disk

Para facilitar el análisis y diseño del mecanismo se tomará en cuenta los parámetros específicos establecidos por la norma ASTM G-99, los cuales son:

- Un sistema motriz de forma vertical u horizontal que brinde una alta fiabilidad.
- Un sistema de desplazamiento que permita fijar la carga a una distancia determinada por el operador.
- Un sistema de carga controlada, precisa y variable en el rango establecido por la norma ASTM G-99.
- El mecanismo debe contar con un sistema que permita hacer girar el disco bajo un tiempo y una velocidad controlada.
- Un sistema que le permita medir la fricción y el desgaste que se presenta entre los materiales durante la prueba.
- Debe ser un mecanismo de fácil operación, montaje y que pueda ser operado preferentemente por una sola persona.

2.4.2 Sistemas mecánicos

Los sistemas mecánicos son elementos o piezas solidas que generan movimiento por efecto de una fuerza, suele asociarse con sistemas eléctricos debido a que para producir movimiento se usa un motor accionado por la energía eléctrica, en la actualidad la mayoría de sistemas mecánicos son propulsados por motores de combustión interna.

El movimiento tiene una intensidad y una dirección ya sea circular o lineal y para cambiar esta intensidad o dirección se utilizan los mecanismos.

2.4.3 Mecanismos.

Los diferentes sistemas mecánicos que permiten determinar propiedades tribológicas se ajustan a la necesidad de estudio, y se denominan tribómetros.

Según López V. (2010) “*Ensayos tribológicos*” explica que:

Se entiende por tribómetro al equipo mediante el cual es posible determinar la resistencia al desgaste de un material cuando se encuentra en contacto con otro y entre ellos existe movimiento relativo, en un determinado tiempo. Mediante un tribómetro es posible llevar a cabo pruebas y, simulaciones de fricción, desgaste y lubricación, que son objeto de estudio de la tribología.

2.4.3.1 Importancia de los tribómetros

Según Stolarski T. A. (1990) “*Tribology in Machine Design*” explica que:

La tribología es el nombre dado a la ciencia y tecnología que se encarga del estudio e interacción de superficies en movimiento relativo. El término tribología, además de su carácter colectivo que describe al campo de la fricción, lubricación y desgaste, también podría ser utilizado para introducir un nuevo término, el tribodesign (tribodiseño).

El tribodiseño se entiende como una rama del diseño de nuevos materiales de máquinas la cual se encargara del análisis y diseño de elementos de máquinas, se presenta la fricción, la lubricación y el desgaste. Para de ésta manera contribuir con diseños más eficientes para los diversos tipos de maquinaria.

Los tribómetros son creados para mediciones de fuerza con una alta precisión, industrias como la aeroespacial, la automotriz y el diseño de máquinas herramientas donde una falla podría ser lamentable se han beneficiado de estos instrumentos para evitar cualquier desperfecto.

Según Ramírez Jorge., (2011) “*Stribeck Curve Analysis Using Tribometer*” explica que:

El tribómetro como la curva de Stribeck, argumentan que la fricción es dependiente de la viscosidad, la velocidad y la carga, es por eso que el propósito del diseño de tribómetros y el estudio de la tribología es en primera instancia minimizar y eliminar las pérdidas, resultado de la fricción y el desgaste, logrando un importante ahorro en costos dando paso a un crecimiento industrial mayor.

Debido a la amplia gama de materiales y pares tribológicos es un tanto imposible crear un mecanismo para cada uno de ellos, además de su alto costo, es por eso que cada mecanismo solo se ajusta a los parámetros de interés del investigador y se limita para el material que fue diseñado y en el caso de importar un sistema extranjero para este tipo de pruebas, no se cuenta con personal capacitado para manejar estas máquinas y peor aún con repuestos en caso que haya que repararlo.

2.4.3.2 Parámetros operacionales de un tribosistema

Los parámetros de un tribosistema pueden variar dependiendo de la necesidad del investigador y del estudio que se quiera realizar, estos parámetros condicionaran el funcionamiento del tribosistema, entre los parámetros tribológicos operacionales para obtener datos experimentales de fricción y desgaste tenemos:

- a) **Tipo de movimiento.** Esto es, la cinemática de los triboelementos 1 y 2, y puede ser clasificada en términos de: deslizamiento, rodamiento, giro e impacto y sus posibles superposiciones (Figura 2.2). La cinemática puede ser continua, intermitente, reversible u oscilatoria.
- b) **Carga (FN).** Definida como la fuerza total (incluyendo el peso) que actúa perpendicular al área de contacto entre los triboelementos 1 y 2.
- c) **Velocidad (v).** Puede ser especificada en relación a los vectores y los valores absolutos de los movimientos individuales de los triboelementos 1 y 2.
- d) **Temperatura (T).** Es la temperatura de los componentes estructurales a tiempos y lugares establecidos, esto es, la temperatura inicial (estado estable) y el incremento de la temperatura inducida por fricción (incremento de la temperatura promedio y temperatura espontánea) a ser estimada en base a los cálculos de calentamiento por fricción.
- e) **Tiempo.** Dependencia de éste del conjunto de parámetros operacionales (FN, v, T).
- f) **Duración (t).** Tiempo de la operación o funcionamiento del ensayo.

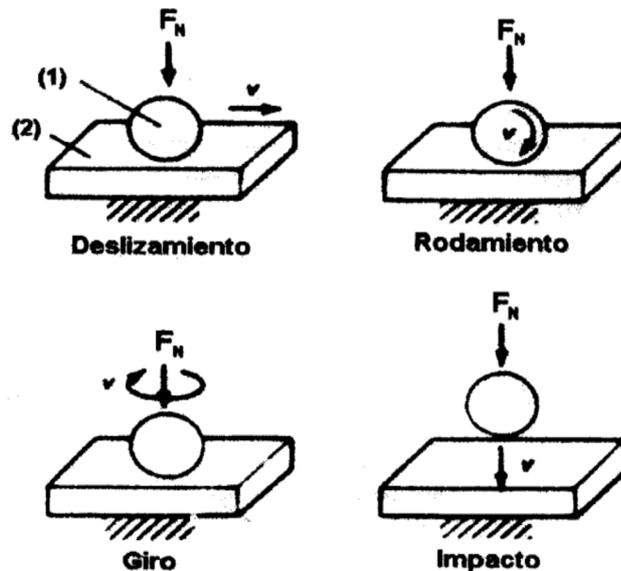


Figura N° 2 2. Tipos de movimiento de tribosistemas.

Fuente: P.Y. Volosevich, V.N. Grindnev, Y.N. Petrov, Manganese influence on stacking-fault energy in iron-manganese alloys, Phys. Met. Metallogr. 42 (1976).

2.4.3.3 Parámetros de interacción de un tribosistema

Estos parámetros están caracterizados por la acción de las condiciones operacionales sobre los componentes estructurales de los tribosistemas. Estos parámetros determinan el modo de contacto y el modo de lubricación de un tribosistema con una estructura material-material o material-lubricante-material. El modo tribológico entre dos cuerpos sólidos que están en contacto es caracterizado microscópicamente por las interacciones de los materiales, las cuales, son descritas por esfuerzos de contacto y distribución de esfuerzos. Las interacciones provocan una resistencia contra el movimiento (fricción) y pueden llevar a un daño o deterioro en el material (desgaste). Por lo tanto, las interacciones de los materiales en los tribosistemas son denominados mecanismos de fricción y desgaste.

2.4.4 Sistema mecánico Pin on Disk

Aquí se detallan los principales mecanismos que se utilizan para medir fricción y desgaste en superficies que se encuentran en contacto relativo, poniendo énfasis en un sistema mecánico Pin on Disk.

Máquina de Cilindros Cruzados ASTM-G83

La máquina de cilindros cruzados está determinada bajo la norma ASTM G83-87 está constituido principalmente por un motor que es el encargado de la transmisión por correa, el cual es alimentado por corriente directa, un brazo de palanca para sostener una probeta estática y un porta probeta para sostener la probeta rotatoria y un sistema capaz de mantener en contacto la probeta rotatoria con la estática con la aplicación de una carga controlada como se muestra en la figura № 2.3

Con la ayuda de esta máquina se puede determinar el coeficiente de desgaste de un par tribológico, la fricción ocurre entre un cilindro rotativo y otro estático además con éste sistema es posible la obtención de curvas de desgaste y coeficiente de fricción en el tiempo, estas curvas dan una indicación del comportamiento del par.

Los ensayos se pueden realizar en diferentes materiales siempre y cuando estos sean capaces de soportar los esfuerzos producidos durante la prueba, previamente es necesario conocer de los materiales su flexión, su composición, los tratamientos térmicos a los que hayan sido sometidos y su dureza.

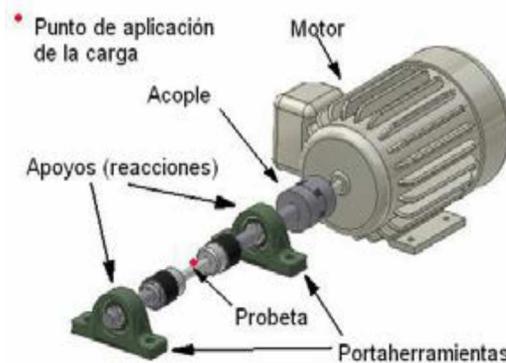


Figura № 2 3. Máquina de cilindros cruzados

Fuente: Marulanda A. José, Zapata M. Alberto, “Construcción de una Máquina para Ensayo en Desgaste Abrasivo; según norma técnica ASTM G-65”, *Scientia et Technica* Año XV, Núm. 41, Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia, 2009.

Máquina de Perno contra Disco ASTM G-99

Esta máquina nos ayuda a determinar pruebas de desgaste, mediante un perno que soporta una carga P proporcionada por un brazo o palanca de tipo mecánico,

hidráulico o neumático y se coloca perpendicularmente a un disco giratorio como se muestra en la figura 2.4, los parámetros de estudios está determinado por la norma ASTM G-99 los cuales son: carga normal, la velocidad de deslizamiento, la temperatura ambiente y el ambiente atmosférico.

La velocidad del disco oscila entre los 60-600 r.p.m y puede estar orientado de manera horizontal o vertical cuidando que no se genere vibraciones excesivas. Los reportes se obtienen en términos de pérdida de volumen en milímetros cúbicos con la ayuda de densidad de los materiales ensayados y con la previa ayuda de una balanza analítica con una sensibilidad menor a 0.1 mg las probetas deben ser medidas antes y después de la prueba.

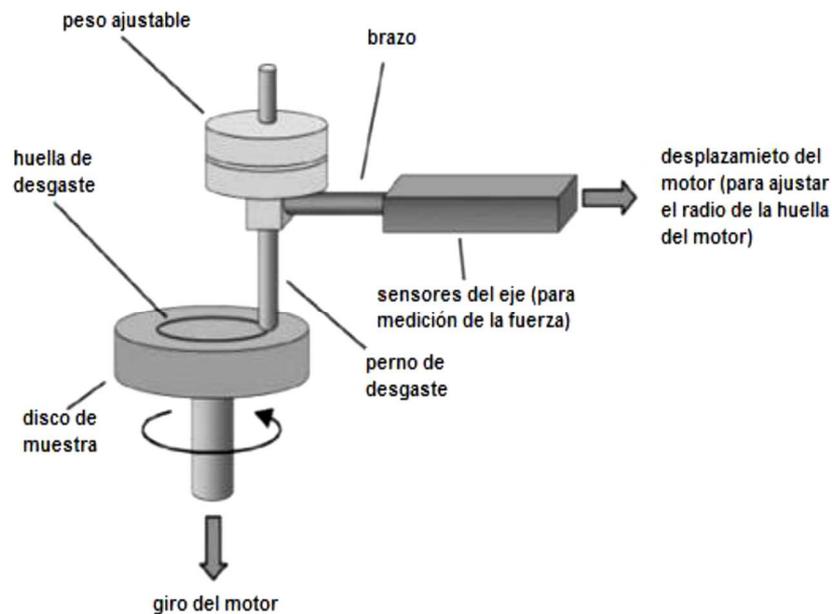


Figura № 2 4. Perno contra disco ASTM-G-99

Fuente: Peña B. Alejandro, "Caracterización Tribológica y Mecánica del Al 6061-T651 y del Al 6061-T651 con Recubrimiento de Fosfato de Cromo", 2002.

Este método es sumamente sencillo y facilita la obtención y el estudio de la fricción y el comportamiento de desgaste en casi todas las combinaciones de material en estado sólido, es recomendable expresar los resultados de las pruebas en forma individual para el perno y para el disco, además se recomienda que cada material se ensaye en ambos roles como perno y como disco.

Máquina de Disco sobre bloque ASTM G-77

Con la ayuda de este método podemos determinar el desgaste por deslizamiento en diferentes materiales. La muestra es colocada sobre un bloque estacionario el cual es presionado con una fuerza constante contra un anillo giratorio a 90° del eje del anillo de giro. La fricción es determinada como pérdida de material en milímetros cúbicos, tanto para el anillo como para el bloque, el material con mayor resistencia presentará menor pérdida de material.

Este sistema está compuesto por un anillo que gira con una velocidad angular controlada y se aplica una carga al bloque estacionario como muestra la figura 2.5. Para calcular el coeficiente de fricción se realiza mediante la obtención de la fuerza de corte que se presenta sobre la base de la palanca que impulsa el par. La dureza, tamaño de grano y tratamiento térmico, deben ser datos conocidos antes de realizar el ensayo. Generalmente este tribómetro es utilizado en pruebas para revestimientos, grasas y aditivos, bajo condiciones secas o lubricadas, donde se obtiene una relación del desgaste utilizando los siguientes parámetros:

- La carga nominal aplicada.
- El área de contacto real
- La velocidad angular del anillo.
- Las propiedades mecánicas del disco y el bloque.
- Las condiciones de lubricación.

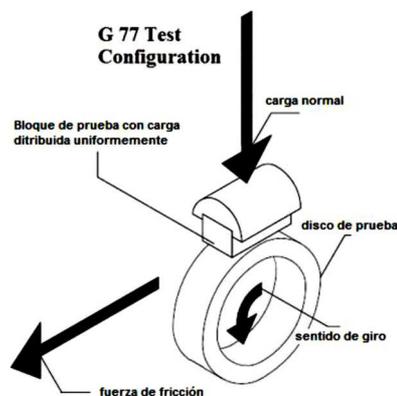


Figura № 2 5. Bloque sobre anillo.

Fuente: Barral Santiago, Cruz Pedro, Prototipo de tribómetro anillo sobre bloque para obtención de curvas de fricción. Universidad Nacional Autónoma de México.2014.

2.4.5 Ciencia de los materiales

La Ingeniería de materiales conocida como un campo multidisciplinario estudia nuevos materiales, y los mejora cada día mediante el estudio de su microestructura, composición, síntesis y procesamiento, para aplicarlos en áreas científicas y tecnológicas de las pequeñas y grandes industrias.

La composición se refiere a la constitución química de un material, mientras que el término estructura significa una descripción del arreglo atómico y la manera o forma de fabricar materiales a partir de elementos naturales o realizados por el hombre; finalmente el procesamiento se refiere al modo de formar los materiales en componentes útiles y la forma como se pueden alterar las propiedades de los mismos.

Los científicos e ingenieros en materiales se encargan de establecer las relaciones entre las propiedades y el funcionamiento de un material, así como la microestructura, la composición y la forma en la que el material se sintetizó y procesó.

Entonces la Ingeniería de materiales se enfocará en la manera de convertir o transformar los materiales en máquinas o herramientas útiles para el servicio del hombre.

La Ingeniería de Materiales se clasifica en cinco grandes grupos: Metales, polímeros, cerámicas, vidrios y materiales compuestos.

2.4.6 Tribología

Según Martínez, F. (1997). *La tribología: Ciencia y Técnica para el mantenimiento* explica que:

La “tribología” se deriva del griego tribos que quiere decir, fricción, logos, tratado, el cual puede entenderse como “frotamiento o rozamiento”, la traducción literal de la palabra podría ser, “la ciencia del frotamiento” Esta palabra fue utilizada por primera vez el 9 de marzo de 1966, esta fecha se reconoce como el nacimiento de la tribología como una nueva disciplina científica. (p.p 9-28)

Es considerada una ciencia interdisciplinaria porque se necesita de la ingeniería, la física, la química, las matemáticas, la metalurgia, la mecánica de fluidos, los materiales, entre otros. Todo cuerpo en movimiento es considerado un tribosistema, en el cual intervienen dos o más sólidos, sólidos y líquidos o también líquidos y gases.

Dentro de la interacción aparecen tres fenómenos principales que son:

- La fricción.
- El desgaste
- Lubricación.

2.4.6.1 La fricción

“El término fricción proviene del verbo en latín “fricare” que significa frotar. De manera formal se define a la fricción como la resistencia al movimiento que presenta un cuerpo sobre otro” (Handnook, 1992).

Las dos leyes básicas de la fricción son:

- 1) La resistencia de fricción es proporcional a la carga.
- 2) La fricción es independiente del área de deslizamiento de las superficies.

Existen dos tipos de fuerzas que actúan sobre la de fricción y se conoce como: fricción estática y fricción dinámica.

2.4.6.2 Tipos de fricción externa

Los tipos de fricción externa se dividen dependiendo del movimiento relativo:

a) Fricción de deslizamiento. La fricción por deslizamiento se presenta durante el movimiento relativo tangencial de los elementos sólidos en un sistema tribológico.

b) Fricción de rodamiento. La fricción por rodadura aparece durante el movimiento relativo de rodadura entre elementos sólidos de un sistema tribológico.

c) Fricción de rotación. Este tipo de fricción se da durante el movimiento relativo de rotación entre elementos sólidos de un sistema tribológico. Dentro de la fricción externa la fricción se divide a demás dependiendo de las condiciones de contacto:

a.- Fricción Estática. Es la pérdida de energía mecánica tanto al inicio como al final del movimiento relativo tangencial entre las zonas de los materiales en contacto.

b.- Fricción Móvil. Es la pérdida de energía mecánica producido por el movimiento relativo entre las zonas de los materiales en contacto.

c.- Fricción de Choque. Pérdida de energía mecánica al inicio y al final del movimiento relativo normal (perpendicular) entre zonas materiales en contacto.

2.4.6.3 Área de contacto

Como se observa en la figura Nº 2.6 es el área que descansa una sobre otra, pero el contacto no se produce en toda la interface, el contacto solo se produce en ciertas crestas favorables, en este sentido el área de contacto será a_1, a_2, a_3, a_4 etc. Entonces el área total de contacto será:

$$A_t = a_1 + a_2 + a_3... a_n. \quad \text{Ec. (2.1)}$$

Según A.D Sarkar B (1990). *Desgaste de metales*. Explica que:

Un área de contacto pequeña significa que la carga es soportada en unos cuantos puntos aislados.

Esto produce un esfuerzo normal intensificado en la interface y está bien establecido que el material en $a_1, a_2, a_3... a_n$. fluye plásticamente y forma fuertes uniones entre las superficies 1 y 2 (Figura 2.6). Obviamente, la suma de las áreas interfaciales de todas las uniones es el área real de contacto y éstas deben romperse para que una superficie pueda deslizarse en relación con la otra.

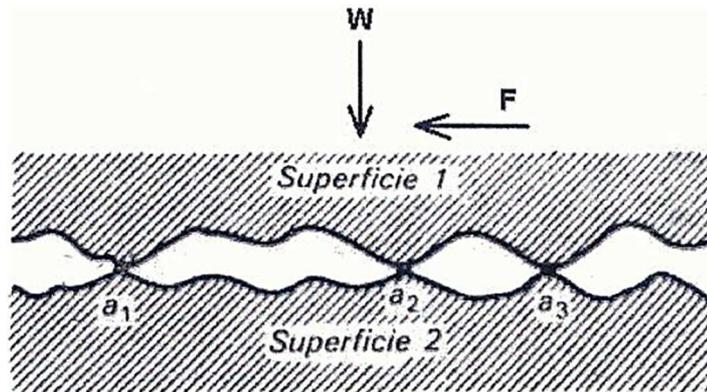


Figura Nº 2 6. La superficie 1 descansa sobre la superficie 2 bajo una carga normal W . El contacto sólo se produce en unas cuantas asperezas a_1 , a_2 y a_3 .

Fuente: V. H. Baltasar Hernández, *Comportamiento al desgaste de un material compuesto Al 6061 / Al₂O₃ en condiciones de envejecido natural y envejecido artificial*, 2001

2.4.6.4 Factores para controlar la fricción

Los factores más importantes para poder controlar la fricción son los siguientes:

- a) **La carga.** Influye en forma directamente proporcional a la fricción; sin embargo, es parte de todo mecanismo y en la mayoría de los casos es difícil modificar.
- b) **Naturaleza de los materiales.** Este factor depende de la estructura química de los especímenes a ensayar, de esta propiedad dependerá el porcentaje de fricción.
- c) **El acabado de las superficies.** Cuando la superficie es áspera existirá mayor fricción que cuando una superficie esta pulida.
- d) **Forma de los cuerpos.** La fricción por rodamiento es menor que la fricción por deslizamiento. Los cuerpos esféricos o cilíndricos, por lo tanto, ocasionan menor fricción.
- e) **La lubricación utilizada.**

2.4.6.5 Estados de la fricción

Según Pedro, A. (2002). *Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz* Explica:

Fricción metal-metal. Tiene lugar en un elemento lubricado como consecuencia del rompimiento de la película límite o por agotamiento de los aditivos antidesgaste

del lubricante. La fricción metal-metal no siempre se debe evitar. Hay casos en donde es imprescindible que ocurra, como por ejemplo en las líneas de ferrocarril, en donde es necesario que las superficies estén completamente exentas de algún tipo de lubricante para poder rodar y frenar rápidamente.

El Departamento de Ingeniería de Materiales y Fabricación (2003) Explica:

Fricción pura. Es un estado de fricción en el cual el sistema tribológico está constituido por dos elementos que corresponden a los materiales base. La fricción pura raras veces se encuentra en la práctica industrial y por lo general, se obtiene a nivel de laboratorio, bajo un control muy riguroso de los experimentos. Durante la fricción pura las superficies están libres de cualquier película contaminante. La magnitud del coeficiente de fricción pura varía entre 0,8 a 10 y más (p. 10).

Fricción sólida. Estado de fricción en el cual el sistema tribológico está constituido por tres elementos que presentan características de cuerpos sólidos. Durante la fricción sólida el tercer elemento está presente en forma de capas de un compuesto adheridas al metal base. En la práctica industrial este estado de fricción se halla ampliamente difundido.

Fricción fluida. Estado de fricción en el cual el sistema tribológico está constituido por tres elementos, presentando uno de ellos propiedades líquidas. La obtención de la fricción fluida está condicionada a la existencia de un lubricante líquido que separa las superficies de los elementos sólidos, que constituyen el sistema tribológico.

Fricción hidrodinámica. Estado de fricción en el cual las condiciones hidrodinámicas se logran a través del movimiento relativo del par friccionante, cuando se encuentra sometido a ciertas condiciones de velocidad y de carga. En este estado de fricción juega un papel muy importante la viscosidad del lubricante empleado.

Fricción hidrostática. Es un estado de fricción que se presenta en aquellos mecanismos que giran a bajas velocidades y que soportan grandes cargas y donde,

para formar la película hidrodinámica, es necesario inyectar aceite a presión antes y durante el movimiento del mecanismo.

Fricción gaseosa. Estado de fricción en el cual el sistema tribológico está constituido por tres elementos y uno de ellos presenta propiedades gaseosas. Dentro de la fricción gaseosa, una de las formas más difundidas es la que utiliza aire como elemento gaseoso y este separa las superficies de los elementos sólidos, que constituyen el sistema tribológico. La fricción aerodinámica se logra a través del movimiento relativo de los elementos sólidos, mientras que la aerostática se alcanza por medio de una presión exterior.

Fricción mixta. Es un estado de fricción integrado por lo menos por dos estados de fricción, que se presentan simultáneamente en un sistema tribológico. La fricción mixta, formada por los estados de fricción sólida y fluida se encuentra ampliamente difundida en la práctica industrial, sobre todo en aquellas uniones tribotécnicas que se caracterizan por bajas velocidades y grandes cargas (lubricación elastohidrodinámica o EHL). Durante la fricción mixta, las propiedades de los materiales, que constituyen la unión, juegan un papel de primer orden.

2.4.6.6 Fricción Adhesiva

Según Arnell R.D. (1991). *Tribology* explica que:

Cuando dos sólidos se llevan al contacto mecánico, a través de una carga, las superficies de éstos, no son totalmente planas ni están perfectamente pulidas, existen asperezas en cuyas partes superiores se localizan sus crestas. Al realizar el contacto mecánico, tiende a unirse por soldadura en frío. La aparición de nuevos puntos de interacción permite que el área de contacto real se incremente, soportando elásticamente a la carga. En estas condiciones, para un material ideal elástico plástico, se tiene:

$$W = Ar*Pc \qquad \text{Ec. (2.2)}$$

Donde:

W(N): carga normal aplicada

Ar (m²): área real de contacto.

Pc: presión de cedencia del material más blando.

Esta es aproximadamente similar a la dureza *H* del mismo, esto es:

$$W = Ar * H \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Como consecuencia de la severa deformación plástica, las uniones tienden a adherirse entre sí, formando lo que se conoce como amarres adhesivos.

2.4.6.7 La lubricación

Según Castillo Rodríguez F. (2007). *Tribología: fricción, desgaste y lubricación*.

Explica que:

El objetivo principal de la lubricación es la separación de dos superficies con deslizamiento relativo entre sí evitando que se presente desgaste alguno entre ellas e intentando que el proceso de deslizamiento se efectúe con el mínimo de roce, lo cual se logra a través de una película lubricante que sirve para evitar que se presente desgaste entre ambas superficies como se observa en la figura 2.7.

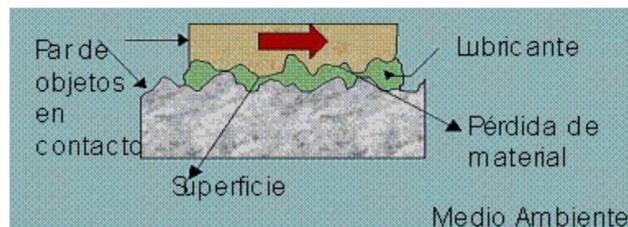


Figura N° 2 7. Película de lubricante entre dos cuerpos en contacto

Fuente: Díaz Felipe. (2007) *Tribología: fricción, desgaste y lubricación*. UNAM CUAUTITLÁN.

Con la revolución industrial y el invento de nuevas tecnologías que han permitido mayor velocidad en el giro de ejes se ha dado mayor importancia al estudio de la lubricación.

La lubricación se puede definir como un medio sólido, líquido o gaseoso donde se espera que se presenten fricción y desgaste, su función principal es proteger de la oxidación, corrosión, y desgaste además de contribuir a la refrigeración y evacuar impurezas logrando así evitar el contacto entre superficies y disminuir el esfuerzo cortante.

Según Schouwenaars Franssens R. (2004). *Análisis de la deformación plástica durante el desgaste de cojinetes de deslizamiento*, (Tesis doctoral no publicada). UNAM. México. Explica que:

Desde un punto de vista tecnológico, la lubricación no solo involucra los fenómenos que ocurran en la zona de contacto, también analiza los sistemas de alimentación, presurización y recirculación de los lubricantes, así como las características, mecánicas, térmicas y químicas de los mismos.

2.4.6.8 Tipos de lubricación

Son cuatro tipos de lubricación que nos ayudaran a minimizar la fricción y el desgaste en una superficie en deslizamiento lo cuales son:

Lubricación hidrodinámica. Esto ocurre cuando las superficies están completamente cubiertas con una película de lubricante, debido a la presión del lubricante se crea una “ola” creando una película entre los componentes, lo que impide el contacto entre superficies. En estas condiciones no se produce contacto físico entre los componentes evitándose el desgaste.

Lubricación Elastohidrodinámica. Se presenta en mecanismos altamente cargados, donde las rugosidades de las superficies de fricción trabajan siempre entrelazadas, como: lineales (engranajes), puntuales (rodamientos de bolas), causando aumento de la viscosidad del aceite, y en las crestas aparecen deformaciones elásticas permanentes.

El control de desgaste adhesivo y el consumo de energía producido por la fricción dependerán de la película límite adherida a las rugosidades como también de las capas de aceite de la película hidrodinámica que se forma cuando el lubricante es

sometido a elevadas presiones, cuando se produce deformación elástica de las crestas.

Lubricación sólida. Cuando el lubricante que es utilizado es un sólido, y se aplica éste tipo de lubricante cuando se producen temperaturas elevadas, acceso difícil de recirculación del lubricante líquido, cargas extremas con vibraciones, presencia de gases, disolventes y ácidos. Los lubricantes que son utilizados en este caso son el bisulfuro de molibdeno y el grafito.

En una investigación sobre. *Engineering tribology*. (Stachowiak & Batchelor). Encontraron que la:

Lubricación límite y mixta. Esta forma de lubricación implica las interacciones químicas entre los cuerpos en contacto y el lubricante líquido como ausencia de cualquier película lubricante, el único medio fiable de asegurar el movimiento relativo es a través de campos de fuerza magnéticos que permitan la separación de las superficies opuestas.

Según ASM Handbook, Volume 18. (1992). *Friction, Lubrication, and Wear Technology, glossary of term*. Explica que:

La selección de lubricantes debe realizarse dependiendo la geometría de los cuerpos en contacto, tomando en cuenta parámetros como la rugosidad y la textura de las superficies de deslizamiento, las condiciones ambientales de trabajo, temperatura y fricción, la composición de los materiales en contacto y las propiedades químicas y mecánicas de los lubricantes a emplear.

2.4.7 El desgaste

El desgaste es considerado como la pérdida de volumen de un material disminución de las dimensiones y por tanto la pérdida de tolerancias debido a la acción mecánica de otro cuerpo o medio que se encuentra en movimiento. Si la acción mecánica aparece en forma de fuerza de fricción, a este proceso se lo llama desgaste por fricción. En el desgaste el acto de ruptura se localiza en un pequeño volumen del

material, el cual es removido de la zona de rozamiento en forma de partículas de desgaste.

El daño de los mecanismos de las máquinas se debe principalmente debido a la deformación plástica, formación y propagación de grietas, corrosión y/o desgaste, siendo éste último el que causa el 75% de fallas mecánicas y causa grandes pérdidas de producción y de dinero en las pequeñas y grandes industrias.

El desgaste al igual que la fricción, no es solamente una propiedad del material, es una respuesta integral de un sistema.

2.4.7.1 Consecuencias del desgaste

Las principales consecuencias que se produce debido al desgaste son las siguientes:

- Alto consumo energía y de repuestos debido a las constante reparaciones y el mantenimiento excesivo.
- Reducción significativa de la producción debido a paros de la maquinaria.
- Las máquinas presentan un menor tiempo de vida útil.
- En motores de combustión interna se presenta pérdidas de potencia, mayor consumo de combustible, etc.
- El riesgo laboral es inminente debido al peligro por la rotura de piezas al sobrepasar los límites permisibles de diseño.
- Movimiento errático de los mecanismos lubricados.
- Los valores de vibración aumenta notablemente al igual que los niveles de ruido.
- Se presenta elevadas temperaturas de operación.

2.4.7.2 Formas de reducir el desgaste

Algunas de las formas de reducir el desgaste son:

- La utilización de un lubricante adecuado al momento de la operación es una de las formas de reducir el desgaste.

- Se debe establecer parámetros de tiempo para una oportuna lubricación y reengrase.
- Manejar adecuados y rigurosos programas de mantenimiento preventivo, que incluya la limpieza, el cambio de los filtros de aire, de aceite entre otros.
- Mantener un equipo en funcionamiento sin exceder el límite con el que fue diseñado.

2.4.7.3 Tipos de desgaste

Los tipos de desgaste más comunes en el orden de importancia son:

- a) Desgaste Adhesivo.
- b) Desgaste Abrasivo.
- c) Desgaste Corrosivo.
- d) Desgaste Erosivo
- e) Desgaste Cavitación.
- f) Desgaste Corrientes eléctricas.
- g) Desgaste Fatiga superficial.

a) Desgaste por adhesión

El desgaste adhesivo se presenta cuando dos superficies se deslizan entre sí, la presión alta entre las asperezas en contacto produce una deformación plástica permitiendo la formacin de regiones soldadas localizadas y la adhesión de las asperezas.

Cuando el desgaste adhesivo es favorecido con superficies limpias, sin ninguna clase de impurezas, libre de oxidos es posible aumentar la superficie de contacto, de ésta manera se obteniendo uniones adhesivas mas resistentes.

El desgaste adhesivo ocurre como el resultado de la destrucción de los enlaces entre las superficies unidas, lo que hace que parte del material arrancado se transfiera a la superficie del otro y el material que gana material aumenta su rugosidad y como consecuencia de éste fenómeno se produce el desgaste abrasivo gran parte del

desprendimiento adhesivo dependera de las propiedades físicas y químicas de los materiales en contacto.

Algunos de los sistemas que pueden sufrir desgaste adhesivo son: biela-seguidor, cola de milano-apoyo, rodamiento-apoyo etc.

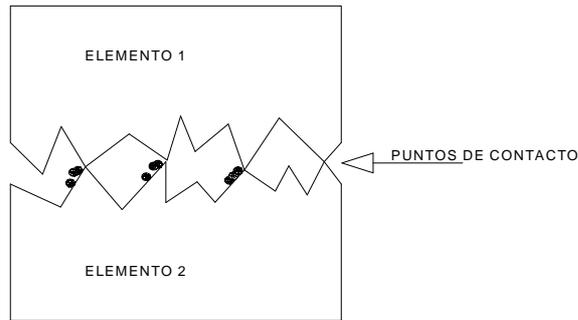


Figura Nº 2 8. Desgaste adhesivo entre dos piezas en movimiento.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

La figura 2.8 nos muestra la adhesión que ocurre en unas cuantas asperezas que se incrementan en tamaño conforme el movimiento continúa. La ruptura en las uniones en su punto más débil, provoca una transferencia de material de una superficie a otra. Archard proporciona una fórmula para calcular el desgaste adhesivo:

$$V = \frac{KSP}{H} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

Dónde:

V: Volumen de desgaste en m³ ó en plg³.

S: Distancia de deslizamiento (en m o en plg).

P: Carga aplicada (en N o en lb).

H: dureza Knoop del material suave.

K: Coeficiente de desgaste, que es la probabilidad de que la ruptura de una unión (sitio de contacto localizado entre las dos superficies) resulte en la formación de una partícula.

“El coeficiente de desgaste K puede variar su magnitud, dependiendo de factores como la similitud de los materiales, la rugosidad de las superficies, la carga normal, y la limpieza o lubricación de las superficies” (Hernández, 2001).

Desgaste adhesivo suave

El desgaste adhesivo suave se presenta en superficies metálicas limpias, que permiten la adhesión o la fusión de las mismas. Bajo condiciones atmosféricas normales, todas las superficies metálicas son cubiertas por una capa de gases absorbentes de vapores o de productos de reacciones químicas, que se fijan en la superficie de estos; por lo que la oxidación que se forma, es generalmente muy delgada, fácilmente penetrable por las asperezas de la contra cara, lo que permite que estas se adhieran fuertemente a la superficie opuesta.

Según, Zambonino N. (2013). “*Análisis de los factores de desgaste adhesivo en diferentes materiales antifricción sobre el Acero AISI 4340 bajo norma ASTM G83-96 y su efecto en las propiedades tribológicas*”. U.T.A. Ecuador, explica que:

Por otra parte, una película delgada de óxido de pobre adhesión, se presenta produciendo residuos formados de óxidos. Esto, frecuentemente ocurre como resultado de las cargas moderadas a las que se someten los materiales. El desgaste suave, puede iniciarse cuando los materiales tienen pobre adhesión, independientemente si las películas de óxidos son formadas, como sucede con aceros endurecidos en materiales no metálicos o superficies con tratamientos térmicos.

Desgaste adhesivo severo

Este desgaste se presenta cuando se tienen cargas medias y velocidades moderadas o cuando la capa de óxido es estable en sus superficies. Existen valores de carga y velocidad críticos en los que se presenta una transición entre el desgaste adhesivo suave y severo. Al seguir incrementando los valores de carga y velocidad, nuevamente se presenta la transición de desgaste adhesivo severo a suave. Cuando se incrementa la velocidad, la tasa de desgaste adhesivo severo se incrementa

considerablemente hasta alcanzar su máximo, y disminuye nuevamente cuando se vuelve suave. En la figura Nº 2.9, presenta en forma gráfica este comportamiento, donde se establece la influencia que la carga y la velocidad tienen durante el desgaste por deslizamiento.

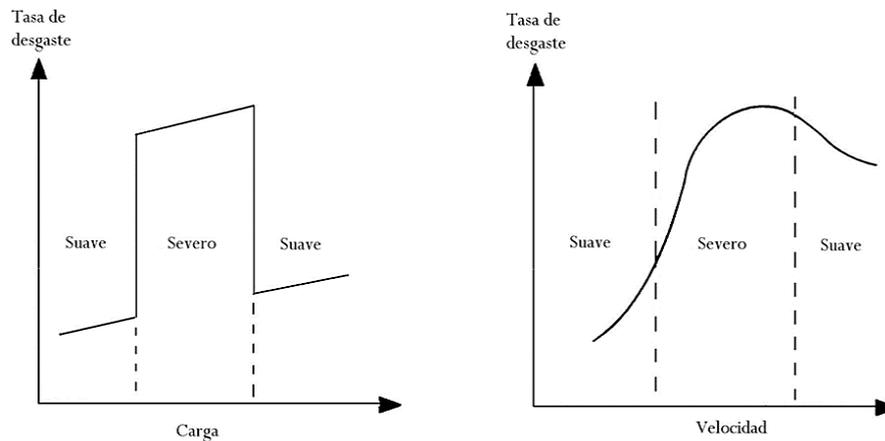


Figura Nº 2 9. Influencia de la carga y la velocidad sobre el desgaste de deslizamiento

Fuente: Gallardo, Ezequiel (2002). *Desarrollo de un prototipo tribológico funcional de configuración esfera sobre disco para medir el desgaste por deslizamiento en condiciones secas y lubricadas*. Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. México.

Según Bautista A. (2002). *Caracterización Mecánica y Tribológica Del Al 6061-T651 y del Al 6061-T651 con Recubrimiento de Fosfato de Cromo*. (Tesis de Maestría de Ing. Mecánica no publicada). SEPI-ESIME-IPN. México, explica que:

Además de las altas cargas y velocidades, también el incremento de la temperatura puede facilitar que nuevamente predomine la capa de óxido provocando un efecto reversible, en el que se presenta un desgaste suave, aun cuando el proceso de desgaste severo haya iniciado.

Los materiales que son resistentes a la oxidación y a la corrosión presentan limitada resistencia al desgaste adhesivo. Pero cuando la presencia de óxido libre es grande, puede llegar a presentarse dicho desgaste.

b) Desgaste por abrasión

Se define al desgaste abrasivo como la pérdida de material debido a la interacción entre partículas o superficies duras que son forzadas contra la superficie causando

incrustación, este tipo de desgaste se presenta ya sea en estado seco o lubricado un esquema similar lo podemos observar en la figura 2.10.

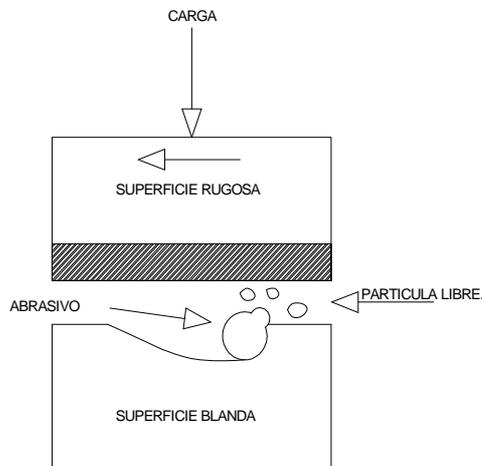


Figura Nº 2 10. Desgaste abrasivo debido a la presencia de partículas duras.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

c) Desgaste Corrosivo

El desgaste corrosivo es el deterioro lento y progresivo de las superficies metálicas al estar presente sustancias ácidas consecuencia de la degradación de los aceites, que afectan la metalurgia de los mecanismos. Se presenta generalmente cuando existen vibraciones en el sistema, lo que interrumpe la película lubricante y hacen que la humedad del ambiente corra las superficies.

El desgaste corrosivo se puede evitar si se cambia en aceite en los intervalos recomendados.

d) Desgaste Erosivo

Es la pérdida de material causado por partículas sólidas ó metálicas en suspensión en un fluido a alta presión de un tamaño menor a la película del lubricante.

Las partículas al entrar en zona de alta no siguen un movimiento lineal sino que se desordenan y chocando contra las rugosidades y van fatigando hasta desprender material como nos muestra la figura 2.11.

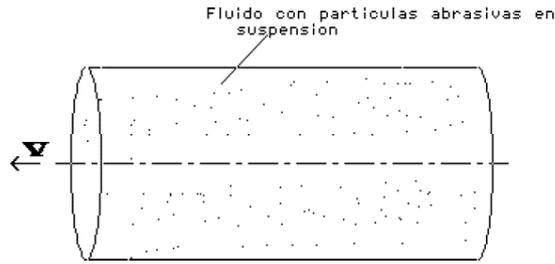


Figura Nº 2 11. Desgaste abrasivo debido a la presencia de partículas duras.

Fuente: Maryory Gómez. (2005). *Caracterización de las propiedades Tribológicas de los recubrimientos duros*, Universidad de Barcelona.

e) Desgaste por cavitación

Tiene lugar cuando las burbujas de vapor de agua que se forman en el aceite, al circular éste a través de una región donde la presión es menor que su presión de vapor, “explotan”, cerca de las superficies metálicas darán lugar a presiones localizadas muy altas que ocasionarán picaduras y grietas en dichas superficies la demostración de este desgaste lo podemos apreciar en la figura 2.12.

La Cavitación generalmente va acompañada de ruido y vibraciones. El desgaste por Cavitación se puede evitar incrementando la presión en el sistema ó utilizando aceites con presiones de vapor bajas a altas temperaturas.

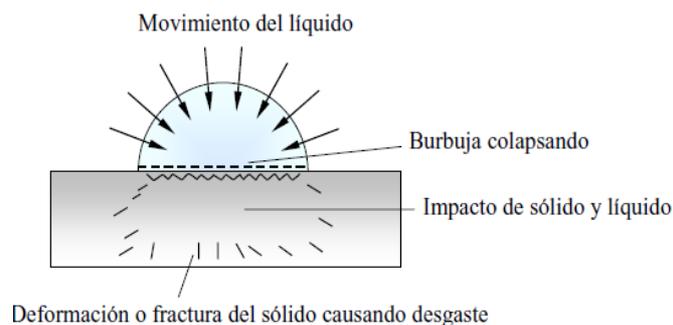


Figura Nº 2 12. Esquema del mecanismo de desgaste por cavitación.

Fuente: Maryory Gómez. (2005). *Caracterización de las propiedades Tribológicas de los recubrimientos duros*, Universidad de Barcelona.

f) Desgaste por Corrientes Eléctricas

Este tipo de desgaste se presenta como consecuencia del paso de corrientes parásitas o fuentes externas a través de los elementos de una máquina lubricados, cuya toma

a tierra es defectuosa ó no la tiene causando en ellos picaduras que los pueden dejar inservibles como en el caso de los rodamientos y cojinetes lisos en turbomaquinaria.

g) Desgaste por fatiga Superficial

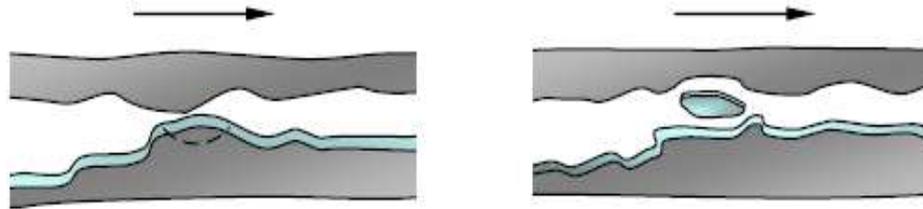


Figura Nº 2 13. Ilustración del desgaste por fatiga entre dos superficies en deslizamiento.

Fuente: Maryory Gómez. (2005). Caracterización de las propiedades Tribológicas de los recubrimientos duros”, Universidad de Barcelona.

Es el único tipo de desgaste que no se puede evitar y se presenta como consecuencia de los esfuerzos cíclicos de tensión, compresión y esfuerzos cortantes sobre una superficie, que superan los del material del mecanismo, ó por la presencia de partículas sólidas ó metálicas de un tamaño igual al espesor de la película lubricante y que no se adhieren a ninguna de las superficies en movimiento como se observa en la figura 2.13; en este caso la partícula es atrapada instantáneamente entre las superficies y origina hendiduras en ella debido a que las superficies se flejan a lado y lado de la partícula como consecuencia de la carga que soportan, iniciándose las grietas, picaduras y escamas las cuales se esparcen después de n ciclos de esfuerzos. Se piensa que las grietas por fatiga aparecen debajo de la superficie en un punto en que el esfuerzo cortante es máximo, (Figura 2.14).

La falla por fatiga superficial se presenta de manera típica después de millones de ciclos de deformación elástica y se acelera cuando se tienen temperaturas de operación por encima de los 50°C, El desgaste por fatiga superficial aparece más rápidamente en los elementos que están sometidos a movimiento de rodadura que por deslizamiento debido a los mayores esfuerzos que soportan, este es el caso de los rodamientos, flancos de los dientes de los engranajes a la altura del diámetro de paso, y las superficies de las levas, entre otros.

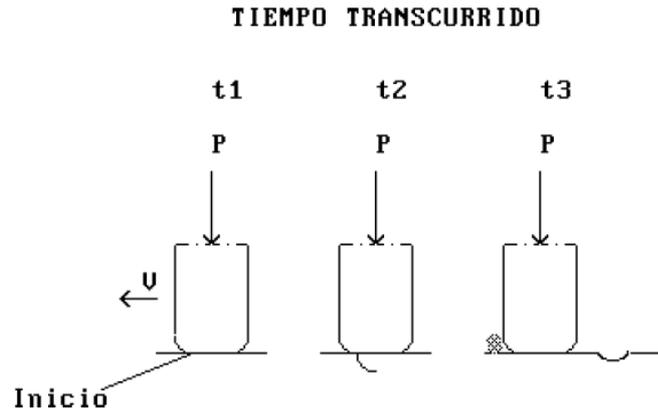


Figura N° 2 14. Desgaste por fatiga superficial

Fuente: Díaz Felipe. (2007). Tribología: fricción, desgaste y lubricación, UNAM CUAUTILÁN.

2.4.7.4 Medición del desgaste

Pérdida de masa

Existen varios métodos cualitativos y cuantitativos utilizados para medir el desgaste pero si existe pérdida de material durante el desgaste es conveniente determinar la cantidad de material removido utilizando una balanza para saber la pérdida de peso, se recomienda realizar éste proceso antes y después del ensayo realizado (cambio de masa). En cambio si dentro del desgaste se produce algún tipo de tensión superficial en alguno de los componentes se determinaría midiendo la rugosidad o el agrietamiento.

Además el desgaste puede ser determinado midiendo el cambio de masa o el cambio que sufre el material en dimensiones.

“Puesto que las partes involucradas se vuelven más pequeñas y más ligeras, o la pérdida en masa se vuelve más pequeña, es necesario utilizar un equipo para la medición del peso con una alta sensibilidad” (S. Lampman ,1997).

Pérdida de volumen

Según S. Lampman (1997), *Friction and wear testing Source Book of Selected References 9from ASTM Standards and ASM Handbooks, ASM International, ASTM*, explica:

En una extensa proporción de reportes que contienen mediciones de desgaste, se puede encontrar que las cantidades de desgaste se encuentran reportadas en unidades de volumen, por ejemplo mm^3 . Esto permite una mejor comparación de las cantidades de desgaste que tienen los materiales de diferentes densidades, y permite también un cálculo fácil de las cantidades de desgaste lineal. Muchos de los estándares para los ensayos de desgaste requieren el reporte del desgaste en unidades de volumen

2.4.7.5 Normas para medir fricción y desgaste

a) Norma ASTM G115 – 10

Esta norma ayuda a conocer los parámetros para obtener coeficientes de fricción dentro de un sistema tribológico y aporta con un modelo estándar para presentar un informe de los ensayos realizados, para de una manera simple establecer los tipos de materiales y tribosistemas que se quiera estudiar. Dentro de éste además se establece la información necesaria para seleccionar un método que permita obtener las propiedades de fricción de los materiales. Con la finalidad de poder intercambiar resultados obtenidos entre laboratorios para elaborar un manual de manejo y desarrollo que se pueda contar en bases electrónicas.

b) Norma ASTM D2266-91

Esta norma está aplicada a lubricantes grasos, y se utiliza para determinar las características preventivas del desgaste presente en el deslizamiento de dos superficies metálicas (acero sobre acero). En la prueba para esta norma, tres esferas de acero se encuentran colocadas en una taza de bolas, que está montada en sobre una superficie de muestras dentro de una cámara a elevada temperatura.

Según BRUKER, *Tribology and Mechanical Testing Unit*, “*Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricants Using the CETR-UMT 3 in a Four-Ball Configuration*”, USA. Explica que:

La taza de bolas se llena con la muestra de lubricante, mientras una cuarta esfera se mantiene estacionaria en un soporte de bolas superior, el cual está montado en un

sensor que mide el par y la carga, y que se encuentra conectado a un motor que lo impulsa hacia abajo llevando el soporte al centro de las otras tres esferas localizadas en la copa de bolas como se muestra en la figura 2.15.

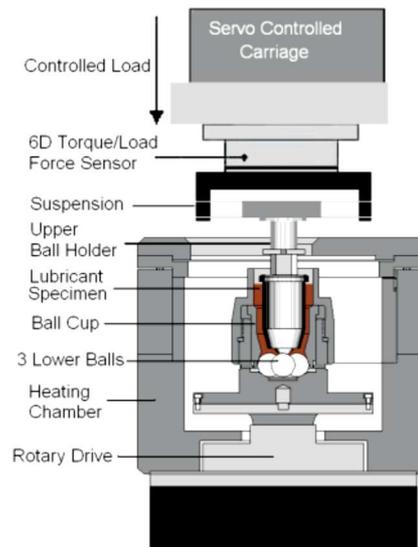


Figura Nº 2 15. Configuración de tribómetro de cuatro bolas.

Fuente: <http://www.astm.org/Standards/G115.htm>.

c) Norma ASTM G181-04

La norma ASTM G181-04 (2009) establece un procedimiento estándar para realizar ensayos de fricción en un banco de pruebas sobre materiales, recubrimientos y tratamientos superficiales destinados a ser utilizados en anillos de pistón y camisas de cilindros implementados en motores diésel o encendidos por chispa bajo ciertas condiciones de lubricación.

STM International is a member of CrossRef (2013). DOI: 10.1520/G0115.

El objetivo de esta norma es proporcionar una idea preliminar sobre los materiales y tipos de recubrimientos que pueden ser empleados en la evaluación de un anillo. Se reproduce un deslizamiento alternativo para simular el contacto que se produce entre el anillo de un pistón y el recubrimiento de su acoplamiento ubicado en un punto superior al centro del cilindro, donde la lubricación del líquido es menos eficaz provocando un mayor desgaste. Por esta razón esta norma presta especial atención en la alineación de la muestra y el deslizamiento y estado del lubricante.

d) Norma ASTM D5707

STM International is a member of CrossRef (2013). DOI: 10.1520/G0115

La norma se utiliza para determinar las propiedades de desgaste y el coeficiente de fricción utilizando grasas lubricantes a temperaturas y cargas específicas donde las aplicaciones suelen presentar vibraciones al arranque, freno o durante largos periodos de tiempo bajo un contacto Hertziano a altas presiones. Los usos van desde la aplicación de grasas lubricantes en juntas isocinéticas ubicadas en la rueda delantera de algunos automóviles hasta la aplicación de grasas lubricantes a rodamientos de bolas.

e) Norma ASTM G77

Según BRUKER, *Tribology and Mechanical Testing Unit*, “*Standard Test Method for Wear Preventive Characteristics of Lubricants Using the CETR-UMT 3 in a Four-Ball Configuration*”, USA. Explica que:

La norma ASTM G77 es un método de prueba estándar que se utiliza para clasificar la resistencia de los materiales ocasionado por el desgaste presente en superficies en deslizamiento bajo diversas condiciones utilizando un tribosistema que sigue la configuración block-on-ring (anillo sobre bloque), donde una muestra estacionaria es presionada contra un anillo giratorio que aplica una fuerza constante. La fricción entre las superficies de deslizamiento de los bloques y el anillo resulta en la pérdida de material de ambas piezas. Este tipo de pruebas puede llevarse a cabo utilizando diversos tipos de lubricantes según las cargas, velocidades y temperaturas que simulan las condiciones de servicio.

f) Norma ASTM G99

La norma ASTM G99 es utilizada para determinar el desgaste y los coeficientes de fricción de materiales sólidos en deslizamiento, con la ayuda de un tribómetro que sigue la configuración “pin-on-disk”. Las pruebas se realizan bajo parámetros controlados de velocidad, carga, distancia, temperatura y bajo condiciones no abrasivas.

2.4.8 Polímeros

El significado de polímeros viene del griego “poli” que significa mucho y “meros” que significa partes, conocidas también como macromoléculas, debido al enorme tamaño de las moléculas que los componen. El peso de las moléculas es 100 veces más pesadas que las moléculas del agua.

Los polímeros son materiales constituidos por moléculas formadas por unidades constitucionales que se repiten de manera casi ordenada y se entrelazan como si fueran eslabones de una cadena, esta cadena presenta ramificaciones o entrecruzamientos de gran tamaño por lo que adquieren el nombre de macromoléculas; se dice también que los polímeros son compuestos químicos cuyas moléculas están formadas por la unión de otras moléculas más pequeñas llamadas monómeros.

En su gran mayoría los polímeros están formados por estructuras de carbón y por tanto se consideran compuestos orgánicos. En la actualidad existen polímeros de gran valor económico, pero los polímeros que generalmente observamos son sintéticos con variedad de propiedades y aplicaciones.

En la figura 2.16 se puede apreciar la clasificación de los polímeros:

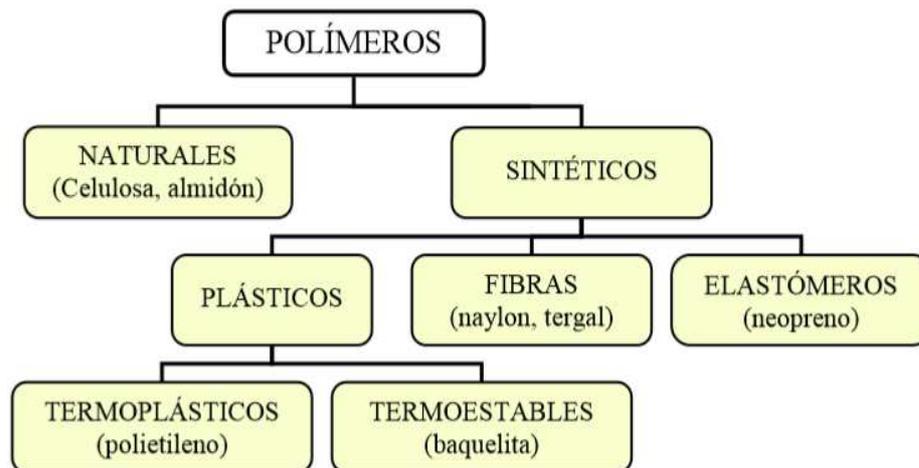


Figura Nº 2 16. Clasificación de los polímeros.

Fuente: <http://fisica.universidadlaboralab.es/wordpress/wpcontent/uploads/2011/05/polimeros.pdf>.

2.4.8.1 Politetrafluoretileno (PTFE)

El PTFE es un polímero de alto peso molecular. Considerado uno de los más versátiles dentro de los materiales plásticos conocidos y su utilidad se extiende a un gran rango de productos, para aplicaciones en las cuales otros materiales no pueden ser utilizados.

El teflón se descubrió por accidente en 1939 el químico norteamericano Roy Plunkett siendo científico investigador de Kinetic Chemicals, empresa subsidiaria de DuPont, mientras trabajaba en la búsqueda de un nuevo gas refrigerante del tipo CFC (clorofluorocarbono o gas freón). Un posterior análisis químico determinó que se trataba de Politetrafluoretileno. En 1941 la empresa DuPont patentó el producto y en 1945 lo registró con el nombre comercial de Teflón. En 1946 la propia empresa DuPont comenzó a emplear el teflón en la fabricación de engranajes y otros elementos mecánicos auto-lubricados.



Figura N° 2 17. Teflón virgen.

Fuente: QuimiNet Sectores relacionados: Automotriz, Plásticos, Textil.

Generalmente el teflón generalmente aparece en el mercado bajo presentaciones cilíndricas como se observa en la figura 2.17.

2.4.8.2 Aplicaciones del teflón

Las principales aplicaciones del teflón son:

- La industria mecánica lo utiliza en la producción de engranajes y mecanismos auto-lubricados.

- La industria automotriz, lo utiliza para fabricar mangueras, sistemas de airbag, frenos, filtros de aceite y escobillas de los parabrisas.
- La industria eléctrica y electrónica utiliza el teflón por su gran capacidad aislante en el recubrimiento externo de alambre y cable eléctricos, en chapas de capacitores o condensadores variables de los radioreceptores y en la fabricación de semiconductores.
- Por ser un material inerte la medicina lo utiliza en prótesis y en vasos sanguíneos del cuerpo.
- La óptica utiliza en lentes para proporcionar cualidades antiestáticas que evitan la atracción del polvo y las suciedades

Entre otras variadas aplicaciones también podemos mencionar: alfombras, telas, cortinas, utensilios de cocina, cintas para sellos de tuberías, ropa, pinturas lubricantes, etc.

2.4.8.3 Características del Teflón

Las principales características que presenta el teflón son:

- Alta resistencia a temperaturas elevadas.
- Alta resistencia a la acción de agentes químicos y solventes.
- Alta anti adhesividad.
- Altas propiedades dieléctricas.
- Bajo coeficiente de fricción.
- No tóxico.

El PTFE es generalmente considerado un polímero termoestable, el cual mantiene una muy alta viscosidad a temperaturas de 327 ° C y puede ser utilizado en el rango de temperatura comprendida entre -200 °C y +260 °C.

2.4.8.4 Propiedades Físico-Mecánicas del teflón

Las propiedades físico-mecánicas que presenta el teflón son las siguientes:

- a) **Resistencia a la tracción y compresión.** En servicio continuo se puede utilizar hasta los 260°C, a temperaturas de -270°C conserva todavía una cierta plasticidad a la compresión.
- b) **Resistencia a la flexión.** Es un material altamente flexible y no se rompe.
- c) **Memoria plástica.** Si al teflón se lo somete a deformaciones de tracción y compresión por debajo del límite de rotura, parte de estas deformaciones permanece, creando tensiones que se pueden eliminar por calentamiento. Esta propiedad es conocida como “memoria plástica”.
- d) **Fricción.** El coeficiente de fricción es el más bajo conocido entre todos los materiales sólidos. Los rangos de fricción se presenta entre 0,04 y 0,15, dependiendo de las cargas aplicadas.
- e) **Desgaste.** El desgaste dependerá del material con el que este interactuando además de la velocidad y la carga.

2.4.8.5 Combinación del teflón con otros materiales

La combinación del teflón con otros materiales se realiza para mejorar sus propiedades y resistencia para las diferentes aplicaciones donde se utilice este material.

- a) **Teflón con fibra de vidrio.** Con éste agregado mejora las características de desgaste, resistencia a la compresión, y se brinda estabilidad química, pero el grado de fricción aumenta, para compensar éste defecto se suele agregar grafito. El porcentaje adicional de vidrio varía de 5 a 40 %. Este material puede ser utilizado en cojinetes, juntas, oring’s, sellos hidráulicos etc. En la figura 2.18 podemos observar la combinación del teflón con fibra de vidrio.



Figura Nº 2 18. Teflón con fibra de vidrio.

Fuente: QuimiNet Sectores relacionados: Automotriz, Plásticos, Textil.

b) Bronce con Teflón. El bronce con teflón permite mejorar la resistencia al desgaste, a la compresión y presenta una buena conductividad térmica.

No es recomendable utilizar en aplicaciones eléctricas y pose baja resistencia química, el porcentaje de bronce que se adiciona varía entre 40 a 60 %, en la figura 2.19 podemos apreciar esta combinación.

Se puede aplicar en sellos dinámicos donde se necesita de una alta resistencia al desgaste y generalmente está sometido a mucha compresión y donde la resistencia química no influye en gran medida como: en bujes, rodillos de la industria textil, anillos de compresión entre otros.



Figura Nº 2 19. Bronce con Teflón

Fuente: QuimiNet Sectores relacionados: Automotriz, Plásticos, Textil.

c) Teflón con bisulfuro de molibdeno. Presenta un bajo coeficiente de fricción (estática), buena conductividad térmica y es resistente al desgaste aunque presenta poco efecto en sus características eléctricas.

Dentro de sus ventajas podemos encontrar que tiene un bajo coeficiente de rozamiento, tiene buena elasticidad y es poco reactivo a químicos.

Es utilizado en la industria alimenticia para envasar alimentos, anillos para pistones, bujes en condiciones extremas de humedad, y bombas sumergidas en ácidos, la figura 2.20 nos presenta alguna de estas aplicaciones.



Figura Nº 2 20. Teflón con bisulfuro de molibdeno.

Fuente: QuimiNet Sectores relacionados: Automotriz, Plásticos, Textil.

- d) Teflón con carbón.** El carbón le convierte en un material anestático, pero mejora las características de desgaste, soporta mayor carga, aumenta su conductividad térmica y su resistencia química es inalterable.

El agregado de carbón varía de 10 a 35 % siempre acompañado con un porcentaje menor de grafito. Se lo utiliza en asientos para válvulas, empaquetadura hidráulica, bujes cojinetes etc.

- e) Teflón con Acero inoxidable.** Con la ayuda del acero inoxidable se mejora la resistencia a la compresión y la resistencia química además presenta baja permeabilidad. Se puede aplicar en la industria alimenticia ya sea en sellos o cojinetes.

2.4.9 Acero AISI 304

Teflón con Acero inoxidable. Considerado uno de los aceros inoxidables más versátiles de la serie 300. Puede ser utilizado en aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte, en soldadura no requiere recocido. Tiene excelente resistencia a la corrosión (425 - 860°C), por lo que se lo puede utilizar en la industria química, alimenticia, petrolera entre otras

2.4.10 Ensayos de dureza

Ensayo de dureza

El ensayo de dureza se evalúa resistencia de la superficie de un material al ser indentado por otro. Estos ensayos se realizan en máquinas llamadas durómetros, se

aplica una carga al penetrador que tienen forma esférica, cónica o piramidal y se mide el tamaño de la huella. La figura Nº 2.21 muestra los principales tipos de ensayos de dureza.



Figura Nº 2 21. Ensayos de dureza Brinell y Rockwell

Fuente: Askeland, (1998). *Ciencia e ingeniería de materiales*.

A continuación se describe los principales tipos de ensayos de dureza:

a) Ensayo de dureza Brinell. Éste método consiste en penetrar una bolilla de acero muy duro (Carburo de tungsteno) sobre el material a ensayar. El diámetro es de 10 mm y las cargas normalizadas podrán variar entre 500 y 300 kg con incrementos de 50 kg, el ensayo se realiza en a una carga constante en espacios de tiempos que varía entre 10 y 30 s. El valor de la dureza se puede determinar al dividir la carga aplicada P por la superficie del casquete el valor de la profundidad es medida directamente por la máquina.

$$H_B = \frac{P}{\pi d h} \quad \frac{kg}{mm^2} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

Según Callister, W. D. (2007). *Materials Science and Engineerig* (7a ed.), explica que:

El número de dureza Brinell, HB, es una función tanto de la magnitud de carga como del diámetro de la huella resultante (Tabla 2.1). Este diámetro se mide con una lupa de pocos aumentos, que tienen una escala graduada en el ocular.

b) Ensayos de dureza Rockwell. Este ensayo difiere del ensayo Brinell en que las cargas son menores y los penetradores son más pequeños.

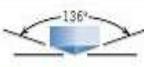
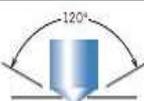
Este tipo de dureza se obtiene directamente del dial indicador de la máquina. Este ensayo se puede realizar usando una bolilla de acero a la cual se aplica una carga de 50 o 90 kg y una carga de 140 kg cuando se utiliza el cono de diamante.

Tabla N° 2 1. Comparación de ensayos de dureza típicos

Ensayo	Penetrador	Carga Kg	Aplicación
Brinell	Bola de 10mm	300	Hierro y aceros fundidos
Brinell	Bola de 10mm	500	Aleaciones no ferrosas
Rockwell A	Cono de diamante	60	Materiales muy duros
Rockwell B	Bola de 1/6 pulg	100	Latón, acero de baja resistencia
Rockwell C	Cono de diamante	150	Acero de alta resistencia
Rockwell D	Cono de diamante	100	Acero de alta resistencia
Rockwell E	Bola de 1/8 pulg	100	Materiales muy suaves
Rockwell F	Bola de 1/16 pulg.	60	Aluminio, materiales suaves
Vickers	Pirámide de diamante	10	Materiales duros
Knoop	Pirámide de diamante	500	Todos los materiales

Fuente: *Askeland, (1998) Ciencia e ingeniería de materiales.*

Tabla N° 2 2. Técnicas de ensayo de dureza.

Test	Indenter	Shape of Indentation		Load	Formula for Hardness Number ^a
		Side View	Top View		
Brinell	10-mm sphere of steel or tungsten carbide			P	$HR = \frac{2P}{\pi D [D - \sqrt{D^2 - a^2}]}$
Vickers microhardness	Diamond pyramid			P	$HV = 1.854P/d_1^2$
Knoop microhardness	Diamond pyramid			P	$HK = 14.2P/l^2$
Rockwell and Superficial Rockwell	Diamond cone; 1/16, 1/8, 1/4 in. diameter steel spheres			60 kg } 100 kg } Rockwell 150 kg } 15 kg } 30 kg } Superficial Rockwell 45 kg }	

Fuente: *Callister, Materials Science and Engineering, 2007*

c) **Ensayos Vickers (HV).** En éste método se utiliza un penetrador de diamante en forma de pirámide recta de base cuadrada, para hacer la huella, luego se mide sus diagonales una vez que se retira la carga aplicada. Es necesario un microscopio para obtener su medición.

“Se puede obtener un índice de dureza Brinell en unos cuantos minutos sin preparar ni destruir el componente; y obteniendo una buena aproximación de su resistencia a la tensión” (Askeland, 1998).

La dureza Vickers es posible determinar mediante la siguiente ecuación:

$$HV = \frac{P}{8.1^2} 2 \operatorname{sen} \frac{136}{2} \quad (\text{Ec.2.5})$$

Siendo $l^2 = d^2/2$ podemos obtener una ecuación en función de la diagonal d:

$$HV = \frac{1.854P}{d^2} \quad (\text{Ec.2.6})$$

También podemos determinar la dureza Vickers en función de la profundidad de penetración h:

$$HV = \frac{P}{4h^2 \tan^2 \frac{136}{2} \sqrt{1 + \tan^2 \frac{136}{2}}} \quad (\text{Ec.2.7})$$

Estas ecuaciones requieren una exactitud de 0,001 mm y el valor de d resultará del promedio de ambas diagonales. Las cargas pueden variar de 1 a 100 kg según el espesor y tipo de material.

d) **Dureza Shore.** Éste método se utiliza en condiciones de carga bajas con un penetrando aguzado cónico, la profundidad de la huella dejada por el penetrador determina la dureza del material. Esta tipo dureza es aplicada en materiales de baja dureza como los polímeros.

2.5 Hipótesis

El estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, influirá en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

2.5.1. Unidades de Observación o de Análisis

2.5.2. Señalamiento de las variables

Variable Independiente. Estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99.

Variable dependiente. Desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

Término de relación: Influirá

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Enfoque

El presente tema de investigación primará el enfoque cuantitativo, debido a que con la ayuda de probetas de teflón se pretende conocer parámetros de desgaste producidos por la adhesión en un sistema “Pin on Disk” para lo cual se establecerá diferentes parámetros de carga y distancia de ensayo además con la ayuda de un software se desea establecer graficas demostrativas del fenómeno de desgaste producido.

La investigación se complementará con un enfoque cualitativo, para lo cual se obtendrá valores de dureza y detalles físico mecánicas de las probetas de teflón, ya que de éstas propiedades dependerá el mayor o menor porcentaje de desgaste en el material a ensayar.

3.2 Modalidad y Tipo de Investigación

3.2.1 Modalidad

Las modalidades de investigación que se ajustan al presente proyecto de estudio son:

Investigación bibliográfica, porque es necesario recurrir a información documental, libros, revistas científicas, catálogos, tesis, escritos técnicos, páginas de internet para de esta manera tener referencias previas, que ayude a realizar éste presente estudio.

Investigación experimental, ya que se variará la carga aplicada en el sistema y distancia de ensayo para determinar el desgaste adhesivo en el teflón sobre el acero AISI 304 en un sistema “Pin on Disk” bajo norma ASTM G-99.

3.2.2 Tipo

Exploratoria, ya que se trata de conocer minuciosamente el tribosistema más adecuado que permita determinar el desgaste, el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste de manera confiable, eficiente y exacta que se producen en pares tribológicos, en este caso el desgaste por adhesión producido en el teflón.

Descriptiva, ya que describirá el problema mediante el aporte investigativo de varios mecanismos construidos previamente, en función de varios parámetros como, el tamaño, los materiales utilizados, tipo de configuración, la presencia o no de lubricación entre otros aspectos importantes.

Explicativa, porque permitirá explicar el fenómeno de desgaste por adhesión, considerado como el más frecuente y el más importante producido en el teflón sobre un acero AISI 304.

Parámetros de probetas

La norma ASTM G-99, en su inciso 6.3.1 da a conocer que la superficie debe estar libre de impurezas y el acabado superficial no debe alterar el material significativamente, por lo que se optó por preparar una superficie lisa en el pin.

- **Superficie:** lisa (se utiliza una lija numero 2000)

Parámetros de diámetros de probetas

La norma ASTM G99 recomienda tomar un diámetro para el pin en el rango de (2 a 10) mm, se tomó el diámetro máximo debido a la facilidad de conseguir probetas con este diámetro en el mercado. Además la norma recomienda utilizar pines de forma cilíndrica típica o esférica para el contacto con el disco, por lo que se consideró utilizar un pin de forma cilíndrica (esférica), debido a que el material es

de fácil maquinabilidad para que adopte una forma esférica y obtener un acabado requerido. Finalmente aunque la norma recomienda realizar ensayos en el disco y en el pin, en este estudio se considerara el desgaste solo en el pin debido a la gran diferencia de dureza.

Tabla N° 3 1. Casos de Estudios

Diámetro del Pin (mm)	Distancia Recorrido (m)	Carga Aplicada (N)	Nº de Probetas
10	250	10	3
10		30	3
10		50	3
10	500	10	3
10		30	3
10		50	3
10	750	10	3
10		30	3
10		50	3
10	1000	10	3
10		30	3
10		50	3
10	250	10	3
10		30	3
10		50	3
10	500	10	3
10		30	3
10		50	3
10	750	10	3
10		30	3
10		50	3
10	1000	10	3
10		30	3
10		50	3
10	250	10	3
10		30	3
10		50	3
10	500	10	3
10		30	3
10		50	3
10	750	10	3
10		30	3
10		50	3
10	1000	10	3
10		30	3
10		50	3

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Entonces el número de casos de estudio serán: 36

3.3 Población y Muestra

3.3.1 Población

La presente investigación tendrá como población 36 barras cilíndricas de teflón de alto peso molecular, considerado uno de los plásticos más versátiles.

3.3.1 Muestra

Para realizar los estudios de desgaste por adhesión se tomarán 3 muestras por cada diámetro, variando la distancia de recorrido del disco, esta recomendación se toma en cuenta de Baker 1994, que recomienda tomar 3 réplicas o más para un estudio de desgaste adhesivo.

Ensayos preliminares de Vazari y colaboradores (Vazari et al., 1998) determinaron que las distancias más apropiadas de deslizamiento son: 250m, 500m, 750m y 100m.

Además como estudio adicional se realizará la variación de las cargas para obtener datos en función de este parámetro.

3.4 Operacionalización de variables

A continuación se da a conocer las referencias de donde fueron tomados los datos para realizar la operacionalización de variables:

a) Carga

La carga se asignó tomando en cuenta estudios preliminares en los cuales se utilizan cargas de 10, 16.66, y 49.05 N. Para un diámetro de 6 mm se utiliza una carga de 49.05 N, en el estudio de realizado por César Damián Rey y Germán Jair Villar (2009), en la Universidad de Santander, en base a estos antecedentes se estimó un diámetro de probetas de teflón de 10 mm bajo la recomendación de la norma ASTM

G-99 y las cargas aplicarse en el sistema se estima en valores de 10, 30 y 50 Newtons.

b) Velocidad

La velocidad se acoge a la recomendación de la norma ASTM G-99, en su inciso 5.2 aduce que la velocidad del motor debe estar en el rango de 0.3 a 3 rad/s (60-600 revoluciones/minuto)

c) Temperatura

Para el rango de temperatura, se realizó pruebas por 5 días consecutivos con la ayuda de una termocupla para saber la temperatura del Laboratorio de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato”, la cual varía de 18°C a 22°C, considerado los días nublados con temperaturas de 18°C y los días de sol alcanzando una temperatura máxima de 22°C.

d) Ambiente atmosférico

La tesis realizada por Hernández Néris, en el laboratorio de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato” da a conocer que el flujo de aire en este laboratorio es estático por lo que de adopto este parámetro como dato en las tablas de especificaciones y descripción de los materiales de las probetas.

e) Volumen de desgaste

En el estudio técnico del desgaste por deslizamiento en seco de algunos plásticos realizado por Diego Giraldo y Juan Vélez realizado en la Universidad de Colombia (2002), nos da a conocer que el desgaste es de 5 mg por cada 250 m a una velocidad de 1m/s, por lo que se tomó esta referencia para el volumen de desgaste.

f) Tasa de desgaste

El estudio de la resistencia al desgaste del acero AISI 4340 bajo condiciones de deslizamiento sin lubricación en el 2002 realizado por Cubillán T., Alfredo Liccioni F., Oscar en la universidad central de Venezuela recomienda que la tasa

de desgaste se calcula multiplicando la distancia recorrida en (m) por la masa perdida en mg. Dentro de éste estudio se obtiene un valor de 1 a 1.25 miligramos por cada 250 m recorridos por lo que se estimó éste dato como referencia.

3.4.1 Variable independiente

V.I.: Sistema mecánico Pin on Disk.

Tabla N° 3 2. Operacionalización de la variable independiente.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
<p>Un sistema mecánico Pin-on-Disk es una herramienta de investigación que proporciona información de resistencia al desgaste y a la fricción de materiales, este método consiste en aplicar una carga a un pin perpendicular respecto a un disco.</p> <p>Para evaluar los resultados de desgaste se toman en cuenta parámetros de carga, velocidad, distancia, temperatura, y el ambiente del laboratorio con lo cual es posible establecer valores de k (coeficientes de desgaste).</p>	Carga	¿Cuál es la carga adecuada que se aplica en el sistema Pin on Disk?	<ul style="list-style-type: none"> - =50N - <50N - >50N 	<ul style="list-style-type: none"> - Fichas de observación - Balanza.
	Velocidad	¿Cuál es la velocidad de rotación del disco de deslizamiento?	<ul style="list-style-type: none"> - 60-600 rpm. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fichas de observación - Tacómetro
	Distancia	Distancias de deslizamiento	<ul style="list-style-type: none"> - 250m - 500m - 750m - 1000m 	<ul style="list-style-type: none"> - Encoder - Fichas de observación
	Temperatura	¿Cuál es la temperatura del laboratorio?	<ul style="list-style-type: none"> - 18-22 °C 	<ul style="list-style-type: none"> - Termocupla. - Fichas de observación
Ambiente atmosférico del laboratorio	¿Cuál es el flujo de aire del laboratorio?	<ul style="list-style-type: none"> - Estático 	<ul style="list-style-type: none"> - Fichas de observación 	

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

g) Coeficiente de fricción K

Al momento de determinar el valor de K práctico, bajo laboratorio se utilizará la ecuación 2.4 utilizando los parámetros establecidos por la norma ASTM G-99 como

son, el volumen de desgaste, la dureza del material desgastado, la distancia de recorrido de desgaste y la carga aplicada.

En el estudio técnico del desgaste por deslizamiento en seco de algunos de plásticos realizado por Diego Giraldo y Juan Vélez realizado en la Universidad de Colombia (2002), nos da a conocer que para una dureza de disco $0.14 \mu\text{m}$ se obtuvo un valor de $k= 3.066 \times 10^{-8}$ y para una rugosidad de $0.84 \mu\text{m}$ un valor de $k=3.69 \times 10^{-8}$ por lo que se tomó de referencia estos datos.

3.4.2 Variable dependiente

V.D.: Desgaste

Tabla N° 3 3. Operacionalización de la variable dependiente

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
El desgaste adhesivo, también llamado desgaste por fricción ó deslizante, es una forma de deterioro o transferencia de material en forma de desgaste entre dos superficies en contacto deslizante, el cual es producido por el exceso de fricción.	Desgaste.	¿Cuál es el volumen de desgaste del teflón?	- 0.0004-0.0005 mg. por cada 250 m a una velocidad de 1 m/s	- Balanza. - Calibrador.
	Tasa de desgaste.	¿Cuál es la tasa de desgaste de la probeta?	- 1- 1.25 mg/m	- Fichas de recolección de datos.
	Coefficiente de fricción k	¿Cuál es el coeficiente de fricción?	- $0.14 \mu\text{m}$ 3.06×10^{-8} - $0.84 \mu\text{m}$ 3.69×10^{-8}	- Experimentación de laboratorio. - Cálculos

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

3.5 Plan de recolección de información

Para realizar éste estudio de investigación se empleará las siguientes técnicas de recolección de la información:

Observación de laboratorio, participante, estructurada, directa, indirecta e individual, debido a que se trata de una investigación técnica. Se utilizó instrumentos de apoyo como: catálogos, conferencias, escritos técnicos, internet, material bibliográfico, normas y registros referentes al tema estudiado.

3.6 Procesamiento y análisis de la información

Para el análisis de información se seleccionó y se procesó la información teniendo en cuenta ciertos criterios sistemáticos y lógicos como:

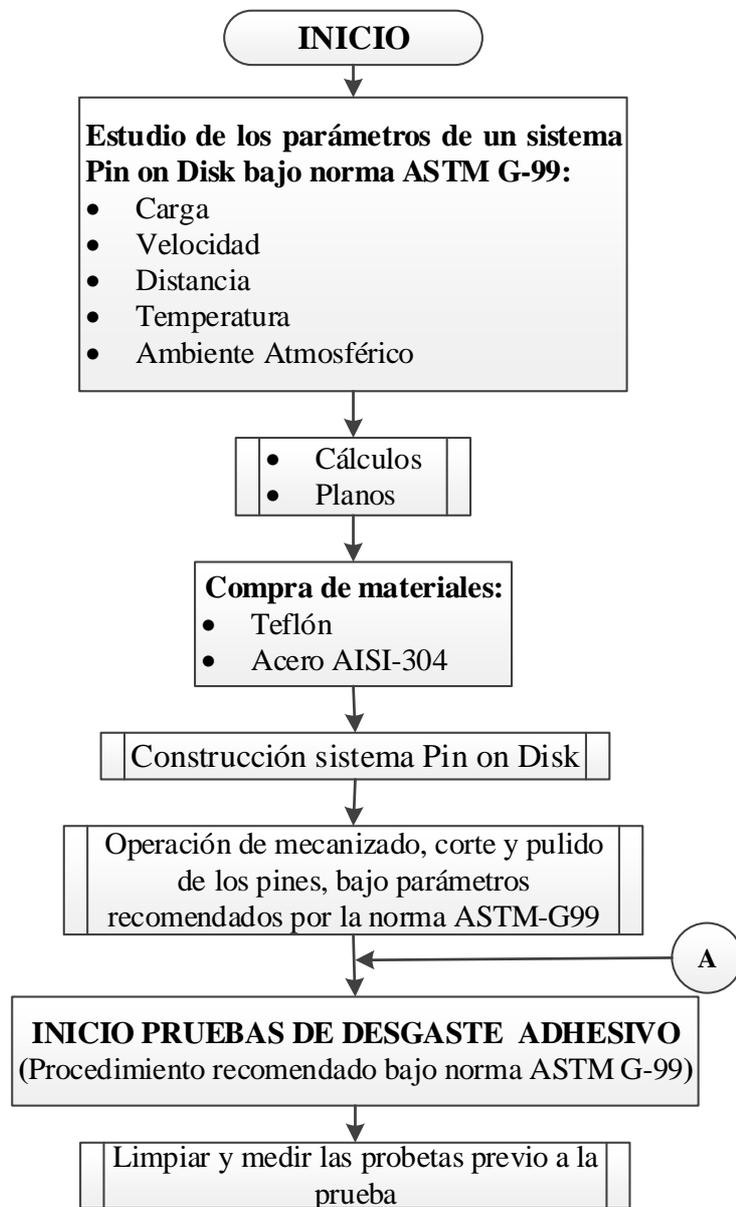
- a) Revisión crítica de la información recogida, para de esta manera sustentar el estudio de manera veraz, segura y confiable.
- b) Información que ayude a describir el fenómeno estudiado, y permita obtener resultados coherentes.
- c) Analizar y estudiar los resultados obtenidos.
- d) Analizar y comparar la hipótesis en relación con los resultados obtenidos para verificarla o rechazarla.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

4.1.1 Diagrama de obtención y análisis de resultados



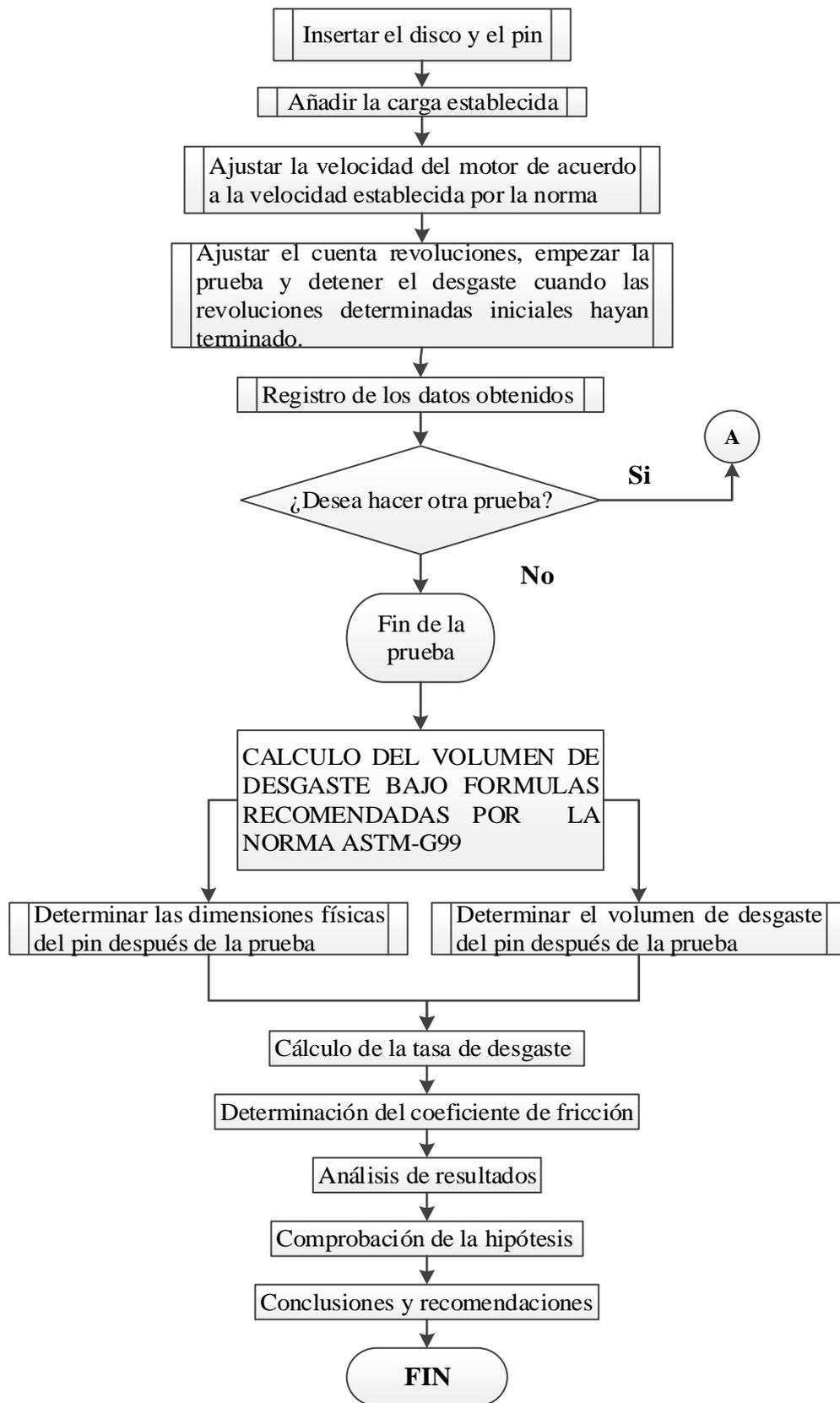


Figura № 4 1. Diagrama de obtención y análisis de resultados.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

4.2.1 Tipo de sistema mecánico Pin on Disk

Los tipos de sistema mecánico Pin on Disk se clasifican por el tipo de desgaste que se produce en la superficie en contacto, éste puede ser de forma y puede ser de forma vertical u horizontal, dependiendo de la configuración que adopte el sistema, se estimará sus características y costos del mismo.

a) Sistema vertical

Este tipo de sistema mecánico presenta un desgaste vertical, por lo que el motor debe ser montado de forma horizontal, y la carga a aplicarse se presenta en el mismo sentido, la carga a aplicarse será utilizando un sistema neumático por medio de un pistón neumático o por medio de un sistema de masas accionado por medio de un sistema de palancas.

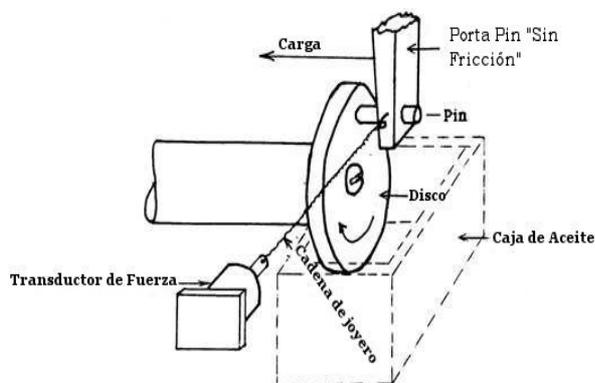


Figura N° 4 2. Sistema mecánico Pin-Disco vertical

Fuente: <http://www.hindawi.com/journals/at/2011/837469/fig1/>

b) Sistema horizontal

Este sistema es considerado más recomendado para realizar ensayos de desgaste debido a que el sistema de desplazamiento es preciso lo cual permite un plano de desgaste horizontal uniforme, se debe tener en cuenta que al momento de la prueba no actuó el peso del brazo del sistema.

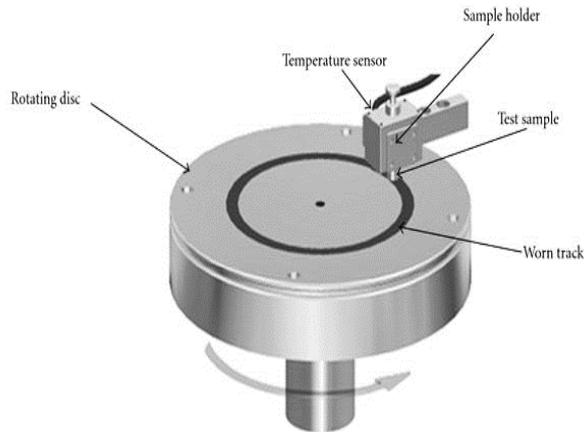


Figura N° 4 3. Sistema mecánico Pin-Disco horizontal

Fuente: César Damián Rey Merlo, German Jair Villar Hernández-2009

4.2.1.1 Sistema de desplazamiento del sistema mecánico Pin on Disk

El sistema de desplazamiento del sistema mecánico Pin on Disk puede estar compuesto por un sistema neumático o un sistema aplicado de pesos o masas.

a) Carga con sistema neumático

Este sistema está condicionado a la capacidad del pistón neumático, aunque se puede variar en su rango de acuerdo a su capacidad obteniendo una carga constante. Al utilizar un pistón neumático es necesario un mayor número de componentes por lo tanto su costo es mayor aproximadamente de 80 dólares como se muestra en el anexo M; este sistema sería aplicable para un sistema vertical y horizontal.

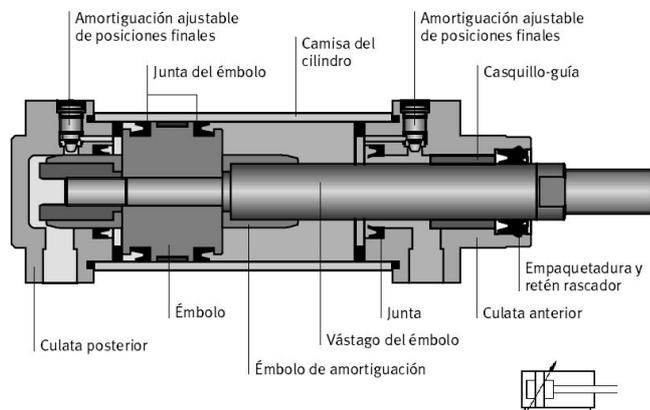


Figura N° 4 4. Sistema de carga con pistón neumático.

Fuente: <https://epiastecnologia4a11.wordpress.com/neumatica-2/receptores-neumaticos/>

b) Carga con masas

Para aplicar el sistema con masas es necesaria una guía ubicada perpendicularmente al brazo del sistema mecánico, las masas se deben fijar firmemente para evitar desplazamientos innecesarios. El costo de esta carga es de 16 dólares como lo podemos observar en el anexo M de la empresa de aceros Dipac, estas masas ejercerán una fuerza de 50 N y están formadas por un eje de acero de 4 pulgadas por una longitud de 16.4mm.

La carga está condicionada de acuerdo al juego de masas que se disponga este sistema es aplicable para un sistema mecánico de configuración horizontal.

4.2.1.2 Precisión de resultados

De la precisión y la confiabilidad que ofrezca un tribómetro al momento de presentar sus resultados dependerá la validez del ensayo realizado.

4.2.1.3 Número de piezas

Al momento de la construcción es conveniente indagar acerca del número de piezas que conformará una máquina, así como su correspondiente accesibilidad y la facilidad de ser mecanizadas ya que de esto dependerá el costo de construcción.

4.2.1.4 Costo

La relación precio/utilidad debe ser relevante a la hora de adquirir o construir un tribómetro, frente a un mercado que ofrece maquinaria para realizar ensayos de desgaste significativamente costosos de aproximadamente 85.000 dólares americanos, como lo podemos apreciar en el Anexo E.

4.2.1.5 Tiempo de ensayo

El factor tiempo es muy importante a la hora de realizar un ensayo de desgaste, ya que para realizar un laboratorio o un informe es necesario que los resultados se puedan obtener en el menor tiempo posible.

4.2.1.6 Seguridad

La seguridad que se brinde al usuario es indispensable al momento de manipular una máquina, por lo que es necesario aportar con un manual con las respectivas indicaciones y recomendaciones del caso.

4.2.1.7 Dimensiones físicas

La dimensión es preponderante al momento de implementar una máquina en un laboratorio, ya que una máquina demasiado grande va ser difícil ubicarla en el sitio donde vaya ser utilizada.

4.2.2. Resumen de las características principales del sistema Pin on Disk

Tabla N° 4 1. Resumen de las características principales del sistema Pin on Disk

Características	TIPO DE SIST. MECÁNICO		SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO		SISTEMA DE CARGA	
	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático
Precisión de resultados	Buena	Muy buena	Buena	Regular	Buena	Muy buena
Número de piezas	25	30	1	1	5	1
Costo(\$)	800	1500	5	150	20	180
Tiempo de ensayo	10 Min	15 Min	5 Min	5 Min	5 Min	5 Min
Seguridad	Muy buena	Buena	Muy buena	Buena	Muy buena	Buena
Dimensiones físicas	Muy buena	Buena	Buena	Regular	Buena	Regular

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.2.3 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE LA SOLUCIÓN (MÉTODO ORDINAL DE CRITERIOS PONDERADOS)

Para poder determinar la configuración y los procesos de construcción del sistema Pin on Disk se tomará en cuenta parámetros importantes que perfilen de manera general el objetivo de ensayo a realizar, por lo que es necesario desplegar cada alternativa para emitir un juicio de valor de cada una de ellas.

En la toma de decisiones es necesario que estén presentes dos elementos que son:

- Las alternativas, con un mínimo de dos y que sus características sean diferentes para poder compararlas.
- Los criterios, que serán evaluados y ponderados en función de las alternativas.

4.2.3.1 Método ordinal corregido de criterios ponderados

Conociendo la parte de la configuración global que va tener una máquina en el área de diseño, el método ordinal corregido de criterios ponderados es el más aconsejable para la obtener resultados significativos, sin evaluar de manera exhaustiva el peso numérico de los criterios y los parámetros de cada propiedad.

Este método se basa en tablas; cada criterio se confronta con los restantes criterios, a los cuales se les asigna los siguientes valores:

- 1 si el criterio de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas.
- 0,5 si el criterio de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.
- 0 si el criterio de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas.

Los resultados se obtendrán sumando los valores asignados a cada criterio, en relación a los demás criterios, se añade una unidad al criterio menos favorable para evitar que el resultado tenga un valor de cero, luego en otra columna se calcula los valores ponderados para cada criterio.

Finalmente, el total de la evaluación para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio.

4.2.4 VALORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

4.2.4.1 Evaluación del Peso Específico de cada criterio

Una vez obtenido la información necesaria, se procede a la evaluación del peso específico de cada criterio.

Tabla N° 4 2. Valoración de parámetros para la selección de alternativas

Precisión de resultados > Número de piezas = Costo = Tiempo de ensayo > Seguridad > Dimensiones físicas.								
Parámetros	Precisión de resultados	Número de piezas	Costo (\$)	Tiempo de ensayo	Seguridad	Dimensiones físicas	$\Sigma+1$	Ponderado
Precisión de resultados		1	1	1	1	1	6	0,29
Número de piezas	0		0,5	0,5	1	1	4	0,19
Costo (\$)	0	0,5		0,5	1	1	4	0,19
Tiempo de ensayo	0	0,5	0,5		1	1	4	0,19
Seguridad	0	0	0	0		1	2	0,10
Dimensiones físicas	0	0	0	0	0		1	0,05
TOTAL:							21	1

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.2.4.2 Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio

Precisión de resultados.

El anexo E nos muestra que la precisión es iguala para los dos sistemas pero, para esta evaluación, se tomó en cuenta el criterio del diseñador, debido a que se debe inclinar por una de las configuraciones que debe adoptar el sistema mecánico.

Tabla № 4 3. Evaluación de criterio “Precisión de resultados”

Sistema vertical > Sistema horizontal = Tornillo = Carga con sistema neumático > Cremallera > Carga con masas								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal		0	0.5	1	1	0.5	4	0,19
Sistema Vertical	1		1	1	1	1	6	0,29
Tornillo	0,5	0		1	1	0,5	4	0,19
Cremallera	0	0	0		1	0	2	0,10
Carga con masas	0	0	0	0		0	1	0,05
Carga con sistema neumático	0	0,5	0,5	1	1		4	0,19
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Número de piezas

En el anexo E podemos apreciar que el número de piezas del sistema vertical es mucho mayor que en el sistema horizontal, por lo que tiene mayor peso el sistema horizontal, ya que al momento de la construcción esto representa mayor costo.

Tabla № 4 4. Evaluación de criterio “Número de piezas”

Sistema vertical > Sistema horizontal = Tornillo = Carga con sistema neumático > Cremallera > Carga con masas								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal		0	0.5	1	1	0.5	4	0,19
Sistema Vertical	1		1	1	1	1	6	0,29
Tornillo	0.5	0		1	1	0,5	4	0,19
Cremallera	0	0	0		1	0	2	0,10
Carga con masas	0	0	0	0		0	1	0,05
Carga con sistema neumático	0	0,5	0,5	1	1		4	0,19
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Costo

A pesar de que el costo es sumamente alto al momento de construir un sistema mecánico Pin on Disk (anexo E), se realizó una investigación previa del costo de los materiales en el mercado nacional, tanto para el sistema mecánico vertical y horizontal completo lo cual varía entre 1500 y 800 dólares respectivamente.

El sistema debe ser capaz de trabajar bajo los parámetros que establece la norma ASTM G-99 y soportar las cargas establecidas para este estudio.

Tabla N° 4 5. Evaluación de criterio “Costo”

Sistema horizontal > Sistema vertical = Tornillo = Carga con masas > Cremallera > Carga con sistema neumático								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal		1	1	1	1	1	6	0.29
Sistema Vertical	0		0.5	1	0.5	1	4	0.19
Tornillo	0	0.5		1	0.5	1	4	0.19
Cremallera	0	0	0		0	1	2	0.10
Carga con masas	0	0.5	0.5	1		1	4	0.14
Carga con sistema neumático	0	0	0	0	0		1	0.05
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tiempo de ensayo

La proforma del anexo E nos muestra el tiempo que se estima para el ensayo a realizarse en la configuración horizontal y vertical, por lo que en el sistema horizontal se estima un tiempo de ensayo de 10 minutos y para el sistema vertical un tiempo de 15 minutos, por lo que el sistema horizontal es el más óptimo en cuanto al tiempo de ensayo.

Tabla № 4 6. Evaluación de criterio “Tiempo de ensayo”

Sistema vertical > Sistema horizontal = Tornillo = Cremallera > Carga con sistema neumático > Carga con masas								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal		0	0.5	0.5	1	1	4	0.19
Sistema Vertical	1		1	1	1	1	6	0.29
Tornillo	0.5	0		0.5	1	1	4	0.19
Cremallera	0.5	0	0.5		1	1	4	0.19
Carga con masas	0	0	0	0		0	1	0.05
Carga con sistema neumático	0	0	0	0	1		2	0.10
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Seguridad

El anexo E, nos muestra que el sistema horizontal es más seguro que el sistema horizontal, por lo se opta por la configuración horizontal en cuestión de seguridad.

Tabla № 4 7. Evaluación de criterio “Seguridad”

Sistema vertical > Sistema horizontal= Tornillo = Cremallera > Carga con masas > Carga con sistema neumático								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal		0	0.5	0.5	1	1	4	0.19
Sistema Vertical	1		1	1	1	1	6	0.29
Tornillo	0.5	0		0.5	1	1	4	0.19
Cremallera	0.5	0	0.5		1	1	4	0.19
Carga con masas	0	0	0	0		1	2	0.10
Carga con sistema neumático	0	0	0	0	0		1	0.05
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Dimensiones físicas

Al momento de construir una máquina es necesario considerar sus dimensiones, ya que en los laboratorios es Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato” no se cuenta con un amplio espacio físico, por lo que es necesario considerar este aspecto, y pensar en su servicio y funcionalidad, además se corrobora con el dato del anexo E.

El anexo E, nos muestra que el sistema mecánico Pin on Disk vertical es de mayor tamaño que en sistema de configuración horizontal.

Tabla Nº 4 8. Evaluación de criterio “Dimensiones físicas”

Sistema horizontal > Sistema vertical = Tornillo = Carga con masas > Cremallera > Carga con sistema neumático								
Parámetros	Sistema Horizontal	Sistema Vertical	Tornillo	Cremallera	Carga con masas	Carga con sistema neumático	$\Sigma+1$	Ponderado
Sistema Horizontal	1	0	1	1	1	1	6	0.29
Sistema Vertical	0	1	0.5	1	0.5	1	4	0.19
Tornillo	0	0.5	1	1	0.5	1	4	0.19
Cremallera	0	0	0	1	0	1	2	0.10
Carga con masas	0	0.5	0.5	1	1	1	4	0.19
Carga con sistema neumático	0	0	0	0	0	1	1	0.05
TOTAL:							21	1,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.2.4.3 Sumatoria de los resultados de la valoración

Una vez realizado minuciosamente el estudio de cada configuración del sistema mecánico y de las consideraciones importantes las cuales registrarán la funcionalidad y el servicio que brindara el tribómetro, se realiza una valoración para saber su configuración final.

Tabla N° 49. Valoración de parámetros

Conclusión	Precisión de resultados	Número de piezas	Costo (\$)	Tiempo de ensayo	Seguridad	Dimensiones físicas	Σ	Prioridad
TIPO DE TRIBOSISTEMA								
Sistema Horizontal	0,67	1,00	1,50	1,00	2,00	6,00	12,18	1,00
Sistema Vertical	1,00	1,50	1,00	1,50	3,00	4,00	12,01	2,00
TIPO DE DESPLAZAMIENTO								
Tornillo	0,67	1,00	1,00	1,00	2,00	4,00	9,68	3,00
Cremallera	0,33	0,50	0,50	1,00	2,00	2,00	6,34	5,00
TIPO DE CARGA								
Carga con masas	0,17	0,25	1,00	0,25	1,00	4,00	6,67	4,00
Carga con sistema neumático	0,67	1,00	0,25	0,50	0,50	1,00	3,92	6,00

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.2.5 Consideraciones generales

- La norma ASTM G-99 recomienda que el diámetro del pin debe estar en el rango de 2 mm a 10mm.
- El diámetro del disco debe estar en el rango de 30 mm a 100 mm con un espesor que variara de 2mm a 10mm.
- Para los presentes cálculos se estima valores máximos, con un espesor de disco de 2 mm por facilidad de adquisición comercial.
- Se estima el valor máximo de la Fuerza de 50N, equivalente a 5.10 kg.
- La longitud inicial del pin se estimará en un valor de 50mm.

4.2.5.1 CÁLCULOS ESTRUCTURALES.

Luego de haber realizado una ponderación del sistema mecánico Pin on Disk en el inciso 4.2.4, la configuración que adoptará el tribosistema, será un sistema horizontal, utilizando un sistema de desplazamiento con tornillo y para el sistema de carga se utilizara el adicionado mediante masas o pesos; todo esto por la

factibilidad de adquisición de materiales y pensando en la parte económica que representa éste tipo de mecanismo a la hora de construirlo.

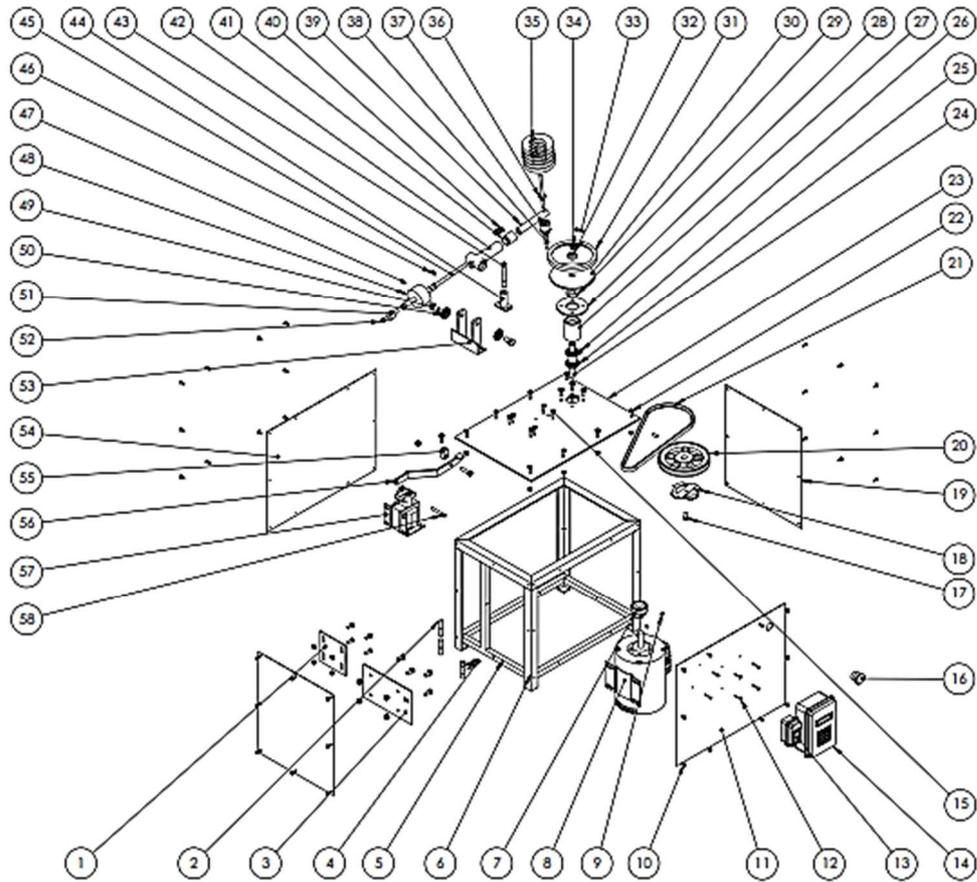


Figura № 4 5. Vista explotada del sistema Pin on Disk para el diseño

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Para los cálculos de diseño del sistema mecánico Pin on Disk, se empezó por realizar un análisis en el pin, para poder calcular sus reacciones y la fuerza de fricción, también se obtiene la fuerza de corte que debe vencer el eje, y de esta manera poder conocer la potencia que debe adquirir el motor, seguidamente se diseña el eje considerando todas las fuerzas a las que va estar sometido, a continuación se realiza la selección de la polea y la selección de pernos que soportaran al sistema mecánico, además es necesario seleccionar los rodamientos que se utilizaran en el mismo; finalmente se realiza un estudio de la estructura en un software para saber si resiste al mecanismo montado y las fuerzas aplicadas sobre el mismo.

Datos recomendados bajo norma ASTM G-99

- Diámetro pin: 2-10 mm
- Diámetro disco: 30-100 mm
- Espesor Disco: 2-10 mm
- Velocidad de rotación del motor $\omega = 0,3-3$ rad/seg.

Datos seleccionados para los cálculos estructurales:

- Diámetro de Pin: 10mm - (0.01 m)
- Fuerza Norma (Fn: 50 N)
- Coeficiente de fricción:
- Masa aplicada (m= 5,10 kg)
- Gravedad ($g = 9,8$ m/s²)
- Área del pin= 7,85398E-05 m²
- Diámetro de disco= 100 mm - (0.1 m)
- Espesor de disco=2 mm
- Distancia de contacto pin-disco= 25mm
- Velocidad angular del motor ($\omega = 3$ rad/s (600 rpm))
- Diámetro de polea 1 (eje) = 6" (0,15m)
- Diámetro de polea 2 (motor)= 2" (0,05m)

Cálculo de fuerzas en el pin

El pin de teflón (Figura № 4.5 #28) se comporta como una columna empotrada, está sometido a una carga máxima de 50 N, está sometido a esfuerzos de flexión, corte y deformaciones como se puede observar en la figura 4.6.

Al comportarse como una viga empotrada su punto crítico es en el apoyo ya que en ese punto en momento flector es máximo.

Se estima una longitud libre del pin, entre el área de contacto y el apoyo de 23,5mm.

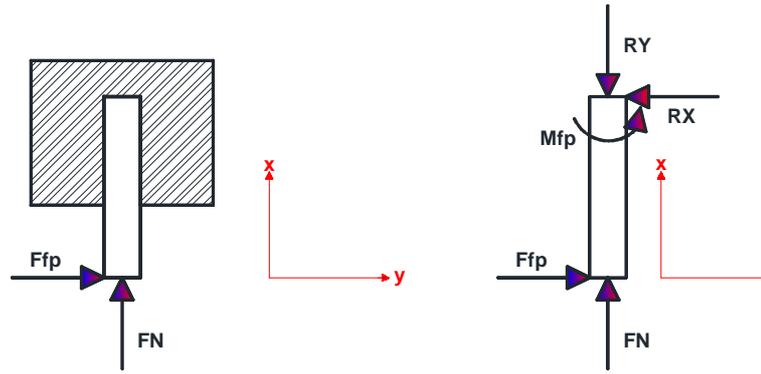


Figura N° 4 6. Diagrama de cuerpo libre del pin (teflón)

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\uparrow (+) \Sigma F_y = 0$$

$$R_Y - F_N = 0$$

$$W - N = 0$$

Dónde:

W: (Kg) Peso

FN: Fuerza normal

Igualando la ecuación se tiene:

$$W = N$$

Sumatoria de fuerzas en X

$$\rightarrow (+) \Sigma F_x = 0$$

$$F_{fp} - R_X = 0$$

$$F_{fp} = R_X$$

Dónde:

Ffp: Fuerza de fricción en el pin

μ : coeficiente de fricción

En la tabla 4.10 se aprecia el coeficiente de fricción, del teflón sobre el acero, dato que se adoptó para el cálculo de la fuerza de fricción para el sistema pin on disk.

Tabla Nº 4 10. Coeficientes de fricción para diferentes materiales

Materiales	Coef. de Fricción Estática μ_s	Coef. de Fricción Cinética μ_k
Acero - Acero	0.74	0.57
Aluminio - Acero	0.61	0.47
Cobre - Acero	0.53	0.36
Latón - Acero	0.51	0.44
Cinc - Hierro colado	0.85	0.21
Caucho - Concreto	1.0	0.8
Madera - Madera	0.25-0.5	0.2
Vidrio - Vidrio	0.94	0.4
Cobre - Vidrio	0.68	0.53
Hielo - Hielo	0.1	0.03
Teflón - Teflón	0.04	0.04
Teflón - Acero	0.04	0.04

Fuente: Serway. Physics for Scientists and Engineers

$$F_{fp} = R \cdot X$$

$$F_{fp} = \mu \cdot W$$

$$F_{fp} = 0.04 \cdot 50 \text{ N}$$

$$F_{fp} = 2 \text{ N}$$

Cálculo del momento en el pin.

$$\Sigma M_Z = F_f \cdot L_p$$

$$M_p = 50 \text{ N} \cdot 0.0235 = 1.175 \text{ N.m}$$

Cálculo de la fuerza de rozamiento (Fr)

$$F_r = \mu \cdot W$$

En donde el peso (W) es igual a:

$$W=m*g$$

Dónde:

W (Kg): Peso

m [Kg]: masa aplicada sobre el pin

g [m/s²]: aceleración de la gravedad

$$W=5.10 \text{ Kg} *9.8 \text{ m/s}^2$$

$$W =49.98 \text{ N}$$

Reemplazado tenemos:

$$Fr= 0.04*49.98 \text{ N}$$

$$Fr= 1.99 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de corte (Fc)

La resistencia al corte se calcula con las ayuda de las siguientes ecuaciones (Mott, K., 2006):

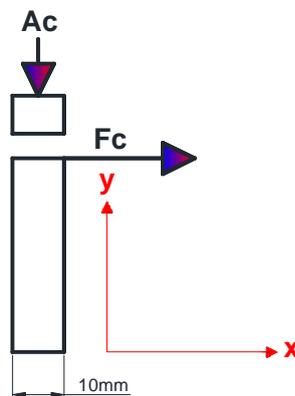


Figura N° 4 7. Diagrama fuerza de corte en el pin (teflón)

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

$$S_{y_s} = \frac{S_y}{2} = 0,5S_y \quad \text{Ec. (4.1)}$$

$$S_{ut_s} = 0,75 S_{ut} \quad \text{Ec. (4.2)}$$

Dónde:

Sy: Resistencia a la fluencia

Sut: Resistencia última al corte

$$\frac{S_{y_s}}{\tau} = 2$$

Se asume éste valor debido a que la probeta se comporta como un elemento que se va desgastar mediante un proceso de pulido; para no tener inconvenientes en este proceso.

Cálculo del esfuerzo cortante, (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$\tau = \frac{F_c}{A_c} \quad \text{Ec. (4.3)}$$

Dónde:

τ [N/ m²]: esfuerzo cortante

Fc [N]: fuerza de corte

Ac [m²]: área de corte

$$\frac{S_{y_s}}{2} = \tau = \frac{F_c}{A_c}$$

$$\frac{S_{y_s}}{2} = \frac{F_c}{A_c}; S_{y_s} = 0.5S_y$$

$$S_{y_s} = \frac{F_c}{A_c}$$

$$0,75 S_{ut} = \frac{F_c}{A_c}$$

$$F_c = 0.5 S_y * A_c$$

Cálculo del área de contacto (Ac)

El área de contacto del pin contra el disco se estimó de forma cilíndrica para el cálculo de diseño, como lo especifica el inciso 6.2 de la norma ASTM G-99, aunque el pin podría también adoptar una forma esférica.

$$A_c = \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{Ec. (4.4)}$$

Donde:

A_c [m²]: área de contacto

D [m²]: diámetro del pin

El dato del S_y del teflón se tomó del catálogo otorgada por la fábrica META-HIDALGO de la ciudad de Guayaquil donde fueron adquiridos los pines de teflón, donde el $S_y=5$ Mpa como lo demuestra en el Anexo B

$$F_c = 0,5 S_y * \frac{\pi d^2}{4}$$
$$F_c = 0,5 * 5000000 \text{ Pa} * \frac{\pi (0.01 \text{ m})^2}{4}$$
$$F_c = 196.35 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de torque (T) en el disco:

Se procede a calcular una fuerza de torsión que se produce en el disco

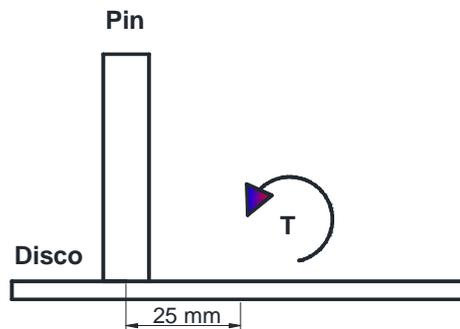


Figura N° 4 8. Diagrama pin-disco

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

La fuerza de torque es igual a la fuerza de corte debido a que es la misma fuerza que se produce en el pin la que se transmite al eje.

$$F_T = F_c \quad \text{Ec. (4.5)}$$

Dónde:

F_T [N*m]: fuerza de torque

$$F_T = 196.35 \text{ N}$$

$$T = F_T * d \quad \text{Ec. (4.6)}$$

Donde:

T [N*m]: Torque en el pin

F_T [N]: Fuerza total

d [m]: distancia del radio del disco

$$T = 196.35 \text{ N} * 0.025 \text{ m}$$

$$T = 4.9 \text{ N*m}$$

Cálculo de la potencia del eje

$$H_1 = T * \omega \quad \text{Ec. (4.7)}$$

Dónde:

H_1 [N*m]: Potencia en el motor

T [N*m]: Torque en el pin

ω [rad/s]: velocidad de giro en el motor

Partimos del dato que proporciona la norma ASTM G-99 de la velocidad de giro del motor de 600 rpm entonces se tiene:

$$\omega = 600 \text{ rpm} = 62.83 \text{ rad/s}$$

$$H_1 = 4.9 \text{ N.m} * 62.83 \text{ rad/s}$$

$$H1=308.42 \text{ Watts} \frac{0.0013410 \text{ Hp}}{1 \text{ Watt}}$$

$$H1=0.41 \text{ Hp}$$

Cálculo de la eficiencia de las bandas (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$H1=0,83*H2$$

Cálculo de la potencia del motor

Reemplazando el valor de H1 antes calculado en la ecuación se obtiene la potencia del motor

$$H2=\frac{0.41}{0.83}$$

$$H2= 0,49 \text{ HP}$$

Entonces se escoge un motor de 0.5 Hp marca WEG (110V) ya que una de las marcas más reconocida y accesible en nuestro mercado nacional.

Factor de corrección de potencia por la altura sobre el nivel del mar.

La potencia del motor disminuirá en un 88% sobre el nivel del mar, debido a que la máquina prestará su servicio en la ciudad de Ambato que se encuentra 2.577 metros sobre el nivel del mar.

Entonces:

Si a 1000 metros el motor de 0.5 Hp funcionará al 100% de potencia a 2500 funcionará con una potencia de 0.38 Hp.

Tabla N° 4 11. Factores de corrección de potencia-según altura sobre el nivel del mar

Altura sobre el nivel del mar:	1000 m	1500 m	2000 m	2500 m	3000 m	3500 m	4000 m
	100%	96%	92%	88%	84%	80%	76%

Fuente: Catálogo Motelca, 2010

Diseño y cálculos en el eje

Se parte de la fuerza de fricción que debe vencer el eje y se empieza a calcular el momento presente en el eje, las reacciones, la fuerza de flexión y el torque que se produce en el eje.

Dónde:

MA(N*mm): momento en el punto A

RA(N): reacción en el punto A

RB(N): reacción en el punto B

Ff(N): fuerza de flexión en el punto C

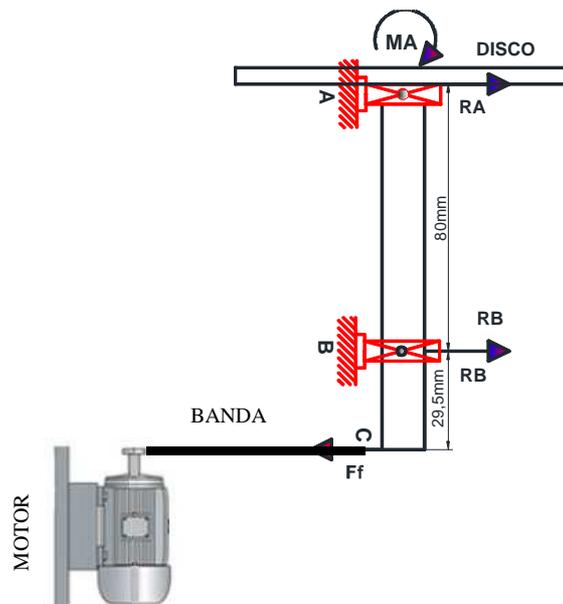


Figura N° 4 9. Diagrama del eje

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Cálculo de momentos punto A (MA)

$$MA = m \cdot g \cdot d \quad \text{Ec. (4.8)}$$

Dónde:

m [kg]: masa aplicada sobre el pin.

g [m/s²]: aceleración de la gravedad

d [m]: distancia del radio del disco

$$MA = 5.10 \text{ kg} \cdot 9.8 \text{ m/s}^2 \cdot 0.25 \text{ m}$$

$$MA = 1,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$MA = (1249,5 \text{ N} \cdot \text{mm})$$

Cálculo de la fuerza de flexionante (F_f) en el punto C, (Mott, K., 2006) recomienda utilizar la siguiente fórmula:

$$F_f = \frac{1,5T}{\frac{D}{2}} \quad \text{Ec. (4.9)}$$

Donde:

F_f [N]: fuerza flexionante sobre el eje.

T [N.m]: torque en el eje

D [m]: diámetro del eje 1

(H2) del motor de 0.5 Hp= 372,85 Watts

Velocidad del motor requerida=62,83 rad/s

La potencia se considera que se conserva en todo momento por lo que se la calcula en función de esta suposición:

$$T = \frac{H2}{\omega}$$

$$T = \frac{372.85 \text{ Watts}}{62.83 \text{ rad/s}}$$

$$T = 5.93 \text{ N} \cdot \text{m}$$

A continuación se calcula la fuerza de flexión que se presenta en el eje

$$F_f = \frac{1.5 * 5.93 \text{ N} * m}{\frac{0.15 \text{ m}}{2}}$$

$$F_f = 118.6 \text{ N}$$

Realizando sumatoria de momentos en el punto A calculamos la reacción RB

$$\leftarrow + \Sigma M_A = 0$$

$$R_B (80 \text{ mm}) - F_f (109.5 \text{ mm}) + M_A = 0$$

$$R_B = \frac{(118.6 \text{ N})(109.5 \text{ mm}) - (1248.72 \text{ N} \cdot \text{mm})}{80 \text{ mm}}$$

$$R_B = 146.72 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos en Y

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$(-) R_A + R_B - F_f = 0$$

$$R_A = R_B - F_f$$

$$R_A = (146.72 \text{ N} - 118.19 \text{ N})$$

$$R_A = 28.53 \text{ N}$$

Para poder facilitar el cálculo de $X_{\text{máx}}$, y momentos máximos en el eje recurrimos a un software para conocer estos valores con ayuda de los datos antes calculados:

Ingresamos en el software la fuerza de fricción, las reacciones y el momento calculado:

$$R_A = 28.53 \text{ N}$$

$$M_A = 1.25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$R_B = 146.72 \text{ N}$$

$$F_f = 118.6 \text{ N}$$

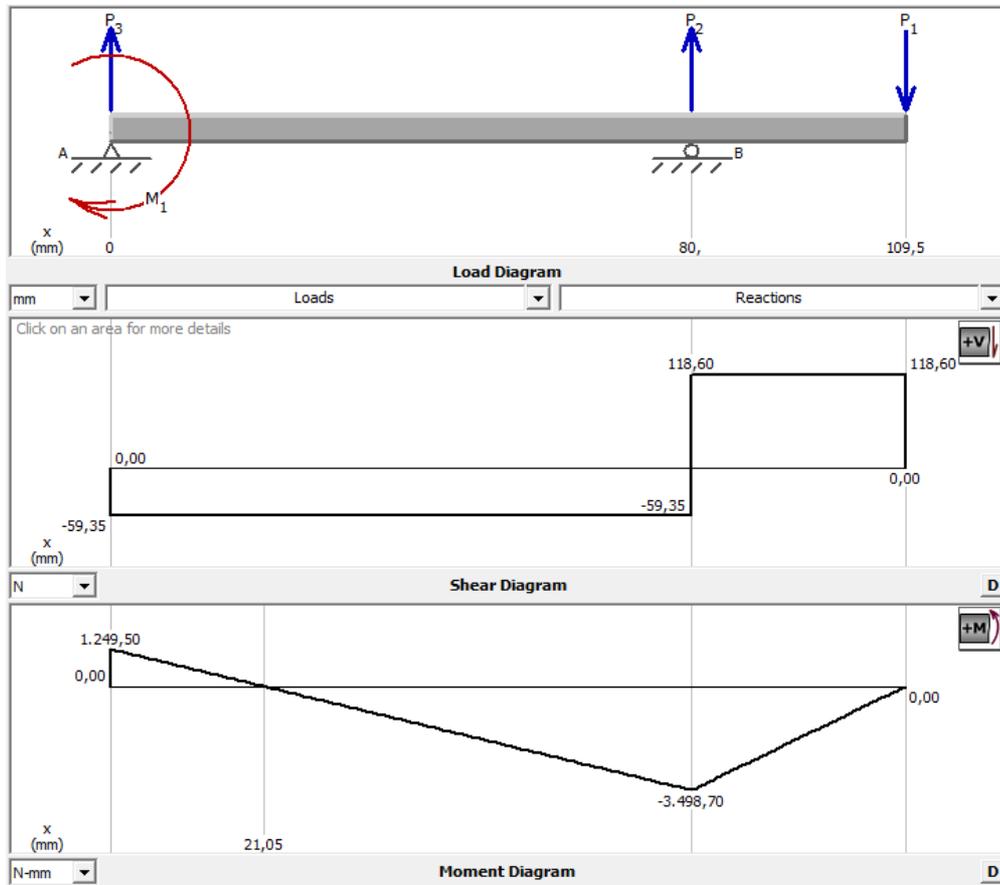


Figura N° 4 10. Diagrama de cargas del eje.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Del diagrama de cargas simulado del eje en un software obtenemos el valor del momento máximo ($M_{max} = -3498.70 \text{ N}\cdot\text{mm}$) a una distancia de 80mm.

A continuación se detalla el valor de momentos en los puntos críticos del eje, valores que nos permite determinar con la ayuda del software el cual es fácil de manipular una vez calculado las reacciones y las fuerzas que están presentes en el eje del mecanismo.

Momento en el punto D= $-2786,47 \text{ N}\cdot\text{mm}$ a una distancia de 68mm.

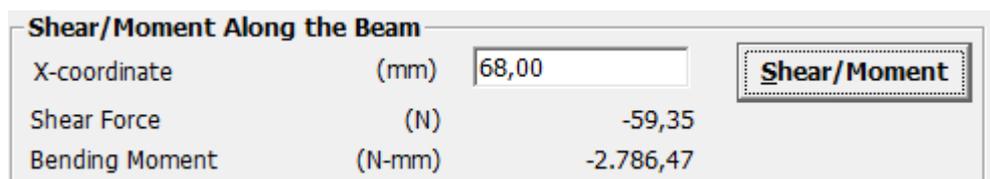


Figura N° 4 11. Momento en el punto D.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Momento en el punto E= -1160,21 N*mm a una distancia de 40.60mm.

Shear/Moment Along the Beam			
X-coordinate	(mm)	40,60	Shear/Moment
Shear Force	(N)	-59,35	
Bending Moment	(N-mm)	-1.160,21	

Figura N° 4 12. Momento en el punto E.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Momento en el punto E=-2075,50 N*mm a una distancia de 92mm.

Shear/Moment Along the Beam			
X-coordinate	(mm)	92,00	Shear/Moment
Shear Force	(N)	118,60	
Bending Moment	(N-mm)	-2.075,50	

Figura N° 4 13. Momento en el punto E.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Puntos críticos del eje

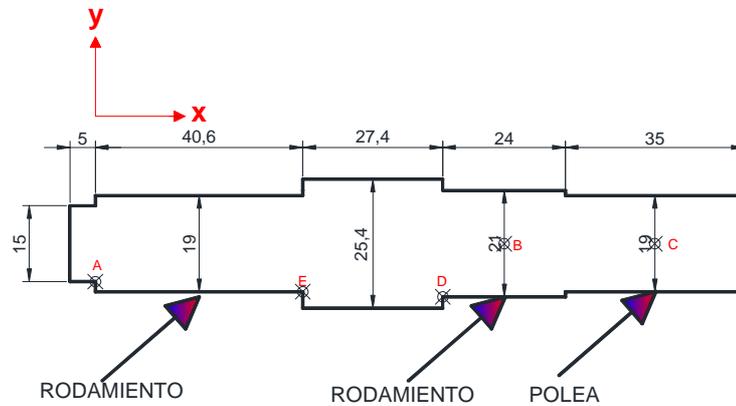


Figura N° 4 14. Puntos críticos del eje

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Puntos críticos:

Punto D: Momento flector alto y tiene cambio de sección; Además existe un par de torsión presente

Punto E: Momento flector alto y tiene cambio de sección; Además existe un par de torsión presente

Punto B: Momento máximo

Análisis en el punto D.

- Distancia:
X= 68 mm
- Momento en el punto D:
MD= -2786,47 N*mm
MD= -2.786 N*m
- Torque:
T=5.93 N*m

El factor de concentración de esfuerzo para la flexión (K_t) y el factor para la torsión (K_{ts}) se pueden estimar de la tabla 4.12.

Considerando para un filete de hombro agudo (con una relación $r/d = 0,02$).

Tabla N° 4 12. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Entonces se tiene:

$$K_t=2,7$$

$$K_{ts}= 2,2$$

Con el dato de la potencia del motor y el dato de la velocidad requerida en base a la norma ASTM G-99 de 62.83 rad/s. Se toma el dato del torque calculado anteriormente en la ecuación 4.6 en donde el torque es igual a:

$$T = 5.93 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Cálculo del factor de modificación de la condición superficial k_a del eje, el cual se obtiene con la ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (4.10)}$$

Dónde:

S_{ut} [Mpa]: Resistencia mínima a la tensión

a y b: Factores de cálculo para K_a

Tomando en cuenta un acabado superficial tipo maquinado y con las características mecánicas del acero 1018 que se supone en un primer momento para el diseño del eje el cual posee un $S_{ut} = 400 \text{ MPa}$ y un $S_y = 220 \text{ MPa}$, según el catálogo de aceros para maquinarias que proporciona la empresa de Representaciones Industriales de Marco Raygoza, resultados que son obtenidos luego de realizar pruebas en barras de 20 mm a 30 mm (ANEXO C).

Entonces se obtiene un valor de: $a = 4,51$ y $b = -0,265$.

Tabla № 4 13. Parámetros del factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Entonces para un tipo de acabado superficial maquinado o laminado en frío se tiene un valor de:

$$K_a = 4.51 * 400^{-0.265}$$

$$K_a = 0.9043$$

El factor de modificación de tamaño k_b se considera igual a 0,9 como para una primera iteración. (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El valor del factor de modificación de carga k_c se estima igual a 1, debido a la combinación de esfuerzos tanto de torsión como de flexión (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El factor de modificación de temperatura k_d se estima un valor de 0.7, en vista de que el elemento aumenta su temperatura al momento del funcionamiento.

Se considera una confiabilidad del 99.999%, por motivos de seguridad de la máquina, por lo que el valor del factor de confiabilidad k_e es igual a 0.62, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla N° 4 14. Factores de confiabilidad k_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012)

El valor de efectos varios se considera igual a 0.7, por motivos de efectos inesperados.

- $a= 4,51$
- $b= -0,265$
- $k_a= 0,90$
- $k_b= 0,9$
- $k_c= 1$
- $k_d= 0.7$
- $k_e= 0.62$
- $k_f= 0.7$

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria S'_e se calcula mediante el uso de siguiente tabla 4.15

Tabla Nº 4 15. Valor del límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria para diferentes valores de S_{ut} .

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Como $S_{ut} < 1400 \text{ Mpa}$, entonces:

$$S'_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S'_e = 220$$

El límite de resistencia a la fatiga en el punto de análisis se calcula con la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec. (4.11)}$$

Dónde:

K_a : Factor de modificación por la condición superficial.

K_b : Factor de primera iteración

K_c : Combinación de esfuerzos por torsión y flexión

K_d : Temperatura ambiente

K_e : Confiabilidad del 50%

K_f : Efectos varios despreciables

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = 0.90 * 0.9 * 1 * 0.7 * 0.62 * 0.7 * 0.5 * 4000$$

$$S_e = 49,15 \text{ Mpa}$$

La ecuación del criterio de Goodman combinado con el de la Energía de la Distorsión (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012) nos servirá para calcular el diámetro del eje en el punto D.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [(4k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [(4k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/2}$$

Ec. (4.12)

Dónde:

$d [m]$: Diámetro del eje en el punto de análisis.

K_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

$M_a [N.m]$: Momento flexionante alternante.

$M_m [N.m]$: Momento flexionante medio.

$T_a [N.m]$: Par de torsión alternante.

$T_m [N.m]$: Par de torsión medio.

$S_{ut} [Pa]$: Resistencia mínima a la tensión del material.

Se [Pa]: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

n : Factor de seguridad

Igualando la ecuación $Mm = Ta = 0$, se obtiene

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(kfMa)}{Se} + \frac{[3(kfs * Tm)^2]^{1/2}}{Sut} \right) \right\}^{1/3}$$

Reemplazando los valores calculados se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{16(3.5)}{\pi} \left(\frac{2(2,7)(3.16 N * m)}{49.45 * 10^6 Pa} + \frac{[3(2,2 * 5.93 N * m)^2]^{1/2}}{400 * 10^6 Pa} \right) \right\}^{1/3}$$

$$d = 0,020 \text{ m} = d = 20\text{mm} = (0.79")$$

Una vez realizado el análisis en el punto D se procede al refinamiento de cálculo

Budynas, R. y Nisbett, K. (2012), proporcionan una relación de $\frac{D}{d} = 1,2$ donde D es el diámetro mayor del hombro en el punto de análisis. Reemplazando el diámetro calculado se tiene:

$$\frac{D}{d} = 1,2$$

$$D = 1,2 * (d)$$

$$D = 1,2 * 0,020 \text{ m} = 0,024 \text{ m} = (0.95")$$

Entonces tenemos un diámetro aproximado de $1" = 25.4 \text{ mm}$

Mediante este resultado podemos concluir que podemos utilizar un acero AISI 1018 estirado en frío de un diámetro 1 pulgada. Recalculando con este valor en la relación se tiene:

$$\frac{1}{0.79} = 1.2$$

Se supone un valor de radio para el filete de: $r = \frac{d}{10}$

Entonces:

$$r = \frac{20\text{mm}}{10} = 2\text{mm}$$

Recalculando con este valor en la relación se tiene:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{20} = 0.1$$

Se procede a calcular los valores reales de los factores que al principio se establecieron como estimados.

El valor de k_t es igual a 1.6 este valor es determinado con la ayuda de la figura 4.15 y las respectivas relaciones calculadas de $r/d = 0,1$ y $D/d = 1,3$.

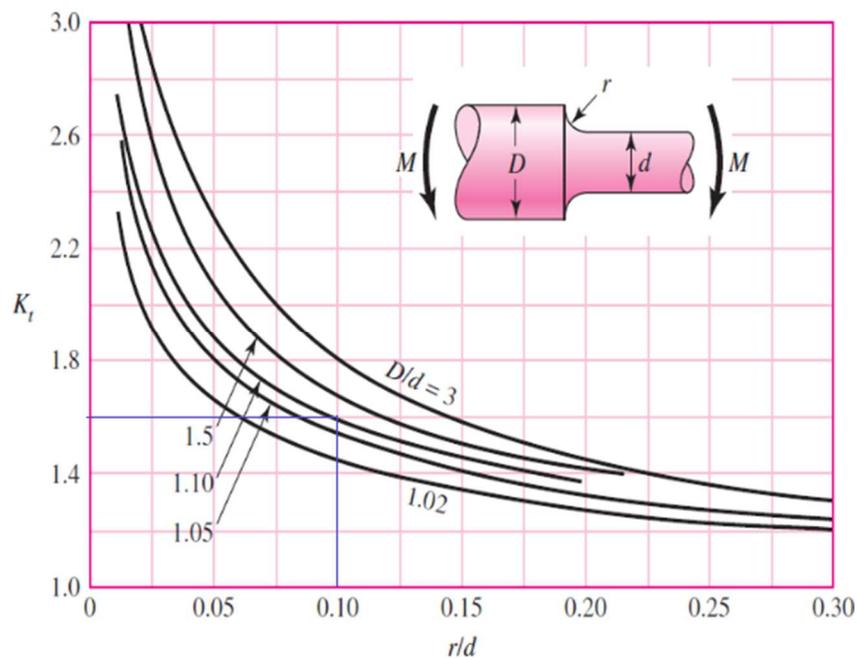


Figura № 4 15. Eje redondo con filete en el hombro en flexión.

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El factor de sensibilidad a la muesca por flexión $q = 0,7$ se determina con las características técnicas de acero AISI 1018 de $S_{ut} = 440 \text{ MPa} = 0,430 \text{ GPa}$ y el radio del filete (muesca) $r = 2 \text{ mm}$, de acuerdo a la figura 4.16.

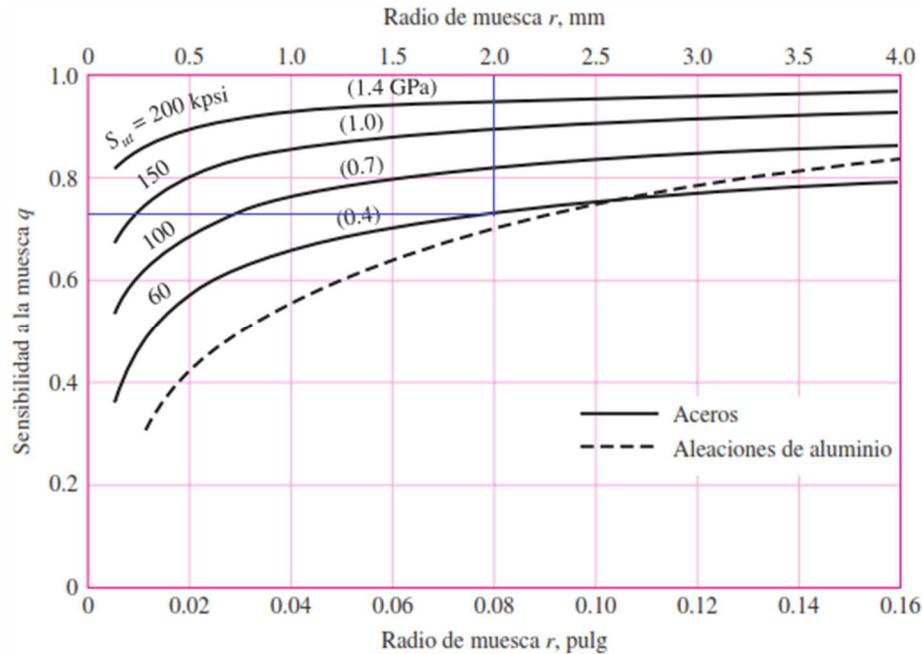


Figura № 4 16. Gráfica de valores del factor q de sensibilidad a la muesca en aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Con los valores de $Kt=$ y $q=0.7$ se calcula del valor del factor de concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión k_f con la ecuación 4.13 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$k_f = 1 + q(kt - 1) \quad \text{Ec. (4.13)}$$

$$k_f = 1 + 0.7(1.6 - 1)$$

$$k_f = 1,42$$

El valor de K_{ts} se estima en un valor de 1.35 este valor se determina con la ayuda de la figura 4.17 y con la ayuda de los datos de relación: $r/d = 0,1$ y $D/d = 1,2$.

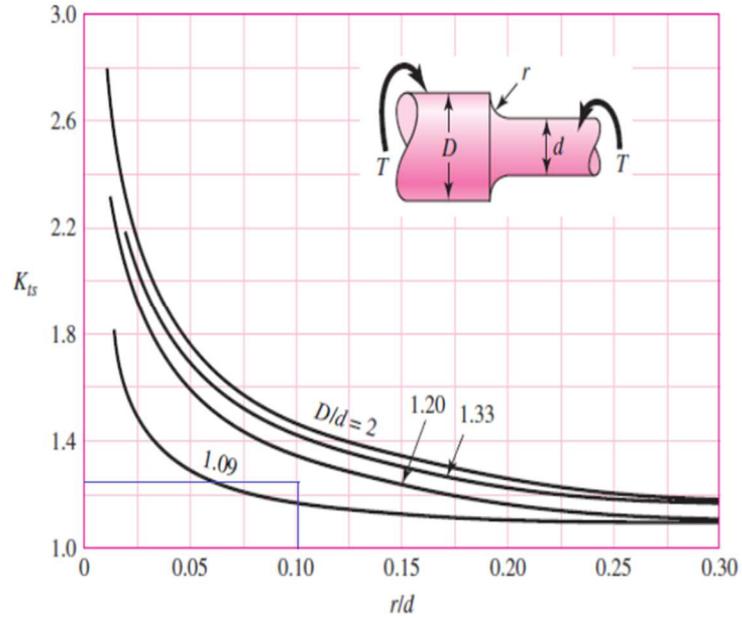


Figura N° 4 17. Grafica eje redondo con filete en el hombro en torsión.

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

El factor de sensibilidad a la muesca por flexión $q_s = 0,78$ se determina con las características técnicas de acero AISI 1018 de $S_{ut} = 440 \text{ MPa} = 0,430 \text{ GPa}$ y el radio del filete (muesca) $r = 2 \text{ m}$, de acuerdo a la figura 4.18

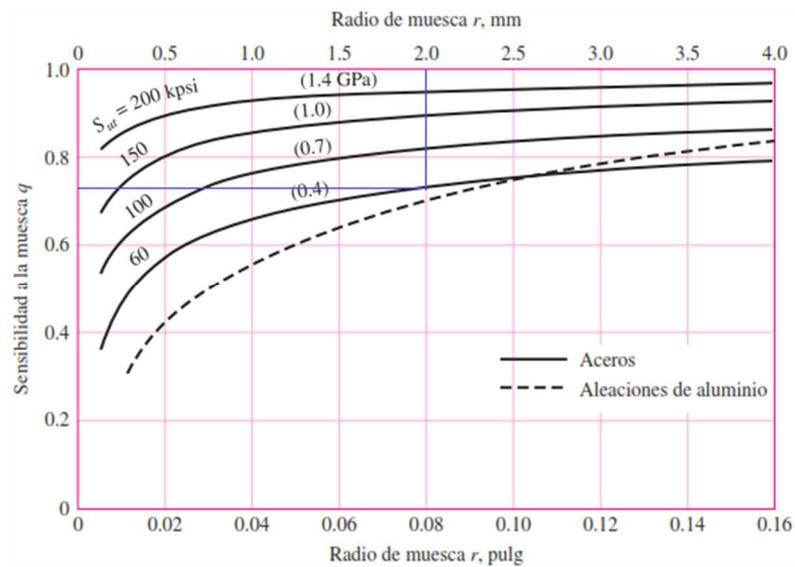


Figura N° 4 18. Valores del factor q_s de sensibilidad a la muesca en materiales sometidos a torsión inversa.

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Una vez obtenido los valores K_{fs} y q_s se calcula del valor del factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión k_{fs} con la ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$K_{fs} = 1 + q_s (K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. (4.14)}$$

$$K_{fs} = 1 + 0.78 * (1.35 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.27$$

Recalculo total:

El valor de k_a se mantiene mientras que el valor de K_b se obtiene de la tabla 4.16

Tabla N° 4 16. Valor del factor de modificación por el tamaño para diferentes diámetros.

$k_b =$	{	$(d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107}$	$0.11 \leq d \leq 2$ pulg
		$0.91d^{-0.157}$	$2 < d \leq 10$ pulg
		$(d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}$	$2.79 \leq d \leq 51$ mm
		$1.51d^{-0.157}$	$51 < d \leq 254$ mm

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012)

Entonces k_b :

$$K_b = 1.24d^{-0.107}$$

Reemplazando el valor de diámetro de 20 mm se tiene;

$$K_b = 1.24 * (20)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.89$$

Se calcula el valor de S_e nuevamente. Los valores de k_c , k_d , k_e , k_f , se mantienen.

$$S_e = 0.90 * 0.89 * 1 * 0.7 * 0.62 * 0.7 * 0.5 * 400$$

$$S_e = 49.4 \text{ Mpa}$$

Budynas, R. y Nisbett, K., (2012) sugiere la siguiente ecuación para calcular los esfuerzos equivalentes de Von Mises, tanto alternantes como medios, en el punto de análisis, sin tomar en cuenta las cargas axiales:

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32k_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16k_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad Ec. (4.15)$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32k_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad Ec. (4.16)$$

Dónde:

σ'_a [Pa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

σ'_m [Pa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

d [m]: Diámetro del eje en el punto de análisis.

K_f : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para flexión.

K_{fs} : Factor de concentración de esfuerzo por fatiga para torsión.

M_a [N.m]: Momento flexionante alternante.

M_m [N.m]: Momento flexionante medio.

T_a [N.m]: Par de torsión alternante.

T_m [N.m]: Par de torsión medio.

Igualando la ecuación $M_m = T_a = 0$.

Se obtiene:

$$\sigma'_a = \frac{32k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones se obtiene:

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1.42 * 11.33 N.m}{\pi(0.020m)^3}$$

$$\sigma'_a = 20.48 * 10^6 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 * 1.27 * 5.93 N * m}{\pi(0.020m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 8.32 * 10^6 Pa$$

Utilizando el criterio de Goodman, se evalúa si el factor de seguridad para determinar si se cumple con los parámetros impuestos para el diseño, esto se realiza con la ayuda de la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} \quad \text{Ec. (4.17)}$$

Dónde:

n_f : Factor de seguridad mínima para la fatiga.

σ'_a [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

σ'_m [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

S_{ut} [MPa]: Resistencia mínima a la tensión del material.

S_e [MPa]: Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{20.48 Mpa}{49.4 Mpa} + \frac{8.323 Mpa}{400 Mpa}$$

$$n_f = 2.29 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Se procede a la verificación de la falla por fluencia en el material utilizando la siguiente fórmula (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m} \quad \text{Ec. (4.18)}$$

Dónde:

n_y : Factor de seguridad mínima para la fluencia.

σ'_a [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises alternante.

σ'_m [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises medio.

[MPa]: Resistencia a la fluencia del material.

Reemplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$n_y = \frac{220 \text{ Mpa}}{20.48 \text{ Mpa} + 8.323 \text{ MPa}}$$

$$n_y = 7.63 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Análisis en el punto E.

Del diagrama de momentos se obtiene $M_E = -1160.21 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ($1.160 \text{ N}\cdot\text{m}$), para una distancia de 40.6mm en el eje desde izquierda a derecha, existe un par de torsión presente ($Tm = 5.93 \text{ N}\cdot\text{m}$). Además se tiene que $Mm = Ta = 0$.

Se asume un diámetro menor igual a 19mm y el diámetro mayor como ya se conoce es de 1" (25,4mm). Entonces procedemos a calcular la relación:

$$\frac{D}{d} = \frac{25.4 \text{ mm}}{19 \text{ mm}} = 1.34 \text{ mm}$$

Se supone un valor de radio para el filete de: $r = \frac{d}{10}$ entonces:

$$r = \frac{19 \text{ mm}}{10} = 1.9 \text{ mm}$$

Recalculando con este valor en la relación se tiene:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.9}{19} = 0.1$$

Una vez obtenido los resultados de las relaciones, al igual que en el punto D se procede a determinar el valor de $k_t=1.61$ con la ayuda de la figura 4.15 y el valor $k_{ts}=6.15$ en la figura 4.17.

Con el dato del acero AISI 1018 de $S_{ut} = 440 \text{ MPa} = 0,430 \text{ GPa}$ y el radio del filete (muesca) $r = 1.9 \text{ mm}$. En la figura 4.16 se determina el valor de $q=0.7$ y el valor de $q_s=0.77$ con la figura 4.18.

Una vez obtenido estos valores se procede a calcular los el valor de k_f y k_{fs} utilizando las ecuaciones 4.13 y 4.14.

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

$$k_f = 1 + 0.7 * (1.61 - 1)$$

$$k_f = 1,43$$

$$K_{fs} = 1 + q_s (k_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.77 * (1.41 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,32$$

El valor de S_e no cambia respecto al punto D, debido a que el material no cambia y sus especificaciones mecánicas se mantiene. El valor del esfuerzo equivalente de Von Mises alternante se calcula con la ecuación 4.15.

$$\sigma'_a = \frac{32k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1.43 * 7.26 \text{ N} * \text{m}}{\pi (0.019 \text{ m})^3}$$

$$\sigma'_a = 15.42 * 10^6 \text{ Pa}$$

Esfuerzo equivalente de Von Mises medio se calcula con la ecuación 4.16:

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16k_{fs}T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 * 1.32 * 5.93 \text{ N} * \text{m}}{\pi(0.019\text{m})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 10.03 * 10^6 \text{ Pa}$$

A continuación se calcula el factor de seguridad según el criterio de Goodman con la ecuación 4.17.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{15.42\text{Mpa}}{49.4\text{Mpa}} + \frac{10.03\text{Mpa}}{400\text{Mpa}}$$

$$n_f = 2.97 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Se procede a la verificación de la falla por fluencia del material para lo cual se utiliza la ecuación 4.18:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

$$n_y = \frac{220\text{Mpa}}{15.42\text{Mpa} + 10.03\text{Mpa}}$$

$$n_y = 8.64 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Análisis en el punto F

Del diagrama de momentos se obtiene $M_F = -2075.50 \text{ N} * \text{mm}$ (-2.075 N.m), para una distancia de 92mm en el eje desde izquierda a derecha, existe un par de torsión presente ($T_m = 5.93 \text{ N.m}$).

Además se tiene que $Mm = Ta = 0$.

Se asume un diámetro menor igual a 19mm y el diámetro mayor de (21mm).
Entonces procedemos a calcular la relación:

$$\frac{D}{d} = \frac{21}{19} = 1.1$$

Se supone un valor de radio para el filete de: $r = \frac{d}{10}$ entonces:

$$r = \frac{19 \text{ mm}}{10} = 1.9 \text{ mm}$$

Recalculando con este valor en la relación se tiene:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.9}{19} = 0.1$$

Una vez obtenido los resultados de las relaciones, al igual que en el punto E se procede a determinar el valor de $k_t=1.6$ con la ayuda de la figura 4.15 y el valor $k_{ts}=6.3$ en la tabla 4.17.

Con el dato del acero AISI 1018 de $S_{ut} = 440 \text{ MPa} = 0,430 \text{ GPa}$ y el radio del filete (muesca) $r = 1.9 \text{ mm}$. En la figura 4.16 se determina el valor de $q=0.7$ y el valor de $q_s=0.77$ con la figura 4.18

Una vez obtenido estos valores se procede a calcular los el valor de k_f y k_{fs} utilizando las ecuaciones 4.13 y 4.14.

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

$$k_f = 1 + 0.7(1.6 - 1)$$

$$k_f = 1,42$$

$$K_{fs} = 1 + q_s (k_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.77*(1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,23$$

El valor de S_e no cambia respecto al punto E, debido a que el material no cambia y sus especificaciones mecánicas se mantiene. El valor del esfuerzo equivalente de Von Mises alternante se calcula con la ecuación 4.15.

$$\sigma'_a = \frac{32k_f M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma'_a = \frac{32 * 1.42 * 1.17 N \cdot m}{\pi (0.019 m)^3}$$

$$\sigma'_a = 2.47 * 10^6 Pa$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises medio se calcula con la ecuación 4.16:

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16k_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 * 1.23 * 5.93 N \cdot m}{\pi (0.019 m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 9.39 * 10^6 Pa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad según el criterio de Goodman con la ecuación 4.17.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{2.47 Mpa}{49.4 Mpa} + \frac{9.39 Mpa}{400 Mpa}$$

$$n_f = 13.61 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Se procede a la verificación de la falla por fluencia del material para lo cual se utiliza la fórmula 4.18:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$
$$n_y = \frac{220 \text{ Mpa}}{2.47 \text{ Mpa} + 10.03 \text{ Mpa}}$$

$$n_y = 17.6 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Análisis en el punto B

Del diagrama de momentos se obtiene $M_B = -3498.70 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ($-3.5 \text{ N}\cdot\text{m}$), para una distancia x de 80mm en el eje desde izquierda a derecha, existe un par de torsión presente ($Tm = 5.93 \text{ N}\cdot\text{m}$). Además se tiene que $Mm = Ta = 0$.

El diámetro menor es considerado de 20mm.

$$\frac{D}{d} = \frac{21}{19} = 1.1$$

El valor de k_f y k_{fs} se considera igual a 1 debido a que se considera que no están presentes cambios bruscos en la geometría y que el eje tiene una superficie libre de muescas.

El valor de S_e no cambia respecto al punto F, debido a que el material no cambia y sus especificaciones mecánicas se mantiene.

Luego de determinar los valores correspondientes se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises alternante con la ayuda de la ecuación 4.15

$$\sigma'_a = \frac{32k_f M_a}{\pi d^3}$$
$$\sigma'_a = \frac{32 * 1 * 3.5 \text{ N} * \text{m}}{\pi (0.02 \text{ m})^3}$$

$$\sigma'_a = 4.46 * 10^6 Pa$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises medio se calcula con la ecuación 4.16:

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16k_{fs}T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16 * 1 * 5.93N * m}{\pi(0.02m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = 6.54 * 10^6 Pa$$

A continuación se calcula el factor de seguridad según el criterio de Goodman con la ecuación 4.17.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{4.46Mpa}{49.4Mpa} + \frac{6.54Mpa}{400Mpa}$$

$$n_f = 9.38 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Se procede a la verificación de la falla por fluencia del material para lo cual se utiliza la ecuación 4.18:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_a + \sigma'_m}$$

$$n_y = \frac{220Mpa}{4.46Mpa + 6.54Mpa}$$

$$n_y = 20 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

4.2.5.2 SELECCIÓN DE BANDA Y POLEAS PARA EL SISTEMA PIN ON DISK

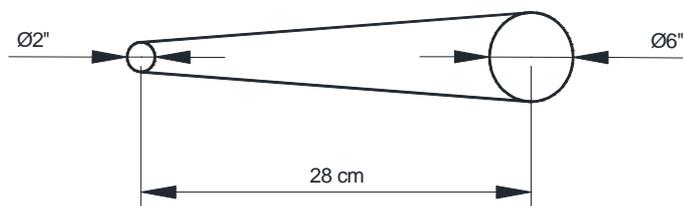


Figura № 4 19. Esquema de la configuración de la polea y banda eje-motor

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Para realizar los ensayos en un sistema Pin on Disk la norma ASTM G-99 recomienda realizar utilizar un rango de velocidad de 60 rpm a 600 rpm, para este estudio se tomó una velocidad de giro del motor de 600 rpm, según el catálogo Weg, un motor de 0.5 Hp gira a una velocidad de 1750 rpm por lo que es necesario reducir la velocidad con poleas, para lo cual es necesario utilizar una relación de transmisión de 3, con una polea de 2 pulgadas de diámetro en el motor y una polea de 6 pulgadas en el eje, lo cual teóricamente se obtendría una velocidad de 583.33 para obtener la velocidad recomendada por la norma se procede a confrontar mediante cálculos de diseño.

Inicialmente se estima una banda en V, y se procede a calcular el valor potencia de diseño (H_d) mediante la ecuación 4.19 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Dónde:

H_{nom} [Hp]: Potencia nominal suministrada por el motor.

K_s : Factor de servicio.

n_d : Factor de diseño (impuesto por el diseñador).

Para obtener el valor de K_s para bandas en V de acuerdo a las condiciones de uso recurrimos a la siguiente tabla 4.17.

Tabla N° 4 17. Valor del factor de servicio K_s para bandas en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Tomamos un valor de $K_s = 1,1$ para una torsión normal y un impacto ligero.

Se estima un factor de diseño $n_d = 1.5$

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$H_d = 0.5 * 1.1 * 1.5 = 0.825 \text{ Hp}$$

Con el valor de H_d y con el valor de velocidad en la polea más pequeña $n_1 = 1750$ rpm se obtiene una sección de tamaño Z para la banda en V pero por seguridad se toma una sección tipo A con la ayuda de la figura 4.20.

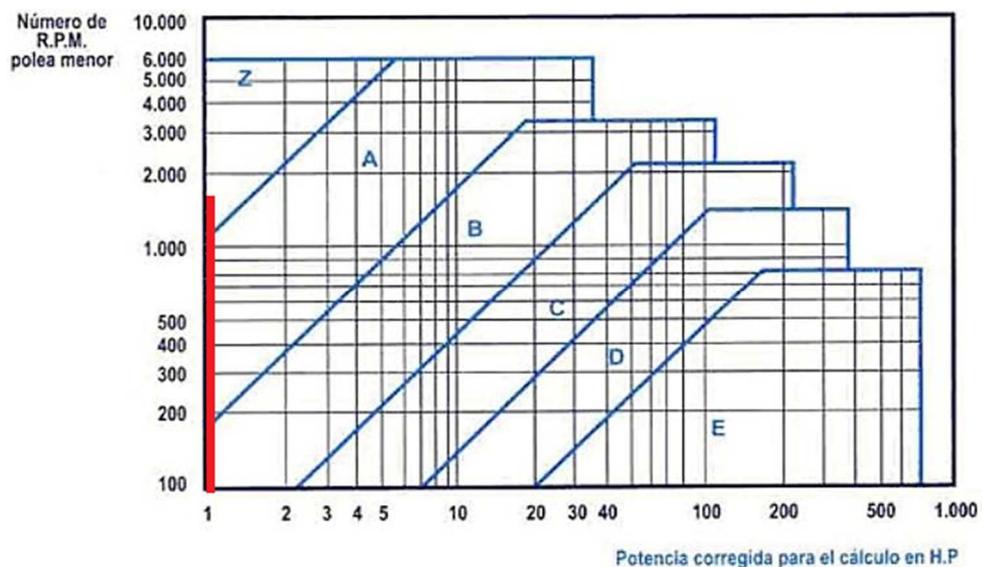


Figura N° 4 20. Gráfico para la selección del tamaño de sección de la banda.

Fuente: (INGEMECANICA, 2014)

Cálculo de la velocidad periférica (V) de la banda.

Se calcula mediante la ecuación 4.20 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012)

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \quad \text{Ec. (4.20)}$$

Dónde:

V [pies/min]: Velocidad periférica de la banda.

d [pulg]: Diámetro de la polea.

n [rpm]: Velocidad rotacional de la polea 1 (2" ó 50.8 mm).

Reemplazando los valores para la polea 1 se tiene:

$$V = \frac{\pi * (50.8\text{mm}) * 1750 \text{ rpm}}{12} = (916.29 \text{ Pies/min})$$

Longitud de paso (L_p)

La longitud de paso de la banda se puede calcula mediante la ecuación 4.21 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D+d)^2}{4C} \quad \text{Ec. (4.21)}$$

Dónde:

L_p [pulg]: Longitud de paso o longitud de la banda.

C [pulg]: Distancia entre los centros de las poleas.

D [pulg]: Diámetro de la polea más grande (6" ó 152.4 mm).

d [pulg]: Diámetro de la polea de menor tamaño.

La distancia entre centros C es igual a 28 cm (11"), entonces reemplazando los valores en la ecuación 4.21 se tiene:

$$L_p = 2(11'') + \frac{\pi(6'' + 2'')}{2} + \frac{(6'' + 2'')^2}{4(11'')}$$

$$L_p = (36.02'') = 914.91 \text{ mm}$$

El valor de la longitud de paso calculado, que es un valor tentativo, es necesario corroborar con un factor de modificación ΔL y con la ayuda de la siguiente tabla.

Tabla N° 4 18. Valores para la corrección de la longitud de banda

Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)					
Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para una banda tipo A se obtiene un valor de ΔL igual a 1,3", este valor se restará al valor de la longitud de paso calculada, así se obtiene un valor de longitud de paso de referencia ($L_{p \text{ referencia}}$).

$$L_{p \text{ referencia}} = 36.02'' - 1.3''$$

$$L_{p \text{ referencia}} = 34.72'' = 881.88 \text{ mm}$$

Del resultado se toma el valor entero $L_{p \text{ entera}}$ lo que nos permitirá obtener una longitud de paso lo más cercana a la estándar.

$$L_{p \text{ entera}} = 34'' = 881 \text{ mm}$$

A este valor se vuelve a sumar el valor de ΔL para de este modo obtener una longitud de paso corregida ($L_{p \text{ corr}}$).

$$L_{p \text{ corr}} = L_{p \text{ entera}} + \Delta L = 34'' + 1.3''$$

$$L_{p \text{ corr}} = 35.3'' = 896.62 \text{ mm}$$

Cálculo de la distancia corregida entre centros (C_{corr}).

Para este cálculo recurrimos a la ecuación 4.22 de (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$C_{corr}=0.25 \left\{ \left[L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_{p\ corr} - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D + d)^2} \right\}$$

Ec. (4.22)

Dónde:

C_{corr} [pulg]: Distancia corregida entre los centros de las poleas.

$L_{p\ corr}$ [pulgadas]: Longitud de paso corregida.

D [pulg]: Diámetro de la polea más grande.

d [pulg]: Diámetro de la polea de menor tamaño.

Se procede a reemplazar los datos en la ecuación, entonces:

$$C_{corr}=0.25 \left\{ \left[35.3 - \frac{\pi}{2}(6 + 2) \right] + \sqrt{\left[35.3 - \frac{\pi}{2}(6 + 2) \right]^2 - 2(6 + 2)^2} \right\}$$

$$C_{corr}=10.61''=269.49 \text{ mm}$$

Cálculo del ángulo de contacto en la polea de menor tamaño (θ_d)

Para determinar el ángulo de contacto se calcula con la ecuación 4.23 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\theta_d = \pi - 2\sin^{-1} \frac{\pi(D-d)}{2C_{corr}} \quad \text{Ec. (4.23)}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$\theta_d = \pi - 2\sin^{-1} \frac{(6'' - 2'')}{2(10.61'')}$$

$$\theta d = 2.76 \text{ rad} = 158.14^\circ$$

$$\theta d = 158.14^\circ$$

Cálculo del factor de corrección del ángulo de cobertura (K_1)

Con la ayuda de la tabla 4.19 se determina el factor de corrección por ángulo de contacto para transmisiones de banda en V.

Entonces se tiene:

$$\frac{(D - d)}{C_{corr}} = \frac{(6'' - 2'')}{10.61''}$$

$$\frac{(D - d)}{C_{corr}} = 0.38'' = 9.65 \text{ mm}$$

Tabla Nº 4 19. Valores del factor de corrección del ángulo de cobertura K_1 .

$\frac{D - d}{C}$	θ , grados	VV	K_1 Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para obtener el valor de k_1 es necesario interpolar entre el valor de 0.30 y 0.40, para un valor de 0.38 entonces se obtiene un valor de $k_1 = 0.944$.

Cálculo del factor de corrección de longitud de banda (K_2)

El valor de K_2 lo se termina utilizando la tabla 4.20.

Tabla N° 4 20. Valores del factor de corrección de la longitud de banda K_2 .

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Para una $L_{p\text{ corr}}=35.3$ se obtiene un valor de $k_2=0.85$.

Cálculo de la potencia tabulada por banda (H_{tab})

Para calcular la potencia tabulada se recurre a la tabla 4.21

Tabla N° 4 21. Valores de potencia en función de la velocidad de giro y el diámetro de la polea de menor tamaño, para correas con sección tipo A

Sección A		Prestación Base (en HP)												Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)										
N° R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)												Relación de transmisión										
		66	71	76	81	86	91	96	102	107	112	117	122	127	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre
1160		0.54	0.69	0.84	0.99	1.13	1.28	1.42	1.56	1.70	1.84	1.98	2.12	2.26	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.20
1750		0.68	0.90	1.11	1.32	1.53	1.73	1.93	2.13	2.33	2.53	2.72	2.91	3.10	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.16	0.20	0.23	0.26	0.29
3450		0.85	1.21	1.57	1.91	2.25	2.57	2.88	3.19	3.48	3.76	4.02	4.28	4.52	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
200		0.16	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	0.34	0.37	0.40	0.43	0.46	0.48	0.51	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03
400		0.26	0.32	0.38	0.43	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06	0.07
600		0.35	0.43	0.52	0.60	0.68	0.76	0.84	0.92	1.00	1.08	1.16	1.23	1.31	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
800		0.43	0.53	0.64	0.75	0.85	0.95	1.06	1.16	1.26	1.37	1.47	1.57	1.67	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
1000		0.49	0.62	0.75	0.88	1.01	1.14	1.26	1.39	1.51	1.64	1.76	1.88	2.00	0.00	0.02	0.04	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17

Fuente: (INGEMECANICA, 2014).

Entonces para un diámetro menor de polea $d_1=2$ pulgadas (50.8mm) y una rotación $n_1=$ a 1750 rpm se obtiene un valor de 0.68 Hp, cabe recalcar que se tomó un valor de diámetro primitivo de la polea menor de 66mm debido a que es el valor más aproximado.

Al valor determinado se le suma el valor de prestación adicional, para este caso la relación de transmisión es $i = 3$; extrapolando se tiene una prestación adicional igual 0,29 Hp.

Por lo que la potencia tabulada para la banda es:

$$H_{tab} = 0.68 + 0.29 = 0.97 \text{ Hp.}$$

Cálculo de la potencia admisible para la banda (H_a)

La potencia admisible o también conocida como potencia de diseño para la banda se determina con la ecuación 4.24 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$H_a = k_1 + k_2 + H_{tab} \quad \text{Ec. (4.24)}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$H_a = 0.944 * 0.85 * 0.97 = 0.78 \text{ Hp}$$

Cálculo del número de bandas necesarias (N_b)

Para conocer número de bandas necesarias para utilizar en el sistema mecánico Pin on Disk recurrimos a la ecuación 4.25 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. (4.25)}$$

$$N_b = \frac{0.825}{0.78} = 1.06$$

Se opta por utilizar una polea en el sistema mecánico entonces $N_b = 1$

Cálculo del factor de seguridad n_{fs} en la banda

Con la ecuación 4.26 de (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012), se procede a calcular el factor de seguridad:

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad \text{Ec. (4.26)}$$

$$n_{fs} = \frac{0.78 * 1}{0.5 * 1.3}$$

$$n_{fs} = 1.2 \rightarrow \text{SI CUMPLE}$$

Cálculo de la pretensión de la banda

La tensión de la banda producida por la flexión de la banda sobre las poleas según (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012), se calcula con la ecuación 4.27.

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (4.27)}$$

Dónde:

F_c [lbf]: Tensión centrífuga en la banda.

K_c : Factor para el cálculo de la tensión centrífuga.

[pies/min]: Velocidad periférica de la banda.

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right)^2$$

El valor de k_c para algunos parámetros adicionales en la banda se obtiene de la tabla 4.22.

Tabla № 4 22. Valores de k_b y k_c para parámetros adicionales en bandas.

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$F_C = 0.561 \left(\frac{916.29}{1000} \right)^2$$

$$F_C = 0.471 \text{ lbf}$$

Diámetro mínimo de la polea tipo A.

Según la norma UNE 18164-85 los diámetros recomendados y mínimos para bandas en V o trapeciales con perfil en A se aprecian en la siguiente tabla.

Tabla № 4 23. Diámetros recomendados para banda tipo V

Sección de garganta	w _p	b _{min}	h _{min}	e	f
Y	5,3	1,6	4,7	8	7
Z	8,5	2	7	12	8
A	11	2,75	8,7	15	10
B	14	3,5	10,8	19	12,5
C	19	4,8	14,3	25,5	17
D	27	8,1	19,9	37	24
E	32	9,6	23,4	44,5	29

Fuente: Norma UNE 18164-85

Aunque otras normas establecen más datos de las bandas como la tolerancia, el montaje, comprobaciones y tipos de los elementos de transmisión de potencia.

4.2.5.3 SELECCIÓN DE PERNOS PARA EL SISTEMA PIN ON DISK

Para la selección de pernos, se estima que en el sistema solo actúan cargas secundarias debido al par torsor provocado por la polea y no actúan cargas primitivas.

Con estas estimaciones previas se procede a la selección de pernos para el sistema mecánico Pin on Disk.

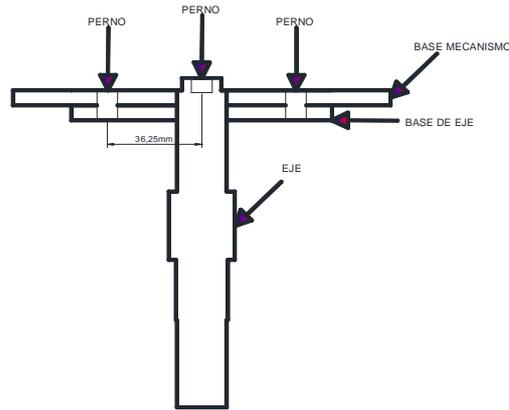


Figura № 4 21. Pernos del sistema mecánico Pin on Disk

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Para el cálculo de la carga de momento secundario se emplea la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$F_n'' = \frac{M_1 r_n}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 \dots} \quad \text{Ec. (4.28)}$$

Dónde:

F_n'' : Representa las cargas de momento

Subíndice n se refiere al perno particular cuya carga se va a determinar

r (m): Distancia del centro del disco al centro de pernos

Como las fuerzas cortantes secundarias son iguales la ecuación se transforma en:

$$F_n'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r}$$

En donde M es el par torsor provocado por la polea es decir T=5.93N.m y el 4 es el número de pernos que es igual a 4.

Reemplazando los valores se tiene:

$$F'' = \frac{5.93N.m}{4 * 0.0375m} = 39.54 N$$

$$F'' = 39.54 \text{ N}$$

El perno que se utilizará para un análisis inicial es uno de un diámetro ($\phi=5/16''$) un espesor de arandela $e_{\text{arandela}}=2\text{mm}$ según la recomendación que hace (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

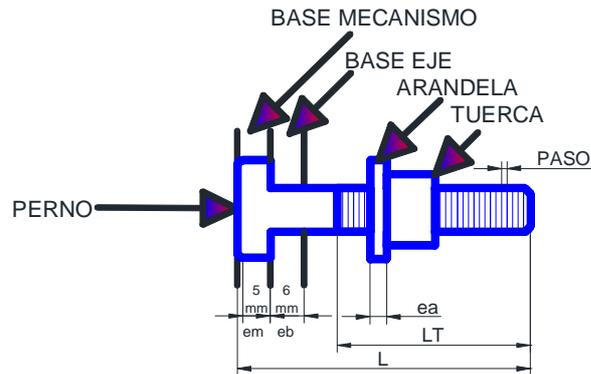


Figura Nº 4 22. Esquema-perno

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Cálculo de la altura para esto recurrimos al apéndice A-30 de Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Tabla Nº 4 24. Dimensiones de tornillos de cabeza hexagonal común y pesada

Tamaño nominal, pulg	Radio mínimo de filete	Tipo de tornillo		Altura H
		Prisionero W	Pesado W	
$\frac{1}{4}$	0.015	$\frac{7}{16}$		$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	0.015	$\frac{1}{2}$		$\frac{13}{64}$
$\frac{3}{8}$	0.015	$\frac{9}{16}$		$\frac{15}{64}$
$\frac{7}{16}$	0.015	$\frac{5}{8}$		$\frac{9}{32}$
$\frac{1}{2}$	0.015	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	0.020	$\frac{15}{16}$	$1 \frac{1}{16}$	$\frac{25}{64}$
$\frac{3}{4}$	0.020	$1 \frac{1}{8}$	$1 \frac{1}{4}$	$\frac{15}{32}$
$\frac{7}{8}$	0.040	$1 \frac{5}{16}$	$1 \frac{7}{16}$	$\frac{35}{64}$
1	0.060	$1 \frac{1}{2}$	$1 \frac{1}{8}$	$\frac{39}{64}$
$1 \frac{1}{4}$	0.060	$1 \frac{7}{8}$	2	$\frac{25}{32}$
$1 \frac{3}{8}$	0.060	$2 \frac{1}{16}$	$2 \frac{3}{16}$	$\frac{27}{32}$
$1 \frac{1}{2}$	0.060	$2 \frac{1}{4}$	$2 \frac{3}{8}$	$\frac{15}{16}$

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Entonces se selecciona una altura de:

$$H = \frac{13}{64}$$

Para el cálculo del número de roscas por pulgadas recurrimos a la tabla 4-25 de (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Tabla № 4 25. Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF

Designación de tamaño	Serie gruesa-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
1/4	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
3/8	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
1/2	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
3/4	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
1	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
1 1/4	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
1 1/2	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
2	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
2 1/2	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
3	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
3 1/2	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
4	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012)

Entonces para un perno de diámetro 5/16” tenemos:

$$N = 18$$

El paso del perno según la recomendación que hace (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012) para obtener dos roscas se utiliza la siguiente relación:

$$p = \frac{1''}{18} = 0.06$$

Para obtener 4 roscas, por seguridad es necesario tener pernos que sobre salgan entonces:

$$4 * 0.06 = 0.24'' = 6 \text{ mm}$$

La longitud del total del perno se calcula (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$L = em + eb + H + es + p \quad \text{Ec. (4.29)}$$

Dónde:

em [mm]: Espesor de la base del mecanismo.

eb [mm]: Espesor de la base del eje.

H [mm]: Altura de la tuerca.

ea [mm]: Espesor de la arandela.

p [mm]: Paso de la rosca.

$$L = 0.5 + 0.6 + \frac{13}{64} + 0.08 + 0.24$$

$$L = 1.46" \approx 1.5" = 38.1 \text{ mm}$$

Con el dato del diámetro nominal del perno y la longitud del perno recurrimos a la tabla 4.26 para determinar la longitud de la rosca (LT).

Tabla № 4 26. Longitud de rosca (serie en pulgadas)

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ pulg,} & L \leq 6 \text{ pulg} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ pulg,} & L > 6 \text{ pulg} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Reemplazando el valor del diámetro nominal del perno en la ecuación se tiene:

$$L_T = 2 \left(\frac{5}{16} \right) + \frac{1}{4}$$

$$L_T = 0.87" = 22.01 \text{ mm}$$

La longitud de la parte sin roscar (J) se calcula entre la diferencia entre la longitud del perno y la parte roscada:

$$J = L - L_T$$

$$J = 1.5'' - 0.87'' = 0.63'' = 16\text{mm}$$

La parte que va estar sometida a esfuerzo cortante es la parte roscada del perno; es decir el perno se cortará a lo largo de su diámetro menor (A_r), esta área se obtiene de la tabla 4.27 (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012)

Tabla № 4 27. Diámetros de áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.

Diámetro nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Entonces para un perno de diámetro de 5/16" aproximadamente de 8mm se tiene un valor de $A_r=36.6 \text{ mm}^2=0.056 \text{ pulg}^2=3.6 \times 10^{-5} \text{ m}^2$.

Para el cálculo de esfuerzo cortante que actúa sobre los pernos, se calcula con la siguiente ecuación de (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$\tau = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. (4.30)}$$

Dónde:

τ [MPa]: Esfuerzo cortante.

V [N]: Fuerza cortante.

A [mm²]: Área de la sección transversal que se corta.

La fuerza cortante es igual a F".

Entonces se tiene:

$$\tau = \frac{39.54N}{3.6 \times 10^{-5} m^2} = 1.09 * 10^6 Pa$$

$$\tau = 1.09 * 10^6 Pa$$

En los pernos no actúan cargas axiales (se produce un esfuerzo plano), se utiliza la ecuación 4.31 para calcular el esfuerzo equivalente de Von Mises que actúa sobre el perno (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\sigma_{xy}^2)^{1/2} \quad Ec. (4.31)$$

Dónde:

σ' [MPa]: Esfuerzo equivalente de Von Mises.

[MPa]: Esfuerzo normal en la dirección del eje X.

σ_y [MPa]: Esfuerzo normal en la dirección del eje Y.

τ_{xy} [MPa]: Esfuerzo cortante transversal paralelo al área de corte

Para el caso de pernos se hace la suposición que existe un esfuerzo cortante puro, es decir $\sigma_x = \sigma_y = 0$; además τ_{xy} es igual al esfuerzo cortante producido en los pernos (τ).

Entonces reemplazando en la ecuación se tiene:

$$\sigma' = \sqrt{3} * \tau$$

$$\sigma' = \sqrt{3} * 1.09 * 10^6 Pa$$

$$\sigma' = 1.89 Mpa$$

La resistencia del material del perno debe ser mayor a este esfuerzo equivalente; entonces es necesario relacionar los dos valores y para determinar un factor de

seguridad en el perno para lo cual es necesario recurrir a la siguiente ecuación (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012):

$$n = \frac{S}{\sigma'} \quad \text{Ec. (4.32)}$$

Dónde:

n : Factor de seguridad de falla del perno.

S_p : [MPa]: Resistencia de falla del perno.

Para la resistencia del perno se debe utilizar una resistencia de prueba mínima (S_p) que contempla la variación de la resistencia del perno debido al roscado, para lo cual recurrimos a la tabla 4.28 para determinar este valor.

Tabla Nº 4 28. Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado de SAE	Intervalo de tamaños, de prueba inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{2}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Fuente: (Budynas, R. y Nisbett, K., 2012).

Entonces de tabla obtenemos un valor de 33Kpsi (227.52 Mpa) reemplazando en la ecuación tenemos:

$$n = \frac{227.52 \text{ Mpa}}{1.89 \text{ Mpa}} = 120.38 \text{ SI CUMPLE}$$

4.2.5.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para determinar la carga axial, se considera el peso del anillo de seguridad del disco de ensayo, el peso del disco de ensayo, el peso de la base del disco, el peso de soporte de la base del disco, el peso del eje del tribómetro y el peso de 5.10 kg aplicado sobre el pin, entonces se procede a determinar la masa de cada parte del sistema mecánico Pin on Disk.

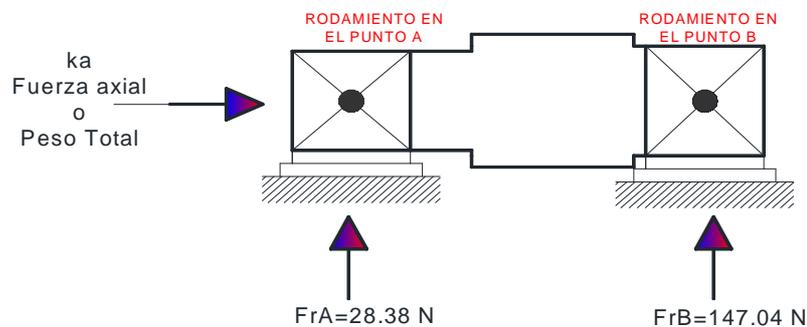


Figura N° 4 23. Esquema de fuerzas que actúan sobre los apoyos del eje

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Masa del anillo de seguridad del disco de ensayo AISI 1010.

Densidad del material

$$\delta = 7.87 \frac{g}{cm^3} = 7870 \frac{kg}{m^3}$$

Volumen del anillo de acero AISI 1010

$$v = h * \pi * \frac{d^2}{4} \quad \text{Ec. (4.33)}$$

Dónde:

$V [m^3]$: Volumen del anillo de acero.

$d [m]$: Diámetro del anillo

$h [m]$: Altura del anillo

El anillo de sujeción del disco de ensayo tiene un espesor de 6 mm (0.012 m), un diámetro de 160mm (0.160m).

Se debe considerar que hay que restar un volumen de $1.93 \cdot 10^{-4} m^3$ del volumen total debido a que es un anillo hueco.

Reemplazado los valores en la ecuación se tiene:

$$v = 0.012m * \pi * \frac{0.146^2 m}{4}$$

$$v = 2 * 10^{-4} m^3 - 1.93 * 10^{-4} m^3$$

$$v = 7.32 * 10^{-6} m^3$$

$$m = \delta * v \quad \text{Ec. (4.34)}$$

Dónde:

m [g]: masa del anillo

d [g/cm^3]: Densidad del material.

V [cm^3]: Volumen del anillo de sujeción

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 7.32 * 10^{-6} m^3$$

$$m = 0.057 \text{ Kg}$$

Masa del disco de ensayo acero AISI 304.

Densidad del material

$$\delta = 8 \frac{g}{cm^3} = 8000 \frac{kg}{m^3}$$

El volumen del disco de ensayo se calcula con la ecuación 4.33.

$$v = h * \pi * \frac{d^2}{4}$$

El disco de ensayo tiene un espesor de 2mm (0.002m), un diámetro de 145mm (0.145m).

Reemplazado los valores en la ecuación se tiene:

$$v=0.002m*\pi * \frac{0.145^2m}{4}$$

$$v=3.30*10^{-5}m^3$$

La masa del disco se calcula con la ecuación 4.34.

$$m= \delta * v$$

$$m=8000 \frac{kg}{m^3} * 3.30 * 10^{-5}m^3$$

$$m=0.26 Kg$$

Masa del disco base del sistema Pin on Disk. (Acero AISI 1045).

Densidad del material

$$\delta=7.85 \frac{g}{cm^3}=7850 \frac{kg}{m^3}$$

El volumen del disco base se calcula con la ecuación 4.33

$$v=h*\pi * \frac{d^2}{4}$$

El disco base de ensayo tiene un espesor de 6mm (0.006m), un diámetro de 145mm (0.145m).

Reemplazado los valores en la ecuación se tiene:

$$v= 0.006*\pi * \frac{0.145^2m}{4}$$

$$v=9.91*10^{-5}m^3$$

La masa del disco base se calcula con la ecuación 4.34

$$m = \delta * v$$

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 9.91 * 10^{-5} m^3$$

$$m = 0.77 \text{ Kg}$$

Masa del eje del sistema Pin on Disk. (Acero AISI 1018).

Densidad del material

$$\delta = 7.87 \frac{g}{cm^3} = 7870 \frac{kg}{m^3}$$

Volumen del eje se calcula con la ecuación 4.33

$$v = h * \pi * \frac{d^2}{4}$$

El eje tiene una longitud de 109.5 m (0.1095m), un diámetro de 1 pulgada (0.0254 m). Se debe considerar que hay que restar un volumen de $1.34 * 10^{-3} m^3$ del volumen total debido a que es un anillo hueco.

Reemplazado los valores en la ecuación se tiene:

$$v = 0.01095 * \pi * \frac{0.0254^2 m}{4}$$

$$v = 5.55 * 10^{-5} m^3$$

La masa del eje se calcula con la ecuación 4.34

$$m = \delta * v$$

$$m = 7850 \frac{kg}{m^3} * 5.55 * 10^{-5} m^3$$

$$m = 0.44 \text{ Kg}$$

Se procede a sumar las masas para obtener una masa total:

$$\text{Masa total} = 0.057 + 0.26 + 0.77 + 0.44$$

$$\text{Masa total} = 1.53 \text{ kg}$$

$$\text{Peso total} = 1.53 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 14.99 \text{ N}$$

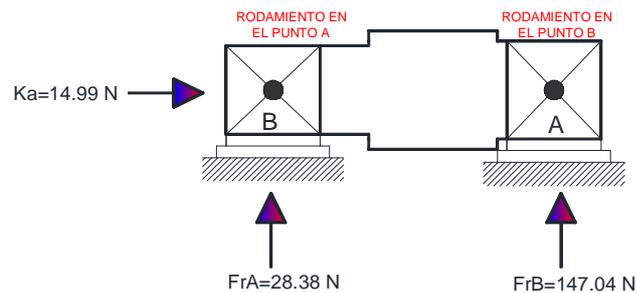


Figura Nº 4 24. Fuerzas que actúan sobre los apoyos del eje disposición en x.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Condiciones de funcionamiento de los rodamientos:

$$T = 22^\circ\text{C}$$

$$n = 600 \text{ rpm}$$

Debido a que actúa una fuerza axial el catálogo de la FAG Sales Europe GmbH, 2000 para rodamientos individuales recomienda utilizar rodamientos de bolas de contacto angular por ser apropiados para este tipo de carga.

Según (FAG Sales Europe GmbH, 2000) tenemos una serie de rodamientos de bolas de contacto angular entre 72B y 73B para un montaje universal.

El factor F_a , $Y = 0.57$ para esta serie.

Se asume que la serie de ángulos, será la misma en los dos rodamientos entonces:

$$Y_A = Y_B.$$

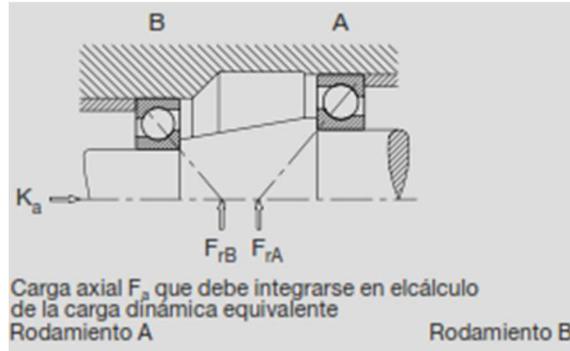


Figura № 4 25. Disposición de rodamientos de bolas de contacto angular fijos en X.

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000)

Se opta por el montaje en (X) según la recomendación del catálogo de la FAG, debido a que el eje se encuentra a compresión por lo tanto se tiene:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} = \frac{F_{rB}}{Y_B}$$

Como $Y_A=Y_B$ entonces:

$$147.04\text{N} > 28.38\text{N}$$

$$K_a = 0.014 \text{ kN}$$

$$F_{rA} = 0.147 \text{ kN}$$

$$F_{rB} = 0.028 \text{ kN}$$

Cálculo de carga equivalente:

$$k_a \leq 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$$

$$k_a \leq 0.5 \left(\frac{0.147}{0.57} - \frac{0.028}{0.57} \right)$$

$$0.014 \leq 0.1$$

Entonces este rango pertenece al caso C de la figura 4.26 que se muestra a continuación:

Condiciones de carga	Carga axial F_a que debe integrarse en el cálculo de la carga dinámica equivalente	Rodamiento A	Rodamiento B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	-	CASO A
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a > 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	$F_a = K_a + 0,5 \cdot \frac{F_{rB}}{Y_B}$	-	CASO B
$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$	-	$F_a = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y_A} - K_a$	CASO C

Figura N° 4 26. Condiciones de carga para el rodamiento A y B.

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000)

$$F_{aB} = 1.14 \cdot F_{rA}$$

$$F_{aB} = 1.14 \cdot 0.147 = 0.168 \text{ kN}$$

$$F_{aA} \leq 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - k_a \right)$$

$$F_{aA} = 0.5 \left(\frac{0.147}{0.57} - 0.014 \right)$$

$$F_{aA} = 0.122 \text{ kN}$$

Entonces:

Para el rodamiento en A:

$$F_r = 0.028 \text{ kN}$$

$$F_a = 0.168 \text{ kN}$$

Para el rodamiento en B:

$$F_r = 0.147 \text{ kN}$$

$$F_a = 0.071 \text{ kN}$$

Determinación del esfuerzo dinámico (fL).

Se recurre a la tabla 4.29 de la (FAG Sales Europe GmbH, 2000) y escogemos el valor de transmisiones universales:

Tabla № 4 29. Factor de esfuerzos (fL)

Transmisiones de maquinaria en general		
Transmisiones universales	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Motoreductores	2 ... 3	Potencia nominal; velocidad nominal
Grandes transmisiones estacionarias	3 ... 4,5	Potencia nominal; velocidad nominal

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Factor de limpieza (S).

El catálogo de la (FAG Sales Europe GmbH, 2000) recomienda utilizar un valor de limpieza normal con un valor de S=1.

Determinación del exponente de vida (p)

Debido a que se trata de rodamientos de bolas, nos recurrimos a (FAG Sales Europe GmbH, 2000) el cuál recomienda utilizar un valor de p=3

Factor de probabilidad de fallo (a1)

Se estima un valor de fallo de 1% y se recurre a la siguiente tabla para conocer el valor de a1=0.21.

Tabla № 4 30. Valor del factor de probabilidad de fallo (a1).

▼ Factor a ₁						
Probabilidad de fallo %	10	5	4	3	2	1
Vida a fatiga	L ₁₀	L ₅	L ₄	L ₃	L ₂	L ₁
Factor a ₁	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Factor de velocidad (fn).

Para conocer el factor de velocidad recurrimos a la tabla 4.31, teniendo como dato de entrada una velocidad angular de $n=600$ rpm, entonces obtenemos un valor de $f_n=0.382$.

Tabla No 4 31. Factor (f_n) para rodamientos de bolas.

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas									
n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \sqrt[3]{n}}{n}}$
min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}		min^{-1}	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Factor para el material y las condiciones de servicio (a_2).

El catálogo de la FAC recomienda utilizar un valor en el rango de 1 a 3.5 para éste factor, se estima un valor de 2.7 para una primera iteración en los cálculos.

Cálculo para el rodamiento en A.

Carga estática equivalente (P_o)

Es necesario calcular la siguiente relación, para poder determinar la ecuación que nos permita determinar el valor de P_o .

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.168}{0.028} = 6 \geq 1.9$$

Entonces se recurre a la tabla 4.32 para escoger la ecuación adecuada que nos permita determinar el valor de P_0 .

Tabla № 4 32. Valor de la carga estática equivalente para rodamientos de bolas

$P_0 = F_r$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} \leq 1,9$
$P_0 = 0,5 \cdot F_r + 0,26 \cdot F_a$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} > 1,9$

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Entonces:

$$P_0 = 0.5 \cdot F_r + 0.26 \cdot F_a$$

$$P_0 = (0.5 \cdot 0.028) + (0.26 \cdot 0.168)$$

$$P_0 = 0.058 \text{ kN}$$

Carga dinámica equivalente (P)

La siguiente relación nos permitirá determinar el valor de P.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.168}{0.028} = 6 \geq 1.14$$

Se recurre a la siguiente tabla para escoger la ecuación adecuada que nos permita determinar el valor de P.

Tabla № 4 33. Valor de la carga dinámica equivalente para rodamientos de bolas

$P = F_r$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} \leq 1,14$
$P = 0,35 \cdot F_r + 0,57 \cdot F_a$	[kN] para $\frac{F_a}{F_r} > 1,14$

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Entonces:

$$P = 0.35 \cdot F_r + 0.57 \cdot F_a$$

$$P = (0.35 * 0.028) + (0.57 * 0.168)$$

$$P = 0.11 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estática (C_o)

Para determinar el valor de C_o se utiliza la siguiente ecuación (FAG Sales Europe GmbH, 2000):

$$C_o = f_s * P_o \quad \text{Ec. (4.35)}$$

Dónde:

f_s: Factor de esfuerzos estáticos.

Tabla N° 4 34. Valor del factor de esfuerzos estáticos de acuerdo a las condiciones de uso, para rodamientos de bolas

f _s = 1,5 ... 2,5 para exigencias elevadas
f _s = 1,0 ... 1,5 para exigencias normales
f _s = 0,7 ... 1,0 para exigencias reducidas

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Para exigencias normales se escoge un valor de f_s=1,5. Reemplazando valores en la ecuación se tiene:

$$C_o = 1.5 * 0.058 \text{ KN}$$

$$C_o = 0.087 \text{ KN}$$

Capacidad de carga dinámica (C)

Una vez estimados los valores anteriores el catálogo de la FAG sugiere la ecuación 4.36 para poder realizar las iteraciones correspondientes para la selección del rodamiento (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

$$C = \frac{p * f_L}{F_n} * \frac{1}{\sqrt[p]{a_1 * a_{23}}} \quad \text{Ec. (4.36)}$$

$$C = \frac{0.11 * 3}{0.382} * \frac{1}{\sqrt[3]{0.21 * 2.7}} \Rightarrow C = 1.044 \text{ KN}$$

Teniendo como datos de entrada el valor de C, C_o, y el diámetro del eje de 19mm, se recurre al catálogo de la FAG para determinar el rodamiento adecuado.

Entonces se selecciona un rodamiento 7204B el cual cumple con las siguientes características, donde:

C=13.4 kN

C= Capacidad de carga dinámica

C_o=7.65 kN

C_o= Capacidad de carga estática

d= 20 mm

d= Diámetro interno

D= 47 mm

D= Diámetro externo

d_m=33.5 mm

d_m= Diámetro medio

Viscosidad relativa (v₁)

La viscosidad se determina con la ayuda de la figura 4.27 teniendo como datos de entrada la velocidad de giro del rodamiento y el diámetro medio, entonces para una velocidad de n = 600rpm un diámetro medio de 33.5mm obtenemos un valor aproximado de v₁.

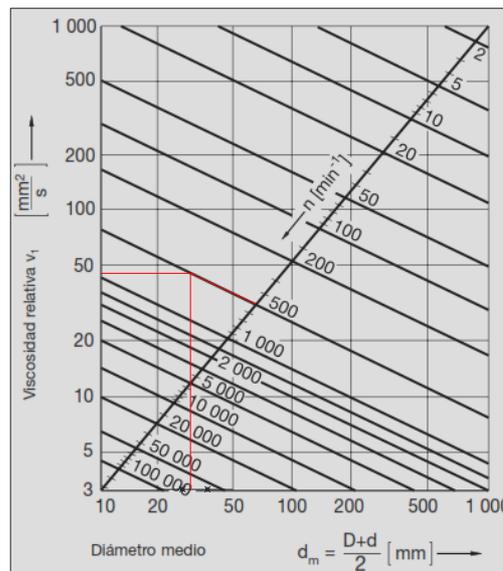


Figura Nº 4 27. Viscosidad relativa (v₁)

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Viscosidad de servicio (v)

Una vez determinado el valor de la viscosidad relativa, y con el dato de la temperatura de trabajo a la que estará sometido el rodamiento la cual es de 22°C.

Se procede entonces a determinar el valor de la viscosidad de servicio con ayuda de la siguiente figura del catálogo de la FAG (Sales Europe GmbH, 2000).

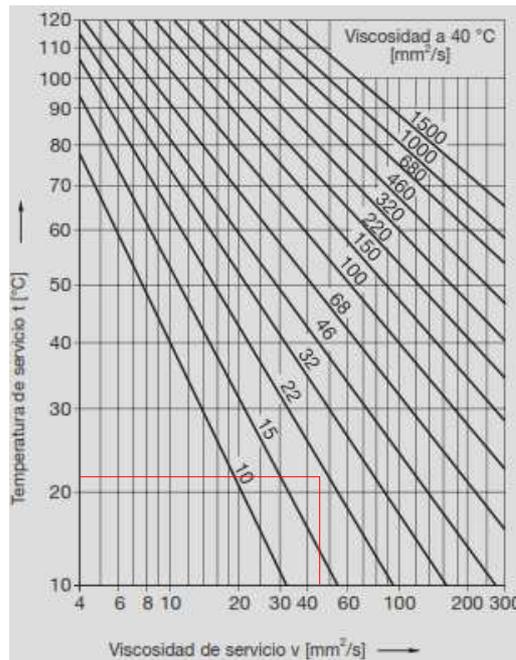


Figura N° 4 28. Viscosidad de servicio (v)

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Con una temperatura de referencia de 40° centígrados, se debe utilizar un lubricante con una viscosidad real $v \approx 22 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$.

Ratio de Viscosidad, k

Para el cálculo del ratio de viscosidad se recurre a la siguiente ecuación según (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

$$k = \frac{v}{v_1} \quad \text{Ec. (4.37)}$$

Dónde:

ν [mm^2/s]: Viscosidad de servicio del lubricante.

ν_1 [mm^2/s]: Viscosidad relativa.

Reemplazando los valores determinados en la ecuación se tiene:

$$k = \frac{22}{45} = 0.49$$

Factor de esfuerzos estáticos (f_s)

Recurrimos a la ecuación de (FAG Sales Europe GmbH, 2000), para determinar el factor de esfuerzos estáticos o factor de carga.

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad \text{Ec. (4.38)}$$

Dónde:

C_o [kN]: Capacidad de carga estática.

P_o [kN]: Carga equivalente del rodamiento.

Reemplazando los valores se tiene:

$$f_s = \frac{7.65}{0.058} = 131.89$$

Factores para la determinar el factor básico, a_{23II}

Valor de k_1 .

Estos valores ayudaran a determinar el factor básico a_{23II} , el valor de K_1 se determina con la ayuda de la figura 4.29 teniendo como datos de entrada el factor de carga ($f_s=131.89$) y teniendo en cuenta, el hecho de que se trata de un rodamiento de bolas.

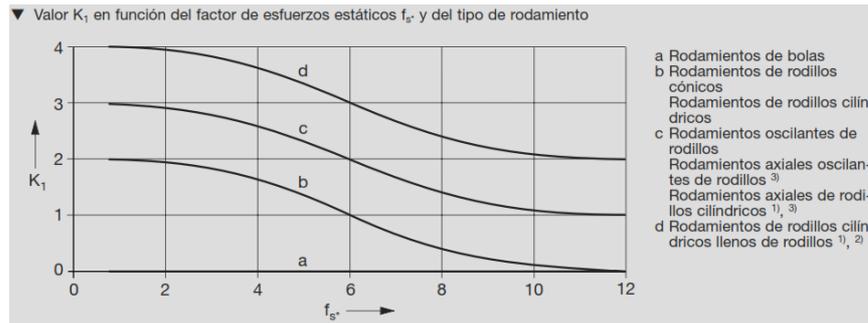


Figura N° 4 29. Valor de K_1 en función del factor de carga (f_s) y el tipo de rodamiento.

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000)

Con un valor de $f_s \approx 131.89$ y sabiendo que se estimó un rodamiento de bolas el valor de $k_1=0$

Valor de k_2 .

Teniendo como datos de entrada el factor de carga (f_s) y el ratio de viscosidad (k) se procede a determinar el valor de K_2 se determina con la ayuda de la figura 4.30

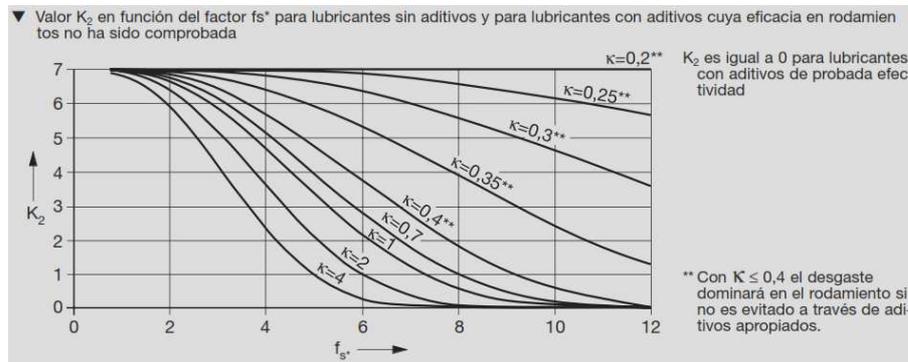


Figura N° 4 30. Valor de K_2

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000)

Con el valor de $f_s = 131.89$ y un valor de $k=0.49$ Se obtiene un valor de $k_2=0$

El valor de K es igual a la suma de K_1 y K_2 según (FAG Sales Europe GmbH, 2000)., por lo que para este rodamiento se tiene el siguiente valor de K :

$$K=K_1+K_2$$

$$K=0+0 \Rightarrow K=0$$

Factor básico para la determinación de la vida ampliada del rodamiento (a_{23II})

La figura 4.31 ayuda a determinar este factor, teniendo como datos el valor de K y el ratio de viscosidad (k).

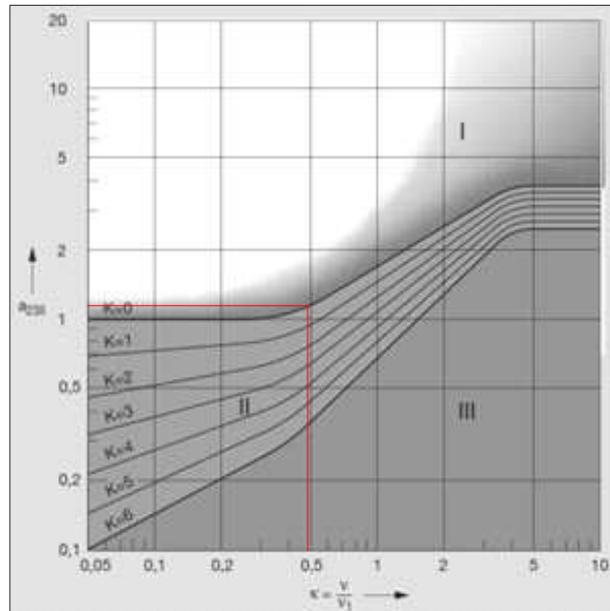


Figura N° 4 31. Factor básico a_{23II}

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

En la figura se observa que para un $k = 0.49$ y $K = 0$, resulta un valor de $a_{23II} \approx 1.3$.

Factor de limpieza (s)

Para el grado de limpieza (s) se necesita el factor de impurezas V .

Para una moderada contaminación del lubricante se puede considerar $V=2$ (moderada contaminación de lubricante) según la recomendación de (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Con la ayuda de la figura 4.32 y teniendo como datos de entrada el valor del factor de carga (f_s) y el factor de impurezas (V) se procede a determinar el valor de s .

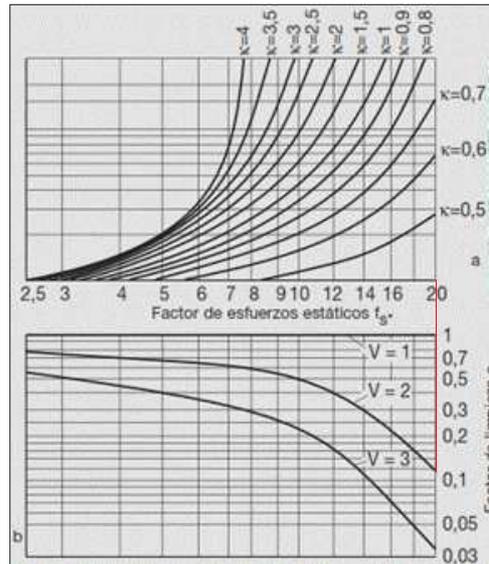


Figura Nº 4 32. Diagrama para factor de limpieza (*s*).

Fuente: (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

Para un valor de $f_s = 131.89$ y $V = 2$, resulta un valor de $s \approx 0$, aunque este valor es considerado con un valor de (este valor es en realidad para un $f_s = 20$ debido a que la tabla no muestra valores mayores a 20).

Valor del factor para el material y las condiciones de servicio, recalculado (a_{23})

Para este recalcu recurrimos a la ecuación recomendado por (FAG Sales Europe GmbH, 2000).

$$a_{23} = a_{23II} * s \tag{Ec. (4.39)}$$

Dónde:

a_{23II} : Factor básico para la determinación de la vida ampliada del rodamiento.

s : Factor de limpieza

Reemplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$a_{23} = 1.3 * 0.1$$

$$a_{23} = 0.13$$

Una vez calculado el valor de a_{23} , se recalcula el valor de C, usando la ecuación 4.36.

$$C_{\text{recalculado}} = \frac{p \cdot f_L}{F_n} * \frac{1}{\sqrt[p]{a_1 * a_{23}}}$$

$$C_{\text{recalculado}} = \frac{0.11 * 3}{0.382} * \frac{1}{\sqrt[3]{0.21 * 0.13}}$$

$$C_{\text{recalculado}} = 2.87 \text{ KN}$$

El rodamiento seleccionado inicialmente cumple con la condición debido a que es el que más se aproxima al diámetro de agujero $d=19$ mm y en la capacidad de carga dinámica $C= 2.87$ kN. Debido a que este rodamiento según el catalogo es el de menor carga dinámica en cuanto a los rodamientos de bolas con diámetro de agujero igual a 2 mm no se realiza otra iteración, y se selecciona este rodamiento (7204B) para en apoyo A del eje.

SELECCIÓN DEL RODAMIENTO PARA EL PUNTO B

Este cálculo es similar al realizado en el punto A, para el cálculo de P_o se utiliza la tabla 4.32 Reemplazando los valores correspondientes se tiene:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.071}{0.147} = 0.48 \leq 1.9$$

Carga dinámica equivalente P_o

Entonces la carga estática equivalente (P_o) se calcula como:

$$P_o = F_r$$

$$P_o = 0.147 \text{ kN}$$

Carga dinámica equivalente P.

Recurrimos a la tabla 4.33:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.48 < 1.14$$

$$P = F_r < 0.147 \text{ kN}$$

Capacidad de carga estática (C_o).

Este valor lo determinamos con la ecuación 4.35:

$$C_o = f_s * P_o$$

$f_s = 1.5$ para condiciones normales según tabla 4.34.

$$C_o = 1.5 * 0.147$$

$$C_o = 0.22 \text{ kN}$$

Capacidad de carga dinámica (C)

La capacidad de carga dinámica se calcula con la ecuación 4.36.

$$C = \frac{p * f_L}{f_n} * \frac{1}{\sqrt[p]{a_1 * a_{23}}}$$

$$C = \frac{0.147 * 3}{0.382} * \frac{1}{\sqrt[3]{0.21 * 2.7}}$$

$$C = 1.39 \text{ KN}$$

Con el valor de C, C_o y el diámetro de 20 mm en este punto, escogemos un rodamiento tentativo en el catálogo.

Se selecciona un rodamiento 7204B.

Es el mismo rodamiento que se eligió en el punto A por lo que los siguientes cálculos serán los mismos, tomando en cuenta que el rodamiento en el punto B se encuentra trabajando bajo las mismas condiciones.

Por lo que finalmente se tiene.

Valor del factor para el material y las condiciones de servicio, recalculado (a_{23})

Este factor lo determinamos con la ayuda de la ecuación 4.39

$$a_{23} = 0.13$$

$$a_{23} = 1.3 * 0.1$$

$$a_{23} = 0.13$$

Recalculando el valor de C con la ecuación 4.36 se tiene:

$$C_{\text{recalculado}} = \frac{p * f_L}{F_n} * \frac{1}{\sqrt[p]{a_1 * a_{23}}}$$

$$C_{\text{recalculado}} = \frac{0.147 * 3}{0.382} * \frac{1}{\sqrt[3]{0.21 * 0.13}}$$

$$C_{\text{recalculado}} = 3.83 \text{ KN}$$

Entonces:

$$C_{\text{TABLAS}} > C_{\text{recalculado}}$$

$$13.4 \text{ kN} > 3.83 \text{ kN}$$

Entonces escogemos el rodamiento 7204B.

4.2.5.5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Para la bancada se utilizó un perfil en L de 30*30*4 mm como lo podemos observar en el anexo N de la empresa Dipac reforzado con tubo cuadrado de $\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$ pulg. x 2 mm como se puede observar en el anexo O de la empresa Dipac, para poder colocar los componentes del sistema mecánico Pin on Disk.

Para el análisis de la estructura se utiliza un software de diseño, el cual nos permitirá saber si la estructura soportara la carga que se va aplicar sobre el sistema.

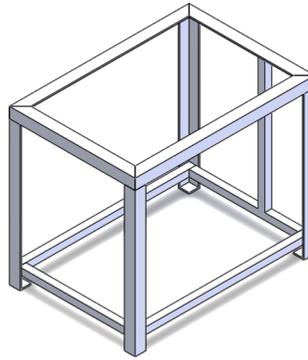


Figura N° 4 33. Estructura soporte Pin on Disk

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Se aplica la carga a la cual va soportar la estructura la cual es de 50 N, en el caso extremo de que esta fuerza estuviera presente en los cuatro lados de la estructura se aplica esta fuerza en todos sus lados.

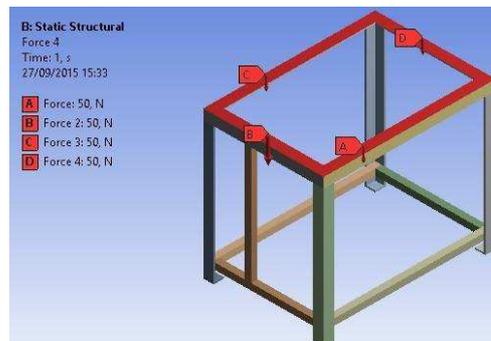


Figura N° 4 34. Cargas aplicadas

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Equivalente Stress

Se procede a determinar el equivalente stress de la estructura:

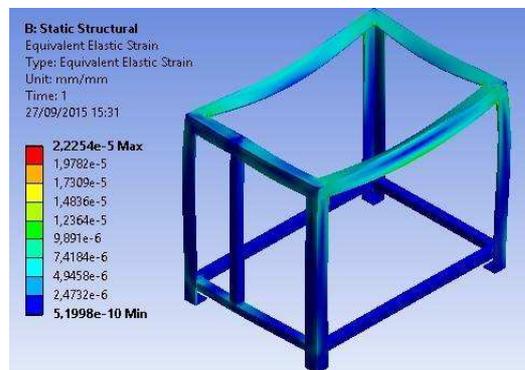


Figura N° 4 35. Equivalente stress

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Esfuerzo Equivalente

Se procede a determinar el esfuerzo equivalente de la estructura, el cual nos da un valor de 4.42 Mpa

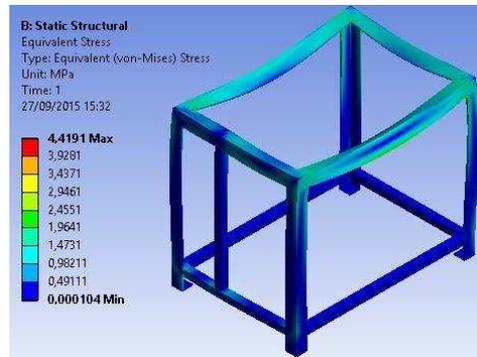


Figura N° 4 36. Esfuerzo equivalente

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Valor de Seguridad de la estructura

Se determinamos el valor de seguridad de la estructura, el cual nos da un valor de 15 por lo que la disposición de la estructura es la correcta.

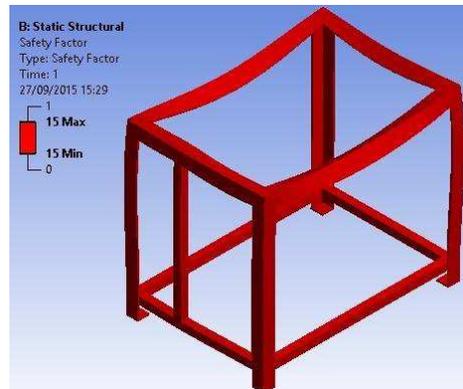


Figura N° 4 37. Factor de seguridad

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Deformación Total

Finalmente determinamos la deformación total de la estructura para saber si la estructura se somete a fallos. Nos da un valor de 0.025 mm por lo que la estructura funcionara correctamente sin fallos ni deformaciones.

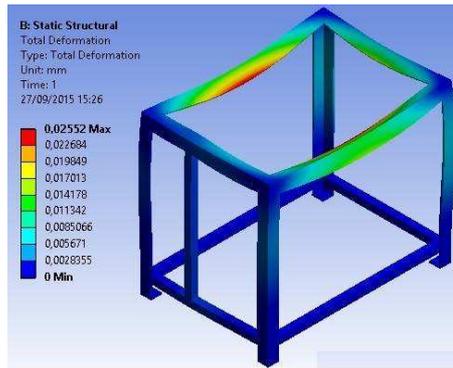


Figura N° 4 38. Deformación total

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

A continuación se despliega los resultados realizados en el sistema mecánico pin on disk el cual esta configurado bajo parámetro de la norma ASTM G-99.

Para el ensayo de desgaste se utilizó teflón el mismo que fue ensayado sobre un acero AISI 304, lo cual permitió determinar el volumen de desgaste, la tasa de desgaste y el coeficiente de fricción que se produce en el par tribológico.

Cabe mencionar que el desgaste y el reporte son considerados solamente en el pin ya que debido a la gran diferencia de dureza entre estos dos materiales ensayados, el desgaste se produce solamente en el teflón (pin).

Tabla N° 4 35. Par tribológico para ensayo adhesivo bajo norma ASTM G-99

PAR TRIBOLÓGICO		
TEFLÓN	SOBRE	ACERO AISI 304

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.1 Características técnicas del teflón.

En la tabla 4.36 se presenta las características técnicas de teflón como viene de fábrica.

Figura N° 4 39. Barras de teflón de 10 mm



Fuente: Roberto C. Chicaiza C

Las propiedades físico mecánicas del teflón se presenta en la siguiente tabla 4.36

Tabla N° 4 36. Principales características técnicas y mecánicas del teflón.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 				
DATOS INFORMATIVOS				
Pin:	PR-1	Fecha de realización:	07/09/2015	
Realizado por:	Roberto Chicaiza C.	Autorizado por:	Ing. Mg. Christian C.	
Lugar de realización:	Laboratorio de Ing. de materiales-FICM	Temperatura ambiente:	20 °C	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL TEFLÓN				
Dimensiones:	Ø10*48.5mm		Superficie:	Lisa (Esfera lijada #2000)
Tipo de material:	Teflón		Forma:	Cilíndrica
Composición:	2 Átomos de flúor y 1 átomo de carbono		Tratamiento de procesamiento:	No es atacado por ácidos, bases, oxidantes o reductores
Dureza:	30Mpa-55Shore D		Microestructura:	CF ₂ =CF ₂
Limpieza:	Alcohol		Resiste a los esfuerzos impuestos:	SI
Densidad:	2,16 gr/cm ³		Coefficiente de fricción:	0,04-0,08
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES				
<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia química extrema contra prácticamente todos los agentes • Resistente al agua caliente • Muy buen deslizamiento • Antiadhesivo • Muy viscoso • Sensibles a los rayos gamma • No fundible • Muy resistente a los rayos UV • Muy buen aislante eléctrico • Blando • Muy buena maquinabilidad • Difícil de pegar • Capacidad de autoextinción V-O 				
OBSERVACIONES:				
Datos obtenidos del catálogo Meta-Hidalgo de la ciudad de Guayaquil y catálogo técnico del teflón-Sipem				

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.2 Características técnicas del acero AISI-304

En la tabla 4.37 se presenta las características de acero AISI 304 como viene de fábrica.

Figura N° 4 40. Discos de acero AISI 304-Diámetro 100 mm



Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla N° 4 37. Principales características técnicas y mecánicas del acero AISI

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA							
DATOS INFORMATIVOS							
DISCO:	DS-1	Fecha de realización:	07/09/2015				
Realizado por:	Roberto Chicaiza C.	Autorizado por:	Ing. Mg. Christian C.				
Lugar de realización:	Laboratorio de Ing. de materiales-FICM	Temperatura ambiente:	20 °C				
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL ACERO AISI 304							
Norma:	AISI 304		Esfuerzo a la tracción:	515 Mpa			
Dimensiones:	Ø 100 mm		Forma:	Circular			
Tipo de material:	AISI 304		Rugosidad	1,2 µm			
Espesor:	2mm		Esfuerzo a la fluencia:	215 Mpa			
Dureza Brinell:	201		Elongación %:	40			
COMPOSICIÓN QUÍMICA							
AISI	% C (máx.)	% Mn (máx.)	% Si (máx.)	% Cr	% Ni	% P (máx.)	% S (máx.)
304	0,07	2,00	0,75	17,5 - 19,00	8,00 - 10,50	0,045	0,03
OBSERVACIONES:							
Datos obtenidos del catálogo acerosotero.com							

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla N° 4 38. Formato de toma de datos para el cálculo de desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 			
ENSAYO DE DESGASTE ADHESIVO DELTEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304			
1. DATOS INFORMATIVOS.			
Centro de estudio y análisis: Laboratorio de ingeniería de materiales- FICM			
Tipo de estudio:	De laboratorio	Nº de ensayo:	1-EATA
Solicitado por:	Ing. Mg. Christian C.	Realizado por:	Roberto Chicaiza
Revisado por:	Ing. Mg. Christian C.	Fecha de inicio de ensayo:	
Norma aplicada:	ASTM G-99	Fecha de finalización de ensayo:	
DATOS DEL TRIBOSISTEMA			
Tipo de tribómetro:	Pin on Disk	Configuración del tribómetro:	Vertical
Tipo de lubricación:	Seco	Tipo de movimiento:	Deslizante
2. PARÁMETROS RECOMENDADOS POR LA NORMA ASTM G-99			
DATOS BAJO NORMA		DATOS SELECCIONADOS	
Diámetro del pin:	2 mm-10 mm	Diámetro seleccionado - pin:	10 mm
Diámetro del disco:	30 mm-100 mm	Diámetro seleccionado-disco:	100 mm
Espesor del disco:	2 mm-10 mm	Espesor de disco seleccionado:	2mm
Velocidad de motor:	0.3 rad/s-6 rad/s	Velocidad del motor seleccionada:	560 rpm
Rugosidad de disco:	0,8µm (NORMA) 1.2 µm (ESPECIF-AISI 304)	Fuerza aplicada:	- =50 N - <50 N - >50 N
Sensibilidad instrumento de medida lineal:	2.4 micras	Carga aplicada en Kg:	- =5.10 kg - <5.10 kg - >5.10 kg
Sensibilidad instrumento de medida de balanza:	0.0001 mg	Distancia seleccionada:	250m-500m-750m-1000m
3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL PIN O MATERIAL DESGASTADO.			
Dimensiones:	Ø10*48.5mm	Acabado superficial:	De fabrica Esfera (Lijada #200)
Tipo de material:	Teflón	Forma:	Esférica
Composición:	2 Átomos de flúor y 1 átomo de carbono	Tratamiento de procesamiento:	No es atacado por ácidos, bases, oxidantes o reductores
Dureza:	30Mpa-55Shore D	Microestructura:	CF2=CF2
Limpieza:	Alcohol	Resistió a los esfuerzos impuestos:	SI
4. OBSERVACIONES:			

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.3 Obtención de los pesos iniciales y finales de los pines de teflón

Tabla № 4 39. Pesos iniciales y finales de los pines de teflón

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
OBTENCIÓN DE LOS PESOS DE LOS PINES DE TEFLÓN						
Código:	OB-PTI-01	Fecha de realización:	07/09/2015	Fecha de finalización:	07/09/2015	
Realizado por:	Roberto Chicaiza C.		Solicitado por:	Ing. Mg. Christian C.		
DATOS DE LABORATORIO						
Laboratorio de:	Ciencias e Ingeniería en Alimentos		Temperatura de laboratorio:	20 °C		
Facultad:	Ingeniería en alimentos		Autorizado por:	Ing. Msc. Marco Amaluiza		
Equipo:	Balanza Citizen		Precisión:	0.0001 g.		
Hora de inicio:	11:00 am		Hora de finalización	12:15 pm		
PESO INICIAL PIN ESTÁTICO (TEFLÓN)						
Medida en gramos.						
	PR-1	PR-2	PR-3	PR-4	PR-5	PR-6
	8,0432	8,0427	7,9469	8,0770	8,2284	8,0661
	PR-7	PR-8	PR-9	PR-10	PR-11	PR-12
	8,1161	8,1334	8,1487	9,2016	8,7547	8,5650
	PR-13	PR-14	PR-15	PR-16	PR-17	PR-18
	8,1530	7,8858	8,5017	8,7847	8,7876	8,7271
	PR-19	PR-20	PR-21	PR-22	PR-23	PR-24
	8,8494	8,8676	8,5796	8,7815	8,2004	8,7767
	PR-25	PR-26	PR-27	PR-28	PR-29	PR-30
	8,0960	8,6165	8,5393	8,7421	8,8694	7,3022
	PR-31	PR-32	PR-33	PR-34	PR-35	PR-36
	7,6604	7,2373	7,3170	7,8205	7,3999	7,2657
PESO FINAL PIN ESTÁTICO (TEFLÓN)						
Medida en gramos						
Código:	OB-PF-01	Fecha de realización:	11/11/2015	Fecha de finalización:	11/11/2015	
Realizado por:	Roberto Chicaiza C.		Solicitado por:	Ing. Mg. Christian C.		
Hora de inicio:	10:00 am		Hora de finalización	11:30 pm		
	PR-1	PR-2	PR-3	PR-4	PR-5	PR-6
	8,0382	8,0387	7,9429	8,0710	8,2244	8,0601
	PR-7	PR-8	PR-9	PR-10	PR-11	PR-12
	8,1051	8,1224	8,1367	8,1856	8,7397	8,5508
	PR-13	PR-14	PR-15	PR-16	PR-17	PR-18
	8,1390	7,8718	8,4887	8,7597	8,7626	8,7041
	PR-19	PR-20	PR-21	PR-22	PR-23	PR-24
	8,8184	8,8346	8,5496	8,7425	8,1564	8,7377
	PR-25	PR-26	PR-27	PR-28	PR-29	PR-30
	8,0960	8,5925	8,5163	8,6991	8,8294	7,2638
	PR-31	PR-32	PR-33	PR-34	PR-35	PR-36
	7,6101	7,1838	7,2665	7,7457	7,3352	7,1979
Observaciones:						
La balanza CX-220 se debe calentar con un tiempo aproximado de 45 minutos a una hora para obtener datos confiables						
Nota: La toma de pesos iniciales y finales para este ensayo se realizó con un previo calentamiento de balanza de 45 minutos.						

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.4 Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 1.



Figura N° 4 41. Disco-Carga 1-y Pines para desgaste adhesivo

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla N° 4 40. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 1.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
ENSAYO DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304						
Lugar de realización:	Laboratorio-Materiales FICM			Tamaño de muestra:	12	
Fecha de realización:	21/10/2015			Temperatura ambiente:	22°C	
Realizado por:	Roberto Chicaiza			Hora inicio:	9:30 AM	
Revisado por:	Ing. Msc. Christian Castro.			Hora de finalización:	1:30 PM	
PIN				DISCO		
Material del pin (estático)	Teflón			Material del disco (móvil):	AISI 304	
Forma del pin (mm):	Esférica			Diámetro de disco (mm):	100	
Diámetro del pin (mm):	10			Rugosidad de disco(μm)	1,2	
Densidad del pin (gr/cm³):	2,16			Densidad del disco (gr/cm³):	7,8	
Dureza del pin (Kpa):	30000			Dureza del disco (Kpa):	210000	
PIN (ESTÁTICO)				DISCO (MÓVIL)		
№ DE PROBETA:	LONGITUD DE PIN (mm)	PESO INICIAL (Po) (gr)	PESO FINAL (Pf) (gr)	ΔP (Po-Pf) (gr)	ESPELOR DE DISCO (mm)	RADIO DE ENSAYO (mm)
PR-1	48,7	8,0432	8,0382	0,0050	2	25
PR-2	48,5	8,0427	8,0387	0,0040	2	25
PR-3	48	7,9469	7,9429	0,0040	2	25
PR-4	48,5	8,0770	8,071	0,0060	2	25
PR-5	49,2	8,2284	8,2244	0,0040	2	25
PR-6	48,5	8,0661	8,0601	0,0060	2	25
PR-7	48,5	8,1161	8,1051	0,0110	2	25
PR-8	48,7	8,1334	8,1224	0,0110	2	25
PR-9	48,5	8,1487	8,1367	0,0120	2	25
PR-10	52	8,2016	8,1856	0,0160	2	25
PR-11	51	8,7547	8,7397	0,0150	2	25
PR-12	51	8,5650	8,5508	0,0142	2	25
Observaciones:						

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.4.1 Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 2.



Figura № 4 42. Disco-Carga 2-y Pines para desgaste adhesivo

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla № 4 41. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 2

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 						
ENSAYO DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304						
Lugar de realización:	Laboratorio-Materiales FICM			Tamaño de muestra:	12	
Fecha de realización:	22/10/2015			Temperatura ambiente:	20 °C	
Realizado por:	Roberto Chicaiza			Hora inicio:	1:00 PM	
Revisado por:	Ing. Msc. Christian Castro.			Hora de finalización:	17:30 PM	
PIN				DISCO		
Material del pin (estático)	Teflón			Material del disco (móvil):	AISI 304	
Forma del pin (mm):	Esférica			Diámetro de disco (mm):	100	
Diámetro del pin (mm):	10			Rugosidad de disco (µm)	1,2	
Densidad del pin (gr/cm³):	2,16			Densidad del disco (gr/cm³):	7,8	
Dureza del pin (Kpa):	30000			Dureza del disco (Kpa):	210000	
PIN (ESTÁTICO)				DISCO (MÓVIL)		
Nº DE PROBETA:	LONGITUD DE PIN (mm)	PESO INICIAL (Po) (gr)	PESO FINAL (Pf) (gr)	ΔP (Po-Pf) (gr)	ESPELOR DE DISCO (mm)	RADIO DE ENSAYO (mm)
PR-13	48,5	8,1530	8,139	0,0140	2	25
PR-14	46,5	7,8858	7,8718	0,0140	2	25
PR-15	50,5	8,5017	8,4887	0,0130	2	25
PR-16	52	8,7847	8,7597	0,0250	2	25
PR-17	52	8,7876	8,7626	0,0250	2	25
PR-18	52	8,7271	8,7041	0,0230	2	25
PR-19	51	8,8494	8,8184	0,0310	2	25
PR-20	52,5	8,8676	8,8346	0,0330	2	25
PR-21	51,5	8,5796	8,5496	0,0300	2	25
PR-22	51,8	8,7815	8,7425	0,0390	2	25
PR-23	48,5	8,2004	8,1564	0,0440	2	25
PR-24	52,5	8,7767	8,7377	0,0390	2	25
Observaciones:						

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.4.2 Presentación del ensayo desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 3.



Figura № 4 43. Disco-Carga 3-y Pines para desgaste adhesivo

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla № 4 42. Ensayo de desgaste adhesivo para carga 3.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA						
ENSAYO DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304						
Lugar de realización:	Laboratorio-Materiales FICM	Tamaño de muestra:	12			
Fecha de realización:	11/11/2015	Temperatura ambiente:	21 °C			
Realizado por:	Roberto Chicaiza	Hora inicio:	9:00 AM			
Revisado por:	Ing. Msc. Christian Castro.	Hora de finalización:	13:00 PM			
PIN		DISCO				
Material del pin (estático)	Teflón	Material del disco (móvil):	AISI 304			
Forma del pin (mm):	Esférica	Diámetro de disco (mm):	100			
Diámetro del pin (mm):	10	Rugosidad de disco(μm)	1,2			
Densidad del pin (gr/cm³):	2,16	Densidad del disco (gr/cm³):	7,8			
Dureza del pin (Kpa):	30000	Dureza del disco (Kpa):	210000			
PIN (ESTÁTICO)		DISCO (MÓVIL)				
Nº DE PROBETA:	LONGITUD DE PIN (mm)	PESO INICIAL (Po) (gr)	PESO FINAL (Pf) (gr)	ΔP (Po-Pf) (gr)	ESPESOR DE DISCO (mm)	RADIO DE ENSAYO (mm)
PR-25	47,5	8,1240	8,096	0,0280	2	25
PR-26	50,6	8,6165	8,5925	0,0240	2	25
PR-27	51	8,5393	8,5163	0,0230	2	25
PR-28	49,8	8,7421	8,6991	0,0430	2	25
PR-29	52,5	8,8694	8,8294	0,0400	2	25
PR-30	44,7	7,3022	7,2638	0,0384	2	25
PR-31	46,4	7,6604	7,6101	0,0503	2	25
PR-32	44,5	7,2373	7,1838	0,0535	2	25
PR-33	44,6	7,3170	7,2665	0,0505	2	25
PR-34	47,4	7,8205	7,7457	0,0748	2	25
PR-35	45	7,3999	7,3352	0,0647	2	25
PR-36	45,2	7,2657	7,1979	0,0678	2	25
Observaciones:						

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.5 Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 1.

Tabla No 4 43. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 1.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 								
RESULTADO DE LAS PRUEBAS DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304								
Norma de ensayo:	ASTM G-99			Velocidad en (rpm)			560	
Radio de ensayo:	25			Radio de la esfera (mm)			5	
Fuerza aplicada (N)	9,9902			Flujo de aire de laboratorio:			Estático	
	DISCO (MÓVIL)			PIN (ESTÁTICO)				
Nº DE PROBETA:	DISTANCIA RECORRIDA (m)	DIÁMETRO DE HUELLA DE DESGASTE (mm)	TEMPERATURA DE DISCO (°C)	VOLUMEN DE DESGASTE (mm³)	TEMPERATURA DE PIN (°C)	TIEMPO DE ENSAYO (min)	TASA DE DESGASTE Q (gr/m)	COEFICIENTE DE FRICCIÓN (K)
PR-1	250	1,8	26	2,3148	24	1,55	1,25	2,7805E-05
PR-2	250	1,8	26	1,8519	24	1,55	1,00	2,2244E-05
PR-3	250	1,8	26	1,8519	24	1,55	1,00	2,2244E-05
PR-4	500	2,3	27	2,7778	22	4,23	3,00	1,6683E-05
PR-5	500	2,3	27	1,8519	22	4,23	2,00	1,1122E-05
PR-6	500	2,3	27	2,7778	22	4,23	3,00	1,6683E-05
PR-7	750	2,5	29	5,0926	26	5,36	8,25	2,03904E-05
PR-8	750	2,5	29	5,0926	26	5,36	8,25	2,03904E-05
PR-9	750	2,5	29	5,5556	26	5,36	9,00	2,2244E-05
PR-10	1000	3	29	7,4074	26	8,42	16,00	2,2244E-05
PR-11	1000	3	29	6,9444	26	8,42	15,00	2,08538E-05
PR-12	1000	3	29	6,5741	26	8,42	14,20	1,97416E-05
Observaciones:								

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.5.1 Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 2.

Tabla № 4 44. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 2.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 								
RESULTADO DE LAS PRUEBAS DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304								
Norma de ensayo:		ASTM G-99		Velocidad en (rpm)			560	
Radio de ensayo:		25		Radio de la esfera (mm)			5	
Fuerza aplicada (N)		30,0225		Flujo de aire de laboratorio:			Estático	
DISCO (MÓVIL)				PIN (ESTÁTICO)				
Nº DE PROBETA:	DISTANCIA RECORRIDA (m)	DIÁMETRO DE HUELLA DE DESGASTE (mm)	TEMPERATURA DE DISCO (°C)	VOLUMEN DE DESGASTE (mm³)	TEMPERATURA DE PIN (°C)	TIEMPO DE ENSAYO (min)	TASA DE DESGASTE Q (gr/m)	COEFICIENTE DE FRICCIÓN (K)
PR-13	250	3,35	29	6,4815	26,5	2,12	3,50	2,59065E-05
PR-14	250	3,35	29	6,4815	26,5	2,12	3,50	2,59065E-05
PR-15	250	3,35	29	6,0185	26,5	2,12	3,25	2,4056E-05
PR-16	500	3,65	33	11,5741	28	4,24	12,50	2,31308E-05
PR-17	500	3,65	33	11,5741	28	4,24	12,50	2,31308E-05
PR-18	500	3,65	33	10,6481	28	4,24	11,50	2,12803E-05
PR-19	750	3,9	37	14,3519	30	6,37	23,25	1,91214E-05
PR-20	750	3,9	37	15,2778	30	6,37	24,75	2,03551E-05
PR-21	750	3,9	37	13,8889	30	6,37	22,50	1,85046E-05
PR-22	1000	4,1	36	18,0556	31	8,49	39,00	1,8042E-05
PR-23	1000	4,1	36	20,3704	31	8,49	44,00	2,03551E-05
PR-24	1000	4,1	36	18,0556	31	8,49	39,00	1,8042E-05

Observaciones:

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.3.5.2 Resultados desgaste adhesivo bajo especificaciones de la norma ASMT G-99 para carga 3.

Tabla № 4 45. Tabla de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 3.

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA 								
RESULTADO DE LAS PRUEBAS DE DESGASTE ADHESIVO DEL TEFLÓN SOBRE EL ACERO AISI 304								
Norma de ensayo:		ASTM G-99		Velocidad en (rpm)		560		
Radio de ensayo:		25		Radio de la esfera (mm)		5		
Fuerza aplicada (N)		50,0971		Flujo de aire de laboratorio:		Estático		
DISCO (MÓVIL)				PIN (ESTÁTICO)				
No DE PROBETA:	DISTANCIA RECORRIDA (m)	DIÁMETRO DE HUELLA DE DESGASTE (mm)	TEMPERATURA DE DISCO (°C)	VOLUMEN DE DESGASTE (mm ³)	TEMPERATURA DE PIN (°C)	TIEMPO DE ENSAYO (min)	TASA DE DESGASTE Q (gr/m)	COEFICIENTE DE FRICCIÓN (K)
PR-25	250	3,36	34	12,9630	26	2,12	7,00	3,10508E-05
PR-26	250	3,36	34	11,1111	26	2,12	6,00	2,6615E-05
PR-27	250	3,36	34	10,6481	26	2,12	5,75	2,5506E-05
PR-28	500	7	37	19,9074	31	4,24	21,50	2,38426E-05
PR-29	500	7	37	18,5185	31	4,24	20,00	2,21792E-05
PR-30	500	7	37	17,7778	31	4,24	19,20	2,1292E-05
PR-31	750	7,4	41	23,2870	35	5,55	37,73	1,85935E-05
PR-32	750	7,4	41	24,7685	35	5,55	40,13	1,97764E-05
PR-33	750	7,4	41	23,3796	35	5,55	37,88	1,86675E-05
PR-34	1000	7,9	48	34,6296	37	8,48	74,80	2,07375E-05
PR-35	1000	7,9	48	29,9537	37	8,48	64,70	1,79374E-05
PR-36	1000	7,9	48	31,3889	37	8,48	67,80	1,87968E-05

Observaciones:

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.5 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.

4.5.1 Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 1.

En la figura 4.44, se muestra los valores de volumen de desgaste de los pines de teflón en función de la distancia, las cuales están estimadas entre 250, 500, 750 y 1000 metros respectivamente.

Por cada distancia se ensayo tres probetas sometidas a una carga de 9.9902 Newtons.

En la figura se observa que el desgaste se produce de forma ascendente, es decir que a mayor distancia recorrida mayor desgaste se produce, solo a partir de una distancia de 1000 metros el desgaste empieza a descender.

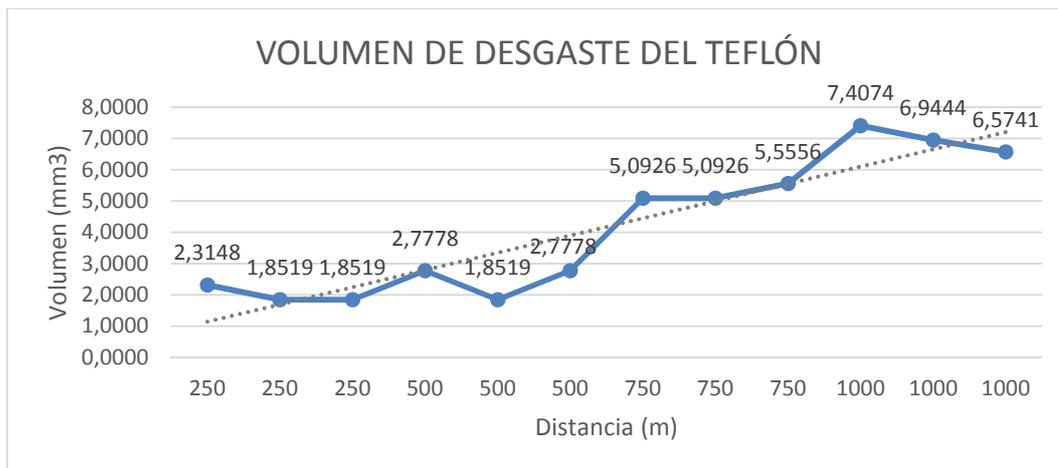


Figura № 4 44. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 1.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la figura 4.45, se muestra los valores de desgaste en función del tiempo que se demora en realizar el ensayo por cada una de las probetas propuestas.

El tiempo es estimado en un mismo valor para cada distancia recorrida y para las tres probetas, es decir que no varía el tiempo por cada distancia recorrida; siempre y cuando se este trabajando con la misma carga.

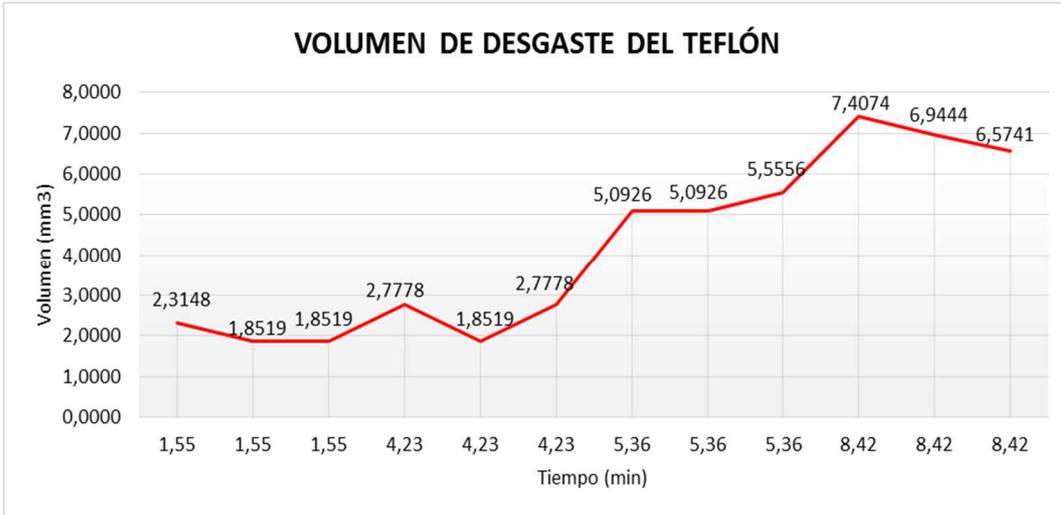


Figura Nº 4 45. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 1.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la figura 4.46 se observa la tasa de desgaste que se produce en el teflón sobre el acero AISI 304, el cual está dada en miligramos por cada metro recorrido, es claramente observable que el comportamiento es similar al volumen de desgaste de la figura 4.44 y 4.45.

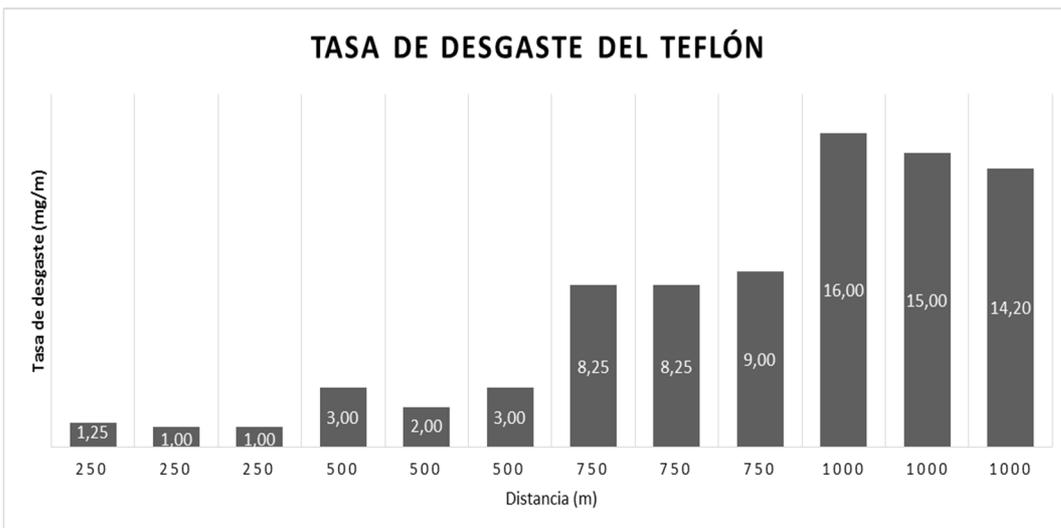


Figura Nº 4 46. Tasa de desgaste bajo carga 1.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la figura 4.47 se da a conocer el coeficiente de fricción para cada uno de los pines ensayados, bajo los mismos parámetros expuestos anteriormente.

En la figura se observa que el coeficiente de fricción tiende a conservarse por cada tres pines ensayados, a la misma distancia.

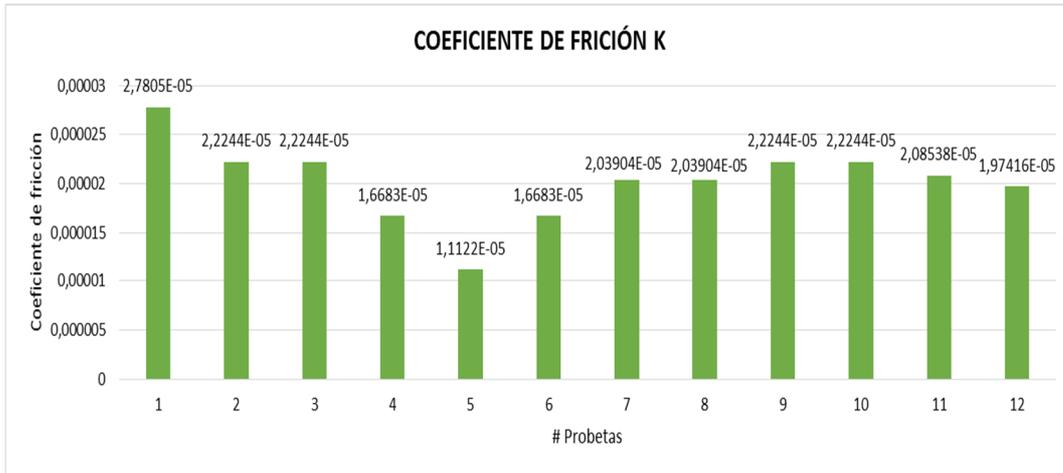


Figura Nº 4 47. Coeficiente de fricción bajo carga 1.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.5.2 Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 2.

En la figura 4.48 se observa el volumen de desgaste bajo una carga de 30.025 Newtons para la distancia de 250, 500, 750 y 1000 metros, se ensayaron tres probetas por cada distancia.

En la figura se observa que a mayor distancia mayor volumen de desgaste se produce en los pines de teflón

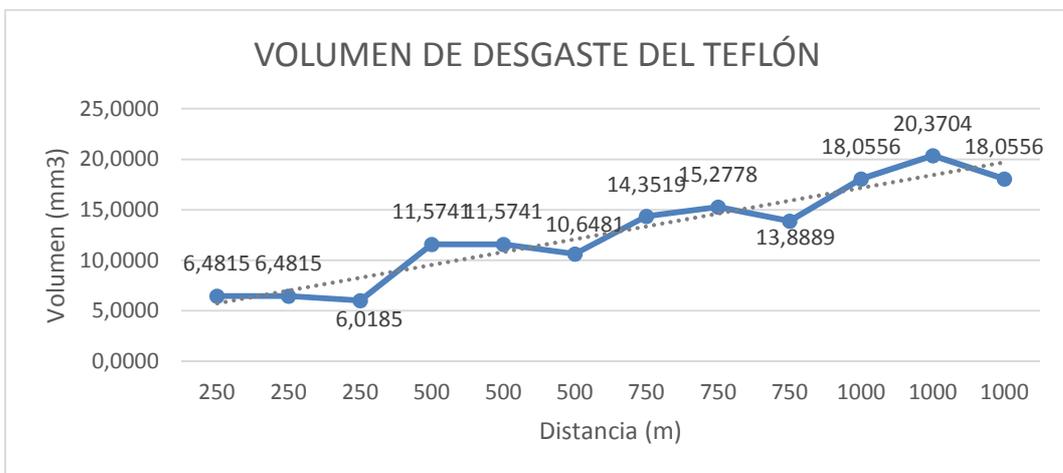


Figura Nº 4 48. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 2.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la figura 4.49 se representa el volumen de desgaste de los pines de teflón en función del tiempo, en donde se puede observar que el comportamiento del volumen de desgaste es igual al que se presenta en la figura 4.48.

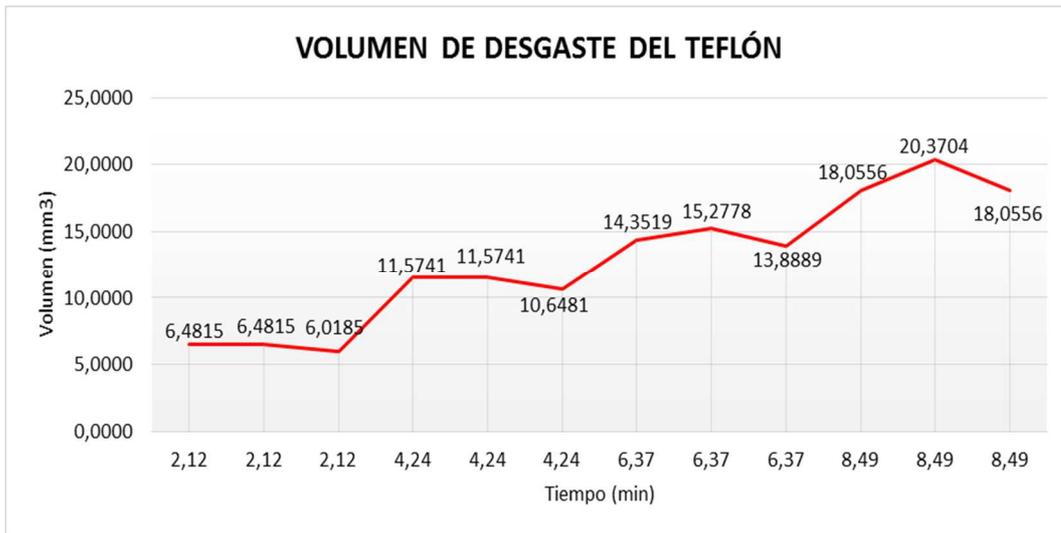


Figura Nº 4 49. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 2.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

La tasa de desgaste representada en la figura 4.50, se observa que se comporta de manera ascendente, manteniendo valores casi similares por cada pin ensayado a la misma distancia y manteniendo la carga aplicada.

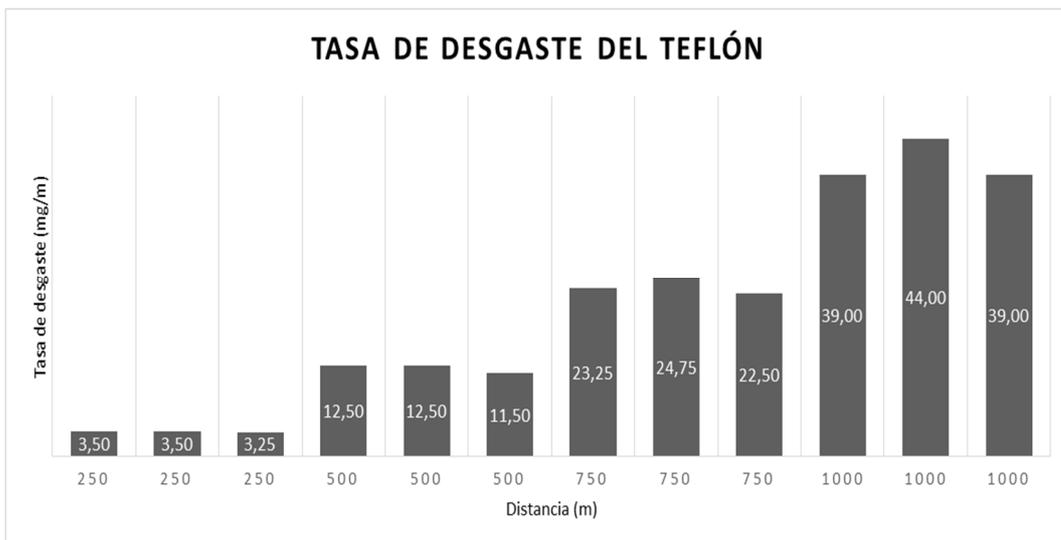


Figura Nº 4 50. Tasa de desgaste bajo carga 2.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

La figura 4.51 representa el coeficiente de fricción de cada uno de los pines de teflón ensayados a distancias diferentes y sometidos bajo una carga 2.

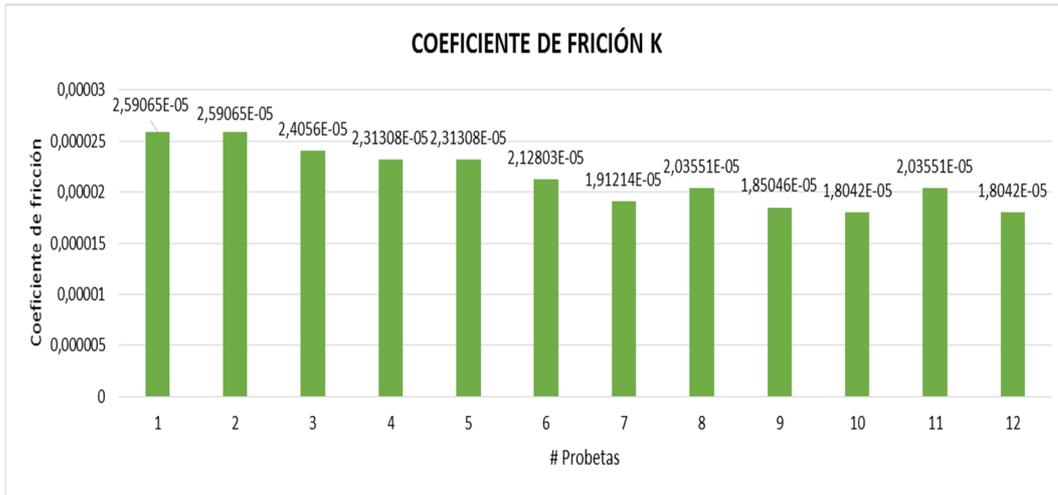


Figura Nº 4 51. Coeficiente de fricción bajo carga 2.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.5.3 Interpretación de resultados de desgaste adhesivo bajo carga 3.

En la figura 4.52 se representa el resultado del volumen de desgaste en función de la distancia, bajo una carga de 50.0971Newtons.

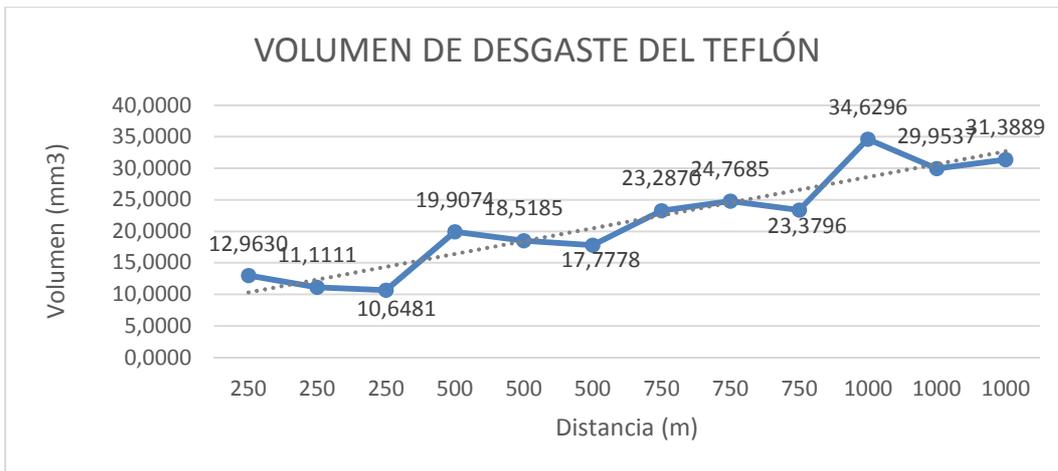


Figura Nº 4 52. Volumen de desgaste en función de la distancia bajo carga 3

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Las distancias fueron de 250, 500, 750 y 1000 metros y se ensayaron tres pines de teflón por cada distancia respectivamente. En la figura se puede observar que el

volumen de desgaste se comporta de manera ascendente, es decir a mayor distancia mayor volumen de desgaste.

La figura 4.53 representa el volumen de desgaste del teflón en función del tiempo, el tiempo va ser el mismo para el grupo de tres probetas, ensayados a las distancias propuestas. El comportamiento es similar al de la figura 4.52.

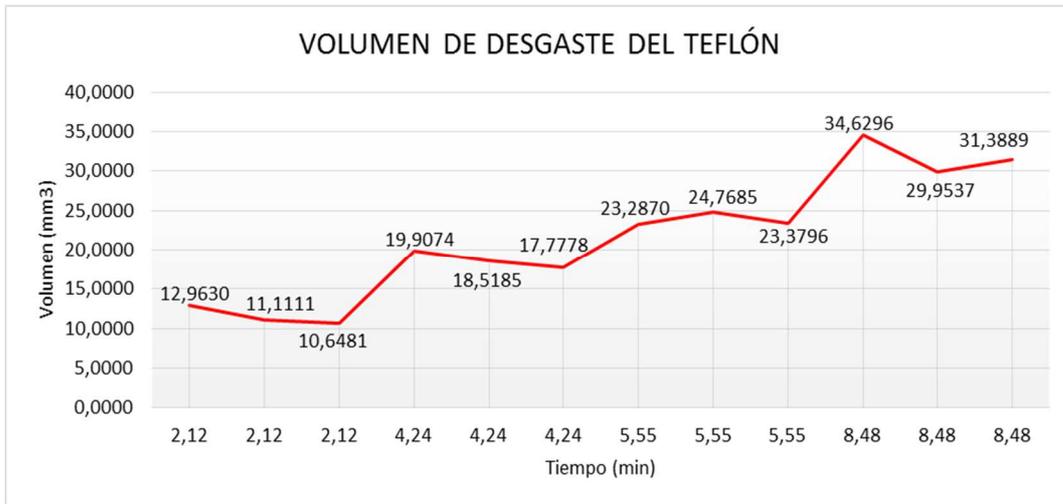


Figura N° 4 53. Volumen de desgaste en función del tiempo bajo carga 3.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la tasa de desgaste representada en la figura 4.54, se puede observar que se el comportamiento es de manera ascendente para cada grupo de pines ensayados bajo los parámetros establecidos anteriormente en la figura 4.52.

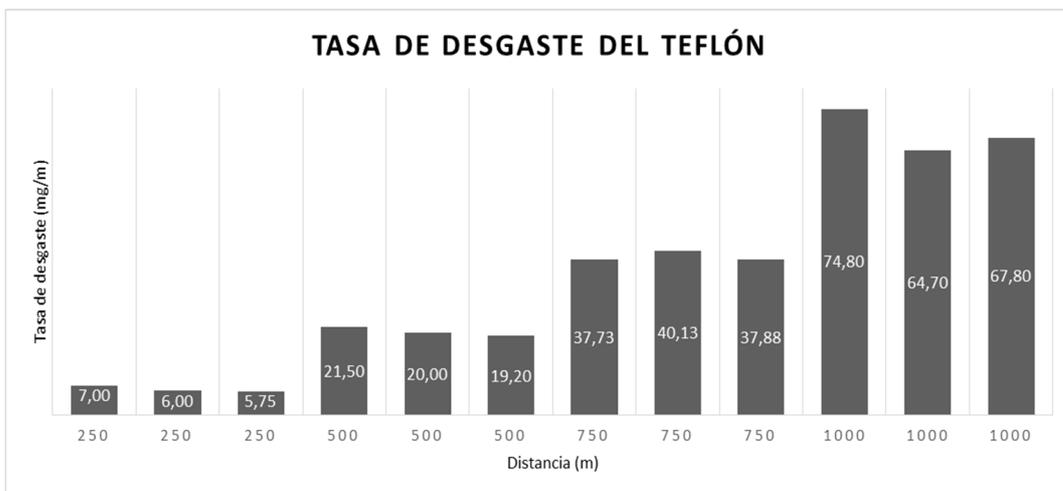


Figura N° 4 54. Tasa de desgaste bajo carga 3.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

El coeficiente de fricción expuesta en la figura 4.55 se comporta de manera descendente para cada grupo de pines de teflón ensayados, bajo los mismos parámetros expuestos en la figura 4.52.

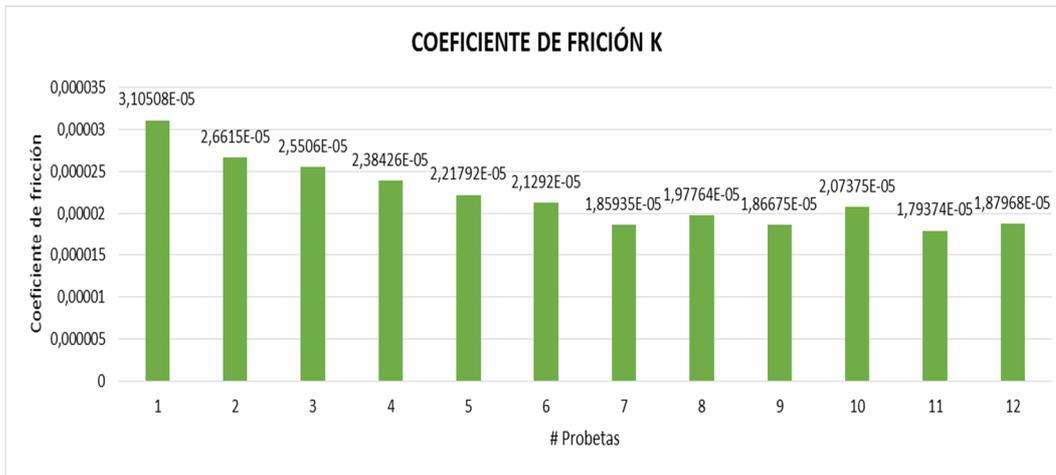


Figura № 4 55. Coeficiente de fricción bajo carga 3.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.6 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.

4.6.1 Modelo lógico

Hipótesis alternativa

Ha: El estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, influye en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

Hipótesis nula

Ho: El estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, NO influye en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

4.6.2 Verificación

Se procede a la verificación de la hipótesis, utilizando el método estadístico “t” de student el cual es una distribución simétrica, en forma de campana y la curva es achatada, en la cual se realizará un ensayo bilateral, hacia las dos colas con un nivel de significancia de 5%.

Este método se utiliza para muestras pareadas, por lo que se tomaran datos de pares obtenidos a partir de las tres fuerzas aplicadas en el sistema mecánico Pin on Disk.

Cálculo de los grados de libertad.

$$v = n_1 + n_2 - 2 \Rightarrow 4 + 4 - 2 = 6$$

Probabilidad (α)

Este valor es estimado por el investigador generalmente se toma valores entre 5% y 10%, este valor se refiere al nivel de confianza de la investigación, por ejemplo si $P=0.05$ significa que solamente un 5% de las veces que se realice un ensayo o una medición, el resultado podría deberse al azar y un 95% de los resultados serían reales. Para este estudio se estima un nivel de significancia de 0.05

$$\alpha = 0.05$$

$$\alpha = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

Medias muestrales.

En la siguiente tabla se puede observar la carga aplicada por la distancia recorrida de los pines ensayados. Lo cual nos permite determinar la tasa de desgaste en función de la diferencia de desgaste por la distancia recorrida.

El método “t” student sirve para muestras emparejadas, entonces se compara inicialmente los ensayos realizados para una carga de 9.9902N y 30.0225N y se obtiene los valores medios de X y Y.

Tabla Nº 4 46. Datos de X y Y medias para carga 1 y 2

TASA DE DESGASTE (mg*m)						
CARGA*DISTANCIA	250	500	750	100	Σ TOTAL	$\bar{X} - \bar{Y}$
9,9902	1,08	2,68	8,5	15,07	27,33	6,83
30,0225	3,42	12,17	23,5	40,67	79,76	19,94

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Calculo de la desviación típica y “t” student.

Para el cálculo de la desviación típica se calcula con la siguiente ecuación:

$$S^2 = \frac{\Sigma(Xi - X^-)^2 + \Sigma(Yi - \bar{Y})^2}{n_1 + n_2 - 2}$$

El cálculo de “t” student se determina con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{X^- - \bar{Y}}{\sqrt{\frac{S^2}{n_1} + \frac{S^2}{n_2}}}$$

Tabla Nº 4 47. Desviación típica para carga 1 y 2

(Xi-X ⁻) ²	(Xii-X ⁻) ²	(Xiii-X ⁻) ²	(Xiv-X ⁻) ²	TOTAL S ²	S
33,09	17,24	2,78	67,86	120,97	4,49
(Yi- \bar{Y}) ²	(Yii- \bar{Y}) ²	(Yiii- \bar{Y}) ²	(Yiv- \bar{Y}) ²	-	
272,91	60,37	12,67	429,73	775,69	11,37
t					-6,58

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Una vez obtenido el resultado de “t” student calculado, el valor del grado de libertad y el valor del nivel de significancia, recurrimos a un software de análisis estadístico para conocer el rango de aceptación o rechazo de la hipótesis.

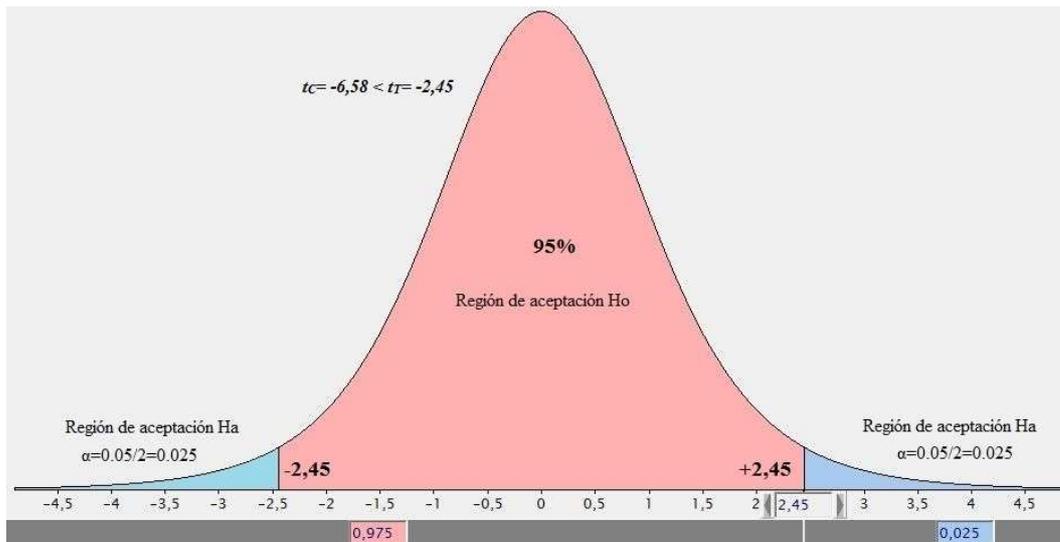


Figura Nº 4 56. Región Ha y Ho para carga 1 y 2

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

4.6.3 Regla de decisión

Se acepta la hipótesis alterna H_a , es decir el estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, influye en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304, si el valor de t a calcularse se encuentra fuera del intervalo de $- 2.45$ a $+2.45$, caso contrario si el valor se encuentra dentro del intervalo se acepta la H_0 , es decir el estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, NO influye en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304.

De la comprobación realizada mediante el método estadístico “ t ” student se comprueba que el dato calculado de “ t ” esta fuera del intervalo ± 2.45 ; por lo que se acepta la hipótesis alternativa.

Entonces: El estudio de los parámetros un sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99, influye en el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304

Medias muestrales para una carga de 9.9902N y 50.0971N.

Tabla N° 4 48. Datos de X y Y medias para carga 1 y 3

TASA DE DESGASTE (mg*m)						
CARGA*DISTANCIA	250	500	750	100	Σ TOTAL	$\bar{X}-\bar{Y}$
9,9902	1,08	2,68	8,5	15,07	27,33	6,83
50,0971	6,25	20,23	38,58	69,1	134,16	33,54

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Calculo de la desviación típica y “ t ” student para una carga de 9.9902N y 50.0971N.

Tabla N° 4 49. Desviación típica para carga 1 y 3

$(X_i-\bar{X})^2$	$(X_{ii}-\bar{X})^2$	$(X_{iii}-\bar{X})^2$	$(X_{iv}-\bar{X})^2$	TOTAL S^2	S
33,09	17,24	2,78	67,86	120,97	4,49
$(Y_i-\bar{Y})^2$	$(Y_{ii}-\bar{Y})^2$	$(Y_{iii}-\bar{Y})^2$	$(Y_{iv}-\bar{Y})^2$	-	
744,74	177,16	25,40	1264,51	2211,82	19,20
				t	-10,97

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Verificación gráfica de la hipótesis para una carga de 9.9902N y 50.0971N

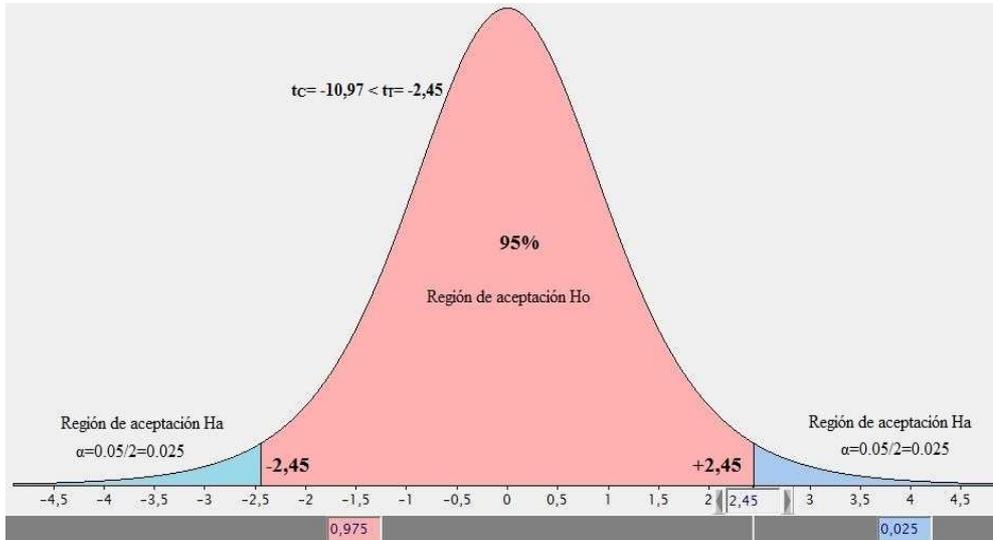


Figura N° 4 57. Región Ha y Ho para carga 1 y 3

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Medias muestrales para una carga de 30.0225N y 50.0971N.

Tabla N° 4 50. Datos de X y Y medias para carga 2 y 3

TASA DE DESGASTE (mg*m)						
CARGA*DISTANCIA	250	500	750	100	Σ TOTAL	$\bar{X}-\bar{Y}$
30,0225	3,42	12,17	23,5	40,67	79,76	19,94
50,0971	6,25	20,23	38,58	69,1	134,16	33,54

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Calculo de la desviación típica y “t” student para una carga de 30.0225N y 50.0971N.

Tabla N° 4 51. Tabla de desviación típica para carga 2 y 3

$(X_i-\bar{X})^2$	$(X_{ii}-\bar{X})^2$	$(X_{iii}-\bar{X})^2$	$(X_{iv}-\bar{X})^2$	TOTAL S ²	S
272,91	60,37	12,67	429,73	775,69	11,37
$(Y_i-\bar{Y})^2$	$(Y_{ii}-\bar{Y})^2$	$(Y_{iii}-\bar{Y})^2$	$(Y_{iv}-\bar{Y})^2$	-	
744,74	177,16	25,40	1264,51	2211,82	19,20
				t	-4,92

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Verificación gráfica de la hipótesis para una carga de 30.0225N y 50.0971N

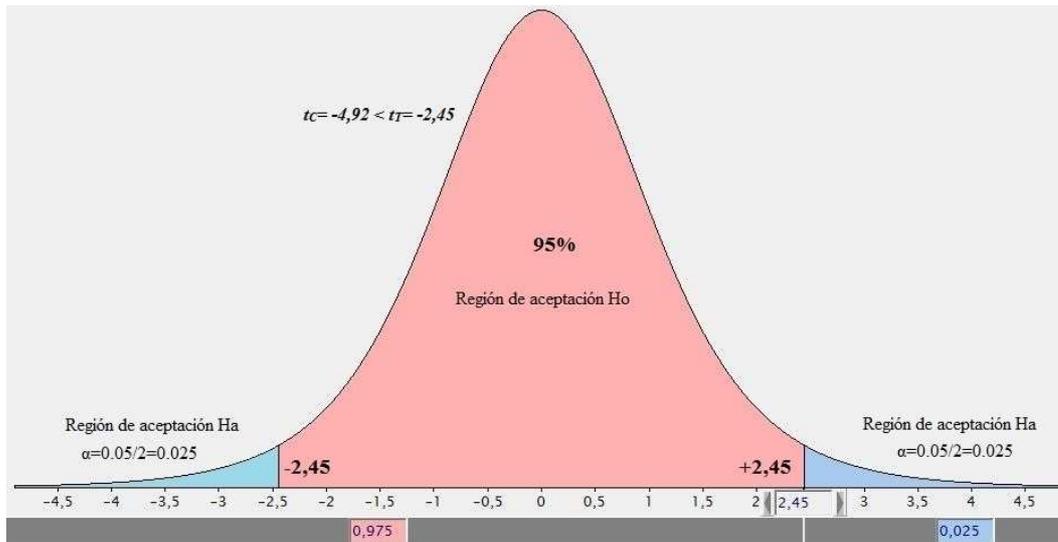


Figura N° 4 58. Región Ha y Ho para carga 2 y 3

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la figura se puede observar un resumen del comportamiento de la tasa de desgaste para las diferentes distancias propuestas en este estudio, y para las diferentes cargas aplicadas. Lo cual corrobora la comprobación de la hipótesis alternativa.

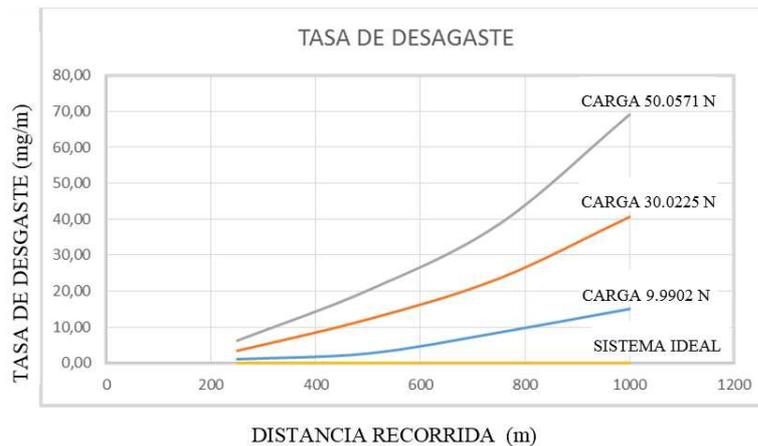


Figura N° 4 59. Comportamiento de la tasa de desgaste (carga vs distancia)

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

La línea de color tomate representa la tasa de desgaste ideal, que se produce en el pin al aplicar las tres cargas a diferentes distancias propuestas.

■ La línea de color azul representa la tasa de desgaste, que se produce en el pin al aplicar la carga de 9.9902 N. para la distancia de 250 m, 500m, 750m y 1000m, para 12 pines ensayados.

■ La línea de color rojo representa la tasa de desgaste, que se produce en el pin al aplicar la carga de 30.0225 N. para la distancia de 250 m, 500m, 750m y 1000m, para 12 pines ensayados.

■ La línea de color gris representa la tasa de desgaste, que se produce en el pin al aplicar la carga de 50.0971 N. para la distancia de 250 m, 500m, 750m y 1000m, para 12 pines ensayados.

Se observa que a mayor distancia y carga, la influencia es mayor en la tasa de desgaste.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- En la figura 4.59 se observa que el desgaste se comporta de manera estacionaria similar a resultados obtenidos en estudios anteriores aunque con una curva exponencial al inicio y final debido a que los ensayos realizados se realiza con una sola carga y se precia un comportamiento similar a una línea ascendente, estacionaria o de tendencia.
- Se concluye que a mayor distancia de recorrido, mayor desgaste y mayor tiempo de ensayo, la tasa de desgaste se comporta de igual manera, excepto en el coeficiente de fricción ya que este valor va descendiendo a mayor distancia de recorrido.
- Los datos del cuadro de la variable dependiente observamos que son similares tanto el volumen de desgaste, como la tasa de desgaste obtenidas en este ensayo, bajo las condiciones de carga 1 a una distancia de 250, el coeficiente de fricción difiere en los resultados y es por la diferencia de rugosidad en el disco, y no es posible comparar los resultados debido a que se excluye en los estudios técnicos anteriores los parámetros a los que se obtiene resultados del desgaste adhesivo.
- Se concluye que para el cálculo de volumen se debe utilizar la fórmula del inciso 9.1.1 de la norma ASTM G-99, la cual es recomendable cuando el volumen de desgaste es significativo en uno de los dos especímenes, y en especial cuando la forma del pin es de forma esférica, debido a que no se contó con un instrumento de medida con las características que especifica la norma, en su lugar se usó la fórmula del inciso de 9.16 de la norma, ya que en la “Universidad Técnica de Ambato” si se cuenta con una balanza de sensibilidad de 0.1 mg.

- El motor está configurado a una velocidad de 560 rpm, valor que se estimó luego de realizar pruebas aplicando una carga máxima de 50N y tomando medidas de velocidad con la ayuda de un tacómetro laser.
- El encoder fue construido con 4, 8, y 16 ranuras y obtenidos resultado de ensayos a diferentes distancias por lo que se concluye que un encoder de 4 ranuras permite obtener resultados más precisos y proporciona menor error de cálculo como lo indica el anexo L.
- Se recomienda en todo momento mantener la superficie del disco y del pin limpios de cualquier impureza, para que no difiera los resultados obtenidos en los ensayos realizados.
- Se concluye que una vez terminado la prueba, es de suma importancia limpiar las probetas de rebabas o impurezas presentes debido al desgaste para obtener una pérdida de volumen lo más exacta posible.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda que por ningún motivo se puede detener o retomar una vez iniciada la prueba, debido a que el desgaste se produce desde el instante que se inicia la prueba y nos dará resultados erróneos de desgaste.
- El reporte de la temperatura en los bordes de los especímenes, se debe tomar en cuenta a partir de 50m, antes que se detenga la prueba, para poder determinar una temperatura promedio a la distancia que se esta ensayando.
- Aunque el pin no se derrite ni sufre fisuras, es recomendable que el sistema trabaje aplicando una carga máxima de 50N y a una distancia de 250m solamente, debido a que utilizando distancias mayores se observa una deformación excesiva en el pin y el desgaste en la superficie ya no es uniforme e incluso la velocidad del motor tiende a variar.
- Para materiales de durezas similares los reportes de desgaste deben ser considerados en el pin y en el disco.
- Se recomienda no exceder la carga de 50N ya que esta es la carga máxima a la que el sistema mecánico trabaja a condiciones óptimas.
- Los reportes de desgaste deben ser reportados en mm^3 , como lo recomienda la norma ASTM G-99.

- Para las medidas de huella en el disco es necesario tomar medidas en dos partes significativas y promediar estas medidas para reemplazar en las fórmulas de cálculo.
- Se recomienda que la longitud total del pin no debe exceder de 46.5 cm, una longitud de agarre en el mandril de 23 mm, para poder mantener el brazo del sistema a nivel y en equilibrio (tomar en cuenta esta consideración si se realiza el ensayo con un disco de espesor de 2 mm).
- Se recomienda realizar una guía de laboratorio, para poder realizar informes de laboratorio de desgaste adhesivo realizados en el sistema mecánico Pin on Disk bajo norma ASTM G-99.
- Es necesario establecer un manual de manejo del sistema Pin on Disk, para que pueda ser utilizado por el usuario que desee realizar ensayos de desgaste adhesivo de manera adecuada y sencilla.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 Datos informativos

La propuesta para este estudio es la elaboración de una guía de laboratorio para realizar ensayos de desgaste adhesivo, en un sistema mecánico Pin on Disk.

6.1.1 Propuesta

Propuesta

Guía de laboratorio para la determinar el desgaste adhesivo en el teflón sobre el acero AISI 304, para su implementación en el Laboratorio de materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato”.

6.1.2 Ejecutor

Roberto Carlos Chicaiza Cajahuishca (realizador del presente proyecto).

6.1.6 Beneficiario

Los beneficiarios serían las empresas interesadas en realizar ensayos de desgaste adhesivo en materiales poliméricos, para en ahorrar gastos en estudios fuera del país o de la provincia; incluyendo entidades educativas (Laboratorios de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato”). De manera indirecta éste proyecto beneficiará y ayudará a profesores y estudiantes de entidades educativas para realizar ensayos de desgaste para poder alimentar y fomentar su conocimiento en el área de tribología.

6.2 Antecedentes de la propuesta

Los ensayos de desgaste deslizante han sido ampliamente estudiados y tienen la finalidad de predecir la tasa de desgaste de uno o de los dos materiales de un par tribológico; el desgaste impacta en todas las piezas en movimiento y es el causante de la inactividad en maquinarias, lo que ocasiona grandes pérdidas económicas y de producción. El desgaste empezó a ser estudiado a finales del siglo XX con el apareamiento de la hoy considerada como ciencia la “tribología”.

La prueba consiste en pesar o medir físicamente el pin previo al ensayo, colocar el pin o material a ser desgastado en el mandril, determinar los parámetros de ensayo, adicionar la carga de ensayo, establecer la velocidad de rotación, iniciar el ensayo, al final medir el espécimen desgastado, presentar un informe de los cálculos y datos obtenidos.

La norma ASTM G-99 proporciona un procedimiento para la realización del ensayo de desgaste y descuida un tanto la parte de ergonomía y de seguridad al momento de manejar el tribosistema, por lo que es responsabilidad de cada usuario establecer parámetros para realizar una práctica de la manera más saludable y segura, aunque previo al diseño del sistema se pensó en la facilidad de operatividad, la cual puede ser realizada por una sola persona sin que exista mayor riesgo de accidentes, para lo cual es necesario que se maneje el sistema con la mayor responsabilidad posible.

6.3 Justificación

El formato de laboratorio se justifica luego de haber diseñado y construido el sistema mecánico Pin on Disk y así suplir el aporte para realizar ensayos de desgaste adhesivo tanto para empresas, docentes y estudiantes (Incluyendo los Laboratorios de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato”). Con este presente trabajo investigativo, además se podrá tener una pauta para poder construir un tribómetro dependiendo la necesidad de estudio, e incluso mejorar las características mecánicas y de funcionalidad.

Los aportes de la norma ASTM G-99 es muy vago en cuestiones de diseño, solo indica parámetros básicos de la configuración del sistema Pin on Disk, por lo que el diseño y la construcción de este tribómetro es sumamente necesario. Más sin embargo la norma ASTM G-99 aporta con procedimientos, cálculos, conclusiones y recomendaciones para realizar un ensayo de desgaste adhesivo.

Al momento de presentar una propuesta de diseño de una máquina es necesario pensar en el factor económico, para de esta manera facilitar su adquisición o la construcción, tomando en cuenta la referencia con máquinas que son más costosas en el mercado y que incluso muchas veces se debe importar de otro país.

Para la fabricación de la máquina se ha utilizado materiales que son fáciles de conseguir en el mercado nacional, preservando su eficiencia y facilitado el manejo del sistema durante los ensayos de manera segura y confiable.

6.4 OBJETIVOS

6.4.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar ensayos de desgaste adhesivo en un sistema mecánico Pin on Disk, para determinar el volumen de desgaste, el coeficiente de fricción y la tasa de desgaste del teflón sobre el acero AISI 304 bajo norma ASTM G-99.

6.4.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer un manual de manejo del sistema mecánico Pin on Disk.
- Establecer un formato de laboratorio que permita realizar ensayos de desgaste adhesivo.
- Determinar volumen de desgaste del teflón sobre el acero AISI 304.
- Determinar la tasa de desgaste del teflón sobre el acero AISI 304.
- Determinar el coeficiente de fricción del teflón sobre el acero AISI 304.

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1 FÁCTIBILIDAD TÉCNICA

La factibilidad técnica es posible debido a que la norma ASTM G-99 aporta con la configuración y con parámetros básicos para el manejo del sistema mecánico Pin o Disk; además ayuda con el procedimiento práctico para realizar ensayos de desgaste adhesivo en los materiales propuestos en este estudio. Con los conocimientos adquiridos e impartidos en la “Universidad Técnica de Ambato”, es posible alimentar y desarrollar sin ningún contra tiempo dichas prácticas.

6.5.2 FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA

La facilidad que presenta el mercado Ecuatoriano en cuanto a materiales ha hecho posible la construcción de un sistema mecánico Pin on Disk; de la misma forma a la hora de presentar un reporte de laboratorio es meramente posible, debido a que se puede adquirir las probetas y los equipos para realizar los ensayos están a disposición en la “Universidad técnica de Ambato”, por lo que la propuesta se vuelve tecnológicamente factible.

Los equipos necesarios para la realizar el ensayo son:

- Balanza analítica de precisión de 0,1 miligramos ó
- Instrumentos de medidas lineales con una precisión de 2.5 micras.
- Tribómetro Pin on Disk construido bajo norma ASTM G-99

Los materiales a utilizarse en la práctica son, discos de 100 mm de diámetro en acero inoxidable AISI 304 y pines de teflón estilo 6000 conocido en el mercado bajo la designación TFTBU ó TFXIU, las cuales existen en diámetros de 10 mm en adelante, con una longitud de 1 metro (ANEXO E), Lijas (#2000), algodón y alcohol.

6.5.3 FACTIBILIDAD ECONÓMICA

La facilidad de adquirir materiales en una amplia gama de medidas, calidades y tipos tanto para la construcción y el ensayo de desgaste, junto con el precio bastante asequible hace que sea posible dar paso a este estudio en nuestro medio.

En la tabla 6.1 se da a conocer los precios y los detalles de los materiales necesarios para realizar la práctica de laboratorio.

Los discos fueron adquiridos dentro de la provincia de Tungurahua mientras que los pines de teflón son factibles de conseguir en la provincia de Pichincha o del Guayas.

Tabla № 6 1. Detalle de los materiales para la realizar la práctica de desgaste adhesivo

DETALLE DE MATERIALES			
Materiales	Costo \$	Dimensiones	Observaciones
Pines de teflón (10 mm)	12.00	L=1m	Tipo 6000
Mecanizado	0.50	L=48.5mm Ø=10 mm	Precio estimado por cada pin
Discos de acero AISI 304 (100 mm)	4.00	e= 2 mm	Precio estimado por cada disco
Mecanizado	10	e=2 mm Ø=100 mm	Precio estimado por cada disco

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

En la tabla 6.2 se observa el costo de los equipos que son necesarios para realizar la práctica de laboratorio, se debe tomar en cuenta que el sistema mecánico Pin on Disk está a disposición en el laboratorio de materiales (construido por el autor del presente proyecto), en la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la “Universidad Técnica de Ambato” perfectamente funcionando y el precio estimado se da a conocer en la tabla 6.2, éste precio estimado se tomará en cuenta si se desea construir un sistema similar al propuesto en éste estudio.

Tabla № 6 2. Precios de los equipos para práctica de desgaste adhesivo

DETALLE DE EQUIPOS			
Materiales	Costo \$	Dimensiones	Observaciones
Sistema Pin on Disk	700		Tipo vertical
Balanza	5.00		Precisión 0.1 miligramo
Calibrador	180		Precisión 2.5 micras

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



PROCEDIMIENTO PARA PREPARACIÓN DEL PIN (TEFLÓN)

Código:	PR-PT-01	Fecha de Elaboración:	07/04/2015	Revisión:	00
Elaborado por:	Roberto Ch.	Revisado por:	Ing. Mg. Christian C.	Aprobado por:	Ing. Mg Christian C.

1. Objetivo.

Preparar la probeta de teflón para en ensayo de desgaste.

2. Alcance.

Preparar los pines de teflón bajo la recomendación que establece la norma ASTM G-99.

3. Documentación de Referencia.

Norma ASTM G-99

4. Generalización.

La norma explica que este método se puede utilizar para diferentes materiales, depende de la necesidad de estudio y se recomienda que el ensayo se realice en la posición pin-disco y viceversa con los dos materiales, pero en este caso el desgaste será considerado solo en el Pin (Teflón) debido a la gran diferencia de dureza con el acero AISI 304.

5. Realización.

Para la preparación del pin la norma ASTM G-99 recomienda que:

- El pin debe resistir a los esfuerzos impuestos sin fallos, no debe presentar una flexión excesiva
- Especificar el tipo de acabado superficial



PROCEDIMIENTO PARA PREPARACIÓN DEL PIN (TEFLÓN)

Código:	PR-PT-01	Fecha de Elaboración:	07/04/2015	Revisión:	00
Elaborado por:	Roberto Ch.	Revisado por:	Ing. Mg. Christian C	Aprobado por:	Ing. Mg. Christian C

- Describir las dimensiones del pin.

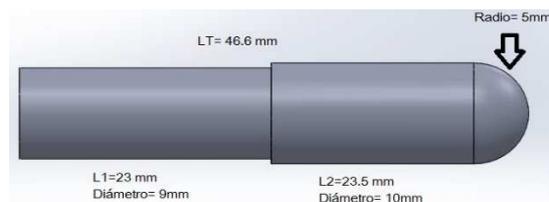


Figura Nº 6 1. Dimensiones del pin de teflón

Fuente: Roberto C. Chicaiza C

- Describir la forma del pin.



Figura Nº 6 2. Forma del pin de teflón

Fuente: Roberto C. Chicaiza C

- Describir su composición
- Especificar su microestructura
- Describir sus tratamientos durante su procesamiento
- Especificar su dureza



Figura Nº 6 3. Pines de teflón.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.



PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL ENSAYO DE DESGASTE
ADHESIVO

Código:	PR-PED-01	Fecha de Elaboración:	07/04/2015	Revisión:	00
Elaborado por:	Roberto Ch.	Revisado por:	Ing. Mg Cristian C.	Aprobado por:	Ing. Mg Christian C

1. Objetivo.

Realizar el estudio de los parámetros de un sistema mecánico Pin on Disk para determinar el desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304 bajo norma ASTM G-99.

2. Alcance.

Este procedimiento sirve para realizar el ensayo de desgaste adhesivo con un tribómetro denominado Pin on Disk bajo Norma ASTM G-99.

3. Documentación de Referencia.

Norma ASTM G-99

4. Generalización.

Este método sirve para medir desgaste y conocer los coeficientes de fricción en condiciones de deslizamiento en dos materiales iguales o no, se trata de un pin esférico al cual se administra una carga por medio de pesos o un sistema neumático sobre un disco, el cuál gira a una velocidad controlada, el disco puede adoptar una posición vertical u horizontal dependiendo de ésta configuración variará los resultados finales.

Los resultados son reportados como pérdidas de volumen en milímetros cúbicos, el cual se determinan midiendo las dimensiones lineales o midiendo la pérdida de masa de los especímenes antes y después de la prueba.



PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL ENSAYO DE DESGASTE
ADHESIVO

Código:	PR-PT-01	Fecha de Elaboración:	07/04/2015	Revisión:	00
Elaborado por:	Roberto Ch.	Revisado por:	Ing. Mg Christian C.	Aprobado por:	Ing. Mg Christian C

La cantidad de desgaste dependerá de ciertos parámetros que determina la norma que son: la carga aplicada, la velocidad de deslizamiento, la distancia recorrida, la temperatura de laboratorio y el ambiente atmosférico del mismo.

5. Realización.

Para el procedimiento de ensayo de desgaste adhesivo nos regiremos a la recomendación que describe la norma ASTM G-99:

- a) Antes de la prueba y de realizar el pesaje de los materiales sometidos a ensayo, es necesario limpiar y secar los especímenes. Es necesario eliminar la suciedad o materiales extraños adheridos a los mismos. Para los polímeros es recomendable utilizar alcohol etílico, evítese utilizar detergente o disolventes. Si se utiliza otro material para la limpieza es necesario especificar el método utilizado para la limpieza.



Figura Nº 6 4. Alcohol y algodón de limpieza.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- b) Medir las dimensiones de la probeta, para lo cual el instrumento de medida debe tener un grado de sensibilidad lo más cercana a 2.5 micras, en el caso de utilizar una balanza para determinar la masa de los especímenes, éste instrumento debe presentar una sensibilidad de 0.0001 g.



Figura Nº 6 5. Balanza analítica Citizen.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- c) Insertar el disco y sujetarlo con el anillo de sujeción para lograr mayor firmeza y evitar deformación en el disco o evitar algún accidente.

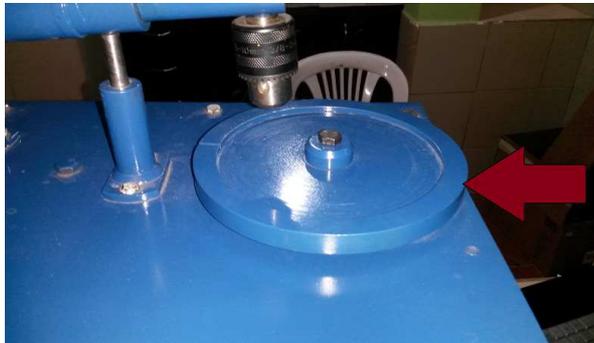


Figura Nº 6 6. Anillo de sujeción de disco.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- d) Introducir el Pin en el mandril y ajustarlo considerablemente, es necesario que el pin toque fondo en el interior del mandril para evitar deslizamiento del espécimen en el interior, lo cual afectaría a los resultados de ensayo.



Figura N° 6 7. Pin insertado en el mandril.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- e) Añadir las masas en la guía y asegurar para evitar movimientos inoportunos.



Figura N° 6 8. Masa con seguro de caucho.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- f) Encender la maquina en la cual el motor esta calibrado a para que su velocidad se mantenga a una velocidad de 560 rpm.



Figura N° 6 9. Medición de rpm del motor con el tacómetro.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- g) Empieza la prueba con los especímenes en contacto bajo la carga determinada.

- h) Se enciende el encoder el cual recorrerá la distancia digitada en el panel de control, luego de cumplirse la distancia envía una señal a un solenoide eléctrico de 6 Kg de 220 voltios, que es el encargado de levantar el bazo para que el desgastaste se detenga inmediatamente.

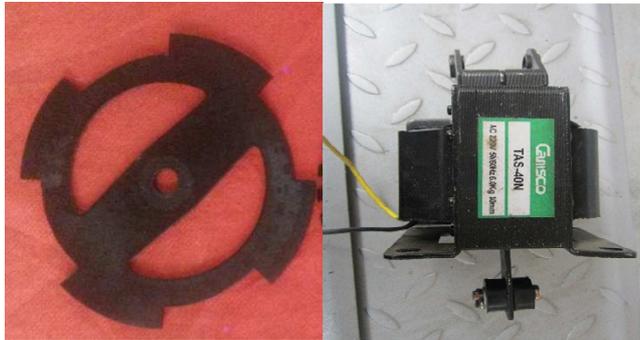


Figura Nº 6 10. Encoder de 4 ranuras y solenoide de 6 kg.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- i) La prueba se detiene cuando haya alcanzado el número de revoluciones en el encoder o haya recorrido la distancia deseada. (Nota: la prueba no debe ser interrumpida o renovada)
- j) Retirar el espécimen y limpiar todas las impurezas, observar dentro de la superficie de desgaste la aparición de protuberancias, material desplazado, de coloración, micro fisuras o manchado.



Figura Nº 6 11. Material desgastado y adherido del pin en el disco.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- k) Volver a medir las dimensiones de las probetas utilizando cualquiera de los dos métodos utilizado en el inciso b.
- l) Repetir la prueba con muestras adicionales para obtener datos suficientes para obtener resultados estadísticamente significativos.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR CÁLCULOS E INFORMES DE
LABORATORIO DE DESGASTE ADHESIVO

Código:	PR-PCPI-01	Fecha de Elaboración:	07/04/2015	Revisión:	00
Elaborado por:	Roberto Ch.	Revisado por:	Ing. Mg Christian C.	Aprobado por:	Ing. Mg Christian C

1. Objetivo.

Realizar cálculos e informes del desgaste del desgaste adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304 bajo norma ASTM G-99.

2. Alcance.

Este procedimiento sirve para realizar cálculos y reportes de laboratorio del ensayo de Desgaste Adhesivo del teflón sobre el acero AISI 304 bajo norma ASTM G-99.

3. Documentación de Referencia.

Norma ASTM G-99

4. Generalización.

Este procedimiento pretende dar a conocer las ecuaciones para realizar cálculos de desgaste adhesivo, tomando en cuenta ciertos parámetros y los niveles de desgaste suscitado en los especímenes al momento del ensayo.

Además perfila la forma de presentar el reporte de laboratorio, toma en cuenta unidades, formas de conversión al momento de realizar los cálculos, características técnicas y mecánicas de los materiales ensayados. Finalmente nos da a conocer las consideraciones y cuidados especiales que se debe tener al momento de presentar el informe de desgaste.

MANUAL DE MANEJO DE LA MÁQUINA DE DESGASTE PIN ON DISK PARA REALIZAR ENSAYOS DE DESGASTE ADHESIVO

- Encendemos la máquina con la ayuda de la botonera On-Of.



Figura Nº 6 12. Botonera on-of

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Con la llave desajustamos el mandril para colocar los pines a ensayar y ajustamos (nota: el mandril acoge pines de 2 mm a 10 mm este rango es considerado bajo norma ASTM G-99).



Figura Nº 6 13. Mandril del sistema Pin on Disk

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Retiramos el seguro del disco y colocamos el disco en base de disco de ensayo y lo aseguramos, para lo cual utilizamos una llave de ½ pulg. (nota: en caso de utilizar discos de espesor menor a 2 mm es recomendable utilizar el anillo de sujeción para evitar vibraciones y pandeos en el disco.)



Figura Nº 6 14. Seguro de disco de ensayo.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Dependiendo del diámetro de disco que se va ensayar, anticipadamente hay que calibrar el brazo con el pin a la mitad del radio del disco, ya que hay que digitar este dato en la pantalla del sistema para un correcto recorrido.
- Una vez fijado el pin y el disco debemos equilibrar el peso del brazo con los pesos de equilibrio ya que para el ensayo no debe interferir el peso del brazo solo la carga aplicada, para esto nos guiamos en el nivel que está colocado sobre el brazo.



Figura Nº 6 15. Pesos de equilibrio del sistema

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Procedemos a digitar la distancia de recorrido a la cual vamos a realizar el desgaste en el teclado con la ayuda de la tecla B.



Figura Nº 6 16. Distancia de recorrido tecla B.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Recordar que el símbolo de # servirá para desplegar el punto (.) en el caso de trabajar con unidades con decimales.
- Para aceptar las cantidades digitadas siempre presionamos la tecla (A)



Figura N° 6 17. Tecla aceptar A.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- (Nota: las teclas responderán luego de tenerlas presionado durante 2 seg, aproximadamente, este retraso se tomó en cuenta para tener un margen prudente de seguridad en el caso de que se arranque el sistema por error humano)
- Digitamos el valor del radio al cual vamos a realizar el ensayo, con la ayuda de la tecla (*).



Figura N° 6 18. Radio de ensayo *

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Procedemos a verificar si los valores a los cuales vamos a realizar el ensayo están bien digitados presionando la tecla (#). Este proceso lo podemos realizar una vez que estén configurados los anteriores parámetros.



Figura N° 6 19. Verificación de datos digitado tecla #

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Tomamos medidas de cuidado, siempre revisando que las partes a ensayar estén correctamente ajustadas, y procedemos iniciar el ensayo con la ayuda de la tecla (C) del teclado.



Figura N° 6 20. Inicio de ensayo tecla C.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

- Podemos parar el ensayo con la ayuda de la tecla (D).



Figura N° 6 21. Tecla D pare de ensayo.

Fuente: Roberto C. Chicaiza C

(Aunque la norma ASTM G-99 recomienda que una vez iniciado el ensayo, no es aconsejable detenerlo, debido a que obtendremos datos erróneos de desgaste y el material se vería averiado y ya no sería posible realizar una prueba con estos mismos materiales) En el caso de ocurrir un accidente por negligencia, la máquina cuenta con un pulsador de emergencia el cual desactivara por completo todo el sistema.

Para los reportes de informes de laboratorio es necesario tomar datos de tiempo con un cronómetro y de temperatura de laboratorio y de contacto entre los especímenes para lo cual utilizamos una Termocupla.



Figura Nº 6 22. Cronómetro y Termocupla

Fuente: Roberto C. Chicaiza C

Una vez recorrida la distancia digitada al inicio el ensayo concluirá, el sistema envía una señal al selenoide el cual activa el balastro para empujar el brazo y evitar que el desgaste continúe en la probeta, luego de unos 5 segundos el motor también se desactiva.

Se procede a retirar el pin a limpiarlo y a tomar datos para los cálculos de desgaste. Además en caso de existir impurezas adheridas en el disco de la misma manera es necesario limpiarlo y realizar los cálculos en los especímenes (en caso de materiales con durezas similares).

Finalmente presentamos los reportes de desgaste en los formatos o en similares a los propuestos en el presente proyecto.

El sistema queda configurado con los últimos datos digitados, es necesario digitar nuevos datos si se desea cambiar los parámetros de funcionamiento del sistema.

6.6. ADMINISTRACIÓN

A continuación se muestra tablas de los materiales y recursos utilizados durante el estudio del presente proyecto.

6.6.1 COSTOS DIRECTOS

Tabla Nº 6.3. Costos directos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304.

LISTA DE MATERIALES PARA EL ENSAYO DE DESGASTE ADHESIVO					
Nº	Material	Dimensiones	Cantidad	Precio U	Precio T
1	Pines de Teflón (L=1m)	Ø10 mm*45 mm	36	0,50	12,00
	Maquinado			1,00	36,00
2	Disco acero AISI 304	Ø145 mm*2 mm	4	5,00	20,00
	Maquinado			10,00	40,00
SUBTOTAL 1					114,00

LISTA DE MATERIALES DEL SISTEMA PIN ON DISK							
Nº	Material	Designación	Medidas	Cantidad	Espesor	Precio U	Precio T
1	Plancha de acero	AISI 1045	6*6 pulg.	1	8 mm	2,00	2,00
2	Plancha de acero	AISI 1045	5*5 pulg.	1	6 mm	1,50	1,50
3	Eje macizo	AISI 1018	1 1/2 pulg*5"	1		3,00	3,00
4	Eje macizo	AISI 1018	1 pulg.*5"	1		2,50	2,50
5	Rodamiento			2		4,00	8,00
6	Rodamiento	6204		2		6,00	12,00
7	Electrodos	E6013	1Lb	1		3,50	3,50
8	Electrodos	E6011	1Lb	1		4,00	4,00
9	Tubo de alta presión	AISI 1045	2 pulg. NPF*4"	1	5 mm	1,80	1,80
10	Tubo de alta presión	AISI 1045	1 pulg. NPF*4"	1	6 mm	1,25	1,25
11	Tubo de alta presión	AISI 1045	1 1/4 pulg. NPF	1	7 mm	1,50	1,50
12	Plancha de acero	A36	500*350 mm	1	5 mm	6,00	6,00
13	Perfil	A36	(30*30 mm)	1	4 mm	10,00	10,00
14	Plancha de acero	AISI 1010	7*7 pulg.	1	1/2 pulg.	2,20	2,20
15	Mandril	Hierro fundido	1,5-10 mm	1		18,00	18,00
16	Motor WEG	110 V	0,5 Hp	1		90,00	90,00
17	Transformador	110-220 V	500Watt	1		28,00	28,00
18	Sensoide	220 V	6Kg	1		134,87	134,87
19	Polea	AL	2 pulg	1		3,50	3,50
20	Polea	AL	6 pulg	1		8,00	8,00
21	Banda	Tipo V		1		6,00	6,00
22	Pintura		1 Lt	1		8,00	8,00
23	Tiñer		2 Lt	2		2,00	4,00
24	Anillo externo		14 mm	1		0,38	0,38
25	Visagras		1/2 plg	3		1,25	3,75
26	Plancha de tol	A-36	4m*4m	1	1,5 mm	10,00	10,00
27	Tubo cuadrado	A-36	3/4*3/4	1	2 mm	3,00	3,00
28	Plancha de acero	A-36	4*4 pulg	1	3mm	1,00	1,00
29	Plancha de acero	A-36	12*6 pulg	1	4mm	1,20	1,20
30	Eje de acero	AISI 1045	3**50mm	1		2,00	2,00
31	Eje de acero	AISI 1045	1,5**20mm	1		1,25	1,25
32	Eje de acero	AISI 1045	6**16,5mm	5		4,00	20,00
33	Eje de acero	AISI 1018	1/2**300mm	1		2,80	2,80
34	Perno hexagonal		5/16*3/4pulg	1		0,35	0,35
35	Perno hexagonal		1/4*3/4pulg	20		0,08	1,60
36	Perno hexagonal		7/16*1pulg	2		0,40	0,80
37	Perno hexagonal		5/16*3/4pulg	6		0,10	0,60
38	Perno hexagonal		1/4*1/2pulg	2		0,60	1,20
39	Perno hexagonal		7/16*5,5pulg	1		0,52	0,52
40	Perno hexagonal		3/8*2,5	1		0,60	0,60
41	Perno hexagonal		3/8*3/2pulg	1		0,25	0,25
42	Perno hexagonal		5/16*1/2pulg	1		0,14	0,14
43	Perno hexagonal		5/16*3/2pulg	1		0,12	0,12
44	Tornillo de fijación con cabeza hueca y punta en copa		5/16*3/8pulg	3		0,26	0,78
45	Tornillo de fijación con cabeza hueca y punta en copa		5/16*3/4pulg	1		0,30	0,30
46	Tornillo CC ranurado		3/16*1/2pulg	40		1,20	48,00
47	Tornillo con cabeza hueca		10*24*1pulg	1		0,15	0,15
48	Tornillo en cruz		6-40*1pulg	6		0,40	2,40
49	Tornillo CC ranurado		1/4*3/4pulg	2		0,10	0,20
50	Mano de obra			1		200,00	220,00
SUBTOTAL 2							683,01

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

Tabla No 6 4. Costos directos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304(Continuación)

LISTA DE MATERIALES ELECTRICOS PARA EL SISTEMA				
Nº	Material	Cantidad	Precio U	Precio T
1	Pic 16f877a	1	12,00	12,00
2	Terminales M3	3	0,35	1,05
3	Terminales M2	2	0,30	0,60
4	Regulador de voltaje	1	0,75	0,75
5	Capacitor Electrolítico 100uf/25V	2	0,12	0,24
6	Capacitor Electrolítico 10uf/25V	1	0,12	0,12
7	Capacitor Electrolítico 1uf/25V	1	0,12	0,12
8	Capacitor cerámico 100nf/25V	2	0,12	0,24
9	Capacitor cerámico 10nf/25V	1	0,12	0,12
10	Capacitor cerámico 1nf/25V	1	0,12	0,12
11	Transistores 2n3904	3	0,30	0,90
12	Diodos Led	3	0,11	0,33
13	Resistencias 100 ohmios 2W	4	0,25	1,00
14	Capacitores cerámicos 100nf/220V	4	0,35	1,40
15	Relay 12VCD	2	1,20	2,40
16	Diodos 2n4085	2	0,12	0,24
17	Resistencias varios ohmios 1/4W	13	0,04	0,52
18	Conectores Sill hembra	3	0,25	0,75
19	Baquelita perforada 10x10	1	1,20	1,20
20	Estaño 2 yardas	1	1,35	1,35
21	Zócalo 40 pines	1	0,60	0,60
22	Cristal de cuarzo	1	0,65	0,65
23	Capacitores cerámicos 22pf/16V	2	0,12	0,24
24	Lcd 2x16	1	8,50	8,50
25	Teclado Matricial 4x4	1	8,50	8,50
26	Bus de datos 8 hilos	2	0,12	0,24
27	Conectores Sill macho	4	0,12	0,48
28	Pines de conexión	14	0,09	1,26
29	Baquelita perforada 4x5	1	0,45	0,45
30	Sensor encoder de barrera	1	1,30	1,30
31	Zócalo 8 pines	1	0,40	0,40
32	Comparador Lm358	1	0,90	0,90
33	Trimmer 5K	1	0,35	0,35
34	Ranuras encoder	2	0,75	1,50
35	Silicón	2	0,30	0,60
36	Cable sucre #12-3hilos	3	1,25	3,75
37	Pulsador de emergencia	1	4,50	4,50
38	Caja de derivación pvc 15*15	1	8,00	8,00
39	Relaay de 8 amp	2	6,00	12,00
40	Cable flexible #18	5	1,20	6,00
41	Botonera	1	4,00	4,00
42	Enchufe industrial 220 V	1	3,00	3,00
43	Toma corriente	1	2,00	2,00
44	Adaptador 110vca-12vcd	1	18,00	18,00
45	Recubrimiento de plastico	2	0,75	1,50
SUBTOTAL 3				114,17

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

6.6.2 COSTOS INDIRECTOS

Tabla N° 6 5. Costos indirectos para el ensayo adhesivo del teflón sobre el acero AISI-304

GASTOS DE RECURSOS HUMANOS	
RUBRO	VALOR USD
Computador (Alquiler)	30
Impresiones	60
Anillados y empastados	120
Materiales de oficina	40
Alimentación	250
Transporte	150
SUBTOTAL 4	650

Fuente: (Roberto C. Chicaiza C

Se procede a sumar los cuatro sub-totales con la finalidad de conocer el valor total de la propuesta.

Tabla N° 6 6. Valor de la propuesta.

SUBTOTALES	USD
Subtotal 1	114,00
Subtotal 2	683,01
Subtotal 3	114,17
Subtotal 4	650
Total	1561,18

Fuente: (Roberto C. Chicaiza C

1 Bibliografía

Libros

- A., W. J. (1991). *Engineering Tribology*. U.K: Oxford Science Publications.
- Aguillón, P. R. (2004). “*Tribología y lubricación Industrial y automotriz*” (I ed.). Antioquia.
- ASKELAND, D. (2004). *La ciencia e Ingeniería de los Materiales: Desgaste y Erosión*. México: Thomson,.
- Askeland, D. R. (1998). *Ciencia en ingeniería de los materiales* (3a ed.). Mexico: International Thomson.
- Avner, S. H. (1978). *Introducción al metalurgia física*. México: Mc Graw Hill.
- Bawa, H. (2007). *Procesos de manufactura* (1a ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Budynas, & Nisbett. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shiley* (8a ed.). Mc Graw Hill.
- Callister, W. D. (2007). *Materials Science and Engineerig* (7a ed.). New York: John Wiley & Sons.
- Callister, W. D. (2009). *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales* (2a ed.). Mexico: Limusa.
- Castillo M., V. G. (2005). *Estudio del comportamiento mecánico-metalúrgico de la aleación inconel 600 y estelita*. IPN-MÉXICO: ESIME Zacatenco.
- D. A. Rigney, W. G. (1978). *Source Book on Wear control Technology American Society of Metals Engineering Bookself*. Metals Park Ohio.
- Gaxiola, J. M. (2008). *Curso de capacitación en soldadura*. México: Limusa.
- Groover, M. P. (1997). *Fundamentos de manufactura* (1a ed.). Nueva York: Prentice Hall.
- Handbook, A. (1992). “*Friction, Lubrication, and Wear Technology, glossary of terms*” (Vol. Volume 18.). Internacional: Copyright © 1992 by ASM International.

- Hernández, V. H. (2001). Comportamiento al desgaste de un material compuesto Al 6061 / Al₂O₃ en condiciones de envejecido natural y envejecido artificial. Morelia.
- Inga, M. (01 de 06 de 2014). <http://www.astm.org/Standards/G115.htm>. Recuperado el 22 de 06 de 2014, de Google: <http://www.astm.org/Standards/G115.htm>
- Jorge, R. (2011). “*Stribeck Curve Analysis Using Tribometer*”. NANOVEA a Better Measure: ©NANOVEA.
- Kalpakjian, S. (2008). *Manufactura, ingeniería y tecnología* (5a ed.). Mexico: Pearson Educación.
- Kragelskii. (1965). *Friction and Wear*. London: Butter Worths.
- Landolt-Börnstein. (1994). *Group IV Physical Chemistry*.
- Leandro, N. A. (2008). *Polimeros*. Argentina: Publicacion Munro.
- Martinez, F. (1997). *La tribología: Ciencia y Técnica para el mantenimiento*. México: Limusa.
- Mecánica, U. d. (2006). *Determinación de la Dureza*. Navarra: Publicaciones de laboratorio.
- Moore, H. (1987). *Materiales y procesos de fabricación* (1a ed.). Mexico: Limusa.
- Neely, J. E. (2002). *Metalurgia y materiales industriales*. México: Limusa.
- Pedro, A. (2002). *Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz* (2 Edición ed.). México: Prentice Hall.
- R.D., A. (1991). *Tribology*. MacMillan Press Ltd. New York.
- S.A, C. (18 de 04 de 2014). *Google.com*. Obtenido de Google.com: <http://www.quiminet.com/articulos/el-teflon-y-su-variedad-de-tipos-45061-htm>
- S.a, S. (s.f.). *Google.com*. Recuperado el 20 de 05 de 2014, de Google.com: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%20304.pdf>
- Schey, J. A. (2002). *Procesos de manufactura* (3a ed.). México: Mc Graw Hill.

Smith, W. F. (1999). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales* (3a ed.). Madrid: Mc Graw Hill.

Spingel, M. R. (s.f.). *Probabilidad y estadística* (2a ed.). Mc Graw Hill.

Stolarski, T. A. (1990). "*Tribology in Machine Design*". London: London, ©Stolarski.

V. H. Baltasar Hernández. (2001). *Comportamiento al desgaste de un material compuesto Al 6061 / Al2O3 en condiciones de envejecido natural y envejecido artificial*. Morelia.

Norma

ASTM NORMA G 99-95a (2000) e1 Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus. ASTM Copyright. United States. 2000.

ASM Handbook, Volume 18. "*Friction, Lubrication, and Wear Technology, glossary of terms*". Copyright © 1992 by ASM International.

Páginas Web

<http://www.tvplasticos.com/producto-teflon.htm>.

<http://www.astm.org/Standards/G115.htm>.

http://www.ecured.cu/index.php/Desgaste_adhesivo

ANEXOS

ANEXO A NORMA ASTM G-99



Designation: G 99 – 95a (Reapproved 2000)^{e1}

Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus¹

This standard is issued under the fixed designation G 99; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

^{e1} Note—Editorial corrections were made throughout in May 2000.

1. Scope

1.1 This test method describes a laboratory procedure for determining the wear of materials during sliding using a pin-on-disk apparatus. Materials are tested in pairs under nominally non-abrasive conditions. The principal areas of experimental attention in using this type of apparatus to measure wear are described. The coefficient of friction may also be determined.

1.2 The values stated in SI units are to be regarded as standard.

1.3 *This standard does not purport to address all of the safety concerns, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.*

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

E 122 Practice for Choice of Sample Size to Estimate a Measure of Quality for a Lot or Process²

E 177 Practice for Use of the Terms Precision and Bias in ASTM Test Methods²

E 178 Practice for Dealing with Outlying Observations²

G 40 Terminology Relating to Wear and Erosion³

2.2 Other Standard:⁴

DIN-50324 Testing of Friction and Wear

3. Summary of Test Method

3.1 For the pin-on-disk wear test, two specimens are required. One, a pin with a radiused tip, is positioned perpendicular to the other, usually a flat circular disk. A ball, rigidly held, is often used as the pin specimen. The test machine causes either the disk specimen or the pin specimen to revolve about the disk center. In either case, the sliding path is a circle on the disk surface. The plane of the disk may be oriented

either horizontally or vertically.

NOTE 1—Wear results may differ for different orientations.

3.1.1 The pin specimen is pressed against the disk at a specified load usually by means of an arm or lever and attached weights. Other loading methods have been used, such as, hydraulic or pneumatic.

NOTE 2—Wear results may differ for different loading methods.

3.2 Wear results are reported as volume loss in cubic millimetres for the pin and the disk separately. When two different materials are tested, it is recommended that each material be tested in both the pin and disk positions.

3.3 The amount of wear is determined by measuring appropriate linear dimensions of both specimens before and after the test, or by weighing both specimens before and after the test. If linear measures of wear are used, the length change or shape change of the pin, and the depth or shape change of the disk wear track (in millimetres) are determined by any suitable metrological technique, such as electronic distance gaging or stylus profiling. Linear measures of wear are converted to wear volume (in cubic millimetres) by using appropriate geometric relations. Linear measures of wear are used frequently in practice since mass loss is often too small to measure precisely. If loss of mass is measured, the mass loss value is converted to volume loss (in cubic millimetres) using an appropriate value for the specimen density.

3.4 Wear results are usually obtained by conducting a test for a selected sliding distance and for selected values of load and speed. One set of test conditions that was used in an interlaboratory measurement series is given in Table 1 and Table 2 as a guide. Other test conditions may be selected depending on the purpose of the test.

3.5 Wear results may in some cases be reported as plots of wear volume versus sliding distance using different specimens for different distances. Such plots may display non-linear relationships between wear volume and distance over certain portions of the total sliding distance, and linear relationships over other portions. Causes for such differing relationships include initial "break-in" processes, transitions between regions of different dominant wear mechanisms, etc. The extent of such non-linear periods depends on the details of the test system, materials, and test conditions.

3.6 It is not recommended that continuous wear depth data

¹ This test method is under the jurisdiction of ASTM Committee G02 on Wear and Erosion and is the direct responsibility of Subcommittee G02.40 on Non-Abrasive Wear.

Current edition approved Nov. 10, 1995. Published January 1996. Originally published as G 99-90. Last previous edition G 99-95.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol 14.02.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol 03.02.

⁴ Available from Beuth Verlag GmbH, Burggrafenstrasse 6, 1000 Berlin 30, Germany.

TABLE 1 Characteristics of the Interlaboratory Wear Test Specimens

Note: 1—See Note 4 in 10.4 for information.

	Composition (weight%)	Microstructure	Hardness (HV 10)	Roughness ^a	
				R _p (mean) (μm)	R _a (mean) (μm)
Steel ball (100 Cr6) (AISI 52 100) ^b Diameter 10 mm	1.35 to 1.65 Cr ← 0.95 to 1.10 C 0.15 to 0.35 Si 0.25 to 0.45 Mn	martensitic with minor carbides and austenite	838 ± 21	0.100	0.010
Steel disc (100 Cr6) (AISI 52 100) ^c Diameter 40 mm	← <0.030 P ← <0.030 S	martensitic with minor carbides and austenite	852 ± 14	0.952	0.113
Alumina ball, diameter = 10 mm ^d	← 95 % Al ₂ O ₃ (with additives of TiO ₂ , MgO and ZnO)	equi-granular alpha alumina with very minor secondary phases	1610 ± 101 (HV 0.2)	1.369	0.123
Alumina disc, diameter = 40.6 mm ^d	←		1599 ± 144 (HV 0.2)	0.968	0.041

^a Measured by stylus profilometry. R_p is maximum peak-to-valley roughness. R_a is arithmetic average roughness.

^b Standard ball-bearing balls (SKF).

^c Standard spacers for thrust bearings (INA).

^d Manufactured by Compagnie Industrielle des Ceramiques Electroniques, France.

TABLE 2 Results of the Interlaboratory Tests^a

Note: 1— See Note 4 in 10.4.

Note: 2—Numbers in parentheses refer to all data received in the tests. In accordance with Practice E 178, outlier data values were identified in some cases and discarded, resulting in the numbers without parentheses. The differences are seen to be small.

Note: 3—Values preceded by ± are one standard deviation.

Note: 4—Between eleven and twenty laboratories provided these data.

Note: 5—Calculated quantities (for example, wear volume) are given as mean values only.

Note: 6—Values labeled “NM” were found to be smaller than the reproducible limit of measurement.

Note: 7—A similar compilation of test data is given in DIN-50324.

Results (ball) (disk)	Specimen Pairs			
	Steel-steel	Alumina-steel	Steel-alumina	Alumina-alumina
Ball wear scar diameter (mm)	2.11 ± 0.27 (2.11 ± 0.27)	NM	2.08 ± 0.35 (2.03 ± 0.41)	0.3 ± 0.06 (0.3 ± 0.06)
Ball wear volume (10 ⁻³ mm ³)	198 (198)	...	186 (169)	0.08 (0.08)
Number of values	102 (102)	...	60 (64)	56 (59)
Disk wear scar width (mm)	NM	0.64 ± 0.12 (0.64 ± 0.12)	NM	NM
Disk wear volume (10 ⁻³ mm ³)	...	480 (480)
Number of values	...	60 (60)
Friction coefficient	0.60 ± 0.11	0.76 ± 0.14	0.60 ± 0.12	0.41 ± 0.08
Number of values	109	75	64	76

^a Test conditions: F = 10 N; v = 0.1 m s⁻¹; T = 23°C; relative humidity range 12 to 78 %; laboratory air; sliding distance 1000 m; wear track (nominal) diameter = 32 mm; materials: steel = AISI 52 100; and alumina = α-Al₂O₃.

obtained from position-sensing gages be used because of the complicated effects of wear debris and transfer films present in the contact gap, and interferences from thermal expansion or contraction.

4. Significance and Use

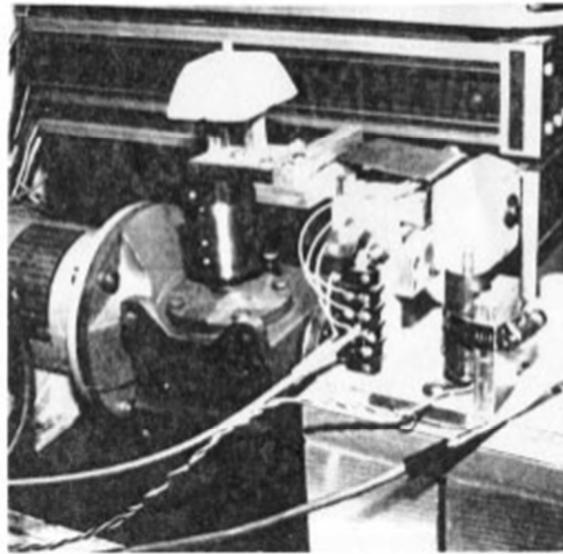
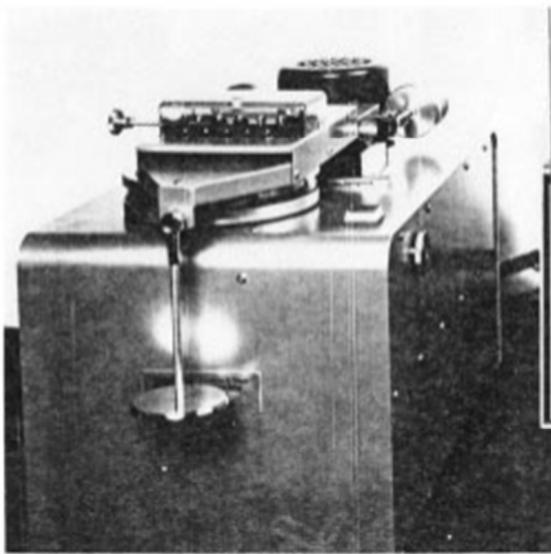
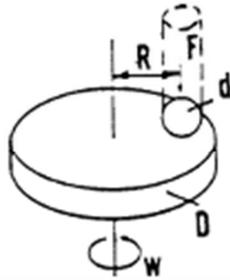
4.1 The amount of wear in any system will, in general, depend upon the number of system factors such as the applied load, machine characteristics, sliding speed, sliding distance, the environment, and the material properties. The value of any wear test method lies in predicting the relative ranking of material combinations. Since the pin-on-disk test method does not attempt to duplicate all the conditions that may be experienced in service (for example; lubrication, load, pressure, contact geometry, removal of wear debris, and presence of corrosive environment), there is no assurance that the test will predict the wear rate of a given material under conditions differing from those in the test.

5. Apparatus

5.1 General Description—Fig. 1 shows a schematic drawing of a typical pin-on-disk wear test system, and photographs of two differently designed apparatuses.⁵ One type of typical system consists of a driven spindle and chuck for holding the revolving disk, a lever-arm device to hold the pin, and attachments to allow the pin specimen to be forced against the revolving disk specimen with a controlled load. Another type of system loads a pin revolving about the disk center against a stationary disk. In any case the wear track on the disk is a

⁵ A number of other reported designs for pin-on-disk systems are given in “A Catalog of Friction and Wear Devices,” American Society of Lubrication Engineers (1973). The sole source of supply of commercially built machines known to the committee at this time is Falex Corp., 1020 Airpark Dr., Sugar Grove, IL 60554. If you are aware of alternative suppliers, please provide this information to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, ¹ which you may attend.

ANSI G 99



NOTE: 1— F is the normal force on the pin, d is the pin or ball diameter, D is the disk diameter, R is the wear track radius, and w is the rotation velocity of the disk.

FIG. 1 (a) Schematic of pin-on-disk wear test system. (b) Photographs of two different designs.

circle, involving multiple wear passes on the same track. The system may have a friction force measuring system, for example, a load cell, that allows the coefficient of friction to be determined.

5.2 Motor Drive—A variable speed motor, capable of maintaining constant speed ($\pm 1\%$ of rated full load motor speed) under load is required. The motor should be mounted in such a manner that its vibration does not affect the test. Rotating speeds are typically in the range 0.3 to 3 rad/s (60 to 600 r/min).

5.3 Revolution Counter—The machine shall be equipped with a revolution counter or its equivalent that will record the number of disk revolutions, and preferably have the ability to shut off the machine after a pre-selected number of revolutions.

5.4 Pin Specimen Holder and Lever Arm—In one typical system, the stationary specimen holder is attached to a lever arm that has a pivot. Adding weights, as one option of loading, produces a test force proportional to the mass of the weights applied. Ideally, the pivot of the arm should be located in the plane of the wearing contact to avoid extraneous loading forces

due to the sliding friction. The pin holder and arm must be of substantial construction to reduce vibrational motion during the test.

5.5 Wear Measuring Systems—Instruments to obtain linear measures of wear should have a sensitivity of 2.5 μm or better. Any balance used to measure the mass loss of the test specimen shall have a sensitivity of 0.1 mg or better; in low wear situations greater sensitivity may be needed.

6. Test Specimens and Sample Preparation

6.1 Materials—This test method may be applied to a variety of materials. The only requirement is that specimens having the specified dimensions can be prepared and that they will withstand the stresses imposed during the test without failure or excessive flexure. The materials being tested shall be described by dimensions, surface finish, material type, form, composition, microstructure, processing treatments, and indentation hardness (if appropriate).

6.2 Test Specimens—The typical pin specimen is cylindrical or spherical in shape. Typical cylindrical or spherical pin

specimen diameters range from 2 to 10 mm. The typical disk specimen diameters range from 30 to 100 mm and have a thickness in the range of 2 to 10 mm. Specimen dimensions used in an interlaboratory test with pin-on-disk systems are given in Table 1.

6.3 *Surface Finish*—A ground surface roughness of 0.8 μm (32 $\mu\text{in.}$) arithmetic average or less is usually recommended.

NOTE 3—Rough surfaces make wear scar measurement difficult.

6.3.1 Care must be taken in surface preparation to avoid subsurface damage that alters the material significantly. Special surface preparation may be appropriate for some test programs. State the type of surface and surface preparation in the report.

7. Test Parameters

7.1 *Load*—Values of the force in Newtons at the wearing contact.

7.2 *Speed*—The relative sliding speed between the contacting surfaces in metres per second.

7.3 *Distance*—The accumulated sliding distance in meters.

7.4 *Temperature*—The temperature of one or both specimens at locations close to the wearing contact.

7.5 *Atmosphere*—The atmosphere (laboratory air, relative humidity, argon, lubricant, etc.) surrounding the wearing contact.

8. Procedure

8.1 Immediately prior to testing, and prior to measuring or weighing, clean and dry the specimens. Take care to remove all dirt and foreign matter from the specimens. Use non-chlorinated, non-film-forming cleaning agents and solvents. Dry materials with open grains to remove all traces of the cleaning fluids that may be entrapped in the material. Steel (ferromagnetic) specimens having residual magnetism should be demagnetized. Report the methods used for cleaning.

8.2 Measure appropriate specimen dimensions to the nearest 2.5 μm or weigh the specimens to the nearest 0.0001 g.

8.3 Insert the disk securely in the holding device so that the disk is fixed perpendicular ($\pm 1^\circ$) to the axis of the resolution.

8.4 Insert the pin specimen securely in its holder and, if necessary, adjust so that the specimen is perpendicular ($\pm 1^\circ$) to the disk surface when in contact, in order to maintain the necessary contact conditions.

8.5 Add the proper mass to the system lever or bale to develop the selected force pressing the pin against the disk.

8.6 Start the motor and adjust the speed to the desired value while holding the pin specimen out of contact with the disk. Stop the motor.

8.7 Set the revolution counter (or equivalent) to the desired number of revolutions.

8.8 Begin the test with the specimens in contact under load. The test is stopped when the desired number of revolutions is achieved. Tests should not be interrupted or restarted.

8.9 Remove the specimens and clean off any loose wear debris. Note the existence of features on or near the wear scar such as: protrusions, displaced metal, discoloration, microcracking, or spotting.

8.10 Remeasure the specimen dimensions to the nearest 2.5 μm or reweigh the specimens to the nearest 0.0001 g, as appropriate.

8.11 Repeat the test with additional specimens to obtain sufficient data for statistically significant results.

9. Calculation and Reporting

9.1 The wear measurements should be reported as the volume loss in cubic millimetres for the pin and disk, separately.

9.1.1 Use the following equations for calculating volume losses when the pin has initially a spherical end shape of radius R and the disk is initially flat, under the conditions that only one of the two members wears significantly:

$$\text{pin (spherical end) volume loss, mm}^3 = \frac{\pi (\text{wear scar diameter, mm})^4}{64 (\text{sphere radius, mm})} \quad (1)$$

assuming that there is *no significant disk wear*. This is an approximate geometric relation that is correct to 1 % for (wear scar diameter/sphere radius) < 0.3, and is correct to 5 % for (wear scar diameter/sphere radius) < 0.7. The exact equation is given in Appendix X1.

$$\text{disk volume loss, mm}^3 = \frac{\pi (\text{wear track radius, mm})(\text{track width, mm})^2}{6 (\text{sphere radius, mm})} \quad (2)$$

assuming that there is *no significant pin wear*. This is an approximate geometric relation that is correct to 1 % for (wear track width/sphere radius) < 0.3, and is correct to 5 % for (wear track width/sphere radius) < 0.8. The exact equation is given in Appendix X1.

9.1.2 Calculation of wear volumes for pin shapes of other geometries use the appropriate geometric relations, recognizing that assumptions regarding wear of each member may be required to justify the assumed final geometry.

9.1.3 Wear scar measurements should be done at least at two representative locations on the pin surfaces and disk surfaces, and the final results averaged.

9.1.4 In situations where both the pin and the disk wear significantly, it will be necessary to measure the wear depth profile on both members. A suitable method uses stylus profiling. Profiling is the only approach to determine the exact final shape of the wear surfaces and thereby to calculate the volume of material lost due to wear. In the case of disk wear, the average wear track profile can be integrated to obtain the track cross-section area, and multiplied by the average track length to obtain disk wear volume. In the case of pin wear, the wear scar profile can be measured in two orthogonal directions, the profile results averaged, and used in a figure-of-revolution calculated for pin wear volume.

9.1.5 While mass loss results may be used internally in laboratories to compare materials of equivalent densities, this test method reports wear as volume loss so that there is no confusion caused by variations in density. Take care to use and report the best available density value for the materials tested when calculating volume loss from measured mass loss.

9.1.6 Use the following equation for conversion of mass loss to volume loss.

$$\text{volume loss, mm}^3 = \frac{\text{mass loss, g}}{\text{density, g/cm}^3} \times 1000. \quad (3)$$

9.2 If the materials being tested exhibit considerable transfer between specimens without loss from the system, volume loss may not adequately reflect the actual amount or severity of wear. In these cases, this test method for reporting wear should not be used.

9.3 Friction coefficient (defined in Terminology G 40) should be reported when available. Describe the conditions associated with the friction measurements, for example, initial, steady-state, etc.

9.4 Adequate specification of the materials tested is important. As a minimum, the report should specify material type, form, processing treatments, surface finish, and specimen preparation procedures. If appropriate, indentation hardness should be reported.

10. Precision and Bias ⁶

10.1 The precision and bias of the measurements obtained with this test method will depend upon the test parameters chosen.

10.2 The reproducibility of repeated tests on the same material will depend upon material homogeneity, machine and material interaction, and careful adherence to the specified procedure by the machine operator.

10.3 Normal variations in the procedure will tend to reduce the accuracy of the test method as compared to the accuracy of such material property tests as hardness, density, or thermal expansion rate. Properly conducted tests should, however, maintain a within-laboratory coefficient of variation of 20 % or less for wear loss values. Table 2 contains wear data obtained

from interlaboratory tests (see Note 4). Standard deviation values are given for the measured quantities. Limits of 95 % repeatability can be obtained by multiplying those standard deviation values by the factor 2.8 X. Reproducibility limits (between laboratories) are not available but are estimated to be twice as large as the repeatability limits.

10.4 No bias can be assigned to these results since there are no absolute accepted values for wear.

NOTE 4—The interlaboratory data given in Table 1 and Table 2 resulted through the cooperation of thirty one institutions in seven countries with the help of national representatives within the Versailles Advanced Materials and Standards (VAMAS) working party on wear test methods.⁷

10.5 In any test series, all data must be considered in the calculation, including outliers (data exceeding the obvious range); they are treated according to Practice E 178.

10.6 While two or more laboratories may develop test data that is within the acceptable coefficient of variation for their own individual test apparatus, the actual data of each laboratory may be relatively far apart. The selection of sample size and the test method for establishing the significance of the difference in averages shall be agreed upon between laboratories and shall be based on established statistical methods of Practice E 122, Practice E 177, and STP 15D.⁸

11. Keywords

11.1 ceramic wear; friction; metal wear; non-abrasive; pin-on-disk; wear

⁶ Additional data are available at ASTM Headquarters.

⁷ Czichos, H., Becker, S., and Lexow, J., *Wear*, Vol 114, 1987, pp 109-130 and *Wear*, Vol 118, 1987, pp 379-380.

⁸ Manual on Quality Control of Materials, ASTM STP 15D, ASTM, 1951.

APPENDIX

(Nonmandatory Information)

XI. EQUATIONS

X1.1 Exact equations for determining wear volume loss are as follows for:

X1.1.1 A spherical ended pin:

$$\text{pin volume loss} = (\pi h/6)[3d^2/4 + h^2] \quad (X1.1)$$

where:

- h = $r - [r^2 - d^2/4]^{1/2}$
- d = wear scar diameter, and
- r = pin end radius.

Assuming no significant disk wear.

X1.1.2 A disk:

$$\text{disk volume loss} = 2\pi R [r^2 \sin^{-1}(d/2r) - (d/4)(4r^2 - d^2)^{1/2}] \quad (X1.2)$$

where:

- R = wear track radius, and
- d = wear track width.

Assuming no significant pin wear.

The American Society for Testing and Materials takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.



This standard is copyrighted by ASTM, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9585 (phone), 610-832-9555 (fax), or service@astm.org (e-mail); or through the ASTM website (www.astm.org).

ANEXO B

PROPIEDADES DEL TEFLÓN

TEFLÓN PTFE		
CARACTERISTICAS	VALOR	REFERENCIAS
Módulo de elasticidad a la tracción (Mpa)	700	DIN ASTM 53 457
Resistencia a la fluencia (Mpa)	5	CATALOGO SIPEM
Dureza Brinell (por penetración en la bola) (Mpa)	30	DIN ASTM 53 456
Dureza shore D	55	ASTM D2240
Densidad(gr/cm ³)	2,16	ASTM D792
Temperatura de trabajo (°C)	(-200 °C a +250°C)	Sumitec-2010
Punto de Fusión (°C)	327	Sipem-2012
Coefficiente de Fricción en seco	0,04-0,08	Rey César-2009
Coefficiente de Fricción lubricado	0,04-0,08	Rey César-2009
DATOS ADICIONALES		
Fuerza de impacto	MPA	>1,5
Constante dieléctrica		>10
Resistividad Superficial	MPA	>0,5
DEFORMACIÓN (Fuerza de comprasión)		
25°C (10mpa-24 horas)	%	1,73
40°C (10mpa-24 horas)		1,91
100°C (10mpa-24 horas)		4,80

Fuente: Meta-hidalgo

ANEXO C

PROPIEDADES MECANICAS DEL ACERO AISI 1018



Representaciones Industriales

MARCO ANTONIO RAYGOZA GALVAN
PRIMAVERA # 2092 COLONIA DEL FRESNO TEL 38109925

AISI	1018
SAE, ASTM, NMX.	1018
UNS	G10180

Tratamientos térmicos recomendados (valores en ° C) :

FORJADO	NORMALIZADO	RECOCIDO		TEMPLADO	REVENIDO	PUNTOS CRITICOS APROX.	
		ABLANDAMIENTO	REGENERACION			Ac1	Ac3
1100-1250	870-900	650-700 enfriar al aire	850-890 enfriar en horno	Cementar 925	150-250	724	840

Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397:

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCION			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE AREA %	DUREZA BRINELL	RELACION DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa (kgf/mm2)	Ksi		MPa (kgf/mm2)	Ksi					
CALIENTE Y MAQUINADO	400	41	58	220	22	32	25	50	116	70
ESTIRADO EN FRIO	440	45	64	370	38	54	15	40	126	

- NOTAS:**
- Las propiedades arriba listadas, corresponden a barras de 20mm a 30mm de sección, probadas conforme a las prácticas estándar con probeta de 30 mm según norma nacional NMX B - 172.
 - En barras más delgadas de 20mm, deben esperarse valores ligeramente mayores en los datos de resistencia.
 - En barras con diámetros mayores de 30mm, existe un efecto de masa que tiene una influencia directa sobre las propiedades mecánicas resultando en una disminución ligera de las mismas.

ACEROS 1018- 1045 4140 9840 PLACA A-36 ACERO COMERCIAL NYLACERO BRONCES
HERRAMIENTAS DE CORTE MEDICION Y SUJECCION.

Fuente:www.reperesentaciones industriales.com

ANEXO D

PROPIEDADES MECANICAS DEL ACERO AISI 304

PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE



AISI 304 / AISI 304L

Fabricado Bajo Norma: ASTM A240 / A480

Terminaciones Superficiales Disponibles: 2B, N°1 y N°4

Estado de Suministro General

Laminado.

Características

Acero inoxidable austenítico, aleado con Cromo y Níquel y bajo contenido de Carbono que presenta una buena resistencia a la corrosión. No es templeable ni magnético. Puede ser fácilmente trabajado en frío (por ejemplo: doblado o cilindrado).

Aplicaciones

Debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad, se utiliza ampliamente en la industria alimenticia, vitivinícola, frutícola, acuícola, minera y construcción. Algunos usos son la fabricación de estructuras y/o contenedores para las industrias procesadoras de leche, cerveza, vino y alimentos, revestimientos, lavaplatos, mesones para alimentos, bandas transportadoras, cabinas telefónicas, fachadas de edificios, ascensores, casetas de peaje, muebles de cocina y quincallería.

Composición Química

AISI	% C (máx.)	% Mn (máx.)	% Si (máx.)	% Cr	% Ni	% P (máx.)	% S (máx.)
304	0,07	2,00	0,75	17,5 - 19,00	8,00 - 10,50	0,045	0,03
304L	0,03	2,00	0,75	17,5 - 19,00	8,00 - 10,50	0,045	0,03

Composición Mecánica

AISI	Esfuerzo Fluencia (min.)	Esfuerzo Tracción (min.)	Elongación (min.)	Dureza (máx.)
	Mpa	Mpa	%	Brinell (HB)
304	205	515	40	201
304L	170	485	40	201

	Material											
	AISI 304				AISI 420				AISI 329			
Angulo de incidencia del abrasivo, grad.	30	45	60	90	30	45	60	90	30	45	60	90
Desgaste gravimétrico ΔP , g x 10 ⁻³	8,35	9,31	11,6	7,67	10,5	12,3	8,5	8	8,9	11,4	8,41	7,6
Intensidad de desgaste I, g/min. x 10 ⁻⁴	2,78	3,10	3,86	2,55	3,5	4,12	2,77	2,68	2,97	3,8	2,8	2,53
R _a (µm)	1,2	1,3	1,7	1,3	0,8	0,9	0,9	0,8	0,7	0,8	0,9	0,9

Fuente: www.acerosotero.cl

ANEXO E

PROFORMA PIN ON DISK



QUITO, 27 DE MARZO DEL 2015
ASSINFILT-QT-8087-15

SEÑORES:
SMART BILDEN
PRESENTE

ATT: ING. ROBERTO CHICAIZA

DE NUESTRAS CONSIDERACIONES:

ES GRATO PARA ASSINFILT CIA LTDA.PODER COTIZAR A USTED LO SOLICITADO:

QTY	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO US\$	PRECIO TOTAL US\$
1	TRIBOMETRO DE PIN EN DISCO Y BOLA EN DISCO, MARCA ANTON PAAR MEIDOR DE FUERZA TANGENCIAL (HASTA 10 N) . COMPUTADOR PERSONAL INCLUIDO EL SOFTWARE TRIBOX INSTALADO SOPORTE DE 6 MM PARA LA BOLA Y EL PIN SET DE CALIBRACION (PESA DE 5N+ ACCESORIOS TAZA DE ALUMINIO (SOLAMENTE MODO ROTATIVO) 10 ESFERAS DE ACERO 100 Cr6 PESAS PARA CARGA NORMALDE 1 A 10N (1,2,2 Y 5N ALIMENTACIÓN 230V, 50/60 HZ CODIGO: 145072		75.754,46
		SUBTOTAL:	75.754,46
		I.V.A	9.090,54
		TOTAL:	84.845,00

FORMA DE PAGO: 50% CON ORDEN DE COMPRA
50% CONTRA ENTREGA

TIEMPO DE ENTREGA: 8-9 SEMANAS, UNA VEZ ENVIADO ORDEN DE COMPRA

GARANTIA: 1 AÑO CONTRA DEFECTOS DE FABRICACIÓN EXCEPTUANDO PARTES DE VIDRIO

INSTALCION Y PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO

VALIDEZ DE OFERTA: 15 DIAS

//// CSM Tribometer Specifications

	Nano	Micro
Load range	0.005 μ N - 1000 N	up to 60 N
Load resolution	0.003 μ N	30 mN
Maximum Friction force	1 N	10 N (20 N optional)
Friction resolution	0.005 μ N	0.03 mN
Maximum temperature (Tribo High Temperature *)	-	1000 °C
Rotation		
Speed	1 - 100 rpm	0.3 - 500 rpm (1500 rpm optional)
Maximum test radius	100 μ m - 20 mm	30 mm
Maximum torque	-	450 mN.m
Linear module		
Stroke length	0.5 - 2 μ m	60 mm
Speed	Up to 10mm/sec	Up to 100 mm/sec
Frequency	0.1 - 5 Hz	1.6 Hz at full stroke Up to 10 Hz with limited stroke

CSM Tribometer options

Wear depth measurement	20 nm - 50 μ m	Up to 1.2 mm
Heating module	-	Ambient to 150°C in liquid
Electrical contact resistance	-	0 - 1000 Ohms
Vacuum system	-	Up to 10 ⁻⁷ mbar

[*] No reciprocating option for the High Temperature Tribometer

Specifications may be subject to change, please contact us for updates

Different Tribometer

Horizontal Tribometer		Vertical tribometer	
Level of security	High	Level of security	Normal
Time of test	5-10 min.	Time of test	5-15 min
Precision of results	-	Precision of results	-
Physical dimensions	1,5x1 ft.	Physical dimensions	1,2x1 ft.
Number of parts	20-30aprox.	Number of parts	25-35aprx.

EN ESPERA DE PODER SERVIRLES, QUEDAMOS DE USTED,

ATENTAMENTE,

ELIZABETH CAMPAÑA
ASSINFILT

Mariano Cardenal N73-75, Carcelén Alto, Quito - Ecuador. | (593) 22483 630, 22483 631,
095546369 Fax (593) 2482 061 | assinfilt@andinanet.net | www.assinfilt.com.ec

Fuente: Assinfilt

ANEXO F

SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK CONSTRUCCIÓN					
EJE PORTA DISCO					
DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES	TIPO DE MATERIAL	TIPO DE MECANIZADO	MAQUINAS - HERRAMIENTAS UTILIZADAS	FOTOGRAFÍA
Eje porta disco	1" L=132 mm	SAE 1018	<ul style="list-style-type: none"> Cortado Devastado 	Torno Cuchilla Calibrador	
Construcción de chavetero	5*15-2.5 (mm) 5*21*2.5(mm)	SAE 1018	<ul style="list-style-type: none"> Fresado 	Fresa Cuchilla Calibrador	

Perforado y roscado del eje	5/16" NC	SAE 1018	<ul style="list-style-type: none"> • Taladrado • Roscado 	Torno Broca Maneral Machuelo	
PORTA DISCO					
Soporte de disco <ul style="list-style-type: none"> ▪ Plancha de acero ▪ Eje 1 1/2" 	$\text{\O} = 145 \text{ mm}$ $e = 6 \text{ mm}$ 1 1/2"-h=26.6 mm $\text{\O int} = 19 \text{ mm}$	SAE 1045 AISI 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Torneado • Corte • Devastado • Perforado • Soldado 	Torno Cuchilla de interior Broca 1/2" Soldadora Electrodos 6011 Cuchilla de interior	
PORTA DISCO					
Construcción de chivetero Perforado para prisionero y perno	5*28-2.5 (mm) $\text{\O} = 1/4 \text{ NC}$ $e = 9 \text{ mm}$	SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Fresado • Perforado • Roscado 	Fresa Taladro Maneral Machuelos Calibrador Cuchilla de interior	

BASE PARA PORTA DISCO					
Base porta disco <ul style="list-style-type: none"> ▪ Plancha de acero ▪ Tubo de acero 	$\varnothing = 145 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{int}} = 41 \text{ mm}$ 2"-h=65 mm-e=6mm- Sección de rodamiento $\varnothing_{\text{int}} = 41 \text{ mm}$ - h=20mm	SAE 1045 SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Corte • Devastado • Perforado • Soldado 	Torno Cuchilla de interior Broca 1/2" Soldadora Electrodo 6011	
BASE PARA PORTA DISCO					
Perforado y roscado de base porta disco	$\varnothing = 5/16 \text{ NC}$	SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Torneado • Perforado • Roscado 	Torno Taladro Maneral Machuelos	
ANILLO DE SUJECIÓN PARA DISCO					
Anillo de sujeción	$\varnothing = 146 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{int}_1} = 133 \text{ mm}$ e=3 mm $\varnothing = 146 \text{ mm}$ $\varnothing_{\text{int}_2} = 128 \text{ mm}$ e2=9 mm $\varnothing_{\text{perf}} = 5 \text{ mm} * 1''$	SAE 1010	<ul style="list-style-type: none"> • Corte con plasma • Torneado exterior-interior • Fresado • Perforado 	Plasma Torno Broca 1/4" Calibrador Fresa	

PERFIL PARA BASE DE TRIBOSISTEMA					
Base del tribosistema	L=4m L=3/4*3/4"*2 mm	Perfil A-36 30*30*4 mm	<ul style="list-style-type: none"> • Corte • Soldado 	Amoladora Fluxómetro Soldadora Electrodos Escuadra	
PLANCHA BASE PARA TRIBOSISTEMA					
Plancha base	500*350 mm e=5 mm	ASTM A36	<ul style="list-style-type: none"> • Torneado • Corte • Perforado • Roscado • Soldado 	Torno Taladro Maneral Soldadora Calibrador Amoladora	
BASE PARA EL BRAZO DEL TRIBOSISTEMA					
Base de brazo	22 mm 1 " 1 ¼ " L=170 mm	1018 1045 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Corte • Perforado • Soldado • Roscado • desbastado interior 	Amoladora Calibrador Maneral Machuelos Soldadora	

EJE DEL BRAZO DEL TRIBOSISTEMA					
Base de brazo	22 mm L=130 mm	1018	<ul style="list-style-type: none"> • Fresado • Perforado • Roscado 	Fresa Taladro Broca 7/16 Maneral Machuelos	
PERFORADO Y ROSCADO DEL EJE					
Perforado y roscado del eje	Perforado= 12 mm Rosado= 7/16" NC	1018 1018	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Roscado 	Torno Maneral Machuelos	
INSERCIÓN DEL MANDRIL					
Mandril	1.5-10 mm	Hierro fundido	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Roscado 	Torno Maneral Machuelos	

MONTAJE DE MOTOR					
Sujeción del motor en la base del mecanismo	b=220 mm h=130 mm $\varnothing_{\text{perno}} = 7/16 \times 4''$ $\varnothing_{\text{para-pernos}} = 1/4''$	Tipo: WEG	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte 	Sierra eléctrica Taladro	
SISTEMA DE EQUILIBRIO					
Mecanizado de sistema de pesos para equilibrio del brazo	$\varnothing P_{1g} = 70 \text{ mm}$ $LP_{1g} = 38 \text{ mm}$ $\varnothing P_{2p} = 26 \text{ mm}$ $LP_{2p} = 19 \text{ mm}$	SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Desbastado • Roscado 	Torno Maneral Machuelos	
BASE DEL BRAZO					
Base para el brazo del mecanismo	b=120mm h=125mm $\varnothing_{a\text{-base}} = 1/4''$ $\varnothing_{a\text{-brazo}} = 7/16''$	SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte • Soldadura 	Taladro Sierra eléctrica Soldadora	

PERFORADO BASE DEL MECANISMO					
Perforado de la plancha A-36	$\varnothing_1=1/4"$ $\varnothing_2=5/16"$ $\varnothing_3=3/8"$	ASTM-A-36 e=5 mm	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado 	Taladro Brocas	
MECANISMO DE EMPUJE PARA EL BRARZO					
Base de empuje	$\varnothing C1=24$ mm $\varnothing C2=9.4$ mm LC=62 mm		<ul style="list-style-type: none"> • Desbastado • Roscado • Soldado 	Torno Maneral Machuelos Soldadora	
PALANCA DE DE EMPUJE Y ACCION DE DE BALASTRO Y SELENOIDE					
Palanca de empuje y acción	e= 6 mm L=24 mm $\varnothing=5/16"$	Platina A36	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Doblado • Soldadura 	Taladro Soldadora	

POLEA DE 6 " EN EL EJE Y EN LA BASE DE DISCO					
Colocación de la polea de 6" en el eje y base de disco	$\varnothing=6"$	Aluminio	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado 	Taladro	
POLEA DE 2" EN EL MOTOR					
Colocación de la polea de 2" en el motor	$\varnothing=2"$	Aluminio	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado 	Torno	
PLACA BASE PARA MOTOR					
Base de motor	b=130 mm h= 220 mm $\varnothing_{\text{agujeros}}= \frac{1}{4}"$ $\varnothing_{\text{p.tensor}}=7/16"*\frac{1}{4}"$	ASTM-A-36	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte 	Taladro Sierra Lima redonda	

BANDA TIPO V					
Colocación de la Banda tipo V	17360	Tipo V	<ul style="list-style-type: none"> Ajuste 	Llave	
BASE PARA CARGA					
Base de carga en el brazo del mecanismo	$\varnothing=8\text{ mm}$ $L=58\text{ mm}$ $\varnothing_{\text{perno}}=3/8*3/2''$	AISI 1018	<ul style="list-style-type: none"> Soldado Corte Devaste 	Torno Sierra Soldadora	
SEGURO PARA EL DISCO					
Base de motor	$\varnothing_{\text{agujero}}=5/16''$ $\varnothing_{\text{cilindro}}=29\text{ mm}$ $h=11\text{ mm}$	SAE 1010	<ul style="list-style-type: none"> Perforado Corte Desbaste 	Torno Sierra eléctrica Brocas	

PESO PARA EL SISTEMA MECANICO PIN ON DISK					
Pesos para el mecanismo	$\varnothing=6''$ $h=16.4\text{mm}$ $\varnothing_{\text{agujero}}=5/16''$	SAE 1045	<ul style="list-style-type: none"> • Corte • Perforado 	Oxiacetileno Taladro	
PINES DE TEFLÓN					
Maquinado de los pines de teflón	$\varnothing=10\text{ mm}$	Teflón	<ul style="list-style-type: none"> • Desbastado 	Torno Sierra manual	
RODAMIENTOS EN EL BRAZO DEL MECANISMO					
Inserción de los rodamientos en el brazo	$\varnothing_{\text{int}}=5/8''$ $\varnothing_{\text{ext}}=11/8''$ Grosor: 0.2812"	Rodamiento de bolas		Martillo de goma	

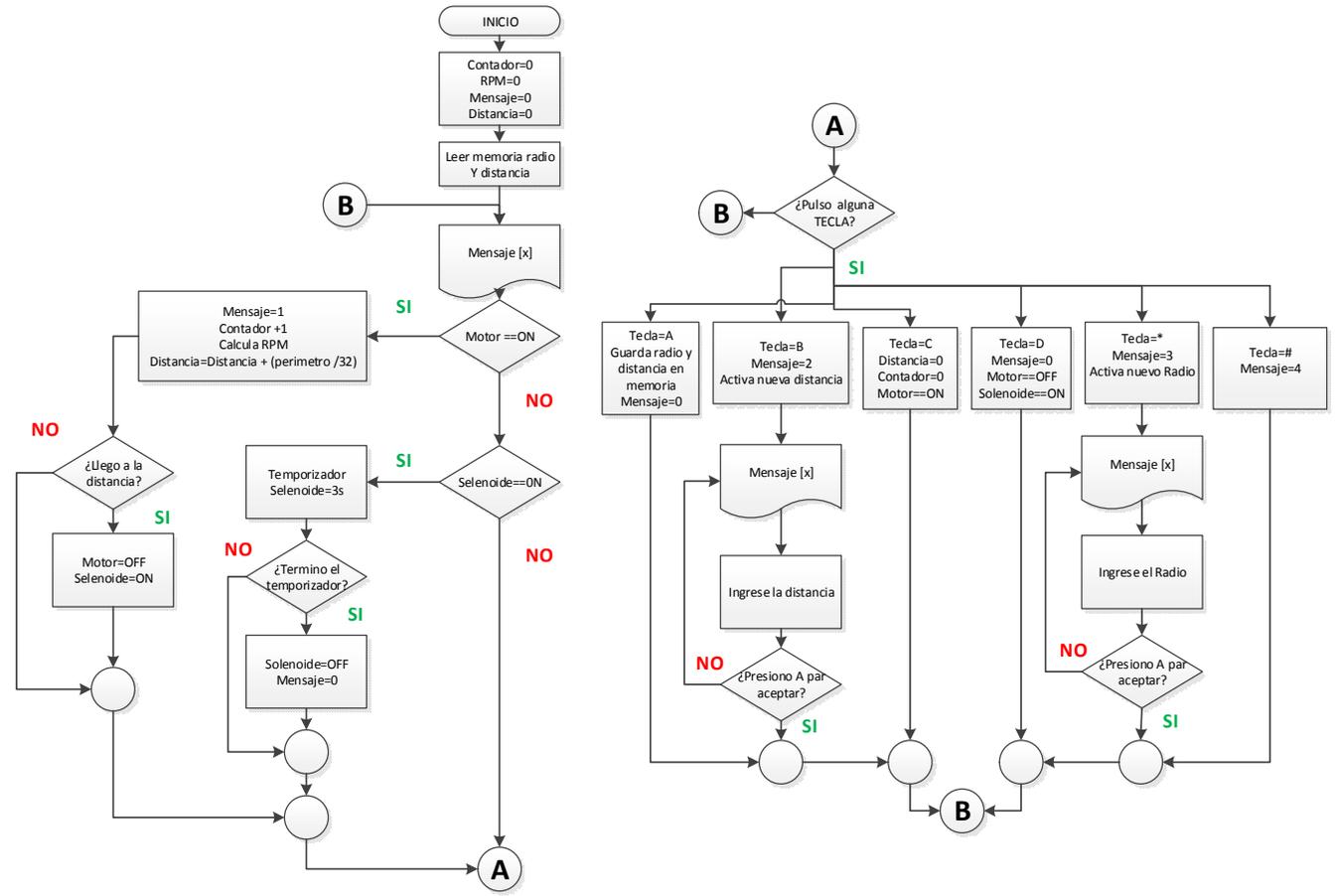
POLEA DE 6 " EN LA BASE DE DISCO					
Colocación de la polea de 6" en el eje y base de disco	b=119 mm h= 117 mm e=3 mm	ASTM A-36	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte 	Taladro Sierra eléctrica	
RODAMIENTOS EN LA BASE DEL EJE					
Inserción de los rodamientos en la base del eje	$\varnothing_{int}=3/4"$ $\varnothing_{ext}=13/8"$ Grosor: 0.3125"	Rodamiento de bolas 6204		Martillo de goma	
PLACA BASE PARA MOTOR					
Base de motor	$\varnothing_{cilindro}= 19$ $L_{cilindro}=130$ mm $\varnothing_{perno}=7/16*5.5"$	AISI 1018	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte 	Taladro Sierra Lima redonda	

ENCODER					
Colocación de la polea de 6" en el eje y base de disco	Ø=100 mm e=3 mm	PLÁSTICO (PET)	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte 	Taladro manual Sierra Carpintero Brocas	
BASE SUJETADORA DE PALANCA					
Inserción de los rodamientos en la base del eje	b=17.7 mm h=33 mm e=17.7 mm	AISI 1010	<ul style="list-style-type: none"> • Perforado • Corte • Roscado 	Taladro Machuelos Sierra eléctrica	

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

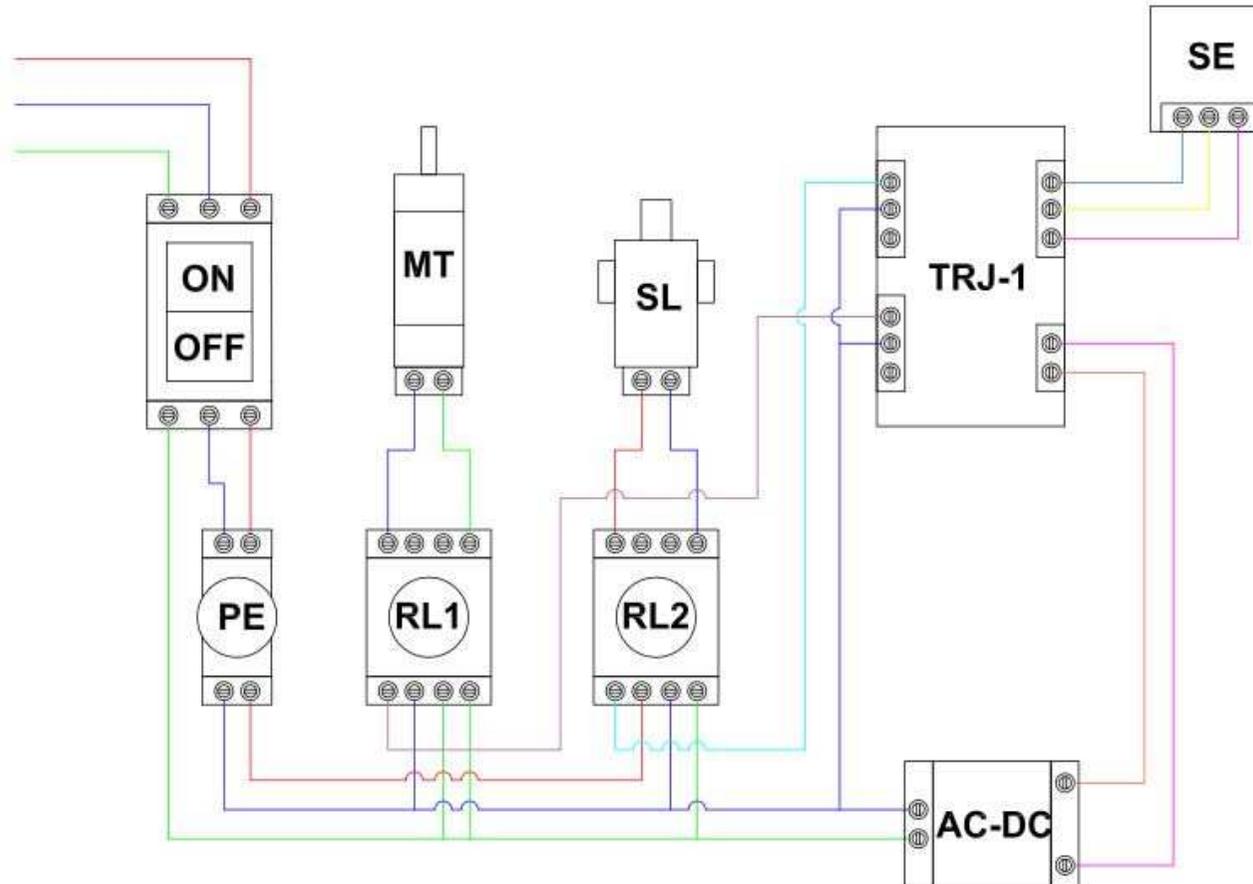
ANEXO G

DIAGRAMA DE FLUJO PARTE ELÉCTRICA



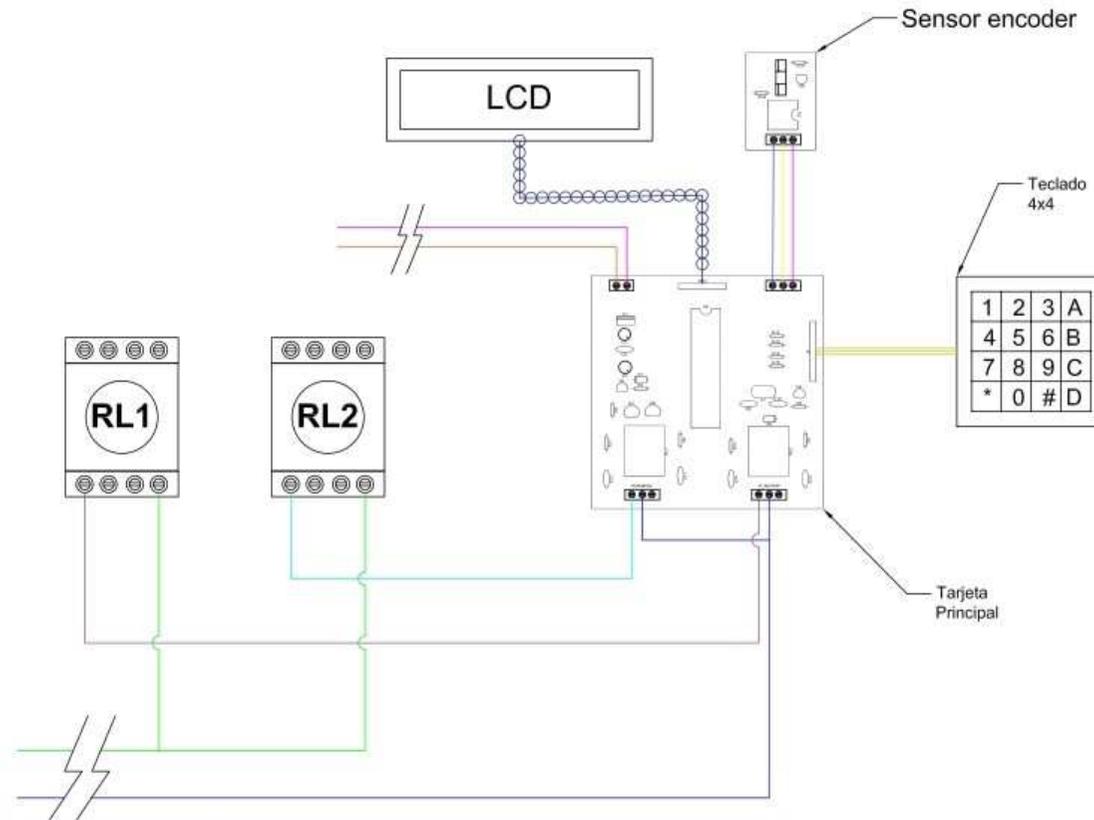
Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

ANEXO H
DIAGRAMA ELÉCTRICO DE CONEXIÓN DE ELEMENTOS INTERNOS



Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

ANEXO I
DIAGRAMA ELÉCTRICO DE CONEXIÓN DE ELEMENTOS EXTERNOS



Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

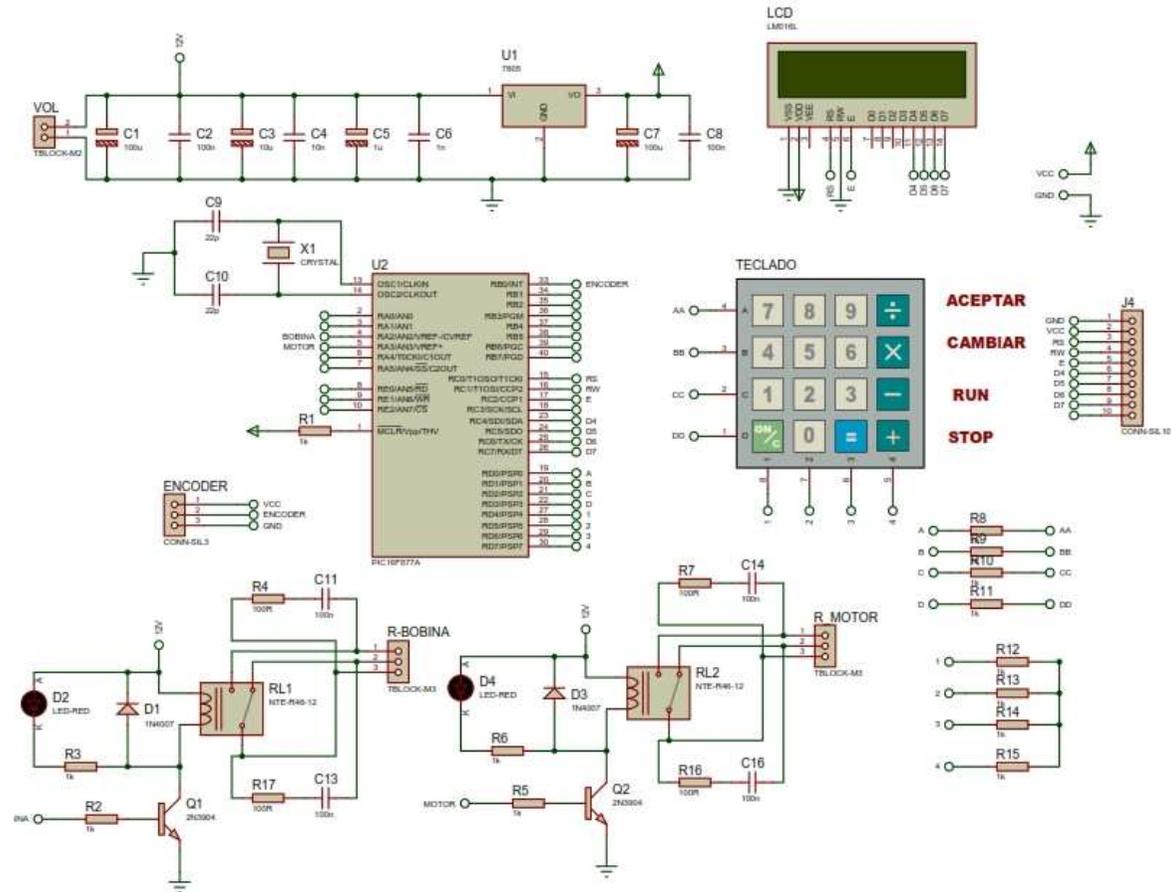
ANEXO J
SIMBOLOGÍA DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS

Símbolo	Nombre	Descripción
	Botonera	Interruptor principal de accionamiento
	Paro de emergencia	Botón de paro de emergencia NC
	Relay 30A	Relay de 110V, 30A
	Relay 30A	Relay de 110V, 30A
	Adaptador	Relay de 110V, 30A
	Tarjeta principal	Tarjeta de control y procesamiento
	Sensor encoder	Sensor de pulsos para encoder
	Motor 110CA	Motor monofásico 110V
	Solenoides	Solenoides de 220V
	Pantalla LCD	Visualizador LCD
	Teclado 4x4	Teclado matricial 4x4

Símbolo	Nombre	Descripción
	F1	FASE DE TENSIÓN 110VCA
	F2	FASE DE TENSIÓN 110VCA
	N	LÍNEA DE NEUTRO
	GND	VOLTAJE NEGATIVO DC
	12VCD	VOLTAJE POSITIVO 12VCD
	SEÑAL	SEÑAL DE PULSOS DE ENCODER
	5VCD	VOLTAJE POSITIVO 5VCD
	S-MOTOR	SEÑAL DE CONTROL MOTOR
	S-BOBINA	SEÑAL DE CONTROL SOLENOIDE
	S-LCD	SEÑAL PARA CONTROL LCD
	S-TECLADO	SEÑAL DE CONTROL TECLADO

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

ANEXO K CIRCUITO ELÉCTRICO REAL



Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

ANEXO L

CUADRO DE SELECCIÓN DEL ENCODER

ENCODER	Contador	Distancia experimental	Distancia prog (m)	radio(mm)	Revoluciones Teóricas		Velocidad experimental	560		2,39		Pulsos-tiempo
					tiempo			V-exp	RPM	RPM	error %	
					minutos	segundos		RPM	error %	RPM		
4	781	50,12683553	50	40,86	0	21,09	2,370791844	554,071011	1,058748		555,48	
4	1560	100,1253053	100	40,86	0	41,79	2,392916966	559,24181	0,135391		559,94	
4	3117	200,0580619	200	40,86	1	23,38	2,398656752	560,58324	0,10415		560,75	
4	4675	300,0550014	300	40,86	2	4,89	2,40211386	561,39119	0,248427		561,49	
4	6234	400,1161238	400	40,86	2	46,58	2,401248649	561,188985	0,212319		561,35	
4	7791	500,0488804	500	40,86	3	27,75	2,406738869	562,472088	0,441444		562,53	
4	9349	600,0458199	600	40,86	4	9,7	2,40288346	561,571051	0,280545		561,61	
4	10907	700,0427594	700	40,86	4	50,94	2,405994363	562,298092	0,410374		562,33	
4	12463	799,9113331	800	40,86	5	32,33	2,40724581	562,590564	0,462601		562,53	
4	14021	899,9082726	900	40,86	6	14,29	2,40455262	561,961146	0,350205		561,90	
4	15579	999,9052122	1000	40,86	6	55,85	2,404713238	561,998684	0,356908		561,95	

Velocidad teórica												
ENCODER	Contador	Distancia experimental	Distancia prog (m)	radio(mm)	Revoluciones Teóricas		Velocidad experimental	560		2,39		Pulsos-tiempo
					tiempo			V-exp	RPM	RPM	error %	
					minutos	segundos		RPM	error %	RPM		
8	781	25,06341776	50	40,86	0	21,09	2,370791844	554,071011	1,058748		277,74	
8	1560	50,06265264	100	40,86	0	41,79	2,392916966	559,24181	0,135391		279,97	
8	3117	100,0290309	200	40,86	1	23,38	2,398656752	560,58324	0,10415		280,37	
8	4675	150,0275007	300	40,86	2	4,89	2,40211386	561,39119	0,248427		280,75	
8	6234	200,0580619	400	40,86	2	46,58	2,401248649	561,188985	0,212319		280,68	
8	7791	250,0244402	500	40,86	3	27,75	2,406738869	562,472088	0,441444		281,26	
8	9349	300,02291	600	40,86	4	9,7	2,40288346	561,571051	0,280545		280,81	
8	10907	350,0213797	700	40,86	4	50,94	2,405994363	562,298092	0,410374		281,17	
8	12463	399,9556666	800	40,86	5	32,33	2,40724581	562,590564	0,462601		281,26	
8	14021	449,9541363	900	40,86	6	14,29	2,40455262	561,961146	0,350205		280,95	
8	15579	499,9526061	1000	40,86	6	55,85	2,404713238	561,998684	0,356908		280,97	

Velocidad teórica												
ENCODER	Contador	Distancia experimental	Distancia prog (m)	radio(mm)	Revoluciones Teóricas		Velocidad experimental	560		2,39		Pulsos-tiempo
					tiempo			V-exp	RPM	RPM	error %	
					minutos	segundos		RPM	error %	RPM		
32	781	6,265854441	50	40,86	0	21,09	2,370791844	554,071011	1,058748		69,43	
32	1560	12,51566316	100	40,86	0	41,79	2,392916966	559,24181	0,135391		69,99	
32	3117	25,00725774	200	40,86	1	23,38	2,398656752	560,58324	0,10415		70,09	
32	4675	37,50687518	300	40,86	2	4,89	2,40211386	561,39119	0,248427		70,19	
32	6234	50,01451547	400	40,86	2	46,58	2,401248649	561,188985	0,212319		70,17	
32	7791	62,50611005	500	40,86	3	27,75	2,406738869	562,472088	0,441444		70,32	
32	9349	75,00572749	600	40,86	4	9,7	2,40288346	561,571051	0,280545		70,20	
32	10907	87,50534493	700	40,86	4	50,94	2,405994363	562,298092	0,410374		70,29	
32	12463	99,98891664	800	40,86	5	32,33	2,40724581	562,590564	0,462601		70,32	
32	14021	112,4885341	900	40,86	6	14,29	2,40455262	561,961146	0,350205		70,24	
32	15579	124,9881515	1000	40,86	6	55,85	2,404713238	561,998684	0,356908		70,24	

Fuente: Roberto C. Chicaiza C.

ANEXO M

PRECIO-CILINDRO NEUMÁTICO DE 50N

100 resultados Filtrar Ordenar



Usado - 1 vendido
Cilindro Neumático 30cm De Bástago(recorrido)
U\$S 80⁰⁰

Fuente: Mercado libre Ecuador

PRECIO DEL EJE DE 4 PULG. PARA PESOS



DIPAC
PRODUCTOS DE ACERO

DIPAC MANTA S.A.
R.U.C. 1390060757001
CONTRIBUYENTE ESPECIAL
INSERCIÓN EN EL 200 DÍAS 1863 DIPAC MANTA S.A.

(Small text regarding company information and terms of sale)

CODIGO TIPO	DESCRIPCION TIPO	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	TOTAL VIG.
000001	EJE PARA 4 PULG. PARA PESOS	1.00	1.00	1.00

CANCELADO

DIPAC MANTA S.A.

(Handwritten signatures and stamps)

- ORIGINAL - DESTINATARIO -

Fuente: Dipac

ANEXO N PERFILES ESTRUCTURALES EN L

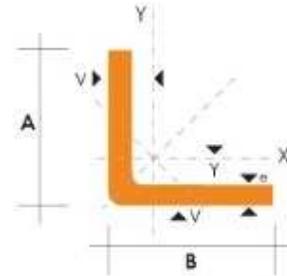


DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

ANGULOS "L" DOBLADO

PERFILES ESTRUCTURALES ANGULOS "L" DOBLADO Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623:2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6.0m
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12.0mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	EJE X-X		EJE Y-Y		EJE U-U		EJE V-V	
A	B	a	6 metros	1 metro		I	W	I	X*Y	I	I	I	I
mm	mm	mm	Kg	Kg	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm	cm	cm	cm
25	25	2	4.38	0.73	0.93	0.57	0.32	0.78	0.72	0.99	0.47		
25	25	3	5.36	1.06	1.35	0.79	0.44	0.76	0.77	0.98	0.44		
30	30	2	5.34	0.89	1.13	1.00	0.46	0.94	0.84	1.20	0.58		
30	30	3	7.80	1.30	1.85	1.41	0.67	0.92	0.89	1.18	0.55		
30	30	4	10.08	1.68	2.14	1.80	0.88	0.92	0.94	1.17	0.52		
40	40	2	7.20	1.20	1.53	2.44	0.84	1.26	1.09	1.61	0.78		
40	40	3	10.62	1.77	2.25	3.50	1.22	1.25	1.14	1.59	0.76		
40	40	4	13.86	2.31	2.94	4.46	1.56	1.23	1.19	1.58	0.76		
40	40	5	19.62	2.82	3.59	5.31	1.91	1.22	1.23	0.73	0.73		
50	50	2	9.12	1.52	1.93	4.86	1.33	1.58	1.34	2.01	0.98		
50	50	3	13.44	2.24	2.85	7.03	1.95	1.57	1.39	2.00	0.96		
50	50	4	17.64	2.94	3.74	9.04	2.53	1.56	1.43	1.98	0.94		
50	50	5	21.60	3.60	4.59	10.88	3.09	1.54	1.48	1.97	0.93		
50	50	6	25.92	4.32	5.40	12.57	3.62	1.53	1.53	1.96	0.90		
60	60	3	16.26	2.71	3.45	12.37	2.84	1.89	1.64	2.41	1.16		
60	60	4	21.36	3.56	4.54	16.00	3.71	1.88	1.68	2.39	1.15		
60	60	5	26.34	4.39	5.59	19.40	4.54	1.86	1.73	2.38	1.13		
60	60	6	31.68	5.28	6.60	22.56	5.35	1.85	1.78	2.37	1.11		
60	60	8	41.04	6.84	8.55	28.21	6.85	1.82	1.88	2.34	1.05		
75	75	3	19.56	3.26	4.35	24.60	4.48	2.38	2.01	3.02	1.48		
75	75	4	27.06	4.51	5.74	32.02	5.88	2.36	2.06	3.00	1.45		
75	75	5	33.42	5.57	7.09	39.08	7.26	2.35	2.11	2.99	1.43		
75	75	6	40.32	6.72	8.40	45.76	8.57	2.33	2.16	2.97	1.40		
75	75	8	52.56	8.76	10.95	58.03	11.05	2.30	2.25	2.95	1.37		
75	75	10	64.92	10.82	13.36	68.89	13.38	2.27	2.35	2.92	1.32		
80	80	4	28.92	4.82	6.14	39.10	6.72	2.52	2.18	3.21	1.56		
80	80	5	35.76	5.96	7.59	47.79	8.28	2.51	2.23	3.20	1.54		
80	80	6	43.20	7.20	9.00	56.05	9.80	2.49	2.28	3.18	1.51		
80	80	8	56.40	9.40	11.75	71.32	12.67	2.46	2.37	3.16	1.46		
80	80	10	68.94	11.49	14.36	84.94	15.36	2.43	2.47	3.13	1.43		
80	80	12	81.78	13.63	16.83	97.05	17.87	2.40	2.57	3.10	1.38		

También en galvanizado e inoxidable - Medidas Especiales Bajo Pedido.

ANEXO O

PERFILES ESTRUCTURALES EN L



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

CUADRADO

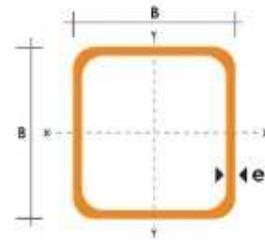
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6,00m
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20,00mm a 100,00mm
Espesor	Desde 2,00mm a 3,00mm

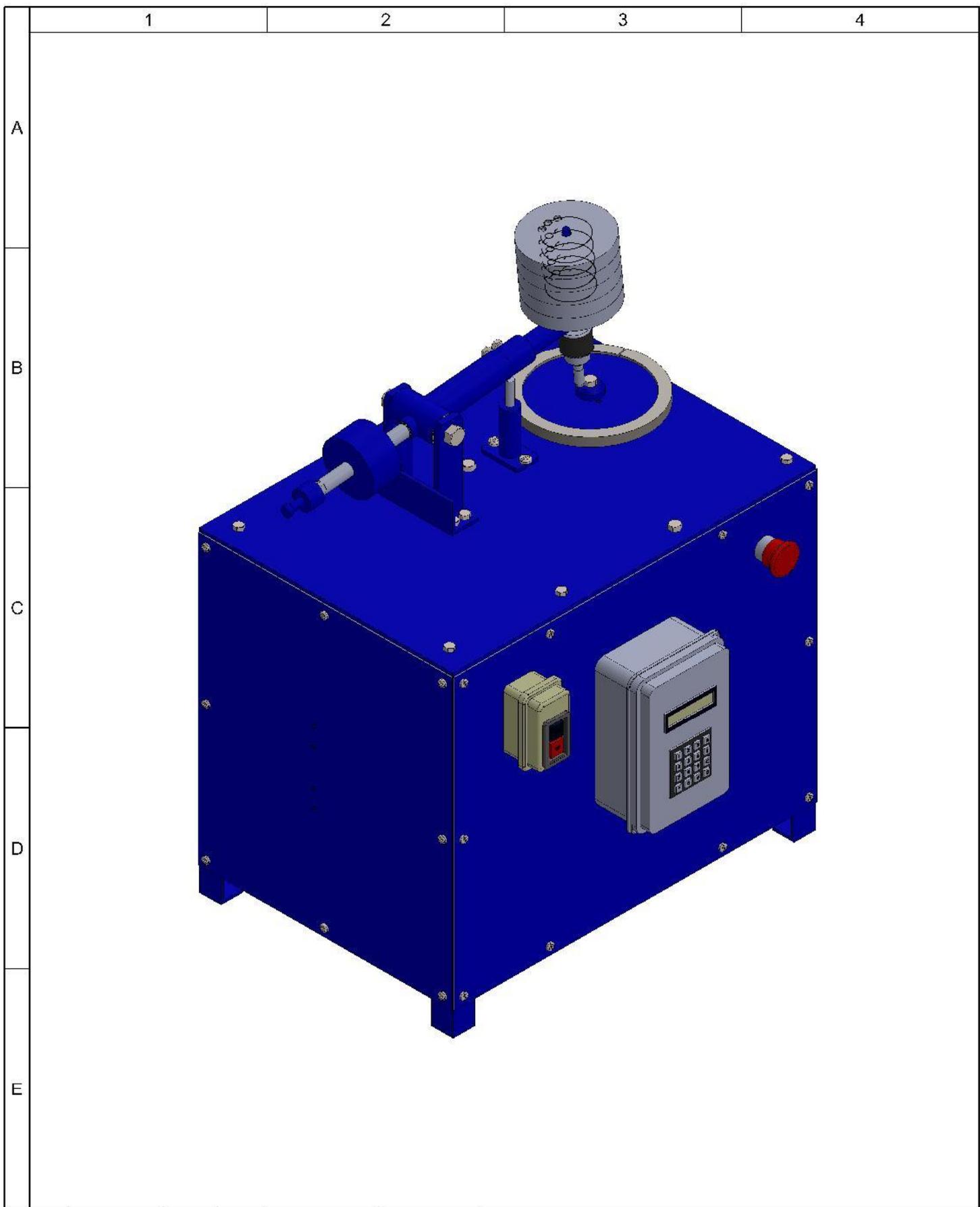


DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,55	0,55	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,00	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	5,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

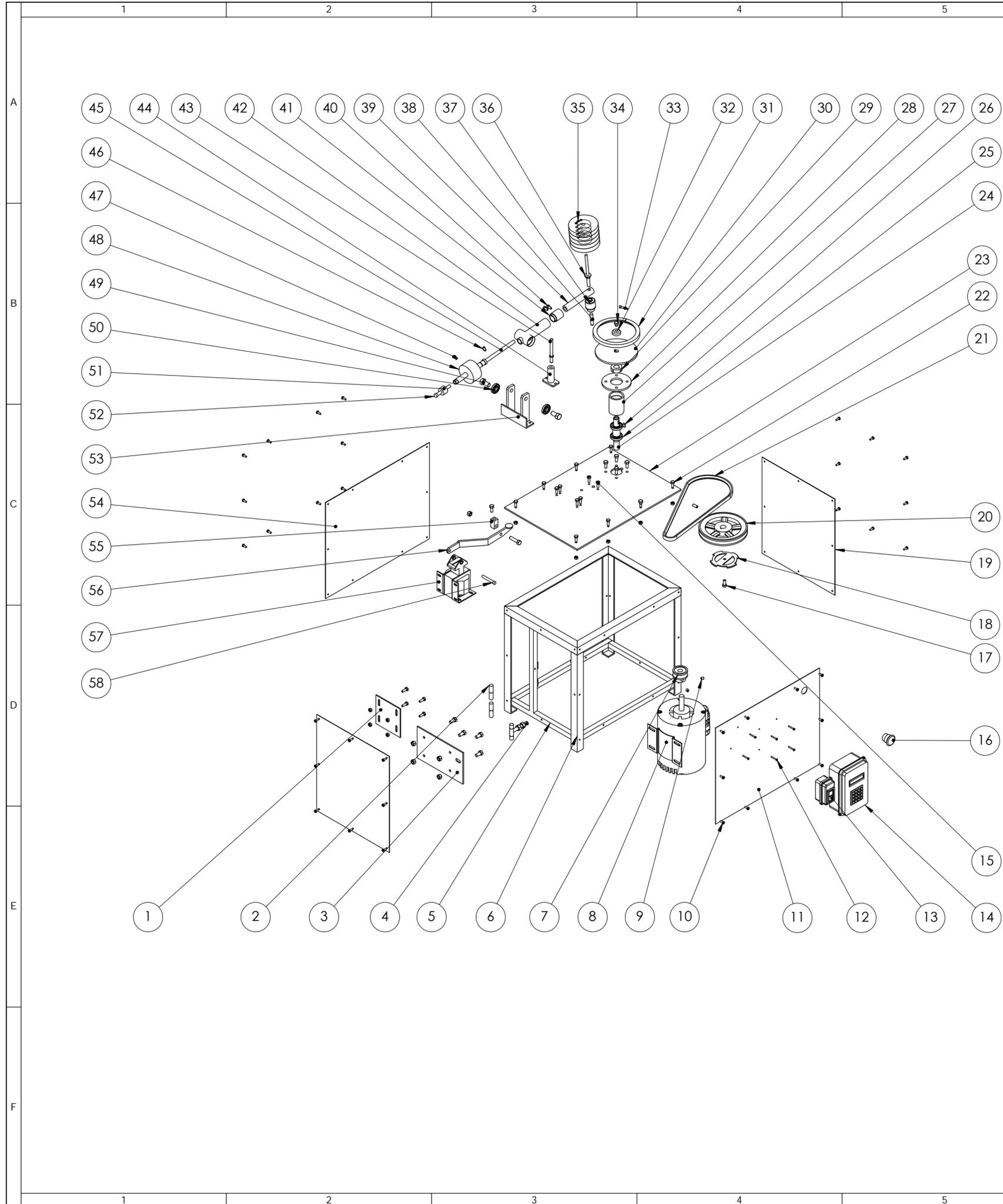


ANEXO P

PLANOS DEL SISTEMA MECÁNICO PIN ON DISK



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	48.3 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación: TRIBOMETER PIN ON DISK
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	Escala: 1.5
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



No. de Piez	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de Orden	No. del Modelo/Semiproducto	Peso Kg/pz	Observaciones
32	Pasador Selenoide	d=9.5x63mm 6 Kg	220 V	58	Pasador Selenoide	0.025	Torneado Adquirido
31	Palanca Base	27x24x6mm 17.7x33pulg	ASTM A-36 AISI 1010	56	Brazo Act. Selenoide	0.3	Doblado-Perforado-Soldado
29	Tapa posterior	400x500x1.5mm	ASTM-A-36	54	Plancha de acero	2.36	Corte-Perforado
28	Base	120x115mm	AISI 1045	53	Soporte de brazo	0.43	Corte-Perforado-Roscado
27	Perno	3/8x2.5pulg		52	Cabeza redonda		Adquirido
26	Peso 1	d=26x18.5mm	AISI 1045	51	Peso de equilibrio 1		
25	Rodamiento	dint=5/8pulg		50			Adquirido
24	Perno exagonal	7/16x1pulg		49			Adquirido
23	Peso 2	d=70x38mm	AISI 1045	48	Peso equilibrio 2	1.15	Corte-Soldado-Roscado
22	Tornillo de fijación	5/16x3/4pulg		47	Hueco-punta en copa		Adquirido
21	Anillo externo	d=14mm		46	Anillo de retención		Adquirido
20	Eje perno	d=15.8mm-5/16"	AISI 1018	49	Eje de equilibrio	0.4	Torneado-Corte-Soldado
19	Base	d=22mm	AISI 1010	44	Base balastro		Torneado-Soldado
18	Eje	d=13.6*93.5mm	AISI 1018	43	Eje balastro	0.09	Torneado
17	Base	d=33mm	AISI 1045	42	Base de brazo	1.22	Torneado-Corte-Soldado
16	Bocín	d=32*36mm	AISI 1018	41	Bocín de brazo	0.11	Torneado-Corte
15	Perno hexagonal	1/4*1/2		40			Adquirido
14	Eje	d=22*130mm	AISI 1018	39	Eje movil de brazo	0.4	Corte-Torneado-Fresado
13	Probeta	d=10mm	Teflón	38	Pines	0.008	Torneado-Lijado
12	Mandril	d=1.5-10mm	A.Fundido	37			Adquirido
11	Eje perno	d=8mm-3/8"	AISI 1018	36	Base de carga	0.048	Torneado-Corte-Soldado
10	Pesos	d=4pulgx16mm	AISI 1045	35	Masa para el sistema	5.10	Corte-Perforado
9	Perno hexagonal	5/16x1/2pulg		34			Adquirido
8	Tornillo	d=5mmx1pulg		33	Cabeza hueca		Adquirido
7	Anillo	d=160x12mm	AISI 1010	32	Anillo de sujeción	0.43	Fresado-Corte-Roscado
6	Seguro	d=29x11mm	AISI 1018	31	Seguro para disco	0.045	Torneado-Perforado
5	Base	d=145x6mm	AISI 1045	30	Base porta disco	0.78	Corte-Soldado-Perforado
4	Eje	d=37.1x13mm	AISI 1018	29	Eje de disco base	0.11	Corte-Soldado-Roscado
3	Base	d=100x6mm	AISI 1045	28	Disco base-eje	0.37	Corte-Soldado-Roscado
2	Tubo	d=50.8x65mm	AISI 1018	27	Tubo para base	1	Torneado-Soldado-Roscado
1	Chavetero	5x10mm	AISI 1018	26			Adquirido
	Rodamiento	dint=19mm		25	6204		Adquirido
	Eje	d=1pulg	AISI 1018	24	Pines	0.34	Torneado-Fresado
	Base	350x500x4mm	ASTM A-36	23	Base-Mecanismo		Corte-Perforado-Roscado
	Perno hexagonal	1/4x3/4pulg		22			Adquirido
	Banda	Tipo V	Caucho	21			Adquirido
	Polea	6pulg	Aluminio	20			Adquirido
	Tapas laterales	350*400*1.5mm	ASTM A-36	19	Plancha de acero	3.29	Corte Perforado
	Encoder	d=50mm	Plastico	18		0.03	Corte-Perforado
	Perno hexagonal	5/16*3/4pulg		17			Adquirido
	Pulsador		Plástico	16	Paro emergencia		Adquirido
	Tornillo C.C	1/4*3/4pulg		15	Cabeza ranurada		Adquirido
	Caja de derivación	15x15cm	PVC	14			Adquirido
	Botonera	On/Of		13			Adquirido
	Tornillo en cruz	1/8x1pulg		12			Adquirido
	Tapa delantera	400x500x1.5mm	ASTM-A-36	11	Plancha de acero	2.36	Corte-Perforado
	Tornillo C.C	3/16x1/2pulg		10	Cabeza ranurada		Adquirido
	Tornillo de fijación	5/16x3/8pulg		9	Hueco-punta en copa		Adquirido
	Motor Weg	110 V-0.5 Hp		8		10	Adquirido
	Polea	2pulg	Aluminio	7			Desvaste-Perforado
	Base estructural	30x30x4mm		6	Perfil en L	7.54	Corte-Soldado
	Base estructural	3/4pulgx2mm	ASTM-A36	5	Tubo cuadrado	5.97	Corte-Soldado
	Perno con 2 tuercas	5/16x4pulg		4			Corte-Soldado
	Base motor	220x130x4mm	ASTM A-36	3	Plancha de acero	0.9	Corte-Perforado
	Visagras	1/2 pulg		2			Soldado
	Base Selenoide	117x119x3mm	ASTM A-36	1	Plancha de acero	0.3	Corte-Perforado

Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACERO ASTM A-36- AISI 1010-AISI 1045 AISI 1018-ALUMINIO-PLASTICO
±0,1	48.3 Kg	
Fecha	Nombre	Denominación: VISTA EXPLOSIVA TROBOMETER PIN ON DISK
Dib. 12/09/15	R. Chicalza	
Rev. 14/09/15	Ing. Ms. Castro C	Escala: 1:10
Apr. 14/09/15	Ing. Ms. Castro C	
UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 02 de 32
		(Sustitución)

N11

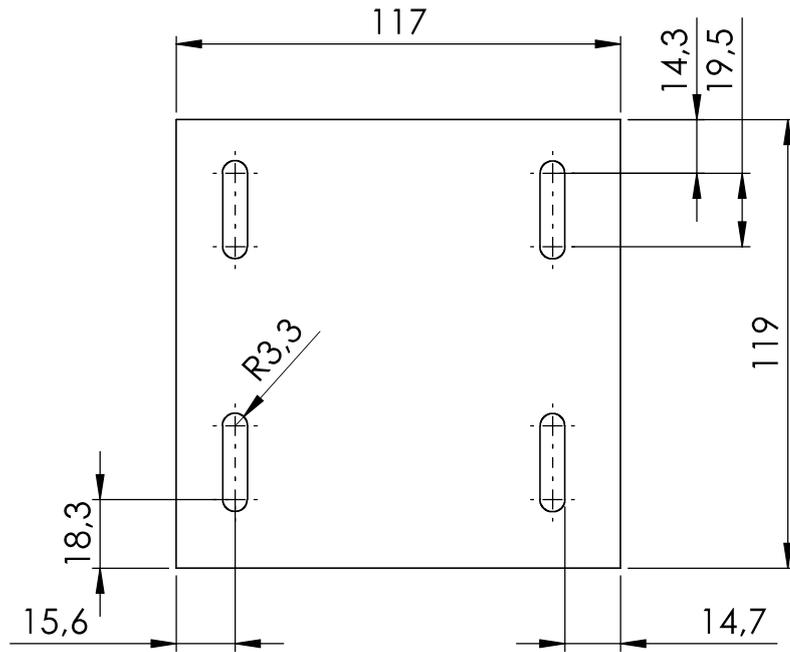
A

B

C

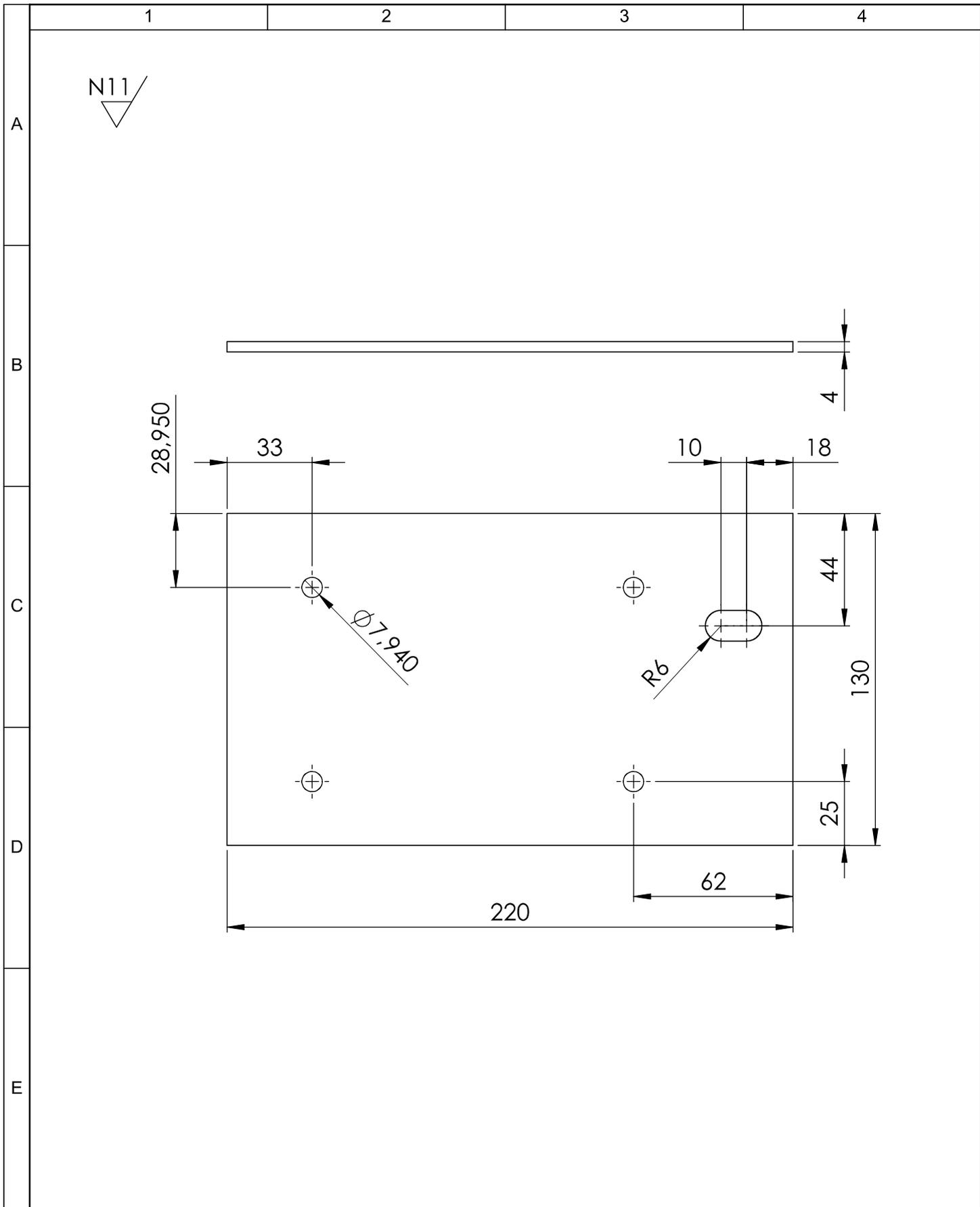
D

E

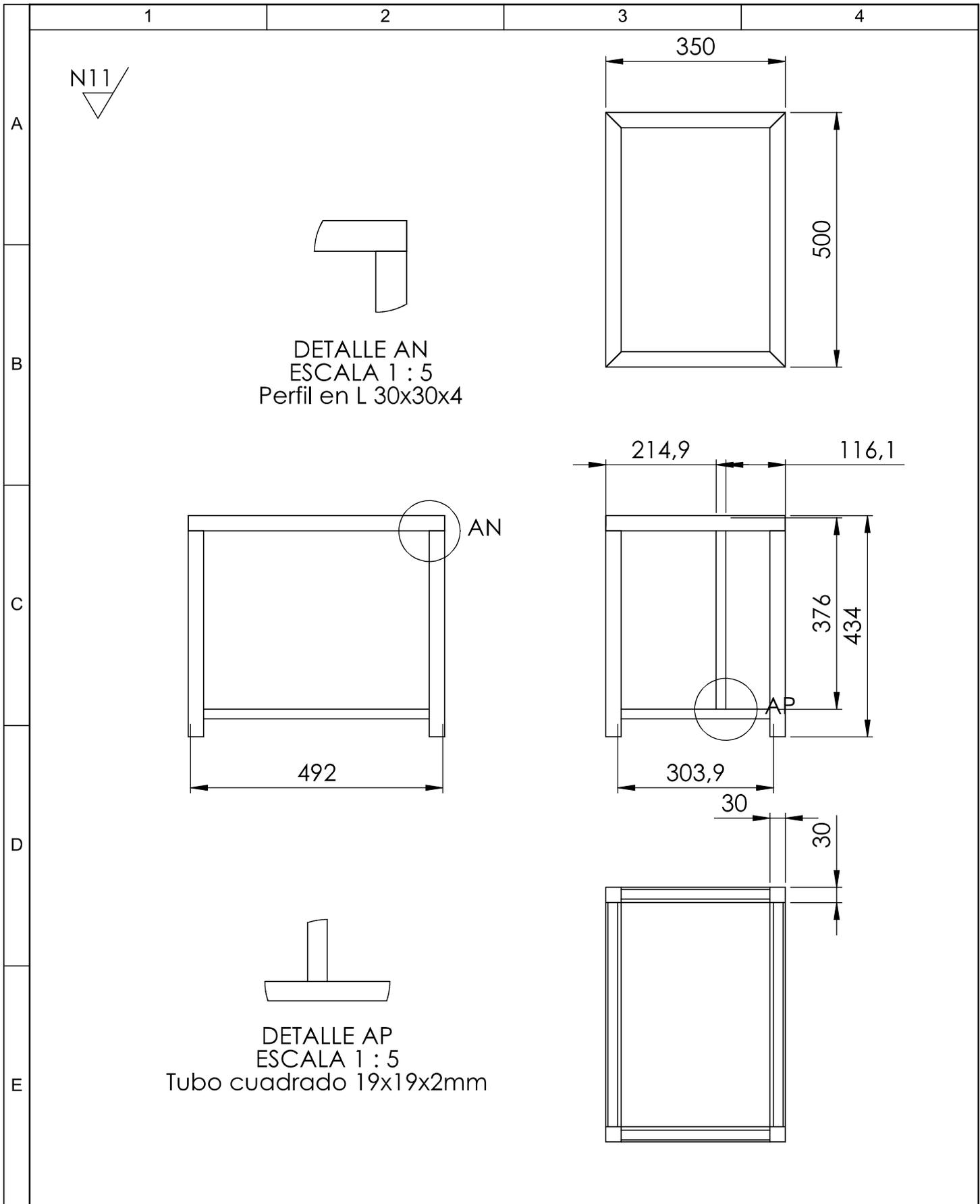


3 espesor

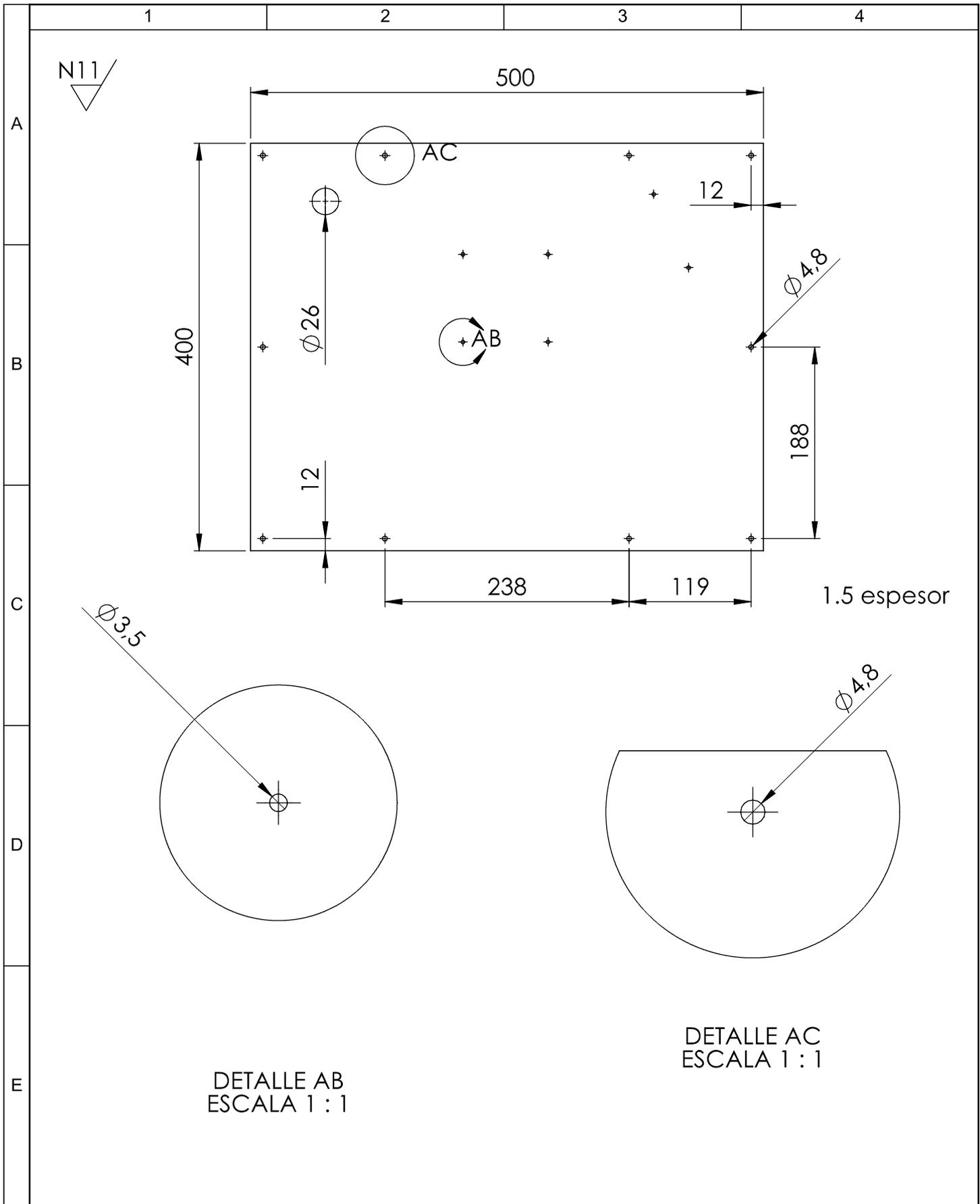
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	0.3 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación: BASE SELENOIDE
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	Escala: 1.2
				UTA Ing. Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Número del dibujo: 03 de 32			
				(Sustitución)			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	0.9 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE-MOTOR	Escala: 1.2
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
			Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 04 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	13.5 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	BASE ESTRUCTURAL
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA			Escala:
				Ing. Mecánica		Número del dibujo: 05 de 32	1.10
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	2.36 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación: TAPA DELANTERA
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	Escala: 1.5
				UTA		Número del dibujo:	06 de 32
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

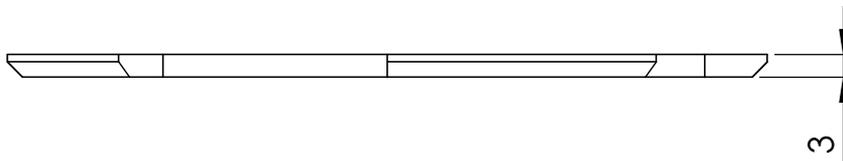
3

4

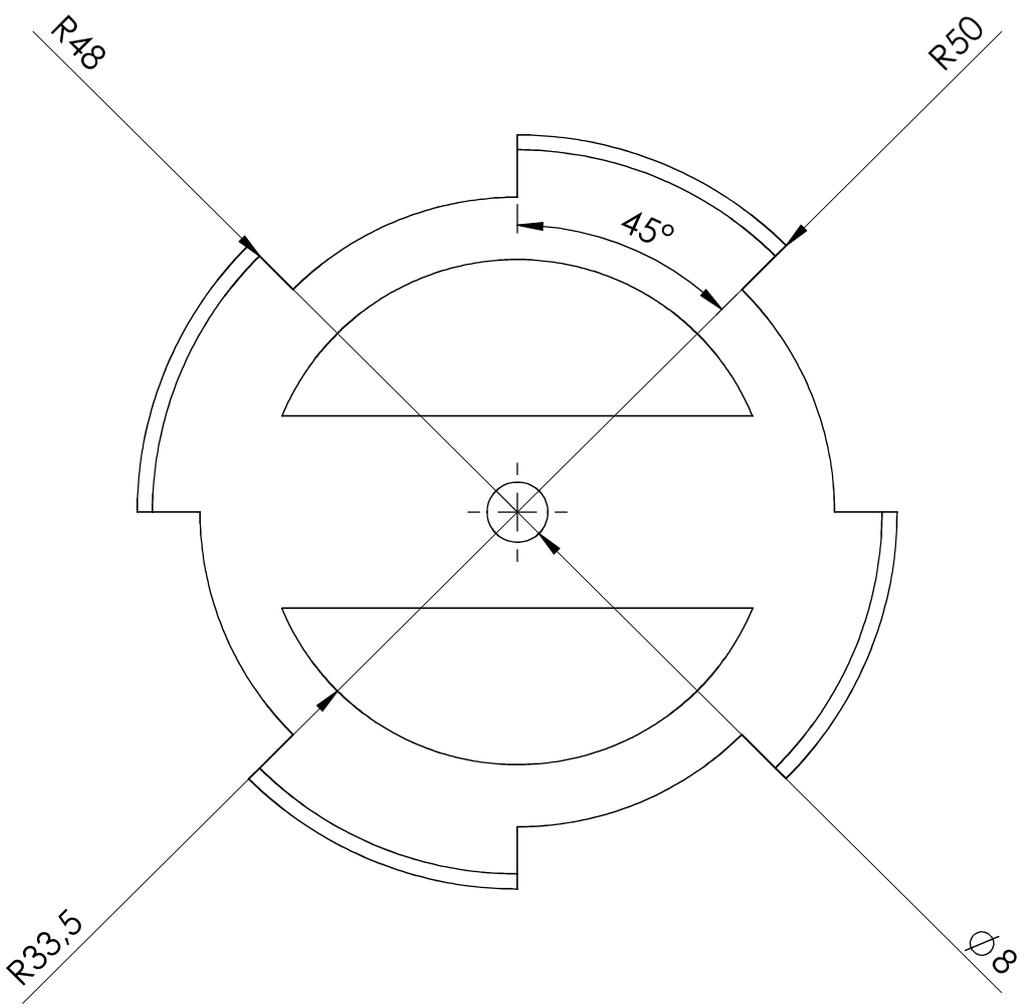
A



B



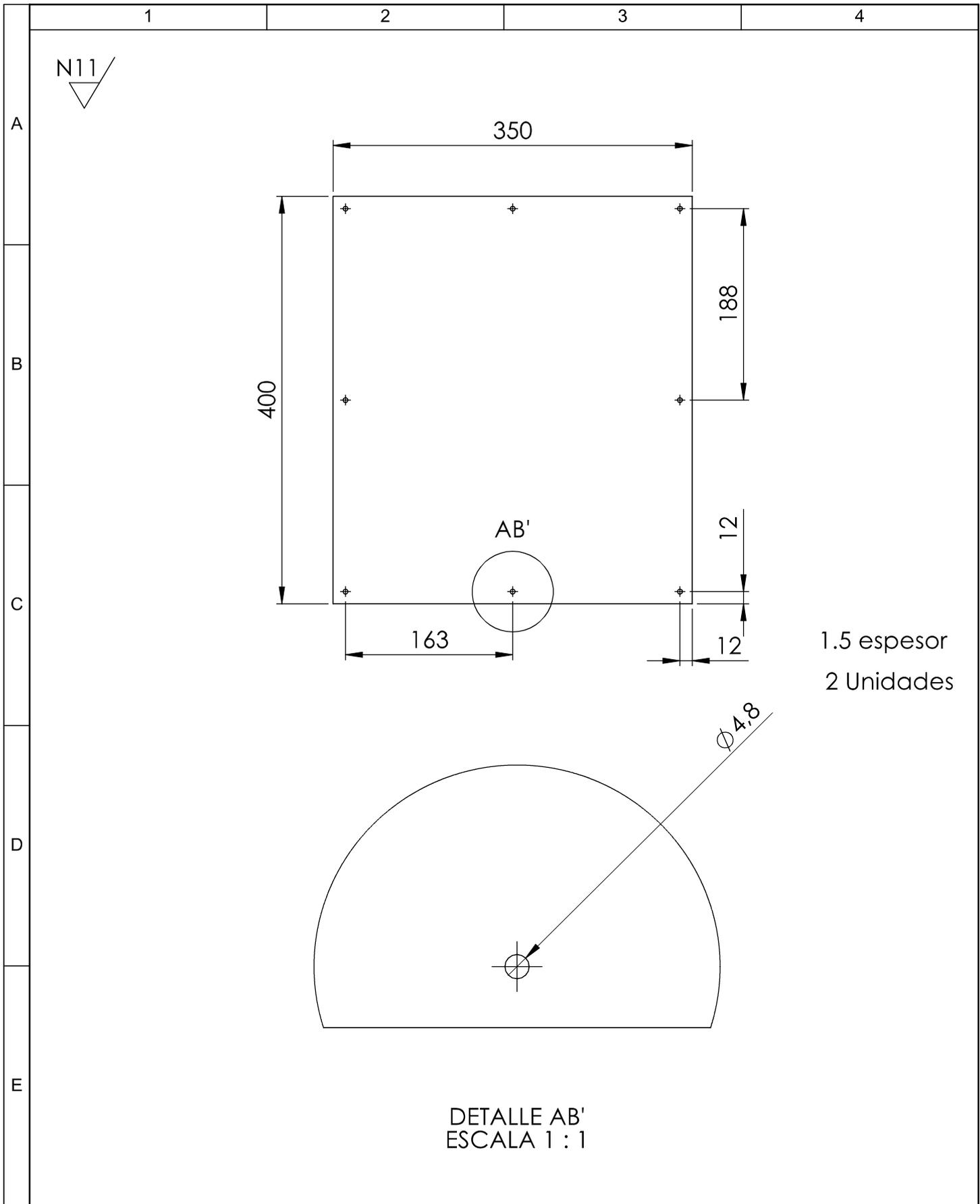
C



D

E

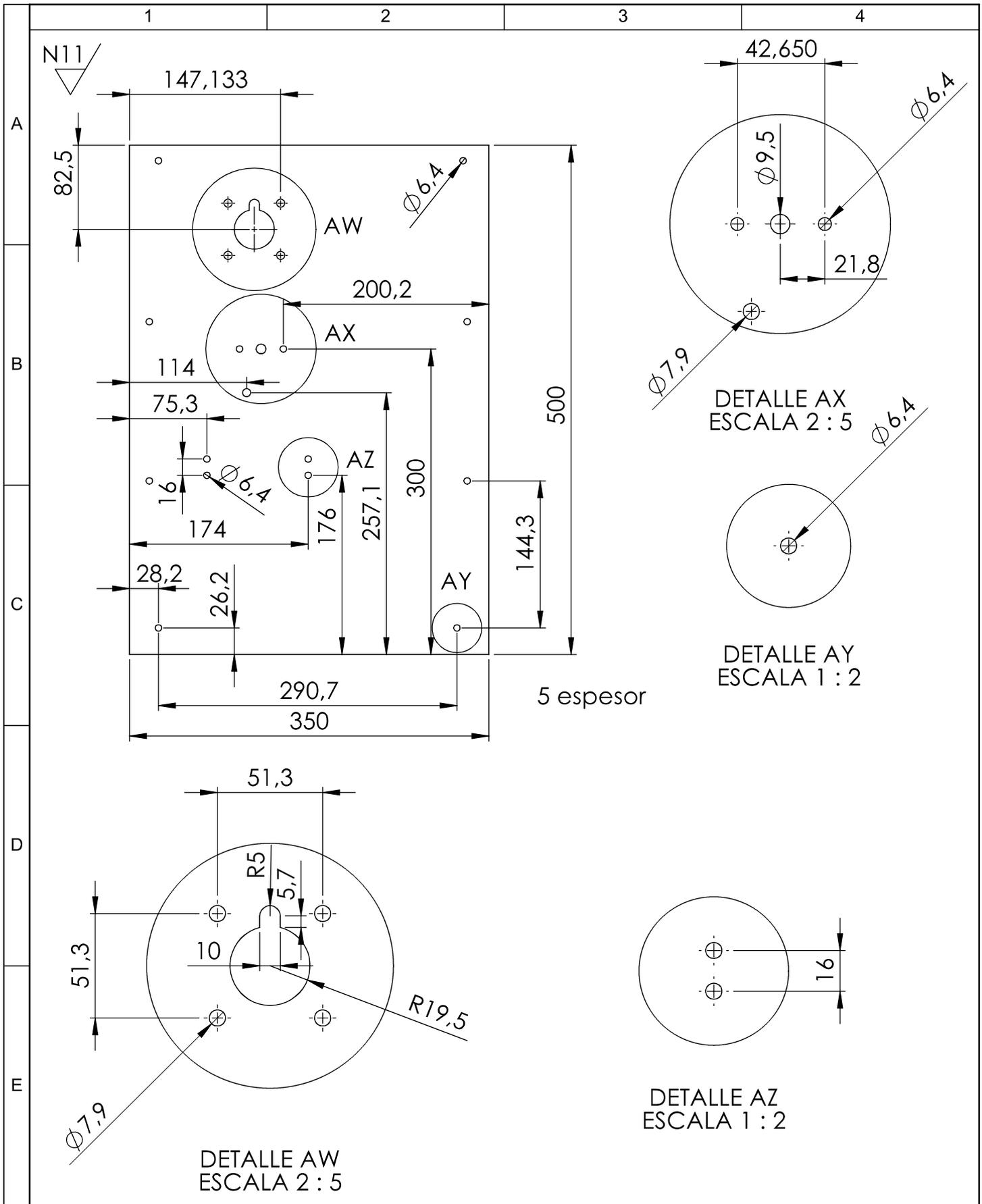
				Tolerancia ±0,1	(Peso) 0.03 Kg	Materiales: Plástico	
						Denominación: ENCODER	Escala: 1.2
				Fecha	Nombre		
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza		
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 07 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



1.5 espesor
2 Unidades

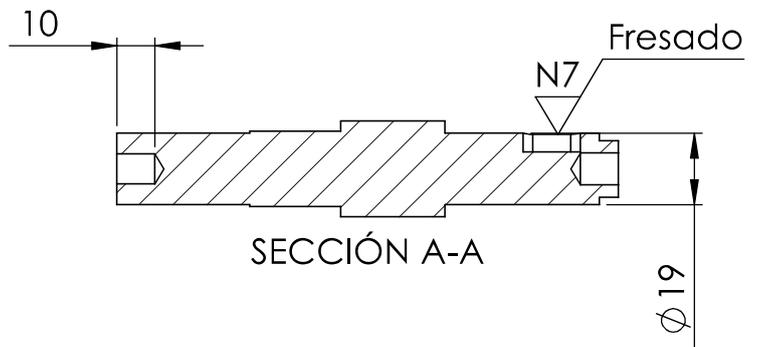
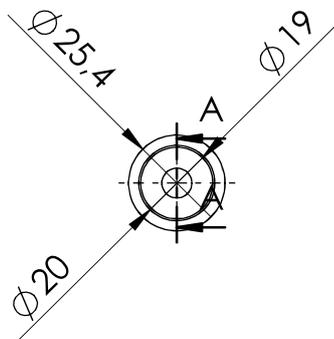
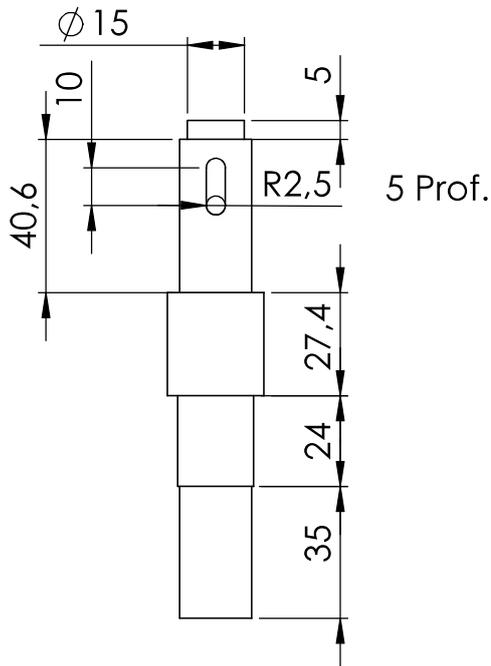
DETALLE AB'
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	3.29 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPAS LATERALES	Escala: 1.5
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 08 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				±0,1	6.9 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BASE MECANISMO	Escala: 1.5
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 09 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

Torneado
N8



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1018	
				±0,1	0.34 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE DEL MECANISMO	Escala: 1.2
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 10 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

Torneado



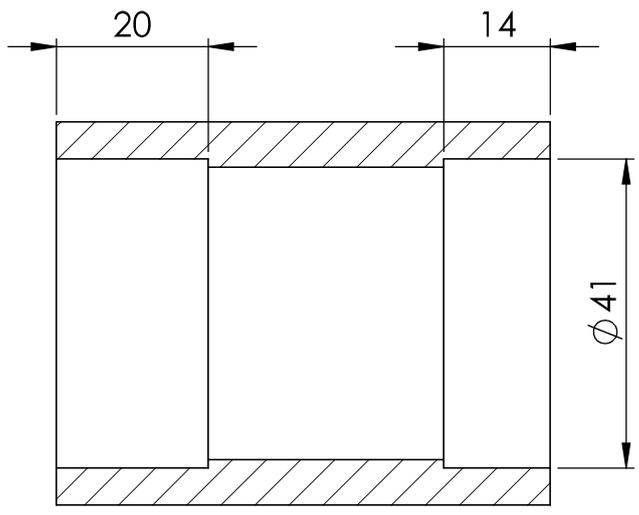
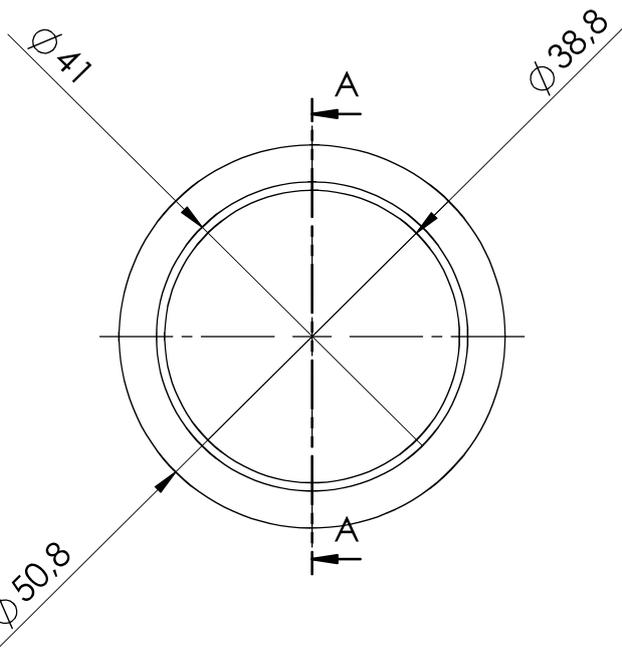
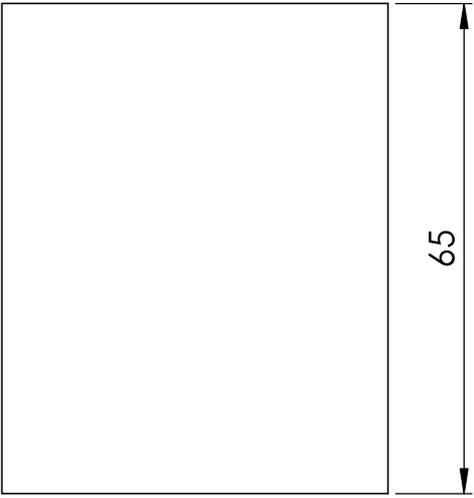
A

B

C

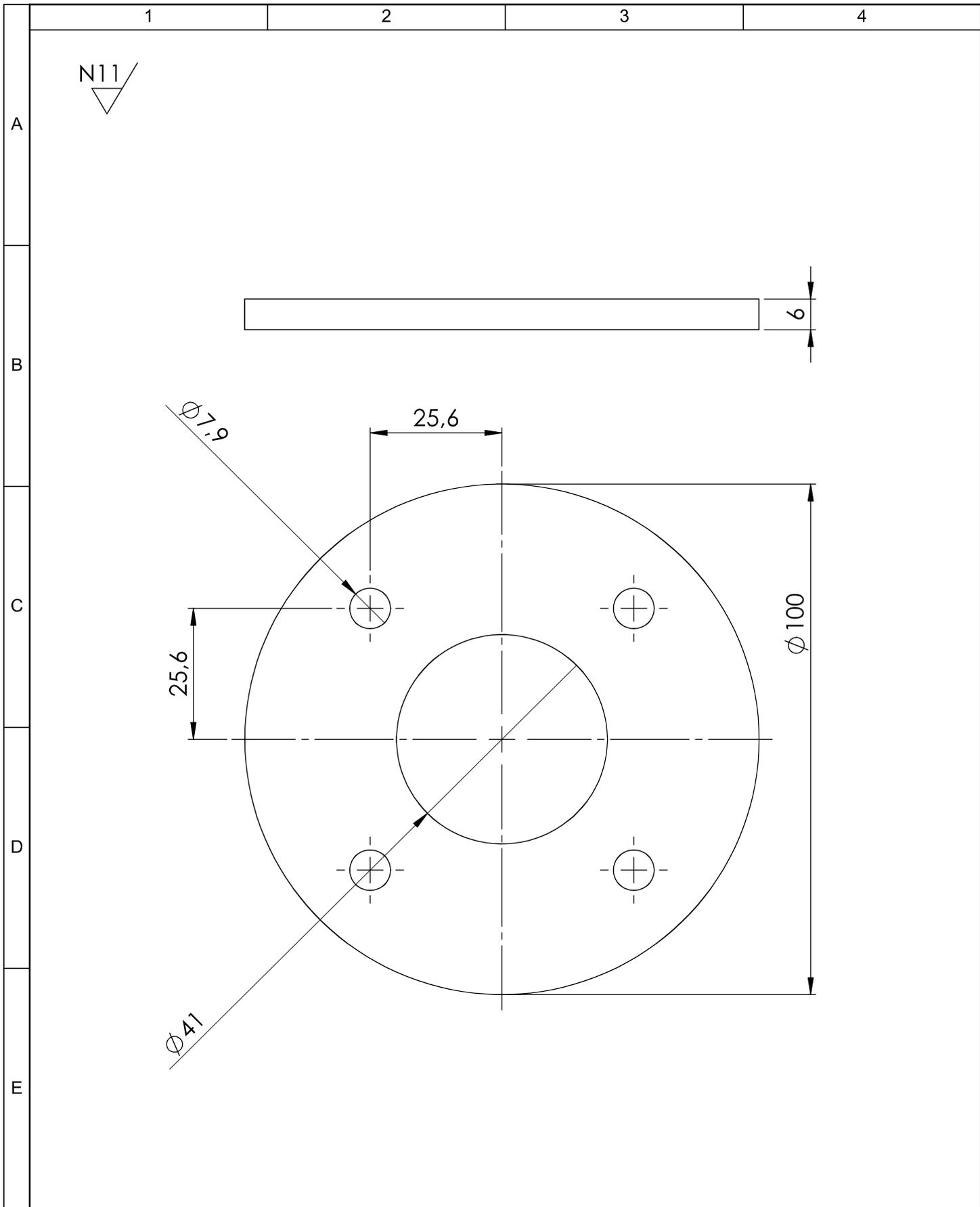
D

E



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1018	
				$\pm 0,1$	1 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: TUBO PARA BASE	Escala: 1.1
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 11 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

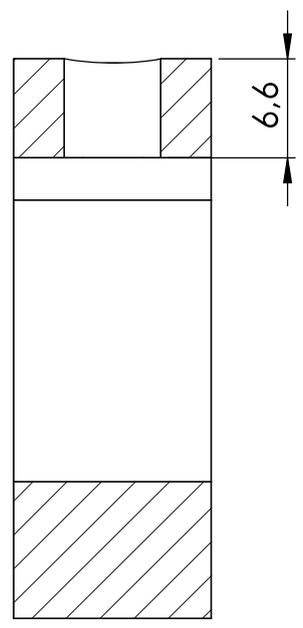
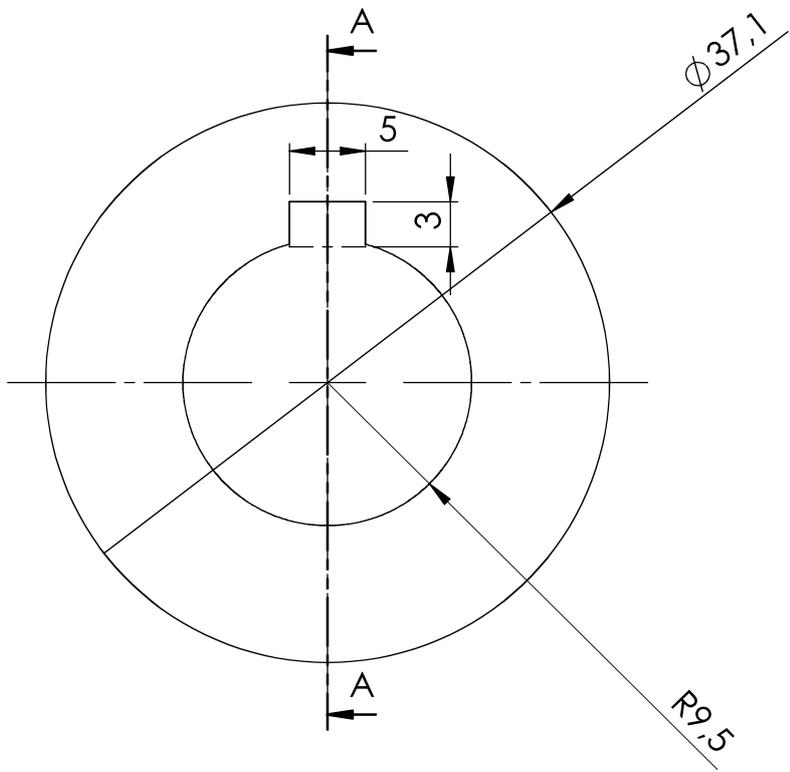


				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI-1045	
				±0,1	0.37 Kg	Denominación:	
					Fecha	Nombre	Escala: 1.1
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA		Número del dibujo: 12 de 32	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

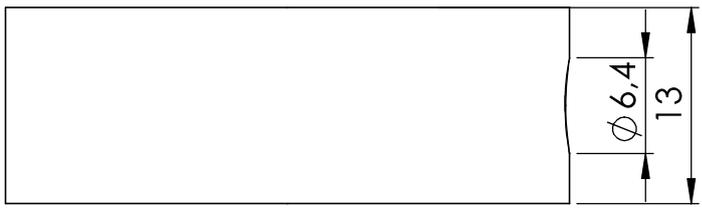
N11

A
B
C
D
E

1 2 3 4



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1018	
				±0,1	0.11 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE DE DISCO BASE	Escala: 2.1
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza		
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 13 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

N11

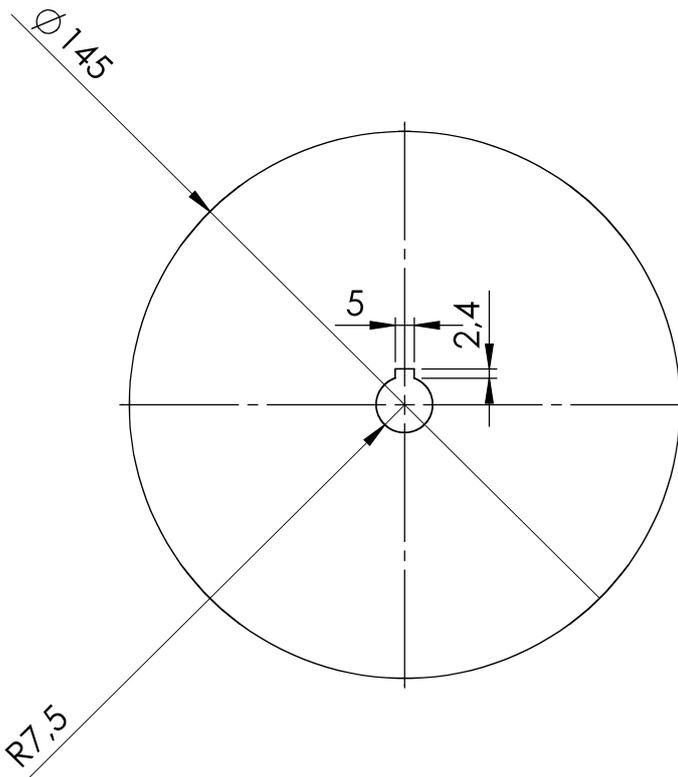
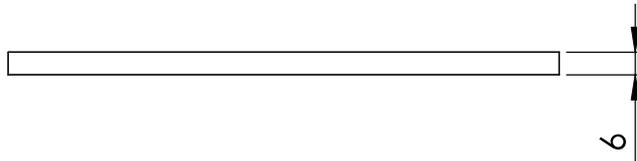
A

B

C

D

E



				Tolerancia ±0,1	(Peso) 0.78 Kg	Materiales: Acero SAE-1045	
						Denominación: BASE PORTA DISCO	Escala: 1.2
				Fecha	Nombre		
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza		
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 14 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

N7 Torneado

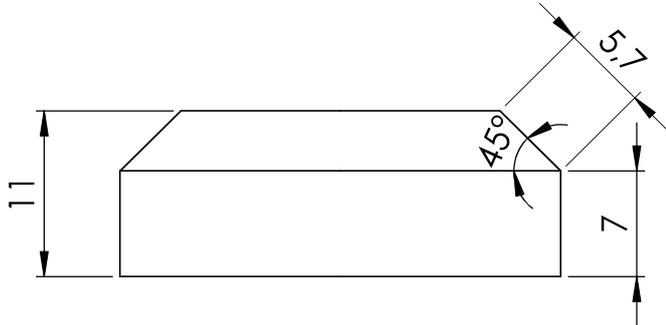
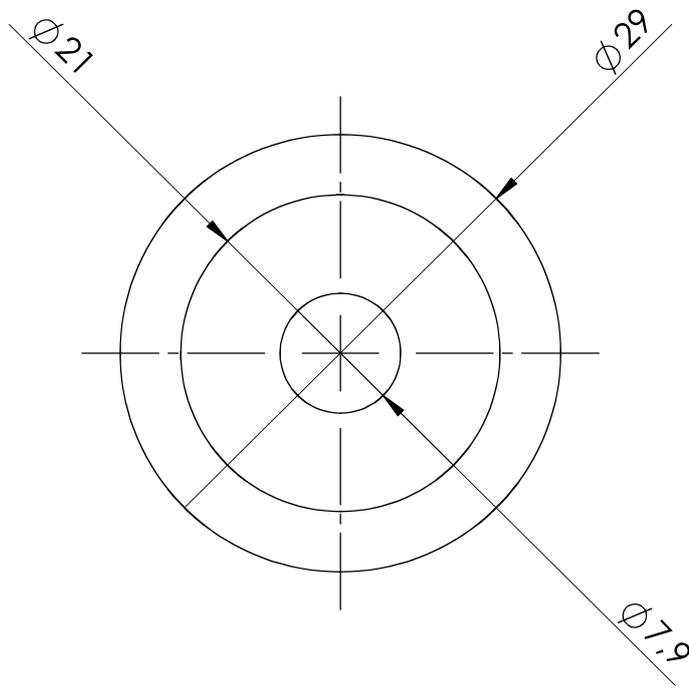
A

B

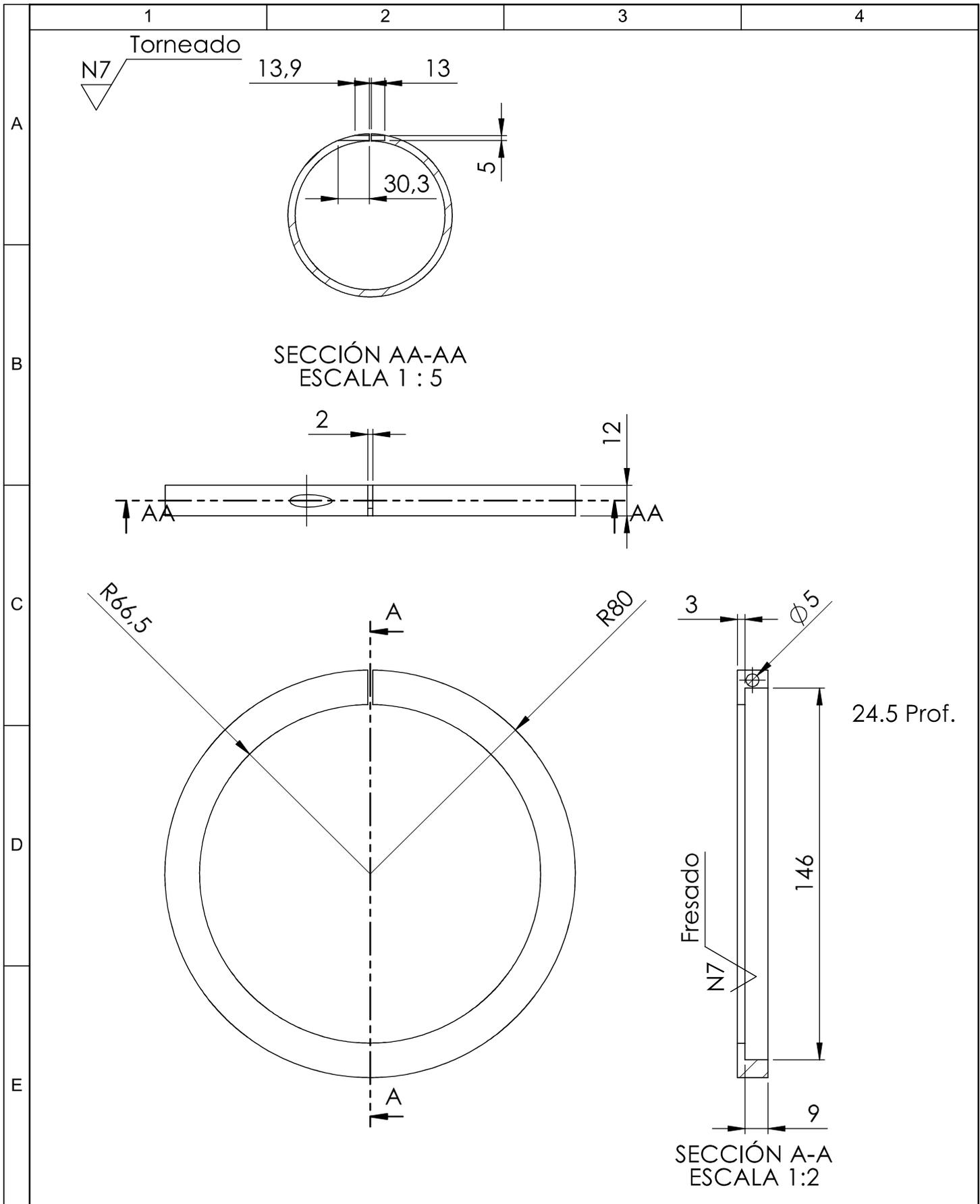
C

D

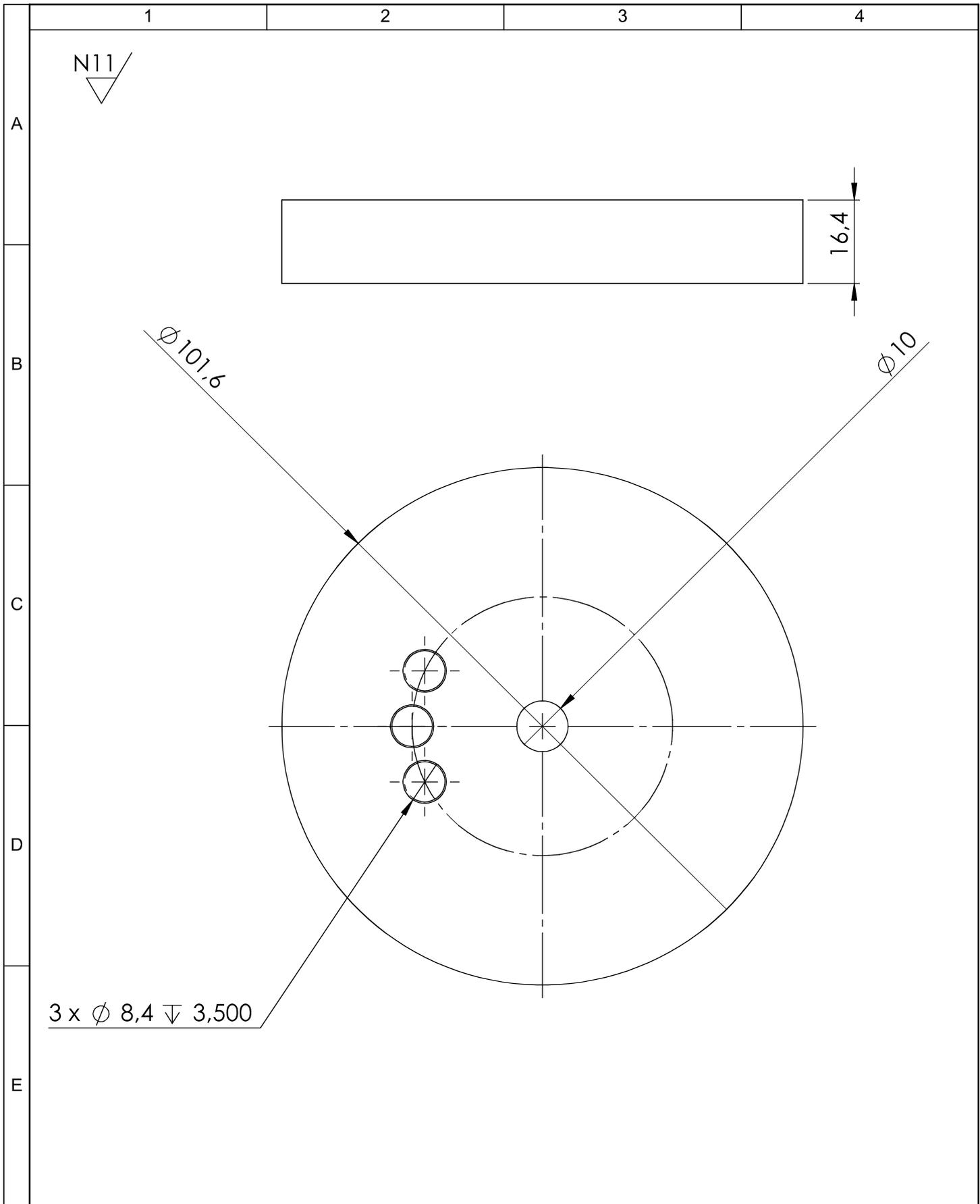
E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero SAE 1010	
				$\pm 0,1$	0.045 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SEGURO DE DISCO	Escala: 2.1
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza		
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 15 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero SAE 1010	
				±0,1	0.43 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza	ANILLO DE SUJECIÓN	1.2
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 16 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1045	
				±0,1	5.10 Kg	Denominación:	
					Fecha	Nombre	Escala: 1.5
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA		Número del dibujo:	17 de 32
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

1

2

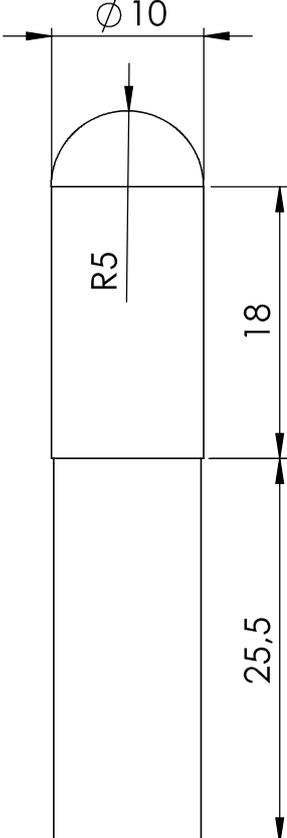
3

4

A

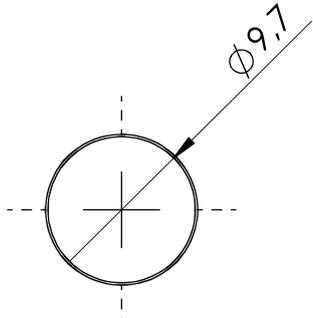
N8 Torneado

B



C

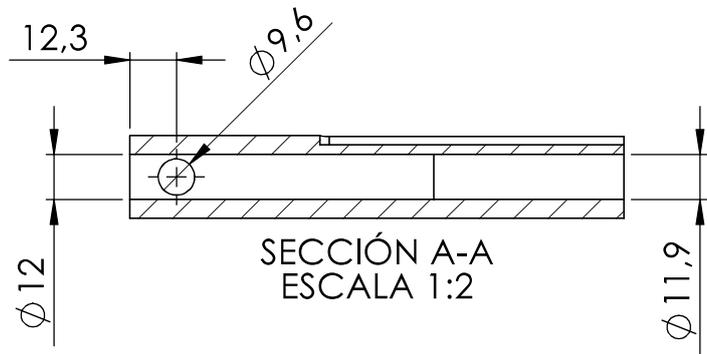
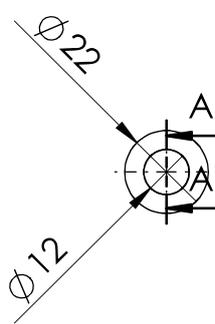
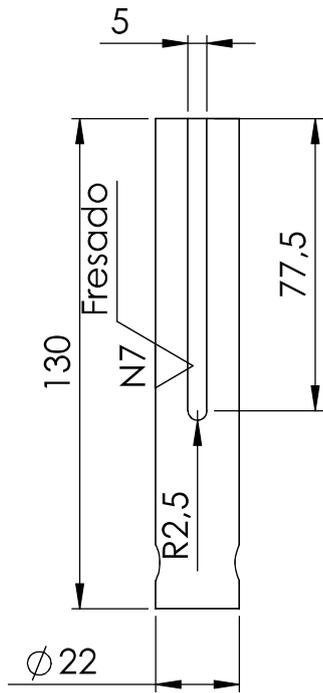
D



E

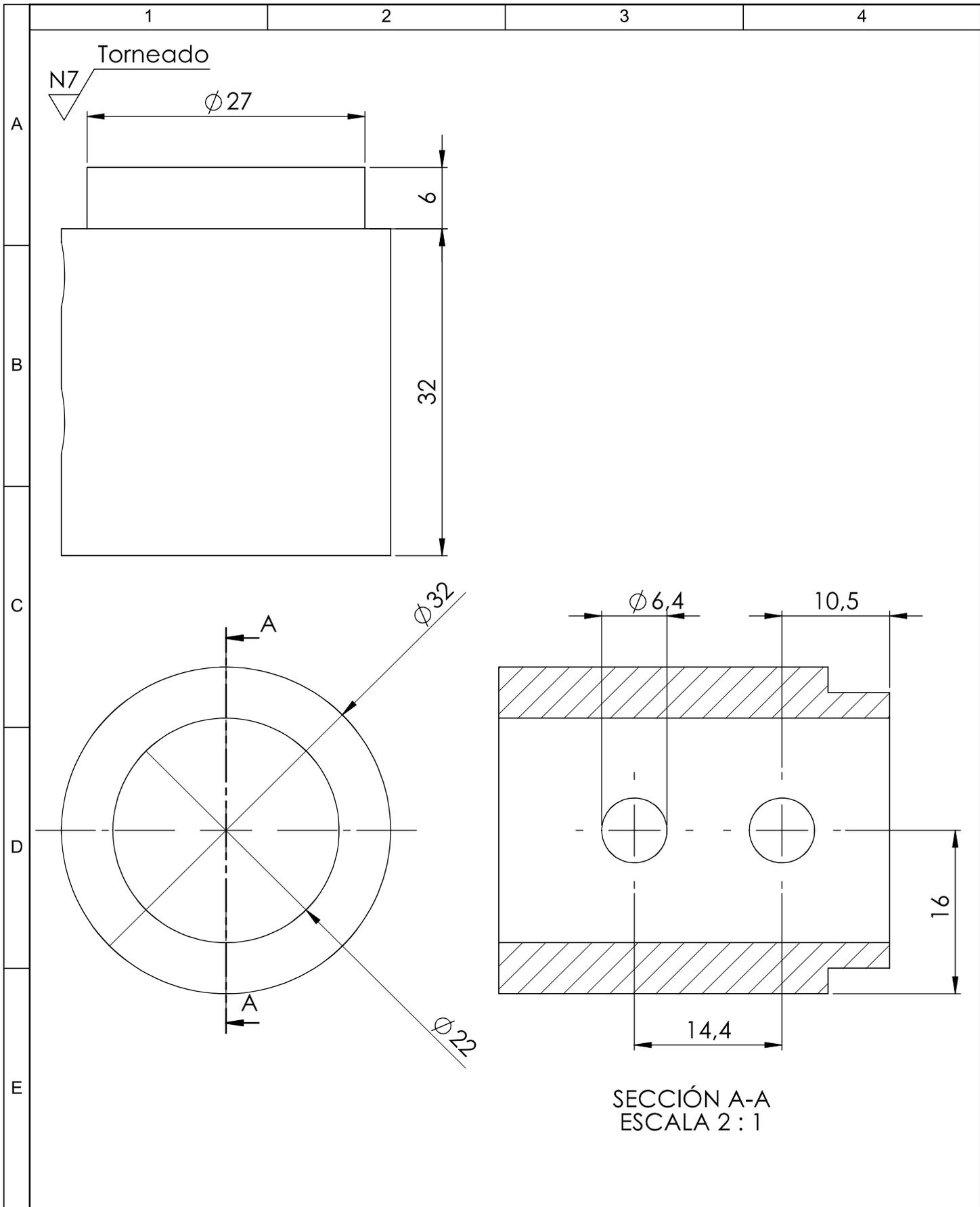
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Teflón			
				$\pm 0,1$	0.008 Kg				
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza			PIN	2.1
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.				
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.			
				UTA		Número del dibujo:			
				Ing. Mecánica		19 de 32			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			

Torneado



SECCIÓN A-A
ESCALA 1:2

				Tolerancia ±0,1	(Peso) 0.4 Kg	Materiales: Acero AIS 1018	
						Denominación: EJE MOVIL DE BRAZO	Escala: 1.2
				Dib.	12/09/15 R. Chicaiza		
				Rev.	14/09/15 Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15 Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 20 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI-1018	
				±0,1	0.11 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BOCÍN DE BRAZO	Escala: 2.1
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 21 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N7 Torneado

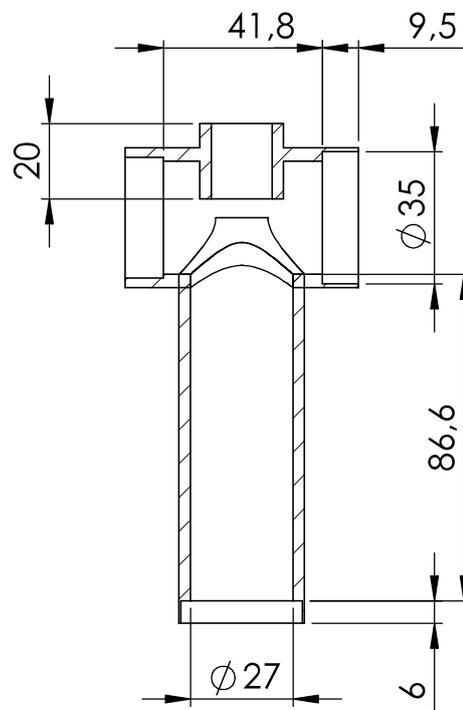
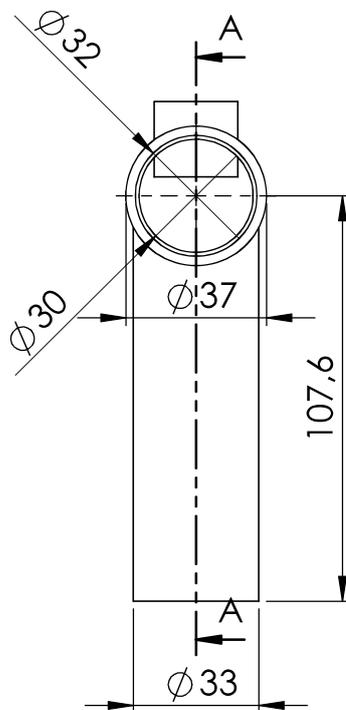
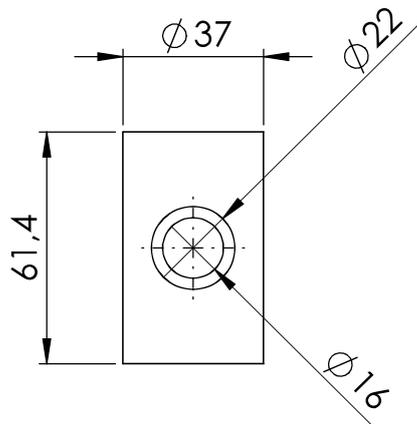
A

B

C

D

E



SECCIÓN A-A
ESCALA 1.2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI-1045		
				±0,1	1.22 Kg	Denominación:		
				Fecha	Nombre	BASE-BRAZO		
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza			Escala:
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.			1.2
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA		Número del dibujo:	22 de 32	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

1

2

3

4

Torneado

N7



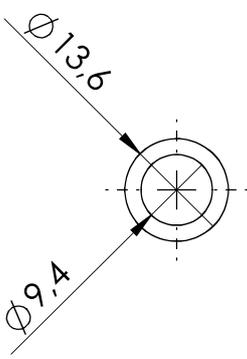
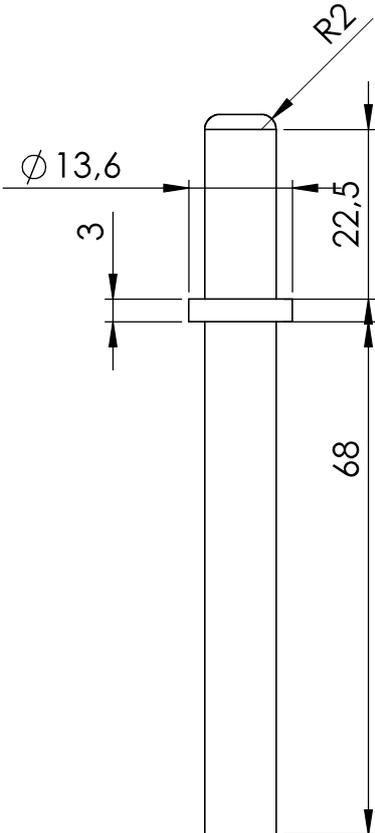
A

B

C

D

E



				Tolerancia ±0,1	(Peso) 0.09 Kg	Materiales: Acero AISI 1018	
						Denominación: EJE-BALASTRO	Escala: 1.2
				Fecha	Nombre		
				Dib. 12/09/15	R. Chicaiza		
				Rev. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro. 14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 23 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N11

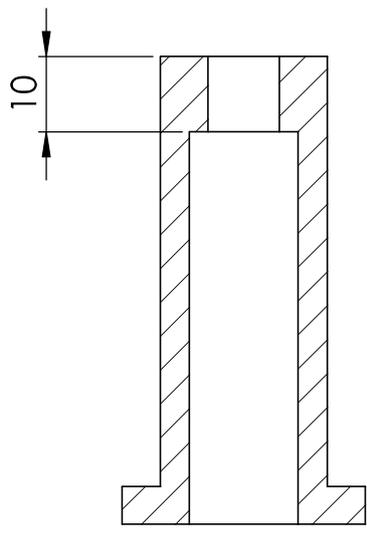
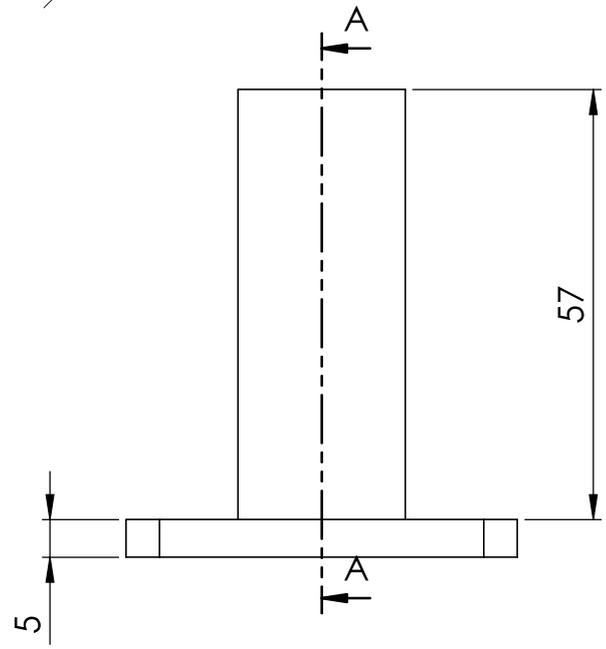
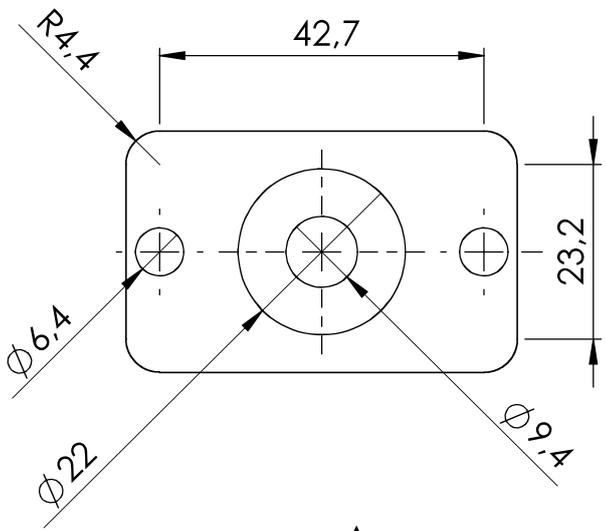
A

B

C

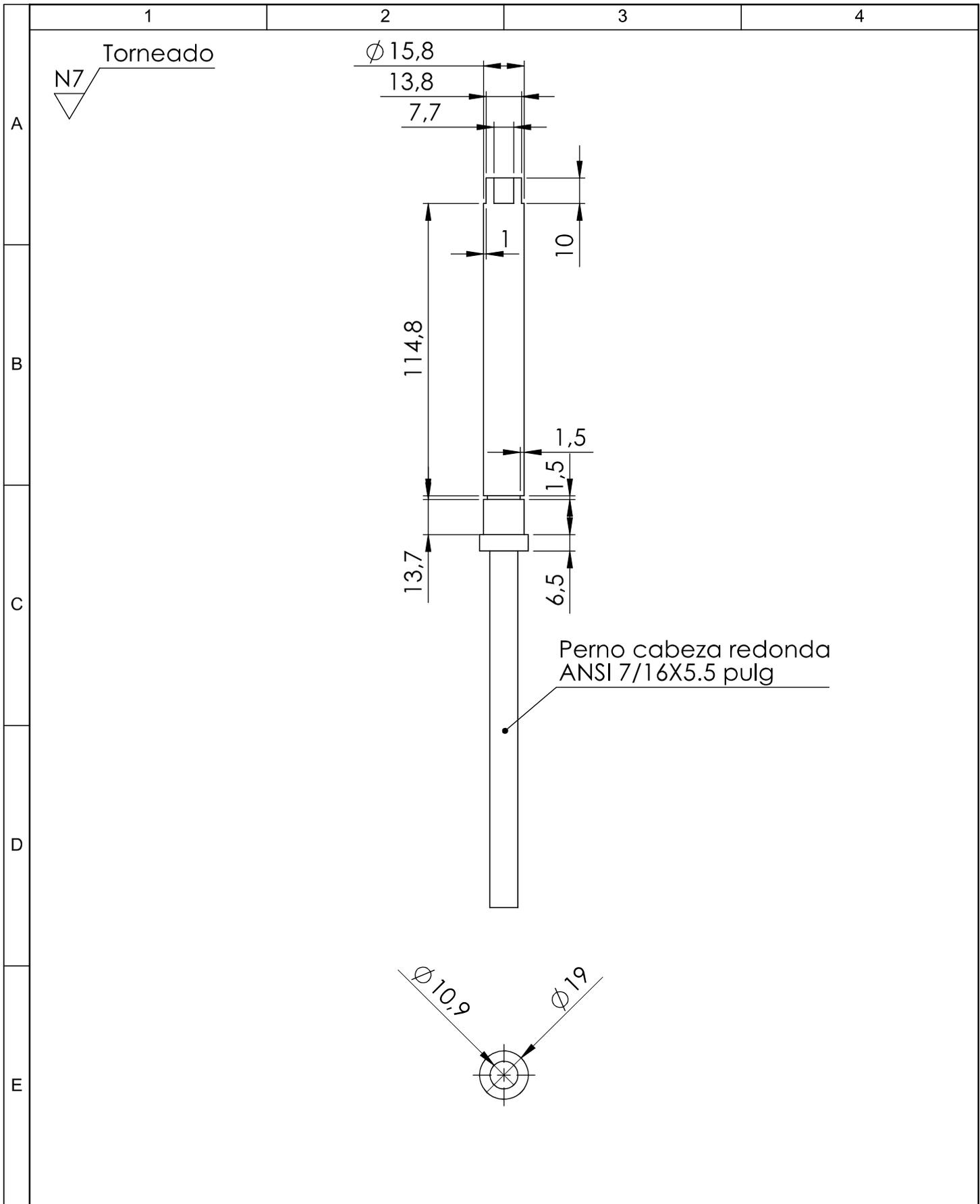
D

E



SECCIÓN A-A

				Tolerancia ±0,1	(Peso) 7.8 Kg	Materiales: Acero AISI 1010		
						Denominación: BASE-BALASTRO	Escala: 1.1	
				Dib.	Fecha 12/09/15			Nombre R. Chicaiza
				Rev.	14/09/15			Ing. Mg. Castro C.
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 24 de 32		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1018	
				$\pm 0,1$	0.4 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE DE EQUILIBRIO	Escala: 1.2
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 25 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

N11

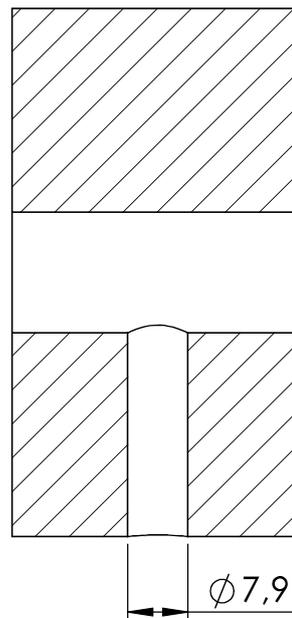
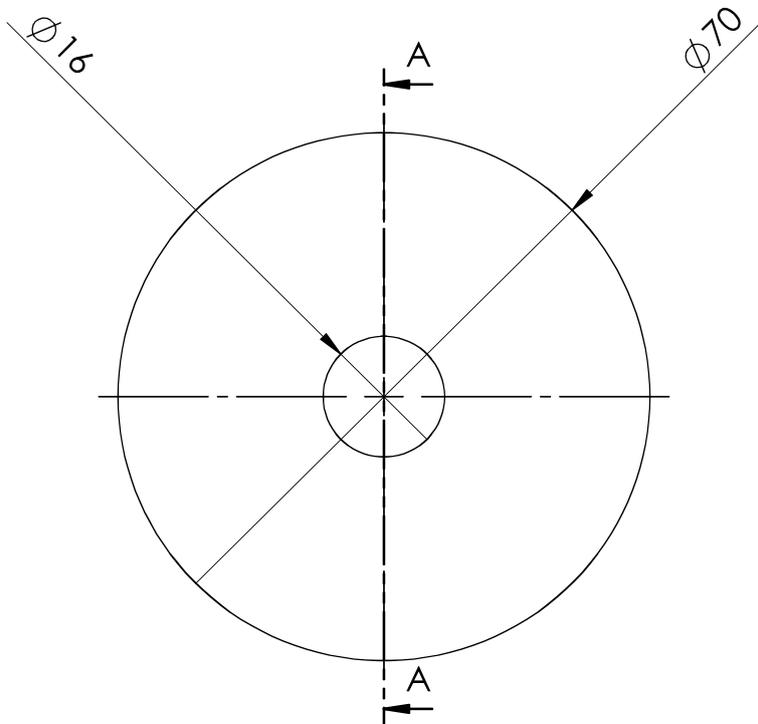
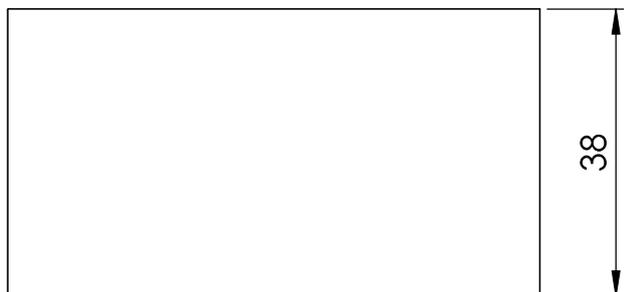
A

B

C

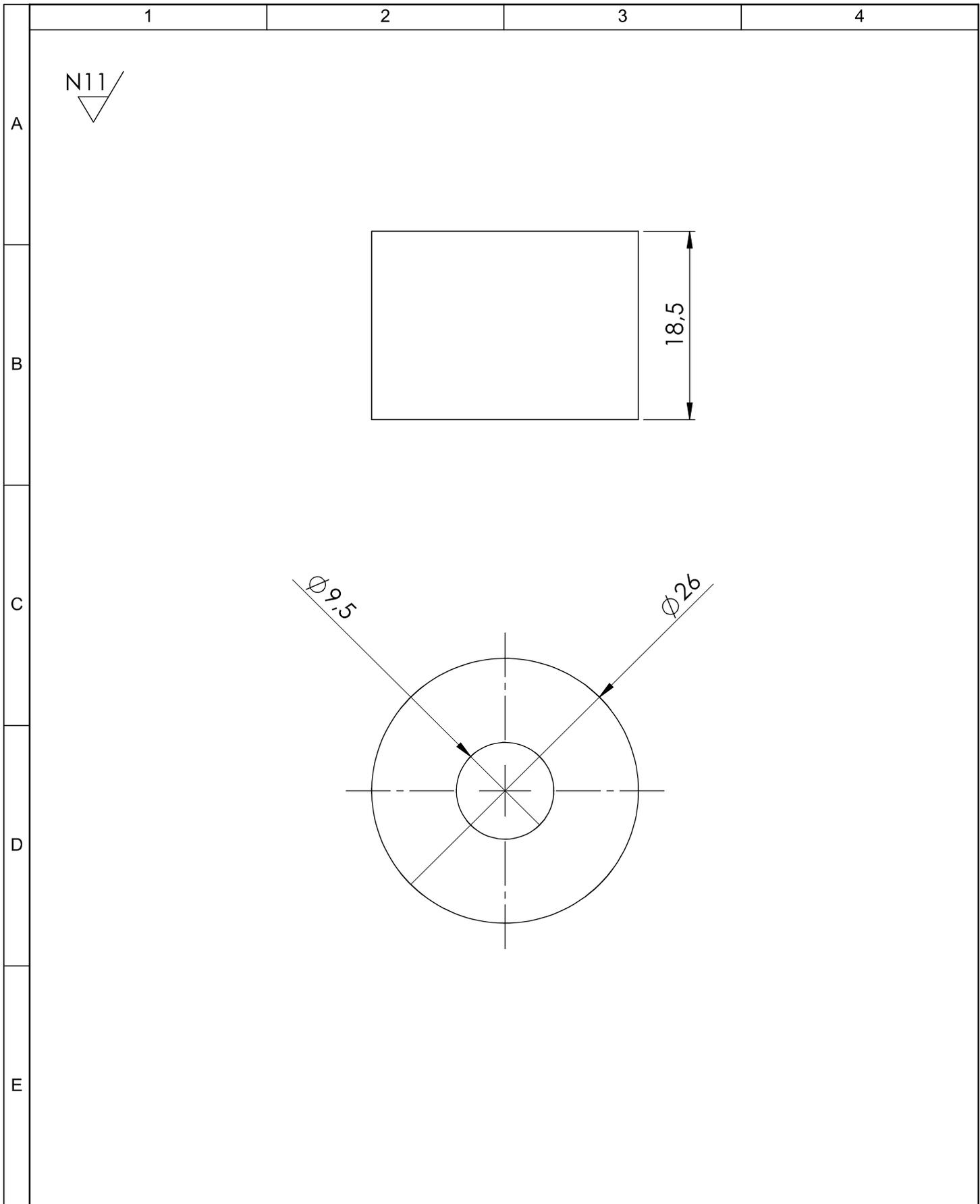
D

E

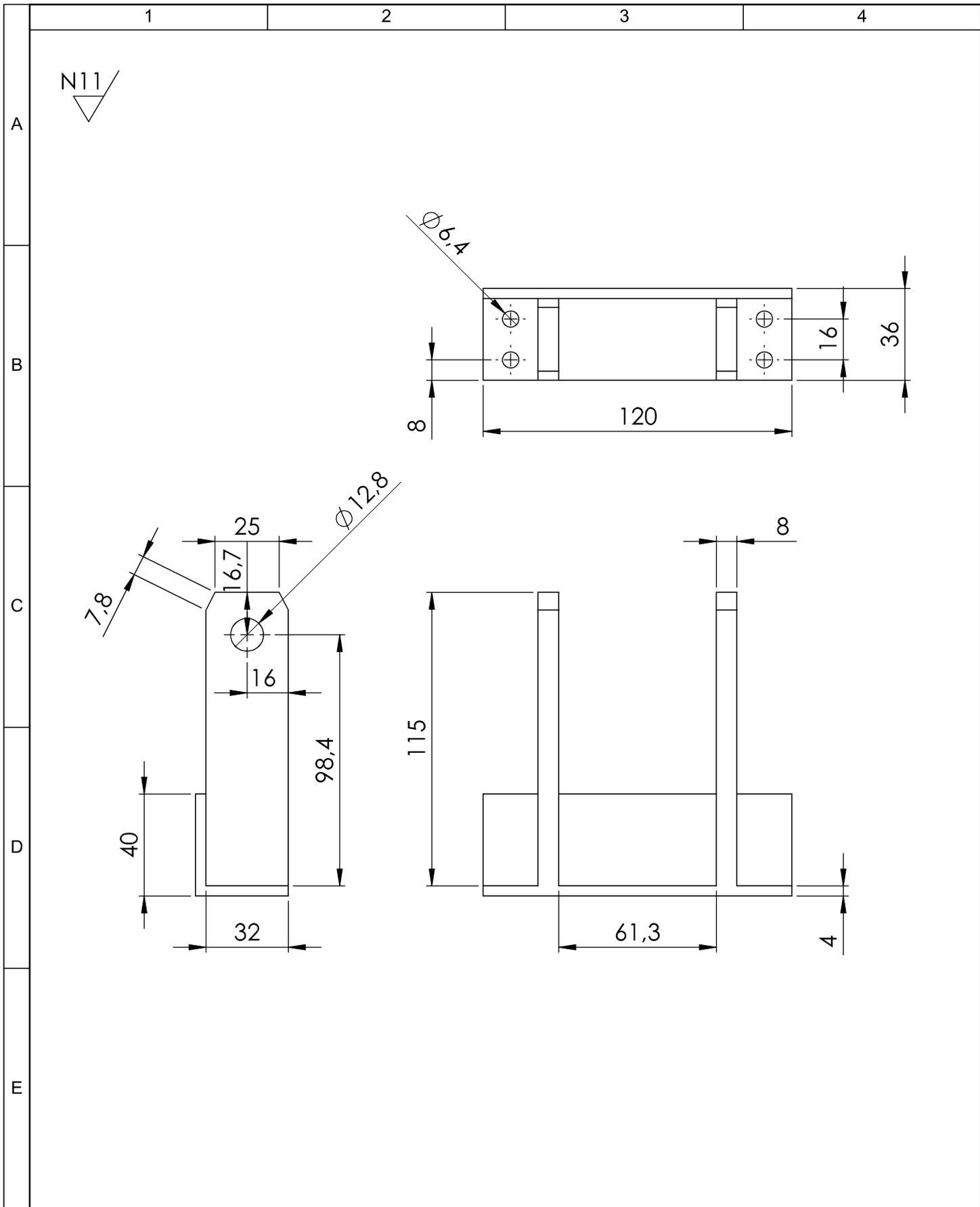


SECCIÓN A-A
ESCALA:1.1

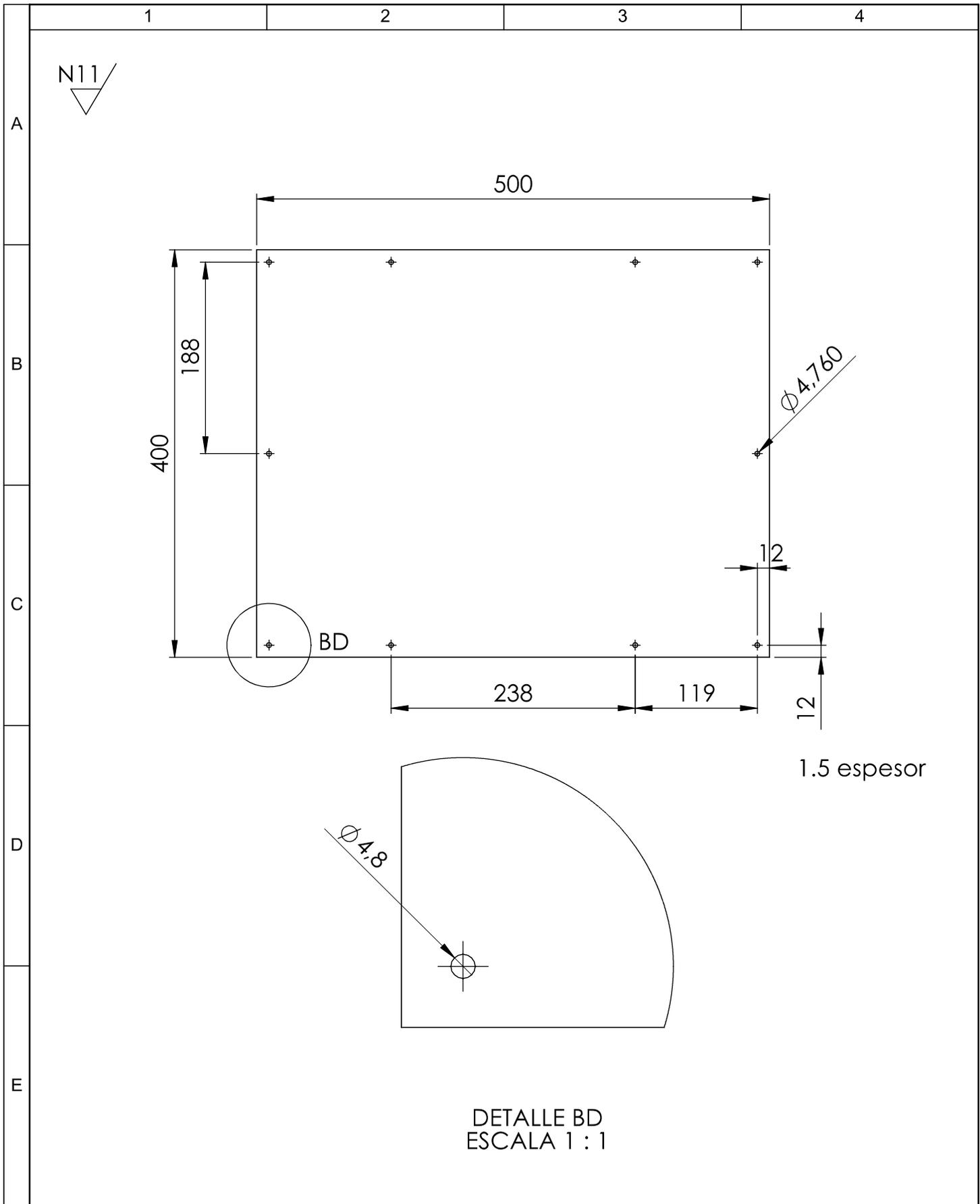
				Tolerancia $\pm 0,1$	(Peso) 1.15 Kg	Materiales: Acero AIS 1045		
						Denominación: PESO EQUILIBRIO 2	Escala: 1.1	
				Dib.	Fecha 12/09/15			Nombre R. Chicaiza
				Rev.	14/09/15			Ing. Mg. Castro C.
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 26 de 32		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)		



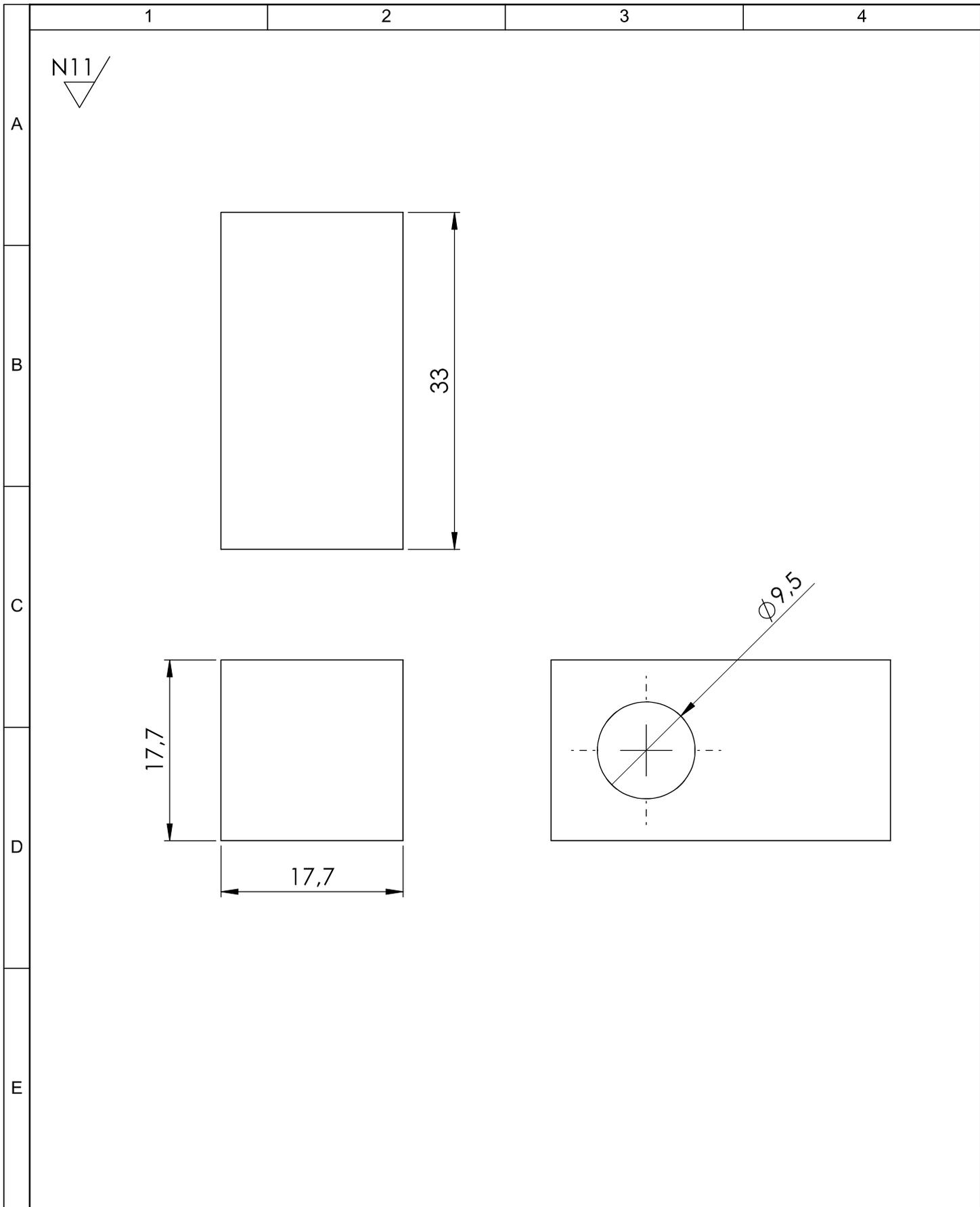
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero SAE 1045	
				±0,1	0.077 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PESO EQUILIBRIO 1	Escala: 2.1
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 27 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



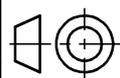
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero AISI 1045	
				$\pm 0,1$	0.43 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: SOPORTE DE BRAZO	Escala: 1.2
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
			Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 28 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

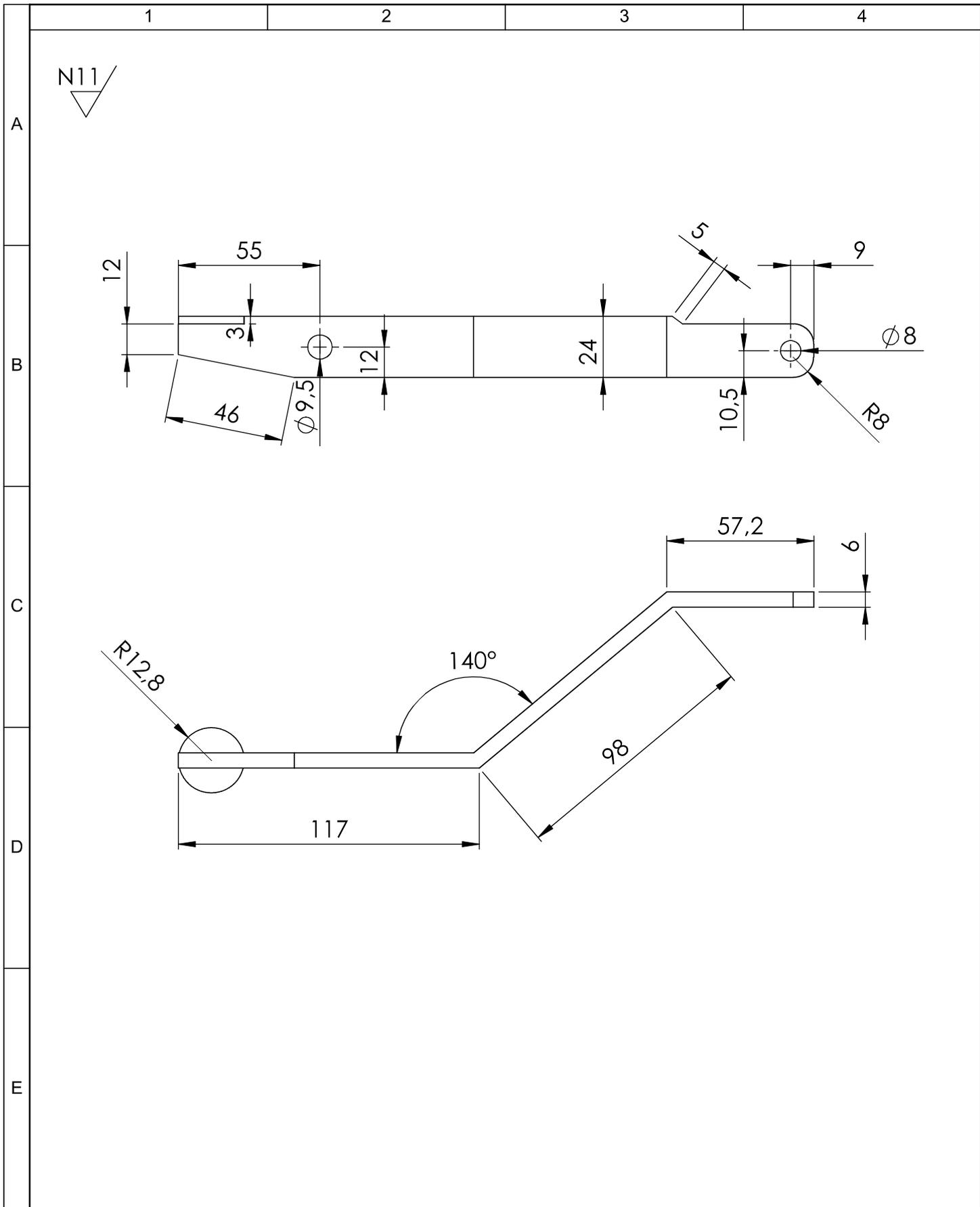


				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				$\pm 0,1$	2.36 Kg		
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dib.	12/09/15	R. Chicaiza	TAPA POSTERIOR
				Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA		Número del dibujo:	29 de 32
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			Escala: 1.5	

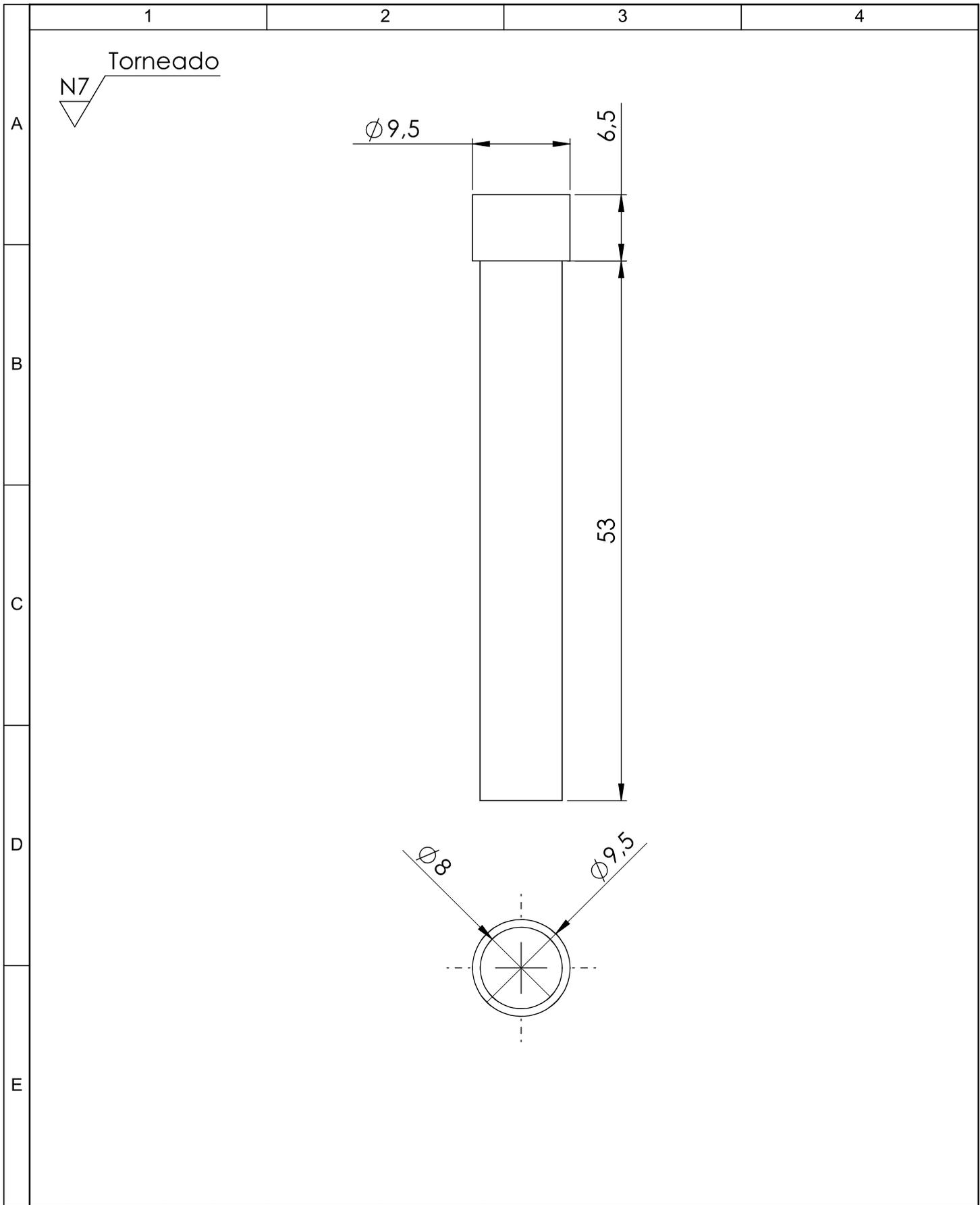


					Tolerancia $\pm 0,1$	(Peso) 0.0025 Kg	Materiales: Acero AISI-1010	
							Denominación: BASE-PALANCA	Escala: 2.1
				Fecha	Nombre			
				Dib.	12/09/15 R. Chicaiza			
					Rev.	14/09/15 Ing. Mg. Castro C.		
					Apro.	14/09/15 Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica			Número del dibujo: 30 de 32	
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nombre				(Sustitución)	





				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero ASTM A-36	
				$\pm 0,1$	0.3 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: BRAZO-SELENOIDE	Escala: 1.2
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
			Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 31 de 32	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales: Acero SAE 1045	
				±0,1	0.025 Kg		
				Fecha	Nombre	Denominación: PASADOR-SELENOIDE	Escala: 2.1
			Dib.	12/09/15	R. Chicaiza		
			Rev.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.		
				Apro.	14/09/15	Ing. Mg. Castro C.	
				UTA		Número del dibujo:	32 de 32
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				