

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA

CARLOS ANDRÉS GARCÍA JIMÉNEZ
JOSÉ FERNANDO MOGOLLÓN CÉLY

BUCARAMANGA
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

2006

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA

CARLOS ANDRÉS GARCÍA JIMÉNEZ
JOSÉ FERNANDO MOGOLLÓN CÉLY

Trabajo de Grado presentado como requisito
para optar al título de Ingeniero Mecatrónico
Director: Msc. ALBÁN JAIMES SUÁREZ

BUCARAMANGA
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
2006

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedicamos en primera instancia a DIOS, por brindarnos la oportunidad de llegar hasta este punto en nuestras vidas, por dejarnos gozar de buena salud y por que siempre estuvo con nosotros en los momentos más difíciles.

Igualmente queremos dedicar este logro personal a nuestros padres y hermanos, quienes con su amor, ejemplo, comprensión, apoyo incondicional y muchísimo sacrificio nos proporcionaron bienestar, estuvieron en los momentos mas difíciles, aconsejaron en situaciones de desconcierto e hicieron posible nuestro anhelo de además de ser personas, ser profesionales.

A nuestras familias que siempre compartieron con nosotros momentos muy especiales y nos brindaron su apoyo y confianza durante todas las etapas de nuestras vidas.

AGRADECIMIENTOS

Como primera medida le agradecemos a DIOS quien siempre nos ha acompañado, dándonos fortaleza en todas las situaciones de la vida. Le queremos agradecer muy especialmente a nuestros padres y hermanos quienes con su amor, apoyo incondicional, paciencia, confianza, esfuerzo y sacrificio apoyaron nuestro proyecto y dieron viabilidad al mismo.

A nuestras familias quienes de una u otra manera siempre tuvieron un momento para acompañarnos y una palabra para alentarnos. A nuestros amigos, siempre colaboradores y solidarios, con quienes compartimos gran parte de nuestro tiempo, los cuales hicieron más fácil la consecución de la metas.

A la universidad Autónoma de Bucaramanga quien con su confianza y apoyo nos brindó la oportunidad de poder culminar nuestro estudios, a nuestros maestros y decano, quienes guiaron el proceso de formación no solo académica sino integral.

A nuestro amigo y director de proyecto MSc. Alban Jaimes Suárez quien con sus conocimientos, comprensión y disponibilidad hizo posible la ejecución del proyecto.

Le damos las gracias a nuestros amigos y colaboradores José Mauricio Suárez y Marvin Torres Camacho por involucrarse tanto en el trabajo de grado y por su apoyo incondicional.

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE CONTENIDO	5
LISTA DE FIGURAS	7
LISTA DE TABLAS	9
INTRODUCCIÓN	10
OBJETIVO GENERAL	12
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN	13
ANTECEDENTES	17
1 MARCO TEÓRICO	19
1.1 ENSAYOS DE MATERIALES	19
1.1.1 Ensayos no destructivos	19
1.1.2 Ensayos destructivos	19
1.2 FATIGA	22
1.2.1 Limite de fatiga	25
1.2.2 Factores que determinan la falla por fatiga	25
1.2.3 Tratamientos térmicos para aumentar la resistencia a la fatiga	29
1.3 SENSORES	30
1.3.1 Sensores de proximidad	31
1.4 ACTUADORES	39
1.4.1 Motores Eléctricos	39
1.5 SISTEMAS MECÁNICOS	48
1.5.1 Transmisiones	49
1.5.2 Rodamientos	62
1.6 SISTEMAS ELECTRÓNICOS Y DE CONTROL	68
1.6.1 Tarjeta NI usb 6009	68

1.6.2	Relé o contacto eléctrico	70
2	METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO	72
2.1	CONSIDERACIONES INICIALES DE DISEÑO.	73
2.2	DISEÑO ESTRUCTURAL	74
2.2.1	Diseño de ejes principales para soporte de la probeta	74
2.2.2	Diseño de ejes secundarios	79
2.2.3	Diseño de las juntas	80
2.2.4	Diseño de los rodamientos	81
2.2.5	Diseño del sistema de transmisión por poleas.	89
2.2.6	Sistema de carga de la máquina	95
2.2.7	Diseño de los soportes de la máquina.	101
2.3	DISEÑO DE ACTUADOR, SENSORES Y SISTEMA DE CONTROL	107
2.3.1	Diseño y cálculos del motor	107
2.3.2	Protecciones y maniobras del motor.	112
2.3.3	Diseño del circuito eléctrico y de control de la máquina.	114
2.3.4	Diseño del programa de funcionamiento.	115
3	MONTAJE, FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA	117
	CONCLUSIONES	120
	RECOMENDACIONES	121
	BIBLIOGRAFÍA	122
	ANEXO A: NORMAS ASTM E466 E1049 E1150.	124
	ANEXO B: SISTEMA ELECTRÓNICO	165
	ANEXO C: PROGRAMA CNC MECANIZADO DE PROBETA	169
	ANEXO D: SISTEMA MECÁNICO	176

LISTA DE FIGURAS

Grafica No 1. Partes Principales de un sensor	34
Grafica No 2. Funcionamiento sensor de proximidad	37
Grafica No 3. Conmutación de sensor de proximidad	38
Grafica No 4. Diferencia entre sensor blindado y sin blindaje	39
Grafica No 5. Esquema de transmisión por correa.....	51
Grafica No 6. Posiciones de transmisiones de correa	54
Grafica No 7. Análisis de la fuerza de fricción de una correa plana y trapezoidal .	57
Grafica No 8. Fenómeno de deslizamiento elástico en una polea conducida	58
Grafica No 9. Características de tracción de transmisión por correa trapezoidal ..	60
Grafica No 10. Despiece de una junta de cardan	61
Grafica No 11. Tarjeta usb 6009.....	69
Grafica No 12. Esquema partes de un relé.....	70
Grafica No 13. Metodología de diseño Mecatrónico.....	72
Grafica No 14. Eje principal.....	75
Grafica No 15. Esquema de sujeción de probeta	76
Grafica No 16. Eje secundario.....	80
Grafica No 17. Junta de cardan.....	81
Grafica No 18. Probabilidades de la vida de un rodamiento.....	83
Grafica No 19. Polea de transmisión de movimiento.....	91
Grafica No 20. Esquema de transmisión por correa.....	93
Grafica No 21. Fuerzas y reacciones de la máquina.....	95
Grafica No 22. Reacciones y momento generado en la probeta	96
Grafica No 23. Sistema de carga de la máquina	98
Grafica No 24. Valores de desplazamiento del soporte vertical por las cargas...	100
Grafica No 25. Valores de esfuerzo en los soportes verticales	100
Grafica No 26. Sistema de apoyo preliminar	101
Grafica No 27. Valores de desplazamiento de los soportes preliminares.....	102
Grafica No 28. Valores de esfuerzos de los soportes preliminares	103

Grafica No 29. Rediseño de los soportes de la máquina.....	104
Grafica No 30. Análisis de deformación de nuevo soporte.....	104
Grafica No 31. Análisis de esfuerzos de nuevo soporte.....	105
Grafica No 32. Análisis de deformaciones de la máquina ensamblada.....	106
Grafica No 33. Análisis de esfuerzos de la máquina ensamblada.....	107
Grafica No 34. Probeta para ensayo de fatiga diámetro 8.89mm.....	119
Grafica No 35. Probeta para ensayo de fatiga diámetro 5mm.....	119

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Factores de corrección para sensores de proximidad	35
Tabla 2. Comportamiento de los tipos básicos de correas	56
Tabla 3. Valores esperados para diferentes maquinas	84
Tabla 4. Coeficientes de rodamientos rígidos.....	85
Tabla 5. Valores de fiabilidad para rodamientos.....	87

INTRODUCCIÓN

La fatiga de los materiales es una consideración de vital importancia en el diseño mecánico moderno, ya que la mayoría de las fallas en partes de máquinas se deben a éste fenómeno.

Cuando las fallas son estáticas, estas son fácilmente predecibles; mientras que las fallas de la fatiga son inesperadas, estas ultimas son objeto de especial atención por parte de los ingenieros, puesto que al ocurrir súbitamente ocasionan graves daños en los equipos, por esta causa en la industria moderna donde el mantenimiento es programado cuidadosamente, es muy importante conocer la vida útil de cada una de las partes que conforman una máquina, para reemplazarlas antes de que ocurra una falla intempestiva que ocasione perdidas económicas, o peor que ponga en peligro vidas humanas.

Este mismo criterio se aplica en el diseño y construcción de partes de aviones, barcos, automóviles y los demás medios de transporte, que tienden a ser cada día más seguros y eficientes.

En la actualidad el estudio de la fatiga de los materiales se enfoca desde dos puntos de vista: el primero es el científico, que se empeña en aclarar la naturaleza misma del fenómeno y se basa principalmente en las teorías de falla, fundamentados por observaciones metalográficas a nivel microscópico... El segundo es el concerniente a las aplicaciones de ingeniería y que tratá de encontrar las relaciones prácticas que puedan utilizarse para un diseño seguro de

piezas sometidas a cargas cíclicas, este enfoque está basado exclusivamente en los resultados de ensayos realizados con especímenes de laboratorio.

Este proyecto constituye un paso más en la dotación de equipos de ensayos para la universidad en lo referente al área de fatiga de materiales y se espera que sea seguido por otros estudiantes para poder contar en un futuro no muy lejano con un buen laboratorio para ensayos de materiales.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, construir y automatizar una máquina para ensayos de fatiga por medio de flexión rotativa para materiales metálicos de baja y de media resistencia mecánica.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño mecánico de la máquina para realizar ensayos de fatiga enmarcado en los lineamientos dados por la norma ASTM E 466, E 1049 Y E1150.
- Diseñar los sistemas para automatizar la máquina, iniciación y finalización del experimento con cargas, el rango de las cargas aplicadas y el conteo y registro del número de ciclos para la falla.
- Diseñar e implementar un software que permita exhibir mediante una interfaz gráfica los resultados del ensayo.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y JUSTIFICACIÓN

Un componente de máquina cuando se encuentra sometido a la acción de esfuerzos cíclicos durante determinado tiempo, puede presentar falla debido a la fatiga generalmente a niveles de esfuerzos inferiores a los proyectados por diseño.

Este fenómeno se presenta en un punto donde los esfuerzos locales sobrepasan la resistencia a la cohesión del metal, ya sea por tensiones internas que se suman a los esfuerzos aplicados o por defectos internos o externos que inducen puntos de tensión; el metal hace progresar la grieta por las líneas de menor resistencia y continua por las discontinuidades provocadas por estrías, entallas y hasta por inclusiones microscópicas.

Con esfuerzos no excesivos se puede considerar dos estados en el análisis de la fatiga, uno donde para su resistencia el material se adapta progresivamente sin presentar falla alguna y otro donde se presenta la fisura, llegando hasta la falla del metal; la descohesión es un fenómeno por el cual se presenta esta falla al originar la fisura. Otro fenómeno es el deslizamiento y endurecimiento llamado acomodación, la rotura resulta de la destrucción de la cohesión y la imposibilidad de acomodarse igualando así las puntas de tensión.

Cuando el nivel de esfuerzos aplicados están por debajo del límite de fluencia, se presenta un valor de esfuerzo alternante en el cual se tendrá vida infinita (10 millones de ciclos o más se considera que no se produce falla alguna) la cual es la principal característica que se espera de todos los sistemas diseñados teniendo en cuenta los criterios de diseño por fatiga de Godmann, Gerber, y Soderber.

La fatiga se presenta en materiales como los ejes de transmisión de potencia debido a esfuerzos de tipo cíclico, que son causados por las diferentes cargas aplicadas, también se aprecia en varillas de succión en la producción de petróleo por el peso adicional con que cuenta en el proceso de extracción.

Según el tipo de cargas que soportan las piezas se pueden clasificar las roturas por fatiga que presentan los materiales:

- Roturas por flexiones planas
- Roturas por flexión rotativa
- Roturas por cargas axiales
- Roturas por torsión
- Roturas por torsiones y tracciones alternadas (combinadas)

Un material que se encuentra sometido a este tipo de cargas debe ser diseñado tomando como base los criterios de fatiga. Hacia el año de 1942 fue creada la hoy conocida American Society for Testing Material (ASTM) la cual posee comités de investigación para los diferentes tipos de fallas existentes y normas que regulan la investigación de los diversos fenómenos.

El alemán Wohler adoptó las primeras leyes de este tipo al crear las primeras máquinas de ensayo de flexión rotativa y postuló las siguientes conclusiones:

- El hierro y el acero pueden romperse bajo un esfuerzo unitario inferior, no solo a la carga de rotura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces.

- La falla no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el mínimo es inferior a cierto valor límite.

Existen aproximaciones para poder determinar el valor del límite de fatiga, según sea el valor de la tensión media, la amplitud de tensión, el límite de fatiga para una tensión media igual a cero y la resistencia a la tracción.

La aproximación de Gerber es de orden 2 (cuadrática), mientras que la de Goodman es lineal (orden 1) y es más conservativa que la primera, ya que es en la que se supone el menor valor del límite de fatiga.

Los resultados obtenidos en los ensayos experimentales se encuentran dispersos en el área comprendida por estas dos curvas y además una aproximación más conservativa que la de Goodman es la línea de Soderberg, estas curvas permiten determinar la variación del límite de fatiga dependiendo del valor de la tensión media.

Las máquinas de flexión rotativa permiten establecer valores de esfuerzos medio iguales a cero (en los manuales de materiales de construcción, gran cantidad de información es suministrada para esfuerzo medio = 0), y así se puede realizar comparaciones entre resultados obtenidos por diferentes autores, también son de vital importancia para el análisis de las propiedades de los materiales y su comportamiento a cargas cíclicas en el proceso que desempeñan.

Es importante la apreciación de la importancia de la evaluación de los materiales antes de su implementación debido a las posibilidades de provocar fallas que representen grandes pérdidas ya sea de un factor económico o humano.

Todo lo expuesto anteriormente justifica la importancia de las máquinas para ensayos de fatiga en los laboratorios. Estos ensayos no solo complementan el estudio teórico del fenómeno de la fatiga, sino que además permiten realizar investigaciones en éste campo.

ANTECEDENTES

La idea de crear una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa, surge, a partir de la necesidad de conocer la resistencia de los metales, este tipo de carga cíclica es considerada de gran importancia en el diseño de elementos de máquinas y es necesaria analizarla para poder utilizar piezas de manera segura, que estén sometidas a esfuerzos fluctuantes.

Debido a que la fatiga es el fenómeno que sufren los materiales sometidos a esfuerzos variables y repetitivos, que provoca una microgrieta que evoluciona hasta causar una ruptura se puede ver que esta situación genera grandes pérdidas materiales y puede poner en peligro la vida. Para evitar estas situaciones se elabora una máquina que permita conocer la resistencia de los materiales metálicos al ser sometidos a fatiga por flexión rotativa.

Esta máquina tiene como finalidad dotar los laboratorios de la universidad, esto busca que los estudiantes conozcan más acerca de los tipos de ensayos de materiales y experimentar por sí mismos los cambios que presentan los metales al ser sometidos a los diferentes tipos de cargas existentes, esto ocasiona que los estudiantes aclaren los conceptos teóricos de manera didáctica.

Este proyecto considera un inicio de dotación de equipos de ensayos para la facultad de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Autónoma de Bucaramanga generando por parte de docentes y alumnos una motivación que produzca la adquisición de nuevos proyectos para implementar máquinas automatizadas en los diferentes tipos de ensayos.

La investigación también se encuentra planteada debido a que en la región son muy pocas las máquinas de este tipo que se encuentran funcionando y esto hace mas difícil el estudio y evaluación de los materiales, lo cual trae como consecuencia la falta de aportes para desarrollar nuevos productos que cumplan con los requerimientos y que a su vez traigan mejores beneficios tanto en costos como en eficiencia.

1 MARCO TEÓRICO

En el transcurrir del tiempo la humanidad se ha enfocado en determinar el comportamiento de los diferentes materiales a determinadas situaciones ya sea en un medio estático como en uno dinámico, por tal motivo se ha visto en la necesidad de realizar ensayos con los materiales para ver como se afecta cada una de sus propiedades.

1.1 ENSAYOS DE MATERIALES

Los ensayos de los materiales se pueden dividir en dos grandes grupos los cuales son:

1.1.1 Ensayos no destructivos

En los ensayos no destructivos se utilizan técnicas como líquidos penetrantes, ultrasonido, rayos x y demás¹, esto con el fin de no alterar la composición tanto física como química de los materiales pues puede darse la situación de que el material se encuentre en operación o en el medio de trabajo.

1.1.2 Ensayos destructivos

¹ Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros. Jaimes F. Shackelford Alfredo Quemes.

Por el contrario en los ensayos destructivos se analizan los materiales pero desde otro punto de vista, pues es necesario contar con una probeta estandarizada para así obtener ensayos confiables que muestren en realidad las características de cada uno de los especímenes, para entender mejor los diferentes ensayos se da una breve descripción de algunos de ellos para la facilidad de interpretación en el análisis de la fatiga.

Como primera medida se encuentra la metalografía la cual consiste en un examen micrográfico el cual se realiza sobre una probeta que luego de ser pulida adecuadamente se ataca con químicos reactivos convenientes para la visualización de cada una de las fases y microconstituyentes del material. Es importante que si el estudio consiste en determinar las causas de una fisura o similares es necesario realizar como mínimo dos exámenes pues la finalidad es revisar los cambios sufridos en comparación con una zona que no presente ninguna alteración.

Otro de los fenómenos es la tracción, la cual consiste en la aplicación de unas cargas en las secciones transversales del material, que en pocas palabras intenten el alargamiento del material. El ensayo de tensión es un ensayo donde se aprecian claramente las propiedades físicas del material, por medio de este se visualizan claramente los límites de carga y de elasticidad, a los cuales puede ser sometido la probeta y el comportamiento que presenta a determinados esfuerzos.

La compresión se presenta cuando en las secciones transversales se aplican fuerzas normales repartidas uniformemente que tienden a reducir la longitud del material, en el ensayo de compresión se visualiza una serie de valores que ayudan a la distribución de cada una de las zonas ya sea de elasticidad o plástica.

Cuando los materiales presentan fallas en el momento de soportar cargas instantáneas o de cambios muy rápidos debido a su falta de aceptación de deformaciones plásticas o ya sea por su fragilidad es necesario realizar ensayos de impacto o choque que ayuden a determinar su tenacidad o fragilidad.

El ensayo por choque en realidad busca dar a conocer si una estructura o máquina fallará por fragilidad especialmente cuando se presentan concentraciones de tensiones ya sea por cambios bruscos de sección y maquinados incorrectos.

La flexión consiste en la aplicación de un par de fuerzas perpendiculares que buscan el giro de las secciones transversales con respecto a las siguientes, el ensayo requiere la ubicación de probetas apoyadas en los extremos dando una apariencia de vigas a las cuales se les aplica una fuerza perpendicular en medio lo cual produce el momento flector¹.

Es importante aclarar que además de producirse el momento flector deseado también se ocasiona un esfuerzo cortante que varía dependiendo de la distancia de las fuerzas aplicadas a los apoyos, por tal motivo se requiere que los apoyos se encuentren a una distancia relativamente grande de las fuerzas para disminuir lo mas posible el esfuerzo cortante hasta hacerlo casi despreciable.

Cuando se analizan los diferentes materiales ya sea en máquinas o en estructuras las cargas que se presentan en ellas en la mayoría de los casos no resultan estáticas ni cuasiestáticas, sino que se producen tensiones cambiantes ya sea por flexión o por los diferentes fenómenos que se repiten sistemáticamente y que producen la rotura del material para valores menores que las calculadas en ensayos estáticos.

¹ Resistencia de materiales aplicada. Robert L. Mott.

Este tipo de rotura que se produce en el tiempo, se denomina fatiga aunque es común identificarla como roturas por tensiones repetidas, tensiones que pueden actuar individualmente o combinadas.

1.2 FATIGA

El termino fatiga fue utilizado por primera vez por Poncelet quien creía que los materiales fallaban por cansancio debido a las cargas fluctuantes, aunque luego se demostró que el material continuaba siendo tan resistente como en su fabricación, se adoptó el termino para designar a todos los fenómenos que se debían a la oscilación de cargas¹.

Las fallas en las máquinas o mecanismos son por causa de cargas que varían con el tiempo y suelen ocurrir por debajo del limite elástico de los materiales, por este motivo se deben tener muy presente en el momento de realizar un diseño.

El fenómeno de la falla por fatiga se observó por primera vez en los años 1800, cuando empezaron a fallar ejes de los carros de ferrocarril después de solo poco tiempo de servicio, puesto que ellos fueron fabricados teniendo como base los cálculos para cargas estáticas y las cargas variables era algo nuevo para la época. La fatiga en la actualidad constituye alrededor del 90% de todas las fallas metálicas especialmente en grandes estructuras y resultan catastróficas, con frecuencia se presentan sin advertencia alguna.

La falla por fatiga se aplica a escala macroscópica y microscópica, puesto que ocurre en esfuerzos relativamente bajos o en una estructura sometida a esfuerzos

¹ Diseño de máquinas. Norton Robert. Edicion 1999. editorial pearson education

fluctuantes (si la secuencia de la variación se repite se llama cíclica). Este fenómeno comienza en un punto cualquiera con una grieta muy pequeña que puede estar desde la misma fabricación del material o debido a las cargas cíclicas, que se va extendiendo gradualmente, la caracterización de la falla viene dado por tres etapas principales que lo componen¹:

La primera etapa tiene que ver con la iniciación de la grieta, como los esfuerzos oscilan puede ocurrir fluencia plástica local debido a concentración de esfuerzos aunque el esfuerzo nominal de la sección esté muy por debajo del límite elástico del material, esta fluencia produce distorsión la cual manifiesta bandas de deslizamiento o regiones de deformaciones por movimientos cortantes por los bordes del material.

A medida que un material es menos dúctil que otro tiende a general grietas con mayor rapidez por la capacidad de fluencia plástica, si un material es demasiado dúctil puede llegar a pasar por alto esta etapa y pasar a la etapa de propagación de grietas en sitios ya existentes.

La propagación de grietas constituye la segunda etapa y se produce después de la iniciación de la grieta o si la grieta viene con el material desde su fabricación, la grieta aguda crea concentraciones de esfuerzos altos que provocan una zona plástica en el extremo cada vez que se somete a tensión y se abre, lo que achata su extremo y reduce la concentración de esfuerzos.

Cuando la variación de esfuerzos se crea en compresión la grieta se cierra nuevamente pero la dimensión de esta es un poco mayor que la de antes de haber sufrido el de tensión (esta dimensión de cambio es alrededor de 10^{-8} - 10^{-4} pulgadas por ciclo), por tal razón el crecimiento de la grieta se debe a esfuerzos por tensión, si un esfuerzo es alternante pero solo en compresión no produce que la grieta se

¹ Mecánica de materiales. Bedford Anthony Liecht Kenneth.

extienda sino lo que intenta es cerrarla. Si además de la variación de esfuerzos entre tensión y compresión se tiene un medio corrosivo la velocidad de propagación de la grieta cambia rápidamente aumentando su valor y como consecuencia haciendo que la pieza falle en menos tiempo.

La última etapa hace referencia a la fractura, la cual consiste que llegado algún momento la grieta se hace tan grande que eleva el factor de concentración de esfuerzos al nivel de la tenacidad a la fractura del material y en el siguiente ciclo ocurre la falla súbita, sin importar que se halla alcanzado por el tamaño de la grieta o por la elevación del esfuerzo nominal, lo más común es que ocurra la primera en cargas cambiantes y la otra en cargas estáticas.

La vida útil del material se toma del tiempo necesario para cumplir las primeras dos etapas, para maximizar dicho tiempo se emplean los siguientes métodos¹:

Minimizando los defectos iniciales: para esto se cuenta con los procesos de maquinado y pulido para obtener superficies muy lisas y luego proteger cuidadosamente las superficies antes de ponerlas en servicio.

Maximizando el tiempo de iniciación: Se pueden reducir los esfuerzos de tensión por medio de procesos de manufactura como el bruñido, granallado (Shot peening) y algunos tratamientos térmicos superficiales, tales como: Nitruración, y temple superficial por inducción.

Maximizando el tiempo de propagación: Cuando se utilizan componentes trabajados en frío y no fundidos o lo que es igual materiales que no presenten granos alargados en dirección de la grieta debido a que la propagación de las grietas en las fronteras residuales es más rápida que en los granos.

¹ Diseño de elementos de maquina. Moring Wilgil. Edición 1999. Editorial Limusa

Maximizando la longitud crítica de la grieta: Se tiene en cuenta las características de los materiales utilizados como la tenacidad a la fractura.

1.2.1 Limite de fatiga

Para cada metal sometido a un esfuerzo variable cualquiera que sea la naturaleza de dicho esfuerzo, por debajo de límite de fluencia, se admite que existe un límite de resistencia a la fatiga que corresponde a la máxima amplitud del esfuerzo que puede aplicarse indefinidamente sin provocar la falla. En algunas aleaciones, no se presenta un valor definido del límite de fatiga, en estos casos suele reportarse el valor del esfuerzo de falla para un determinado número de ciclos.

Si los ciclos son alternados puros (a igual distancia del cero y a uno y otro lado del mismo), se puede definir el margen de esfuerzos límite como el doble de la amplitud que corresponde al límite de fatiga.

En el caso en que los esfuerzos no son simétricos, es decir, con un valor medio diferente de cero, el margen límite corresponde a la diferencia de los valores de los esfuerzos máximo y mínimo. Para determinar bien las condiciones numéricas de la sollicitación conviene entonces indicar a la vez el margen límite y el valor medio del esfuerzo.

1.2.2 Factores que determinan la falla por fatiga

Es muy común tomar como base para los cálculos de las diferentes piezas y elementos los límites de fluencia y de rotura de los materiales y la carga fluctuante que este debe soportar pero además se debe tener presente que hay una serie de factores que alteran el comportamiento de los materiales y con esto puede que se

alteren los demás factores. El límite a la fatiga modificado se debe calcular de la siguiente forma¹:

$$S_e = K_f K_s K_r K_t K_m S'_e$$

Donde:

S'_e = Límite a la fatiga en condiciones ideales

K_f = Factor Superficial

K_s = Factor de tamaño

K_r = Factor de confiabilidad

K_t = Factor de temperatura

K_m = Factor diverso

1.2.2.1 Concentración de esfuerzos:

En los sitios donde se presentan concentración de esfuerzos, también se presentan concentraciones de deformaciones unitarias se consideran que tienen gran influencia tanto en la aparición como en el crecimiento de las grietas causantes del fallo por fatiga.

En el material cualquier cambio de sección, ya sea por rayas, agujeros, entallas, o ranuras constituye una causa de aumento de esfuerzo o concentrador de esfuerzo, que es mayor que el esfuerzo promedio del material.

Estas concentraciones de esfuerzos son importantes cuando se presentan cargas repetidas debido a que para cargas estáticas o fijas el material llega a una redistribución de esfuerzos y en la fatiga este factor depende de la geometría, del tipo de material y del tipo carga.

¹ Elementos de maquinas, Bernard Hamrock, Edición 2000, Editorial Mc Graw Hill

$$K_f = \frac{n1}{n2}$$

Donde:

$n1$ = Limite a la fatiga del material sin entallas.

$n2$ = Limite a la fatiga del material con entallas.

1.2.2.2 Factor acabado superficial:

Usualmente el acabado de los materiales no es de alta calidad, el efecto que se presenta en el fenómeno depende del proceso por el cual se halla realizado ya sea forjado, laminado, maquinado, rectificado y pulido. Los materiales que presentan superficies descarburadas presentan resistencia a la fatiga mas baja y la reducción depende del grado de descarburación a la que se encuentra la superficie.

1.2.2.3 Factor de tamaño:

La mayoría de las pruebas muestran que la resistencia a la fatiga por unidad de área tiende a disminuir cuando las dimensiones aumentan, esto parece evidente debido a que cuanto mayor tamaño tiene material más probabilidad hay para que se presente un punto débil y menos uniformes son sus propiedades.

Tomando como base los ensayos investigados cuando la dimensión más importante se encuentra por encima de media pulgada y por debajo de dos, lo conveniente es reducir el límite de fatiga en un 15%.

1.2.2.4 Factor de confiabilidad:

Este factor hace referencia a la probabilidad de supervivencia con que cuentan los materiales sometidos a cargas fluctuantes, se basa en el límite de fatiga con una desviación estándar, esto se considera una guía en el momento del diseño puesto que este porcentaje tiene muchos otros aspectos de los cuales depende.

1.2.2.5 Factor de temperatura:

La temperatura juega un papel muy importante en el diseño de los materiales, cuando la temperatura aumenta la resistencia a la fatiga disminuye en proporción menor que la resistencia máxima y cuando la temperatura disminuye por debajo de la ambiente la resistencia a la fatiga tiende a aumentar.

$$K_t = \frac{S_{ut}}{S_{ut,ref}}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la rotura del material a temperatura deseada

$S_{ut,ref}$ = Resistencia a la rotura del material a temperatura referencia (ambiente)

1.2.2.6 Factor de Efectos diversos:

Hay muchos otros factores que influyen en el desarrollo de los procesos de fatiga que sufren los materiales como lo son:

Los procesos de manufactura por su parte están presentes debido a que pueden cambiar las estructuras de formación de los granos de cada material y por ende causar que la grieta se propague en un mayor o menor tiempo y en manera diferente.

Los esfuerzos residuales son los que se presentan en los materiales debido a la reestructuración de los mismo y pueden ser de tipo compresión que ayudan a retardar el crecimiento de la grieta y de tensión que promueven el crecimiento de la misma.

Los recubrimientos se realizan en los materiales en la mayoría de los casos son para alterar sus características entre estos se encuentran la carburación, el enchapado y el revestimiento óxido.

1.2.3 Tratamientos térmicos para aumentar la resistencia a la fatiga

En los tratamientos térmicos se busca el endurecimiento de la superficie y además crear esfuerzos residuales de compresión para retardar el crecimiento de posibles grietas y así asegurar una mayor vida útil del material, entre dichos tratamientos se encuentran:

1.2.3.1 Temple o endurecimiento por llama:

Cuando se expone a altas temperaturas una superficie, lo primero que ocurre es el calentamiento de esta, se dilata y luego pierde resistencia y se produce la fluencia, que dan origen a la martensita debido al rápido enfriamiento y esta produce esfuerzos residuales en compresión.

1.2.3.2 Temple por inducción:

En el temple por inducción se necesita necesariamente máquinas adecuadas y se utiliza para superficies cilíndricas pero solo se produce para producción en serie por el costo que representa aplicar dicho tratamiento.

Para aumentar la tensión residual en la superficie es necesario aumentar la profundidad de la capa endurecida hasta un cierto valor, ya que después se empieza a perder tensión.

1.2.3.3 Cementación o carburación:

En los materiales la cementación o carburación produce un cambio en las propiedades del material ya que se crea martensita la cual produce tensiones residuales de compresión, además también produce mejoras en las propiedades mecánicas, la carburación suele utilizarse para obtener una buena superficie que soporte el desgaste y la resistencia que se forma en el material algunas veces suele ser demasiado excesiva.

1.2.3.4 Nitruración:

A diferencia de la carburación la Nitruración produce tensiones residuales más elevadas y la deformación se reduce hasta cero o hasta ser casi despreciable por no requerir temple después del proceso, cuando el material nitrurado se somete a un gran esfuerzo la falla inicia en la superficie y si es próximo a la resistencia a la fatiga comienza generalmente en el núcleo.

1.3 SENSORES

Los sensores son los encargados de la emisión de las señales que van a los controladores para que estos puedan tomar las decisiones de que se debe o no realizar, a través de los sensores se pueden conocer las diferentes características del sistemas o del mecanismo, como su posición en un espacio determinado, como la velocidad con respecto a una referencia dada, el tamaño o la fuerza que se aplica, todo esto enmarcado dentro de los parámetros mecánicos; además se encuentran también la temperatura y el calor en determinados cuerpos en la termotecnia y en las eléctricas se encuentra como la medición de tensión, corriente, capacidad, magnetismo por nombrar solo los mas utilizados.

1.3.1 Sensores de proximidad

Los sensores de proximidad son muy utilizados en la industria, suelen tener una salida binaria que indica la presencia de un objeto dentro de un intervalo de distancia especificado; en condiciones normales, los sensores de proximidad son de distintas formas y cuentan con el aprovechamiento de distintos fenómenos, a continuación se da una descripción de los diferentes tipos, haciendo énfasis en las características y ventajas del sensor seleccionado (inductivo), con el que cuenta la máquina.

Los sensores capacitivos tienen su principal característica en que son potencialmente capaces de detectar todos los materiales ya sean líquidos o sólidos, el fenómeno utilizado es como su nombre lo indica la detección de un cambio en la capacidad, esto producido por el elemento que se lleva hacia el sensor.

El sensor esta formado por dos electrodos (disco y anillo metálico) separados por un material dieléctrico, el resto del sensor son circuitos electrónicos; se conocen varios de estos circuitos para la presencia de un objeto, uno de ellos es el

condensador que hace parte de un oscilador, el cual inicia su labor luego de que la capacidad del sensor sea superior a una referencia establecida, esta vibración se convierte en una tensión de salida, la sensibilidad entonces dependerá de la referencia establecida dentro del sensor.

En el sensor de efecto hall Como primera medida se analiza su efecto, el cual relaciona la tensión entre dos puntos de un material conductor o semiconductor con un campo magnético a través del material. En un principio los sensores de efecto Hall solo pueden detectar objetos magnetizados, sin embargo si se emplean junto con un imán, son capaces de detectar todos los materiales ferromagnéticos.

Los sensores de efecto Hall están basados en el principio de una fuerza de Lorentz que actúa sobre una partícula cargada que se desplaza a través de un campo magnético, viene dada por $F = q(v \times B)$, en donde q es la carga, v es el vector de velocidad, B es el vector del campo magnético.

Cuando el material se lleva hacia el dispositivo, el campo magnético se debilita en el sensor debido a la curva de las líneas del campo a través del material. Al llevar un material ferromagnético cerca del dispositivo de imán semiconductor, disminuye el campo magnético, lo que a su vez trae como resultado la reducción de la fuerza de Lorentz y, finalmente, la tensión a través del semiconductor. A través de esta caída se establece una tensión de referencia la cual proporciona la decisión con respecto a la presencia del objeto.

La respuesta de todos los sensores de proximidad hasta ahora examinados depende, de gran medida, del material objeto de la detección. Esta dependencia puede reducirse mucho utilizando sensores ultrasónicos.

El elemento básico es un transductor electroacústico, frecuentemente del tipo cerámico piezoeléctrico. La capa de resina protege al transductor contra la humedad, polvo y otros factores ambientales y también actúa como un adaptador de impedancia acústica, un amortiguamiento rápido de la energía acústica es necesario para detectar objetos a pequeña distancia.

Los sensores de proximidad ópticos son similares a los sensores ultrasónicos en el sentido de que detectan la proximidad de un objeto por su influencia sobre una onda propagadora que se desplaza desde un transmisor hasta un receptor. Este sensor está constituido por un diodo emisor de luz de estado sólido (led), que actúa como un transmisor de luz infrarroja y un fotodiodo de estado sólido que actúa como el receptor.

Los conos de luz formados enfocando la fuente y el detector en el mismo plano se intersectan en un volumen largo en forma de lápiz. Este volumen define el campo de operación del sensor, puesto que una superficie reflectora que intersecta el volumen se ilumina por la fuente y es vista simultáneamente por el receptor. La aplicación típica, está en un modo en donde una señal binaria recibe una intensidad de luz superior a un valor umbral.

1.3.1.1 Sensor Inductivo.

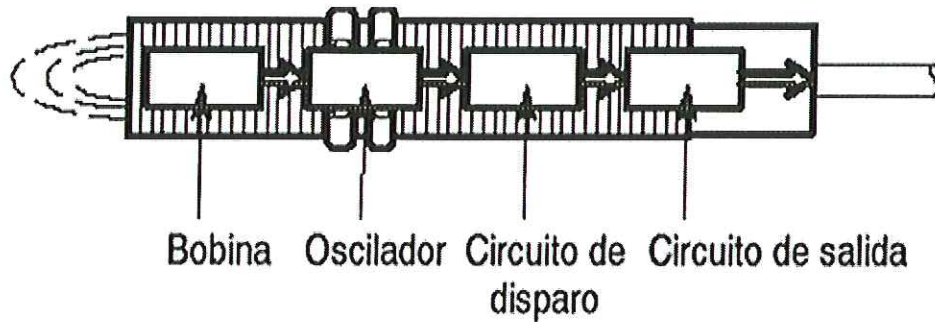
Los sensores inductivos de proximidad han sido diseñados para trabajar generando un campo magnético y detectando las pérdidas de corriente de dicho campo, generada al introducirse en él los objetos de detección.

El sensor consiste en una bobina con núcleo de ferrita, un oscilador, un sensor del nivel de disparo de la señal y un circuito de salida. Al introducir un objeto metálico

en el campo, se inducen corrientes de histéresis en el objeto, debido a ello hay una pérdida de energía y una menor amplitud de oscilación.

El circuito sensor reconoce entonces un cambio específico de amplitud y genera una señal que conmuta la salida de estado sólido a la posición "ON" (Encendido) y "OFF" (Apagado).

Grafica No 1. Partes Principales de un sensor



La cara activa de un sensor de proximidad inductivo es la superficie por la que emerge el campo electromagnético de alta frecuencia. Una diana estándar es un cuadrado de acero, de 1 mm de grosor, con longitud lateral igual al diámetro de la cara activa ó 3X la distancia de conmutación nominal, el que sea mayor de los dos.

1.3.1.2 Factores de corrección del objetivo para sensores inductivos de proximidad.

Para determinar la distancia de detección para otros materiales diferentes al acero templado se utilizan factores de corrección. La composición del objeto a detectar influye en gran medida en la distancia de detección de los sensores de proximidad inductivos.

Se debe tener en cuenta que los sensores específicos de materiales férricos no detectarán hojalata, aluminio o cobre, mientras que los sensores específicos de materiales no férricos no detectan acero ni aleaciones férricas inoxidables.

Los factores de corrección de la lista pueden utilizarse como guía general, estos consisten en la multiplicación de la distancia a la cual el sensor detecta presencia del objeto por el factor de corrección del determinado material, esto se traduce en

(Rango de sensibilidad nominal) x (Factor de corrección) = Rango de detección.

Tabla 1. Factores de corrección para sensores de proximidad

Factores de corrección	
Material específico	Factor de corrección aproximado
Acero templado	1.0
Acero inoxidable	0.85
Latón	0.50
Aluminio	0.45
Cobre	0.40

El tamaño y aspecto de los objetos a detectar también puede afectar a la distancia de detección. Los puntos que a continuación se exponen deben utilizarse como orientación general a hora de hacer correcciones por tamaño o forma de un objeto:

Los objetos planos son más deseables.

Las formas redondeadas pueden reducir la distancia de detección.

Los materiales no férricos reducen por lo general la distancia de detección en el caso de sensores para cuerpos metálicos en general.

Los objetos de menor tamaño que la superficie de detección reducen usualmente la distancia de detección.

Los objetos mayores que la superficie de detección pueden incrementar la distancia de detección.

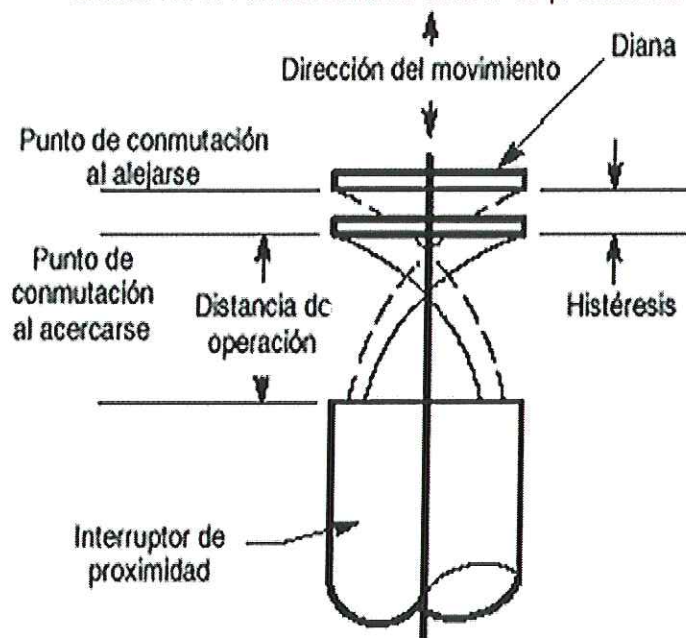
Los cuerpos laminares pueden incrementar la distancia de detección.

1.3.1.3 Histéresis (recorrido diferencial).

La diferencia entre los puntos de activación y relajación de un sensor se denomina histéresis o recorrido diferencial. La distancia entre posición de un objeto cuando se detecta y la posición del mismo cuando deja de estarlo ha de tenerse en cuenta al elegir la posición, tanto de los objetos a detectar como del sensor. La histéresis es necesaria para evitar fenómenos de rebote u oscilación (conmutación rápida entre estados) cuando el sensor se halla sometido a choques o vibraciones.

La amplitud de las vibraciones ha de ser menor que el recorrido de histéresis (banda de histéresis) para evitar fenómenos de rebote.

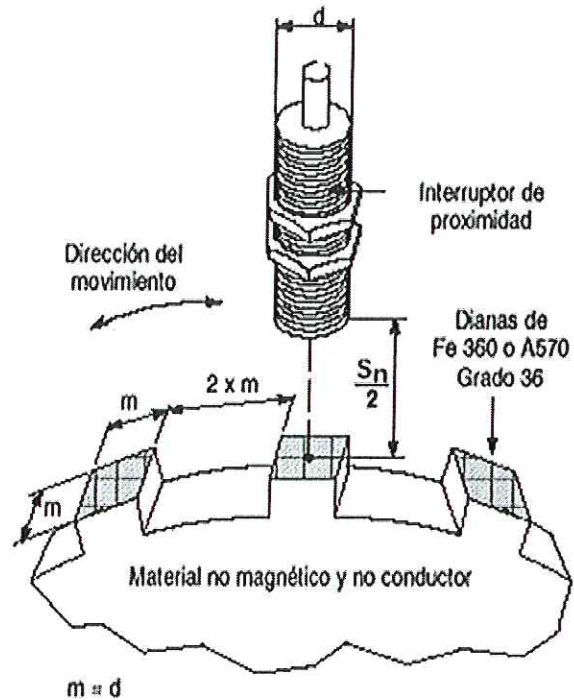
Grafica No 2. Funcionamiento sensor de proximidad



1.3.1.4 Frecuencia de conmutación.

La frecuencia de conmutación es la velocidad máxima a la que el sensor es capaz de entregar pulsos discretos individuales según el objeto entra y sale del campo de detección. Este valor depende siempre del tamaño del objeto, de la distancia de éste a la cara de detección, de su velocidad y del tipo de interruptor. Este valor indica el máximo número de operaciones de conmutación por segundo.

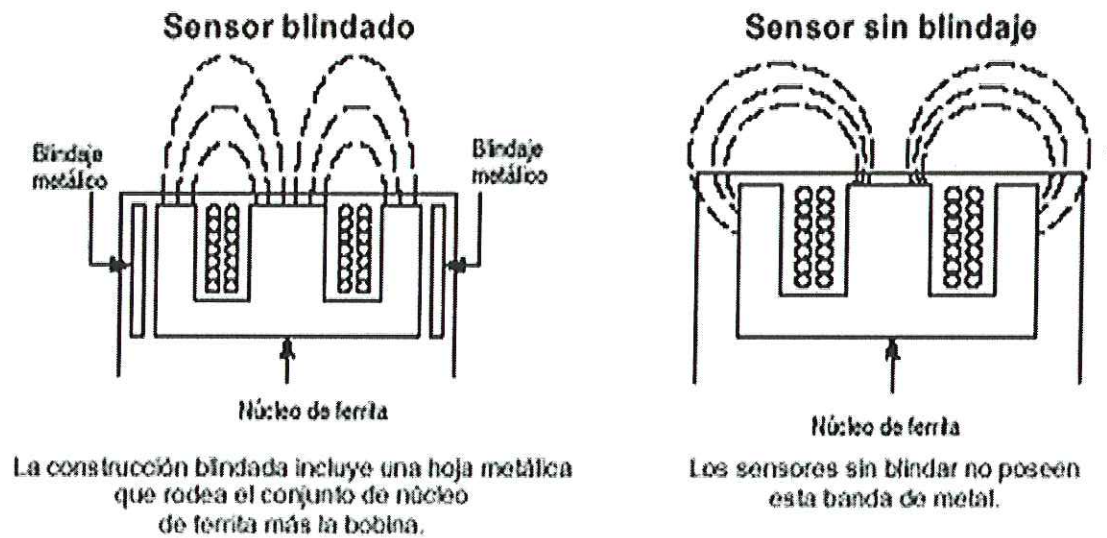
Grafica No 3. Conmutación de sensor de proximidad



1.3.1.5 Comparación entre sensores inductivos blindados y no blindados.

Los sensores de proximidad blindados permiten que el campo electromagnético se concentre enfrente de la cara del sensor. La construcción blindada permite la posibilidad de montaje de los sensores de proximidad al ras en piezas de metal que los rodean sin que se produzcan falsas detecciones.

Grafica No 4. Diferencia entre sensor blindado y sin blindaje



Por todas las características mencionadas anteriormente es posible utilizar los sensores inductivos en las diferentes aplicaciones de la industria tal como son las máquinas herramientas, máquinas rectificadoras, cintas transportadoras, industria alimenticia y posicionamiento de ascensores entre otras más.

1.4 ACTUADORES

Los actuadores son los elementos del sistema encargados de realizar las tareas encomendadas por el controlador, que es el de proporcionar el torque o velocidad necesaria para la estructura, ya sea de manera neumática, hidráulica o eléctrica, ahora es mas común utilizar motores eléctricos que faciliten el accionamiento de los distintos dispositivos mecánicos.

1.4.1 Motores Eléctricos

Los motores eléctricos son un grupo de aparatos que se utilizan para convertir energía eléctrica en mecánica por medios electromagnéticos, los motores eléctricos pueden ser de corriente directa, de corriente alterna y de corriente alterna y directa simultáneamente. A los motores de corriente alterna también se les conoce como motores de inducción.

En la actualidad las sociedades industrializadas necesitan una gran producción de fuerza motriz para todo tipo de tareas que van desde los electrodomésticos, pasando por máquinas comerciales hasta llegar a las industrias.

La mayor parte de la conversión de energía eléctrica por energía mecánica se realiza por medio de los motores de inducción, todo esto se aplica debido a su principio de funcionamiento, sencillez, bajo costo tanto de adquisición como de mantenimiento y trabajo continuo, pero su principal característica que lo hace tan conveniente es su adaptación a un régimen de velocidad constante.

1.4.1.1 Motor Trifásico de inducción

Estos motores están constituidos por los elementos externos como son el eje, la caja de bornes, la carcasa cilíndrica pero además y de manera de su aplicación constan de un estator o inductor fijo, un entrehierro y un rotor o inducido.

En el estator se encuentran tres devanados desfasados 120 grados eléctricos, se alimentan de una red trifásica, lo cual produce un campo magnético giratorio en el entrehierro del rotor. El rotor o inducido puede ser de devanado o de cortocircuito, este último el cual es el más común se encuentra formado por unas barras conductoras cortocircuitadas mediante unos anillos.

Cuando el motor gira lo hace en el sentido del campo magnético del estator a una velocidad inferior a la de éste, llamada velocidad asíncrona, de ahí el nombre de motores asíncronos. En este sentido el rotor trata de alcanzar al estator pero nunca puede llegar a la velocidad de sincronismo puesto que entonces no se produciría variación de flujo ni corrientes inducidas de produce el deslizamiento.

El deslizamiento es la variación relativa de la velocidad del motor respecto a la del sincronismo, está dada por la ecuación:

$$S = \frac{N_s - N}{N_s}$$

Para motores pequeños el deslizamiento es aproximadamente de 0.085, y conociendo también la velocidad sincronía, es posible calcular la velocidad de giro del motor:

$$N = N_s(1 - S)$$

Es importante dentro del estudio de los motores trifásicos determinar el rendimiento el cual no es otra cosa que la relación que se puede apreciar entre la potencia de entrada con relación a la potencia de salida.

La carga mecánica absorbe un par (T_r) a una velocidad angular (ω_m) igual al par útil (T_u) suministrado por el eje del motor, para ello la red proporciona una potencia eléctrica un valor de carga se aplican las ecuaciones:

$$S_e = \sqrt{3} * U_L * I_L$$

S_e = Potencia aparente en VA de entrada al motor, es la misma suministrada por la red (SL) o absorbida por el motor S_{abs}).

U_L = Tensión de línea de la red eléctrica (volts)

I_L = Intensidad de línea de la red eléctrica (Ampers)

Esta potencia aparente cuenta con dos componentes, la primera es la potencia reactiva (Q_e), la cual es la encargada de crear el flujo y producir la conversión electromagnética y la segunda es la potencia nominal (P_n) o potencia activa de salida (P_s), la que produce la potencia mecánica o útil en el eje (P_u).

$$Q_e = \sqrt{3} * U_L * I_L * \text{sen} \varphi \rightarrow (V.Ar)$$

$$P_e = \sqrt{3} * U_L * I_L * \text{cos} \varphi \rightarrow (W)$$

El rendimiento por tanto se relaciona de la siguiente forma

$$P_s = \eta * P_e = \eta * P_u = \eta * P_n(W)$$

En todo caso lo que se busca en la utilización de los motores es lograr hacer la potencia reactiva lo mas pequeña posible, para que sea menor el ángulo de desfase de la tensión y la corriente; y el rendimiento que sea lo mas grande posible.

Para realizar correctamente el funcionamiento es necesario tener en cuenta el par resistente y la aceleración, para vencer la inercia de la carga y mantenerla a

velocidad nominal, es necesario contar con un torque mayor que el nominal, es decir hace falta que exista un par de aceleración.

El valor del par medio de aceleración es indispensable para calcular el tiempo de arranque.

$$t_a = \frac{2 * \pi * N_n * J}{60 * M_a}$$

N_n = Velocidad nominal del motor en rpm (fabricante).

J = Momento de inercia en Kg.m³.

M_a = Momento de aceleración medio.

1.4.1.2 Características de los motores trifásicos en funcionamiento

En la mayoría de los motores que se consiguen en el mercado se encuentran especificados la frecuencia de 50 y 60 Hz, se encuentran contruidos para su funcionamiento dentro de unos límites establecidos de temperatura de 40Celsius y de una altitud de 1000m; es indispensable conocer el medio de aplicación pues una variación a 60Celsius produce una reducción en la potencia del 20 por 100, de igual manera si la altura llega a unos 3500m.

La alimentación de la red puede ser de 220V, 380V, 660V, existen motores trifásicos bitensión y ofrecen las dos posibilidades dependiendo de la configuración ya sea de estrella o de triángulo, es importante aclarar que en la configuración de estrella la tensión de línea es $\sqrt{3}$ mayor que la tensión de fase.

La intensidad de línea es otro de los factores primordiales pues de ella depende gran número de protecciones a que es sometido el motor, ésta intensidad absorbida se calcula mediante la ecuación:

$$I_L = \frac{P_N}{\sqrt{3} * \eta * U_L * \cos\varphi} \quad (A)$$

Cabe aclarar que en ambas configuraciones se desarrolla por completo la potencia nominal, pues si se aumenta su tensión $\sqrt{3}$ necesariamente su intensidad disminuye en el mismo factor.

Otro de los factores dentro de los motores es el sentido de giro, en la mayoría de los motores ya se cuenta con un estándar pues en sus borneras se encuentra U, V y W los cuales corresponden a la red L1, L2 y L3 respectivamente, esto genera en el motor un giro hacia la derecha visto desde el lado del accionamiento, si se desea invertir el sentido de giro es necesario permutar dos fases o dos bornes de la red.

1.4.1.3 Arranque de motores

En estos motores de inducción se emplean dos posible maneras de arranque, la primera es arranque a tensión reducida y la otra es arranque a plena tensión, la primera consiste en la conexión en estrella en el momento del arranque esto con el fin de disminuir la intensidad requerida, pero al mismo tiempo se reduce el par del rotor, y cuando el motor alcanza mas o menos el 80 por 100 se desconecta durante unos milisegundos y se cambia a conexión triangulo, con el rotor en movimiento.

El arranque a de plena tensión o directa consiste en las conexiones anteriormente mencionadas ya sea una u otra, sometiendo cada fase a su tensión nominal y así provocar la aceleración en el motor hasta alcanzar su velocidad nominal.

En este arranque el dimensionamiento de los contactores, seccionamiento y protecciones se efectúa para la intensidad nominal de servicio, la cual es la misma intensidad de línea; es importante recalcularse si se realizan mejoras en el factor de potencia por medio de las mejoras a través de los condensadores, un factor de seguridad en los valores de las líneas es de cumplir con el 125 por 100 de la requerida por el motor a plena carga.

1.4.1.4 Regulación de velocidad

Los motores de inducción se utilizan principalmente para mantener una velocidad constante, de acuerdo a sus características, torque, velocidad y demás, así que los motores mas comunes son los de 2, 4, 6 y 8 polos con lo que se juega con la velocidad del rotor; pero debido a algunos problemas de manejo de motores de cc como lo son la temperatura, velocidad periférica y limitaciones en ambientes peligrosos se ha abierto el campo de investigación lo cual exige una gran experiencia y conocimiento en el manejo de la regulación, todo esto provocado por la sencillez, tamaño reducido y ausencia de colector en los motores de inducción.

1.4.1.5 Protecciones eléctricas

En relación con las normas internacionales todo circuito debe encontrarse protegido contra los efectos de sobre intensidades que se puedan presentar.

La sobre intensidad consiste en una intensidad mayor a la intensidad nominal, esta se puede producir por dos razones fundamentales que son el cortocircuito y la sobrecarga.

El cortocircuito consiste en la conexión de dos o más puntos de un circuito a través de una impedancia que su valor se puede despreciar, se considera que hay cortocircuito ya sea voluntario o intencional cuando la intensidad llega a un valor superior a tres veces la intensidad nominal y cortocircuito franco si llega a sobrepasarla seis veces.

La sobrecarga es la condición de funcionamiento de un circuito eléctrico sin defecto que provoca una sobre intensidad, ésta se puede provocar cuando se solicita un mayor torque en el eje del que puede llegar a suministrar.

Las protecciones utilizadas para proteger contra cortocircuito y sobrecarga son los fusibles calibrados, interruptores automáticos ya sea con sistemas de corte electromagnético o con curva térmica de corte, en base a estos conceptos se utilizan principalmente tres mecanismos fundamentales de protección.

- Fusibles: protegen contra sobrecargas de muy larga duración y contra cortocircuitos.
- Fusibles y relé térmico: el fusible contra sobrecargas intensas y cortocircuito y el relé contra sobrecargas no intensas.
- Interruptores automáticos magneto térmicos: el sistema de protección térmico protege contra sobrecargas y el magnético contra cortocircuito.

1.4.1.6 Maniobra de motores eléctricos

Por seguridad del operador y de la instalación eléctrica, para poner en marcha y parar un motor, el circuito derivado de este, debe estar provisto entre otros accesorios de un arrancador que puede ser manual, semiautomático o automático.

Los arrancadores manuales son aquellos que requieren que el operador manipule en forma manual mediante una palanca los contactores de arrancador para poner en marcha o parar el motor.

Los arrancadores semiautomáticos, son aquellos que requieren que el operador pulse un botón para energizar o de desenergizar la bobina con el campo magnético que produce, cierra y abre los contactores para con esto arrancar o parar el motor. Los arrancadores automáticos, son aquellos que por algún medio se energiza o se desenergiza la bobina que con el campo magnético que produce cierra y abre los contactores del arrancador y con esto arranca y para el motor.

Sin embargo, en el caso de los motores trifásicos, la interacción entre los campos magnéticos variables en las tres fases genera la aparición de un campo magnético de módulo constante aunque giratorio en el espacio.

Por lo general, y siempre que sea posible, convendrá trabajar con motores asíncronos trifásicos.

El funcionamiento de un motor asíncrono recuerda mucho al funcionamiento de un transformador. Los bobinados del estator serán el primario del transformador, el motor, el entrehierro y el estator serían el círculo magnético correspondiente. El único inconveniente estribará en que a diferencia del transformador típico, la frecuencia en el secundario (las barras de la jaula del rotor) dependerá de la velocidad relativa entre el motor y el estator.

En la actualidad las maniobras de motores eléctricos se realizan por medio de contactores electromagnéticos, éste es un aparato mecánico que cuenta con una sola posición de reposo y se acciona mediante un electroimán, tiene la capacidad de interrumpir, soportar y establecer corrientes en las condiciones normales, incluyendo las condiciones de sobrecarga.

El contactor consta de dos elementos principales que son los contactos eléctricos y el mecanismo de apertura y cierre, el mecanismo de apertura y cierre esta formado por una bobina y un circuito magnético.

Las bobinas se encuentran sobre un material termoplástico, son desmontables y se pueden utilizar entre el 85 por 100 y 110 por 100 de su tensión nominal, el circuito magnético cuenta con una parte móvil y una fija, y se encuentran formadas por unas chapas laminadas de hierro.

Las características mas importantes dentro de un contactor es la intensidad tensión nominal, la intensidad tiene que ver con la corriente fijado por el fabricante teniendo en cuenta la frecuencia, el servicio y la tensión nominal. La tensión es la que determina la aplicación del contactor y la que se refiere a los poderes de cierre y de corte.

1.5 SISTEMAS MECÁNICOS

Dentro del proyecto se encuentran varios sistemas mecánicos que colaboran en la ejecución de los parámetros finales que se buscan dentro del concepto del funcionamiento de la máquina, es importante conocer cada uno de estos, entendiendo su funcionamiento y características especiales que los hacen de vital importancia para lograr los objetivos.

1.5.1 Transmisiones

Los mecanismos de transmisión se encargan de transmitir movimientos de giro entre ejes alejados, estos mecanismo se diseñan con el fin de que las velocidades de giro y los momentos de torsión aplicados sean los deseados en el diseño, teniendo como base una relación de transmisión determinada.

La transmisión del movimiento desde un mecanismo o elemento de máquina a otro se puede realizar en forma directa, como por ejemplo el caso de un engranaje montado sobre el eje de un motor y que engrana con otro engranaje al que le transmite el movimiento de rotación del eje, o a través de vínculos intermedios que transmiten el movimiento que tiene el elemento motor al elemento conducido. Este vínculo intermedio puede ser sólido o fluido, en el primer caso podrá ser rígido, como la biela de un mecanismo, o flexible como una correa plana o trapezoidal, y en el segundo caso puede ser líquido, presentándose este caso en los mecanismos hidráulicos. Es necesario observar las diferentes características de las transmisiones para identificar la que mejor se ajusta a las necesidades del problema ya sea por diseño o por presupuesto.

1.5.1.1 Tornillo sin fin corona

Este mecanismo permite transmitir el movimiento entre árboles que se cruzan. El eje propulsor coincide siempre con el tornillo sin fin, que comunica el movimiento de giro a la rueda dentada que engrana con él, llamada *corona*. Una vuelta completa del tornillo provoca el avance de un diente de la corona. En ningún caso puede usarse la corona como rueda motriz. Puede observarse un tornillo sin fin en el interior de muchos contadores mecánicos.

1.5.1.2 Engranaje Recto

Está formado por dos ruedas dentadas cilíndricas rectas. Es un mecanismo de transmisión robusto, pero que sólo transmite movimiento entre ejes próximos y, en general, paralelos. En algunos casos puede ser un sistema ruidoso, pero que es útil para transmitir potencias elevadas. Requiere lubricación para minimizar el rozamiento. Cada rueda dentada se caracteriza por el número de dientes y por el diámetro de la circunferencia primitiva. Estos dos valores determinan el *paso*, que debe ser el mismo en ambas ruedas.

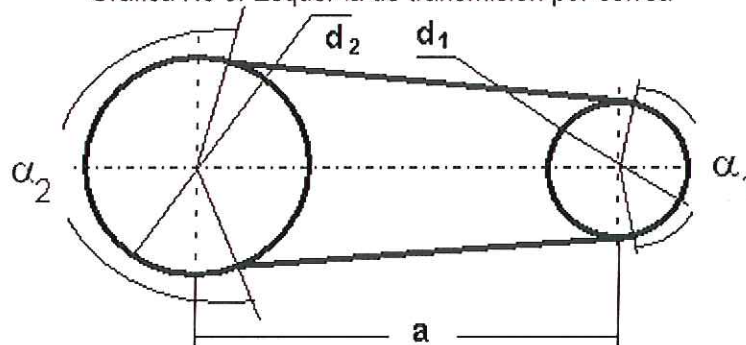
1.5.1.3 Engranaje cónico

Es un mecanismo formado por dos ruedas dentadas troncocónicas. El paso de estas ruedas depende de la sección considerada, por lo que deben engranar con ruedas de características semejantes. El mecanismo permite transmitir movimiento entre árboles con ejes que se cortan. En los taladros se usa este mecanismo para cambiar de broca. Aunque normalmente los ejes de los árboles son perpendiculares, el sistema funciona también para ángulos arbitrarios entre 0° y 180° . Las prestaciones del mecanismo son parecidas a las del engranaje recto.

1.5.1.4 Correa polea

Las transmisiones por correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la cinta (correa) transmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

Grafica No 5. Esquema de transmisión por correa



www.elprisma.com

Donde:

α_1 = Angulo de contacto en la polea menor.

α_2 = Angulo de contacto en la polea mayor.

d_1 = Diámetro primitivo de la polea menor.

d_2 = Diámetro primitivo de la polea mayor.

a = Distancia entre centros de poleas.

Durante la transmisión del movimiento, en un régimen de velocidad uniforme, el momento producido por las fuerzas de rozamiento en las poleas (en el contacto correa-polea) será igual al momento motriz en el árbol conductor y al del momento resistivo en el árbol conducido. Cuanto mayor sea el tensado, el ángulo de

contacto entre polea y correa, y el coeficiente de rozamiento, tanto mayor será la carga que puede ser transmitida por el accionamiento de correas y poleas.

Como puede ser comprendido, la transmisión por correa clasifica dentro de las transmisiones mecánicas con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico, para dar continuidad al movimiento, la transmisión por rozamiento con un enlace flexible entre el elemento motriz y el movido. Esta particularidad le permite algunas ventajas que posibilitan recomendar las transmisiones por correas en usos específicos como el que se desea dentro del diseño de los sistemas mecánicos, como son:

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la polea.
- Diseño sencillo.
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.

Los inconvenientes principales de la transmisión por correa, que limitan su empleo en ciertos mecanismos y accionamientos son:

- Grandes dimensiones exteriores.

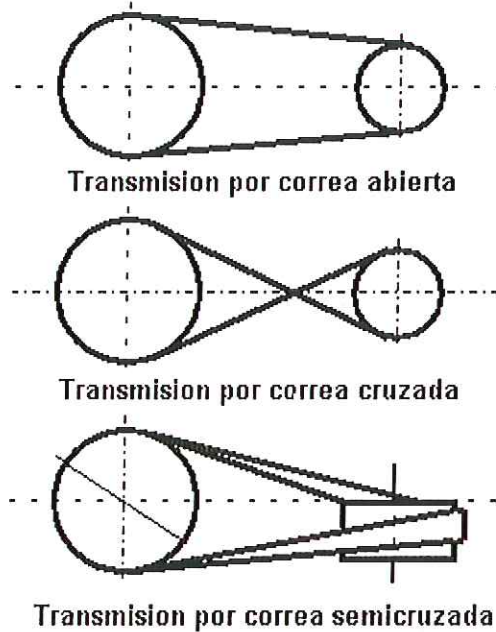
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.
- Vida útil de la correa relativamente baja.

Un análisis de las ventajas e inconvenientes, presentes en las transmisiones por correa, permite apreciar la efectividad del empleo de estas transmisiones que aún las hacen prácticamente insustituibles en muchos accionamientos auxiliares en los motores de vehículos autopropulsados, en máquinas herramientas, transportadores, sistemas de ventilación y máquinas textiles, entre otras muchas aplicaciones.

1.5.1.4.1 Clasificación de las transmisiones por correas

La transmisión por correa admite una disposición relativamente arbitraria de los ejes de las poleas conductora y conducida, y un variado número de poleas en la transmisión, todo esto debido a la flexibilidad del elemento de tracción. Una forma de clasificar la transmisión por correa esta basada en el esquema o disposición de las poleas y correas en el accionamiento.

Grafica No 6. Posiciones de transmisiones de correa



www.elprisma.com

- Transmisión por correa abierta.

Se emplea en árboles paralelos si el giro de estos es un mismo sentido. Es la transmisión más difundida. En estas transmisiones la flexión en la correa es normal y depende fundamentalmente del diámetro de la polea menor.

- Transmisión por correa cruzada.

Se emplea en árboles paralelos si el giro de estos es en sentido opuesto. En perfiles asimétricos la flexión es inversa (alternativa). Para evitar un intenso

desgaste en la zona que cruzan las correas, es recomendable elegir una distancia entre ejes la cual sea mayor de 35 a 30 veces el ancho de la correa.

- Transmisión por correa semicruzada.

Se emplea si los árboles se cruzan (generalmente a 90). Es recomendable que la disposición definitiva de las poleas se haga luego de verificar la transmisión en la práctica, para que no salte la correa de las poleas. Es recomendable elegir una distancia entre ejes mayor 4 veces la suma del diámetro d_p y el ancho de la polea con eje horizontal.

En un accionamiento por correa, el órgano de tracción (correa de transmisión) es un elemento de suma importancia que determina la capacidad de trabajo de toda la transmisión. Las correas se distinguen por la forma de la sección transversal, por la construcción, material y tecnología de fabricación, pero el rasgo más importante que determina la construcción de las poleas y de toda la transmisión, es la forma de la sección transversal de la correa. En función de la forma de la sección transversal, las correas de transmisión son clasificadas como:

1.5.1.4.2 Clasificación según la sección transversal

Correas planas.

Correas trapeciales o en V.

Correas redondas.

Correas eslabonadas.

Correas dentadas.

Correas nervadas o Poly V.

Tabla 2. Comportamiento de los tipos básicos de correas

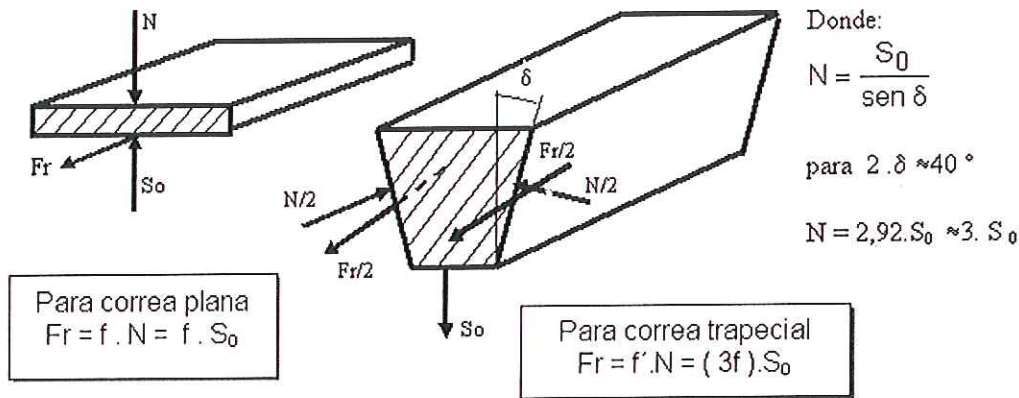
Criterio	Plana	Trapezial	Eslabonada	Dentada	Poly V	Redonda
Carga en los áboles	muy grande	pequeña	pequeña	mínima	grande	muy grande
Trabajo a $V = 25$ m/s	aceptable	aceptable	malo	bueno	aceptable	regular
Resistencia a los choques	muy buena	bueno	regular	aceptable	muy buena	bueno
Eficiencia %	97 ... 98	96 ... 97	95 ... 96	98 ... 99	96 ... 97	96 ... 95
Longitud de correa.	libre	normalizada	libre	dependiente	normalizada	libre
Tolerancia a la desalineación	pequeña	grande	grande	pequeña	pequeña	muy grande
Nivel de ruido	muy bajo	muy bajo	bajo	bajo	bajo	bajo
Sincronismo	no	no	no	si	no	no
Costo inicial	bajo	bajo	bajo	moderado	moderado	mínimo
Necesidad de control del tensado	alguna	escasa	alguna	escasa	alguna	alguna
Facilidad de montaje entre apoyos	si	no	si	no	no	si
Ancho reducido	no	si	si	si	no	si
Diámetro reducido	si	no	no	no	si	no

www.elprisma.com

De los tipos básicos de correas, son las trapeziales las que han adquirido mayor aplicación en la industria. Su rápida difusión se debe a la introducción del motor eléctrico independiente, el cual exigió una nueva transmisión por correa que permitiera pequeña distancia entre los ejes de las poleas y grandes relaciones de transmisión.

La capacidad de carga de una correa trapezial es mayor que la de una plana debido al mayor coeficiente reducido de fricción. Para valores típicos de ángulo de ranuras entre 34° y 40° , el valor medio del coeficiente reducido es 3 veces mayor para las correas trapeziales que para correas planas de igual material. Por ello, si las condiciones son iguales, una transmisión por correa trapezial transmite mayor carga que una transmisión análoga de correa plana.

Grafica No 7. Análisis de la fuerza de fricción de una correa plana y trapezoidal



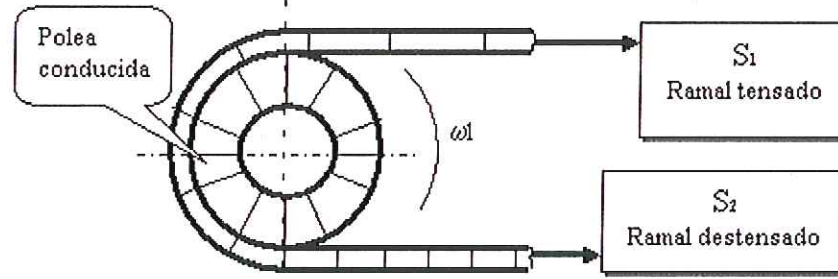
www.elprisma.com

1.5.1.4.3 Deslizamiento elástico en las transmisiones por correas

El deslizamiento elástico surge como resultado de las deformaciones (estiramiento y acortamiento) que sufre la correa en el sentido longitudinal y acompaña el trabajo de la transmisión bajo carga. Este fenómeno es localizado en el contacto que se produce entre la correa y las poleas.

A medida que aumenta la carga útil que es transmitida por la correa, el ángulo de deslizamiento aumenta a expensas de la disminución del ángulo de reposo, aumentando de esta forma el deslizamiento elástico de la correa en la polea y el atrasamiento de la polea conducida con relación a la velocidad que lleva la correa durante la fase de estiramiento. Si se produce una sobrecarga, capaz de extender a todo el ángulo de contacto el ángulo de deslizamiento, el movimiento deslizante elástico se transforma en un resbalamiento o patinaje total de la correa sobre la polea. Este último fenómeno ocurre generalmente en la polea donde menor es el ángulo de contacto, si los ramales de carga están transmitiendo iguales carga.

Grafica No 8. Fenómeno de deslizamiento elástico en una polea conducida



www.elprisma.com

Con el objetivo de cuantificar el deslizamiento elástico se define un factor evaluador, conocido como el coeficiente de deslizamiento elástico, siendo,

$$S = \frac{W_2 - W_2'}{W_2}$$

Donde:

S = Coeficiente de deslizamiento elástico relativo.

W_2 = Velocidad angular teórica (transmisión sin carga) de la polea conducida.

W_2' = Velocidad angular real (transmisión con deslizamiento elástico) de la polea conducida.

1.5.1.4.4 Características de tracción de una transmisión por correas

Para el estudio de las características de tracción de las transmisiones por correas es definido

$$\varphi = \frac{P}{2 * S_0}$$

Siendo:

φ = Coeficiente de tracción.

P = Fuerza útil en la correa (N).

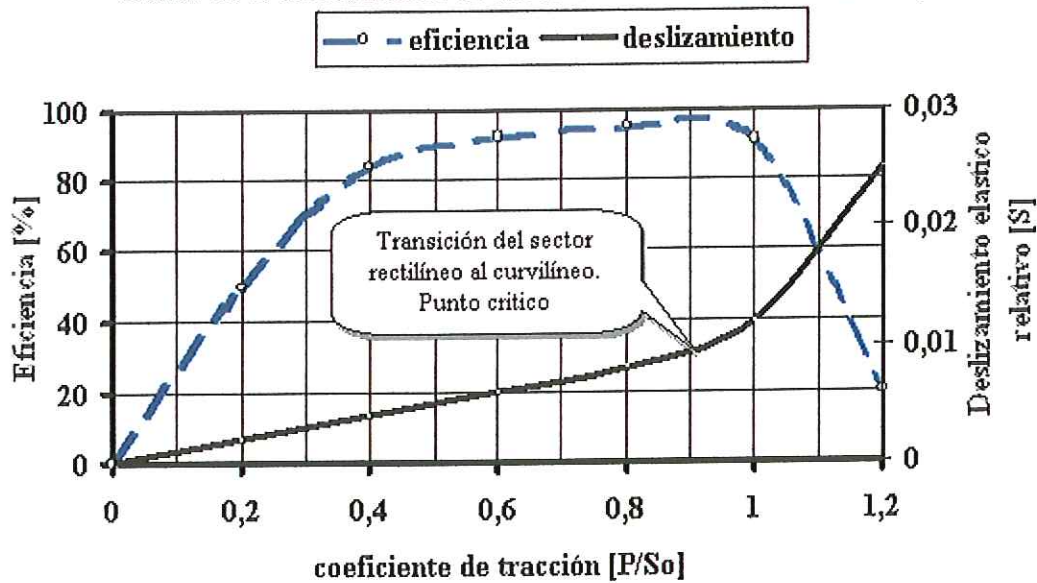
S₀ = Tensado estático (previo) de la correa (N).

A partir de mediciones experimentales realizadas en una transmisión por correa, donde es controlada la tensión estática S₀, la fuerza útil transmitida P₀, y el deslizamiento elástico relativo, es posible obtener una curva de la característica de tracción de la transmisión.

La curva de la característica del coeficiente de tracción φ se divide en dos sectores: uno rectilíneo, donde a la vez que crece el coeficiente de tracción se produce un crecimiento directamente proporcional del deslizamiento elástico S, y otro sector curvilíneo, donde el trabajo de la correa es inestable pues un pequeño aumento casual de la carga hace que la correa resbale sobre la polea.

El sector curvilíneo del coeficiente de deslizamiento elástico en la característica tractiva no es deseable durante el trabajo estable de la transmisión y solo se justifica ese comportamiento para casos en que la transmisión sufre alguna sobrecarga momentánea (zona de trabajo como fusible mecánico)

Grafica No 9. Características de tracción de transmisión por correa trapezoidal



www.elprisma.com

El punto de transición del sector rectilíneo al curvilíneo es denominado punto crítico de la característica de tracción, y el valor que toma el coeficiente de tracción en ese punto es denominado coeficiente de tracción crítico φ_0 .

El valor del coeficiente de tracción crítico corresponde al valor máximo de carga en condiciones de aprovechamiento racional de la correa.

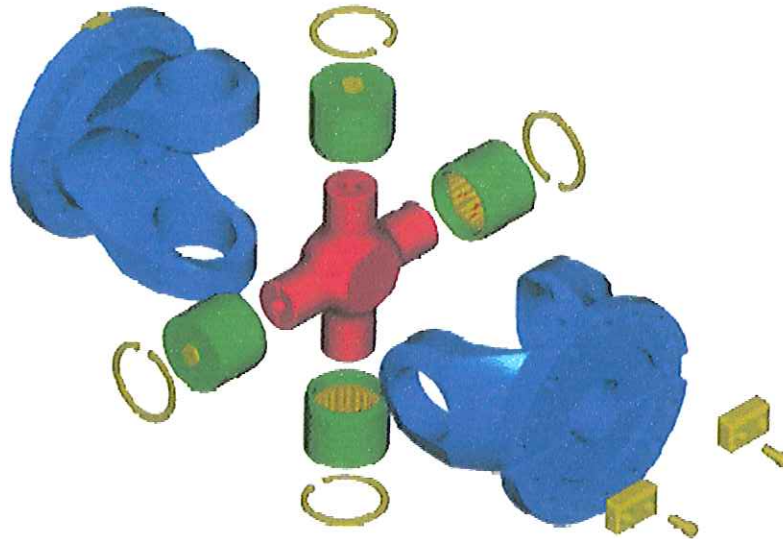
Si $\varphi < \varphi_0$ la capacidad de tracción de la correa no se aprovecha del todo. Si $\varphi > \varphi_0$ la correa trabaja inestable y se desgasta con rapidez.

1.5.1.5 Junta de cardan

También conocida como unión de hooke, consisten en una serie de dispositivos de unión que permiten efectuar la transferencia de movimiento entre ejes que forman un ángulo variable, una junta universal cardan es un mecanismo de velocidad no constante, consistente en dos horquillas conectadas mediante una cruz a través

de cuatro rodamientos (generalmente de agujas) en los que el anillo interior está formado por el mismo brazo de la cruz y el exterior por la caja del cojinete.

Grafica No 10. Despiece de una junta de cardan



<http://mecfunnet.faii.etsii.upm.es/Xitami/webpages/anocardnbak.html>

El uso habitual de la Junta Cardan consiste en la transmisión de movimiento y potencia entre dos ejes que se cortan. Su principal ventaja estriba en su bajo costo de fabricación, sencilla construcción y montaje, larga vida y escaso mantenimiento.

Si se realiza un análisis detallado del sistema de la junta se aprecia que si la primera orquilla gira con velocidad uniforme, la velocidad de la segunda oscila de manera que su media sea igual a la velocidad de la primera; cuanto menos grande sea el ángulo formado por los ejes de las horquillas, más uniforme es la velocidad de la segunda. Sin embargo, si el ángulo crece, la velocidad de la segunda horquilla deja de ser constante pudiendo ocasionar pares resistentes importantes y de carácter oscilatorio que desaconsejan el uso de la junta Cardan para transmitir

el movimiento entre ejes si éstos se desalinean en un ángulo mayor que $\pi/6$ radianes.

1.5.2 Rodamientos

Los rodamientos son piezas de acero aleado con cromo, manganeso y molibdeno, son sometidos a rigurosos tratamientos térmicos para obtener piezas de gran resistencia al desgaste y a la fatiga, son elementos de máquinas que permiten el movimiento entre un elemento mecánico y otro.

Gran parte de los rodamientos están formados por anillos, uno interior y otro exterior. Por lo general son retenidos por una jaula que los separa, les da un intervalo de distancia a los elementos rodantes, los cuales pueden ser bolas o rodillos y los mantiene dentro de la pista interna y externa permitiendo que estos elementos giren libremente.

Los rodamientos son los elementos mecánicos más críticos de un dispositivo de rotación, por ello se someten a múltiples inspecciones de calidad durante su proceso de fabricación. Otra característica de los rodamientos es la exactitud de sus dimensiones cada parte debe tener tolerancias muy estrechas para un satisfactorio funcionamiento del conjunto.

Existen variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante la selección del rodamiento preciso para lograr la finalidad la cual consiste en una larga duración de servicio, alta fiabilidad, y rentabilidad.

Existen rodamientos de muy variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante escoger el rodamiento preciso, tomando la decisión con base en criterios tales como: costo, facilidad de montaje, vida útil,

dimensiones generales, simpleza del conjunto, disponibilidad de repuestos y tipo de lubricación.

Es necesario conocer cada una de las características de los rodamientos para así poder tomar la decisión correcta en cuanto a la selección del rodamiento ideal, básicamente hay tres formas de clasificar los rodamientos:

1.5.2.1 Clasificación según la dirección de la carga que mejor soportan:

Rodamientos Radiales: son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula. Por ejemplo, las ruedas de un carro se apoyan en el suelo y reciben la carga en el eje, de esta forma los rodamientos de las ruedas trabajan bajo carga radial.

Rodamientos Axiales: son aquellos que están diseñados para resistir cargas en la misma dirección del eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro superior, un aro inferior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo. Por ejemplo, pensemos en un carrusel, el peso total de esta máquina actúa verticalmente hacia el suelo y debe rotar en torno a un eje vertical al suelo.

Rodamientos de contacto angular: son una mezcla de los casos anteriores, se basan en un rodamiento similar al radial con un diseño especial de los aros exterior e interior para soportar cargas axiales mayores que un rodamiento radial simple. Sus aplicaciones son muy amplias, debido a que un eje siempre puede desarrollar cargas eventuales en una dirección inesperada y debido al ahorro que se genera al colocar un solo rodamiento para hacer el trabajo de dos.

1.5.2.2 Clasificación según la rigidez del rodamiento

Rodamientos rígidos: son aquellos que exigen correcta alineación del eje. Ante un desalineamiento se generan cargas que pueden dañar definitivamente el rodamiento.

Rodamientos rotulados: Son aquellos que por un diseño especial de los aros permiten que el eje gire algunos grados sin desarmar el rodamiento. Esta característica se logra con una pista de rodadura esférica que permite a las bolas o barriletes desplazarse para acomodarse al desalineamiento del eje.

1.5.2.3 Clasificación según el elemento rodante

Los elementos rodantes son provistos en dos formas generales: Bolas y rodillos. Los rodillos pueden ser suministrados en cuatro estilos básicos; cilíndricos, de aguja, cónicos y esféricos.

Para conocer las diferencias entre cada uno de los diferentes rodamientos en determinados casos se presentan las características de cada una de las configuraciones más utilizadas en los determinados procesos de la industria:

- Rodamientos Rígidos de bolas:

Soporta cargas radiales y axiales, apropiados para revoluciones altas, fácil de montar. La adaptabilidad angular de los rodamientos rígidos de bolas es relativamente pequeña. Estos rodamientos cuando están sellados permiten estar exentos de lubricación libres de manutención. Los rodamientos rígidos de bolas son los más utilizados entre todos los tipos de rodamientos.

- Rodamientos Axiales de bolas (espejo):

Los rodamientos axiales pueden absorber elevadas cargas axiales en un solo sentido, sin embargo no pueden ser aplicadas radialmente. Estos rodamientos son inapropiados para operar a alta velocidad.

- Rodamientos de rodillos cilíndricos:

Estos rodamientos hacen contacto lineal con la pista, estos rodamientos pueden soportar solamente cargas radiales pesadas y son adecuadas para operaciones de alta velocidad. Son despiezables (separables), con lo que se facilita el montaje y desmontaje. Para evitar tensiones en los cantos, los rodillos y los caminos de rodadura tienen un contacto lineal modificado. En estos rodamientos, pueden colocarse obturaciones (sellados) para un funcionamiento libre de mantenimiento.

- Rodamientos de aguja:

Constan de dos aros y una corona de agujas, con una jaula que guía cantidad de agujas y evita que se desarmen. La característica esencial de los rodamientos de aguja es su elevada capacidad de carga en una sección reducida.

- Rodamientos oscilantes (Esféricos):

Es un rodamiento de rodillos autoorientable, especialmente adecuado para construcciones en la que se exigen una gran capacidad de carga radial y la compensación de errores angulares. El anillo exterior tiene una pista esférica, continua y centrada, la generalidad es que sea construido con dos hileras de rodillos. Su construcción robusta de naturaleza oscilante ha resultado con eficacia principalmente en casos que aparecen fuerzas radiales originadas por errores de montaje o deflexiones del eje. La capacidad de carga axial es escasa. No son despiezables.

Los rodamientos manejados adecuadamente, pueden responder fiablemente a una amplia gama de condiciones de trabajo. Si lo consideramos como lo que es, un elemento de precisión de una máquina, puede dañarse con un manejo inadecuado aun antes de empezar a trabajar.

1.5.2.4 Cuidados en el montaje y desmontaje de rodamientos

Deberemos tener en cuenta estos principios generales:

Conservar limpio el rodamiento y el ambiente que lo rodea, para lo cual esperaremos al último momento par extraerlo de su caja que lo contiene; no calentar los rodamientos a temperaturas superiores a 120° ya que podría llegar a reducirse su dureza y por lo tanto acortar su vida; utilizar herramientas adecuadas para cada dimensión de rodamiento.

En el momento del montaje se deben tener muy en cuenta las siguientes recomendaciones:

Elegir un lugar limpio; revisar el eje, alojamiento y radios de acuerdo en sus dimensiones, acabado y formas geométricas; limpiar el eje, alojamiento y radios; tener cuidado al tocar las superficies rectificadas del rodamiento para impedir posibles rastros de óxido; al montar los anillos interior y exterior por separado, aplicar fuerza también a cada uno por separado evitando montar, por ejemplo, el aro exterior golpeando el aro interior montado.

Para verificar el correcto funcionamiento del equipo, se debe tener en cuenta los siguientes pasos:

Las máquinas pequeñas se probarán primero girando la parte móvil a mano, para posteriormente engancharle el motor; en las máquinas, que no sea posible esto, intentaremos girarlas a baja velocidad para incrementarla poco a poco.

En las primeras vueltas, estar atento a posibles roces que impidan el libre giro de las partes móviles. Podría ser muy grande el ajuste realizado; si se notan pequeños golpes al girar, podríamos tener algo de suciedad o como mal mayor alguna pista de rodadura dañada.

Ante cualquier anomalía surgida, es conveniente interrumpir la prueba funcional y atajar el mal funcionamiento (limpiando, lubricando más, cambiando el rodamiento, ajustando de otra manera, etc...).

El desmontaje de rodamientos puede ser motivado por dos razones principalmente, o se desmonta debido a algún tipo de mantenimiento preventivo para volverlo a montar después, o se desmonta porque su vida útil ha terminado y su deterioro nos hace cambiarlo por otro.

En el primer caso, los cuidados que tendremos con el rodamiento serán los mismos que si fuese nuevo y en el segundo caso, los procedimientos pueden ser muy variados e incluso violentos, ya que el rodamiento no va a servir, ahora bien, intentaremos no dañar asientos y eje ya que en ellos montaremos otro rodamiento.

1.5.2.5 Lubricación de los rodamientos

Estudios desarrollados en diferentes partes del mundo establecen que más del 50% del desgaste de rodamientos (baleros y chumaceras) son causados por una lubricación deficiente, el 80% del desgaste es causado por la contaminación de los

lubricantes y que el 30% de los lubricantes son cambiados cuando aún pueden seguir trabajando.

En la lubricación de los rodamientos se busca principalmente cuatro características fundamentales las cuales son:

- Formar una película entre las superficies en contacto deslizante y rodante.
- Ayudar a distribuir y disipar el calor.
- Impedir la corrosión entre las superficies de contacto.
- Proteger las piezas de la entrada de materias extrañas.

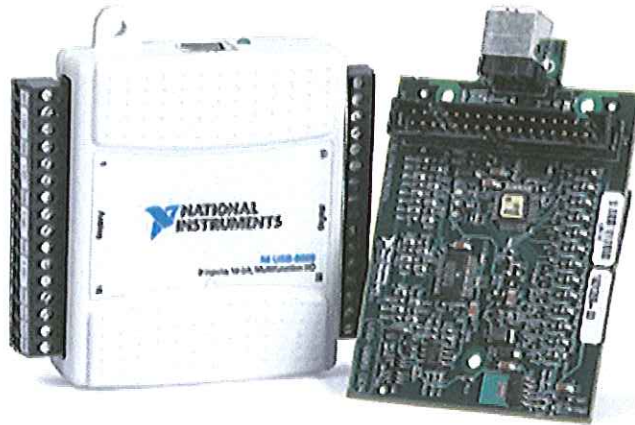
Es importante aclarar que del mismo modo que se utiliza el aceite para la lubricación se puede también usar grasa, es necesario tener en cuenta las características de cada una y así verificar cual conviene mas y cual no.

Se debe implementar grasa cuando la temperatura no es mayor de 90°C, la velocidad es baja, se requiere protección contra materias extrañas, se desean alojamientos sencillos y operar en periodos largos sin atención; por el contrario se utiliza aceite en velocidades altas, temperaturas elevadas y se cuenta con sellos a prueba de aceite.

1.6 SISTEMAS ELECTRÓNICOS Y DE CONTROL

1.6.1 Tarjeta NI usb 6009

Grafica No 11. Tarjeta usb 6009



www.ni.com

Esta tarjeta es de vital importancia para la aplicación de proyectos que cuenten con registro de datos, medidas portátiles y experimentos de laboratorio, este dispositivo es para aplicaciones de medidas precisas, se puede utilizar tanto la comunicación entre los diferentes dispositivos como para la programación desde LabVIEW con todas las ventajas a que esto hace referencia.

Estas son las principales características de la tarjeta.

Alimentación de energía por el bus para mayor comodidad y portabilidad

Software controlador para Windows, Mac OS X y Linux

Software registrador de datos listo para ejecutar incluido GRATIS

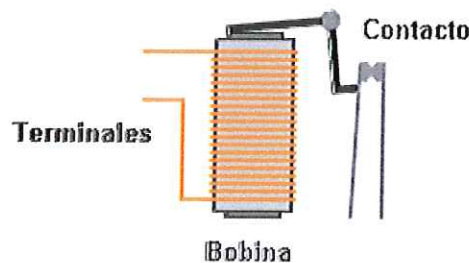
Instalación USB plug-and-play para un montaje rápido

Ocho canales de entrada analógica de 14 bits, 12 líneas de E/S digital, 2 salidas analógicas, 1 contador.

1.6.2 Relé o contacto eléctrico

El relé es un dispositivo en el que cuando su bobina es alimentada con una corriente eléctrica, atrae a una pieza denominada armadura por medio de un electroimán, que a su vez acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar circuitos eléctricos.

Grafica No 12. Esquema partes de un relé



En la grafica No 12 se presenta de forma esquemática cada uno de los elementos que conforman un relé de un solo contacto.

Se denominan contactos abiertos aquellos que se cierran cuando la bobina del relé es alimentada y contactos cerrados a los que se encuentran en este estado en ausencia de alimentación de la misma.

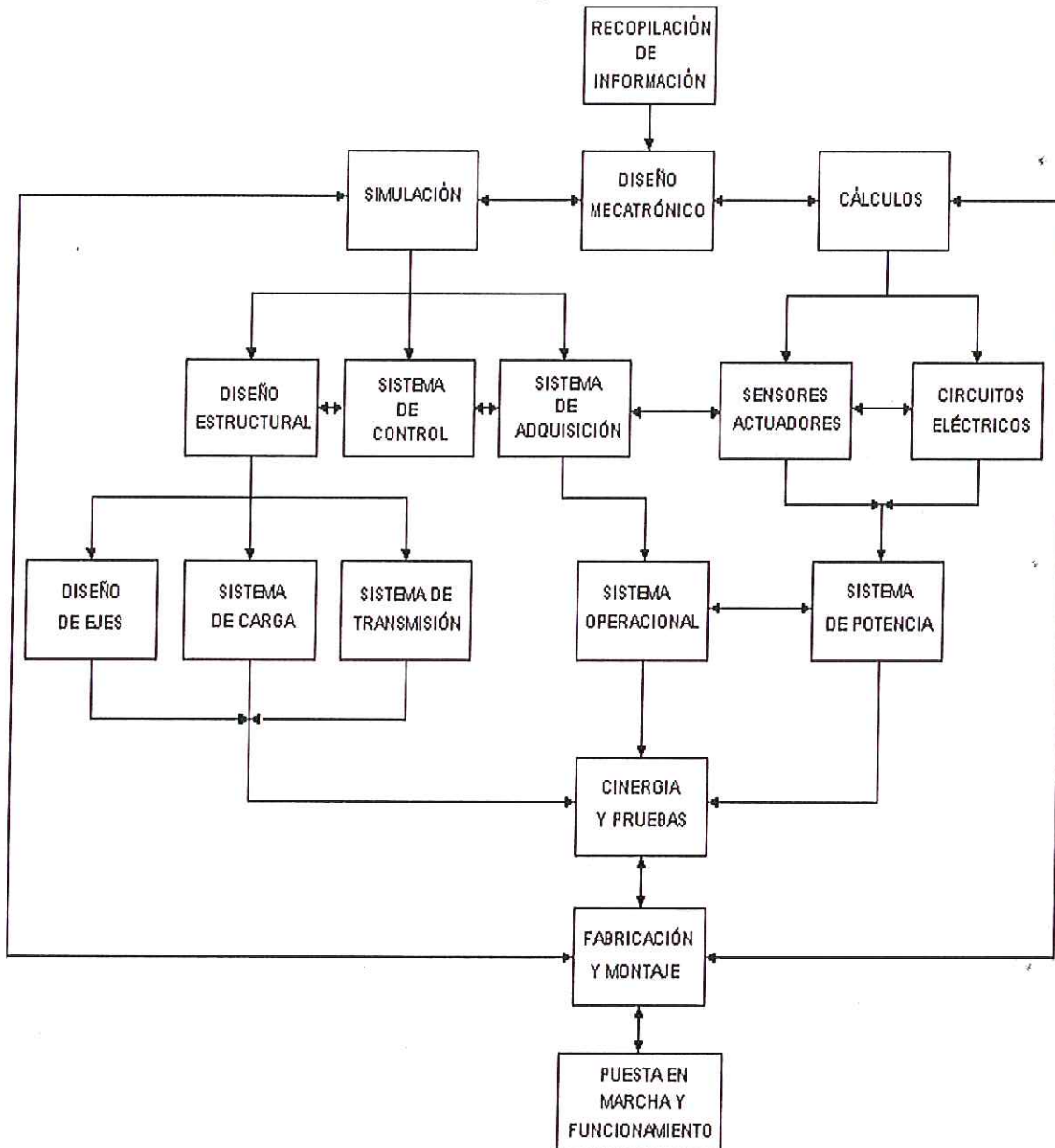
Existen multitud de tipos distintos de relés, dependiendo del número de contactos, intensidad admisible por los mismos, tipo de corriente de accionamiento, tiempo de activación y desactivación, etc.

La gran ventaja de los relés es la completa separación eléctrica entre la corriente de accionamiento (la que circula por la bobina del electroimán) y los circuitos controlados por los contactos, lo que hace que se puedan manejar altos voltajes o elevadas potencias con pequeñas tensiones de control.

Otra característica especial es la posibilidad de control de un dispositivo a distancia mediante el uso de pequeñas señales de control y con una sola señal de control, se pueden controlar varios relés a la vez y por tanto distintos elementos.

2 METODOLOGÍA DEL DISEÑO MECATRÓNICO

Grafica No 13. Metodología de diseño Mecatrónico



El autor

En el momento de empezar el diseño mecatrónico es necesario contar con una metodología que genere la coordinación de todos los diferentes enfoques, para

que así, poco a poco entre ellos se complementen y no se presenten pérdidas de tiempo innecesarias debido al rediseño de los mecanismos.

Para realizar el diseño mecatrónico de la máquina es necesario conocer las especificaciones que se requieren para la operación, es decir a que esfuerzos va a estar sometida, con que frecuencia y demás especificaciones, todo esto se puede resumir en lo siguiente:

2.1 CONSIDERACIONES INICIALES DE DISEÑO.

El material con el que se realiza el ensayo debe estar sometido a flexión rotativa.

El máximo esfuerzo que se produce en la máquina es de 150 Ksi a tensión pues se necesita proporcionar una serie de ensayos para diferentes de materiales ya sea de baja o media resistencia mecánica.

La velocidad de operación debe ser significativamente grande (1200 – 2400) rpm esto con el fin de realizar el ensayo de los diferentes materiales en un tiempo razonable pues en la mayoría de los casos se puede llegar a los 10 millones de ciclos y la gran gama para la fácil consecución del motor propulsor.

Las transmisiones de movimiento deben producir la menor cantidad de vibración.

Los soportes de trabajo deben ser capaces de absorber las vibraciones producidas por el sistema.

El control de la máquina debe realizarse desde el PC con una interfaz gráfica para comodidad del operador.

En base a todos estos aspectos se inicia el proceso de diseño de cada uno de los diferentes componentes que intervienen en la máquina.

2.2 DISEÑO ESTRUCTURAL

En el desarrollo del diseño de la estructura de la máquina se presentan los ejes principales de soporte de la probeta, los ejes secundarios, los rodamientos, sistemas de transmisión de movimiento, el sistema de carga y los soportes de la máquina.

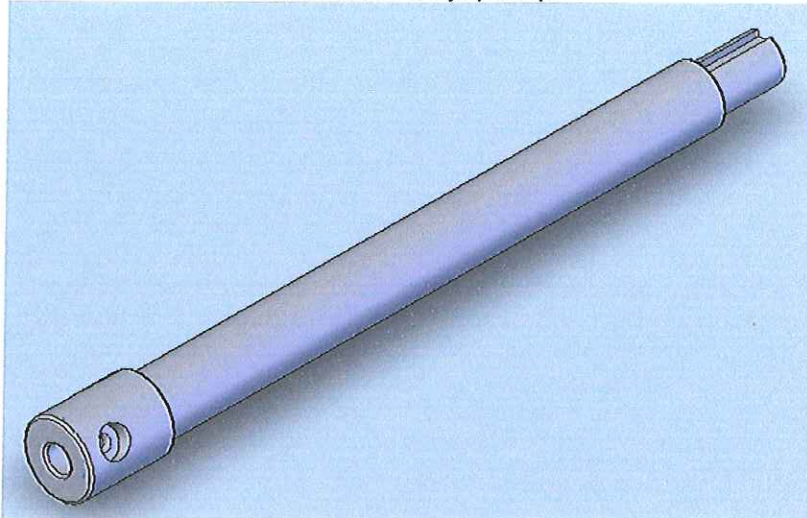
2.2.1 Diseño de ejes principales para soporte de la probeta

Los ejes principales de la máquina no solo deben ser diseñados en base a las cargas a que puede ser sometido estáticamente sino que también es necesaria apreciar que este es sometido a la acción de cargas fluctuantes por tal motivo es de vital importancia el diseño en base primordialmente a su límite de fatiga.

Otro aspecto importante y necesario es sostener la probeta de ensayos desde cada uno de los ejes, lo cual quiere decir que es vital el diseño de un sistema de ajuste.

En la figura se muestra el diseño del eje principal el cual es el mismo a cada lado de la máquina, se muestran las características y el espacio donde va a ir sujeta la probeta de ensayos, sostenida de igual modo por tres tornillos.

Grafica No 14. Eje principal



El autor

Para los cálculos de los ejes principales es necesario tener en cuenta que se ha descubierto que para la gran mayoría de los materiales existe un esfuerzo limitativo, que si no se sobrepasa se puede aplicar una carga repetidamente un numero indefinido de veces sin llegar a cuasar una falla por fatiga. Este esfuerzo es denominado también límite de fatiga, depende en gran medida de la clase de variación de esfuerzo al cual es sometido el material.

En la mayoría de materiales utilizados en la industria el factor varía entre 0.2 y 0.6 de la resistencia si la carga fuera estática, aunque para algunos otros puede oscilar entre los límites menores.

El límite de fatiga es directamente proporcional a la resistencia a la tracción, para la gran mayoría de los aceros al carbono se puede tomar la siguiente formula como valida dentro del proceso de diseño.

Límite de fatiga = 0.5 de la resistencia a la tracción.

Conociendo el límite de fatiga para los aceros se procede a relacionar este con los parámetros de aplicación de la probeta, la cual debe soportar un esfuerzo máximo de 150 Ksi.

Grafica No 15. Esquema de sujeción de probeta



El autor

Es importante especificar que el máximo momento flector dentro de la máquina se produce en medio de la probeta, por tal motivo si se tiene en cuenta este momento en el diseño de los ejes se garantiza contar con un amplio margen de aplicación y simplifica los cálculos de resistencia.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

De esta fórmula se puede conocer el momento flector pues ya se conocen los demás términos en la probeta como el radio y el esfuerzo a soportar.

$$M = \frac{I\sigma}{c}$$

Donde:

σ = Esfuerzo máximo.

I = Momento de Inercia de la sección de ensayo de la probeta.

c = Distancia máxima a la superficie neutra de la probeta.

$$M = \frac{\frac{\pi^4}{4} 150 \text{Ksi}}{r} = \frac{\frac{\pi^4}{4} 1034.25 \text{Mpa}}{r} = 71340 \text{N} * \text{mm}$$

Con este valor y el radio del eje, el cual es de 12.7mm pues es necesario que sea al menos 1.4 veces mayor que la probeta para garantizar su sostenimiento, se puede calcular el esfuerzo que debe soportar el eje conociendo el radio, el cual es de 12.7mm.

$$\sigma = \frac{71340 \text{N} * \text{mm} * r}{\frac{\pi^4}{4}} = \frac{71340 \text{N} * \text{mm}}{\frac{\pi^3}{4}} = 44.34 \text{Mpa}$$

Este valor encontrado corresponde al eje en su mayoría pero no se ha tenido presente el valor del esfuerzo en la sección donde se sujeta la probeta y la sección donde alcanza a llegar el agujero de la probeta, por tal motivo se procede a calcular estos valores y se debe tomar el mayor para encontrar el material que soporte estos esfuerzos.

$$\sigma = \frac{71340 \text{N} * \text{mm} * R}{\frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}}$$

Donde:

σ = esfuerzo en la cabeza de sujeción de la probeta

R = radio exterior de la cabeza del eje (16mm).

r = radio interior de la cabeza del eje (8.89mm).

$$\sigma = \frac{71340 \text{N} * \text{mm} * R}{\frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}} = \frac{71340 \text{N} * \text{mm} * R}{46566.3 \text{mm}^4} = 24.51 \text{Mpa}$$

Ahora se tiene para la sección del eje donde alcanza a llegar el agujero de sujeción de la probeta.

Donde:

R = radio exterior del eje (12.7mm).

r = radio interior del eje (8.89mm).

$$\sigma = \frac{71340N * mm * R}{\frac{\pi(R^4 - r^4)}{4}} = \frac{71340N * mm * R}{15526.1mm^4} = 58.35Mpa$$

Como se puede apreciar el mayor esfuerzo se produce en la sección donde finaliza el eje como tal y comienza la cabeza de sujeción del mismo, es precisamente el mismo punto donde se produce un cambio de sección brusco, lo que implica que los valores calculados deben someterse a un factor de corrección.

Para este caso se toma como factor de corrección F_c igual a 1.6 para asegurar que no se produzca una falla por fatiga debido a la concentración de esfuerzos y además se cuenta con un factor de seguridad F_s de 3, el cual asegura el correcto funcionamiento de los ejes al máximo nivel.

$$\sigma_T = F_c * F_s * \sigma$$

$$\sigma_T = 1.6 * 3 * 58.35Mpa$$

$$\sigma_T = 280.08Mpa$$

Con este valor es necesario buscar un material que sea capaz de soportar 560.16Mpa pues el límite de fatiga es aproximadamente la mitad de la resistencia

a la tracción del material, para este caso el material utilizado es el acero 4140 el cual posee una resistencia a la tracción de 60 Kg/mm² lo que equivale a 588Mpa.

Conociendo el torque de arranque se puede calcular la fuerza de agarre necesaria en los ejes para transmitirlo, esta fuerza está dada en función del torque y del radio de la probeta.

$$F_A = \frac{T_A}{R_i} = \frac{17204.4Nm}{8.89} = 1935N$$

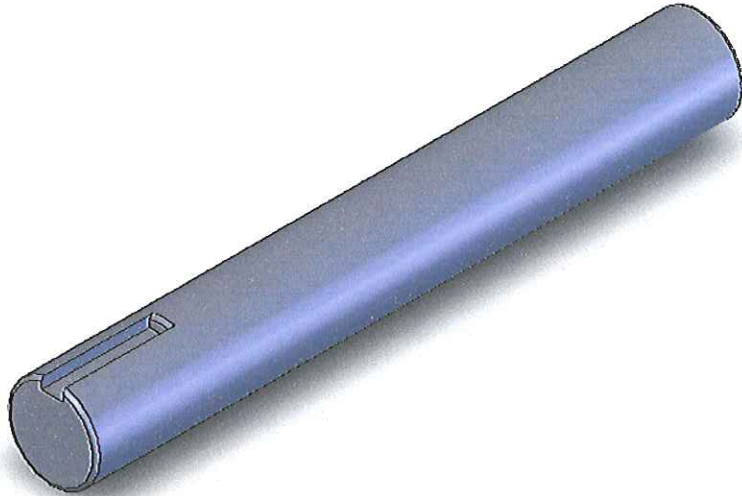
En cada eje los tornillos son los encargados de generar la fuerza de agarre, esto quiere decir que cada tornillo tiene la obligación de producir una fuerza de agarre de 645N.

2.2.2 Diseño de ejes secundarios

Los ejes secundarios de la máquina son los encargados de dar a la máquina el soporte necesario para que esta permanezca horizontalmente durante el transcurso del experimento, para realizar los análisis se necesita conocer la forma de unión de los diferentes ejes.

Puesto que se necesita que cuando la probeta falle, los ejes principales deben contar con un sistema que le permita perder su posición original y esto se consigue por medio de las juntas de cardan, al utilizar estos elementos es necesario que los ejes secundarios posean los mismos diámetros de los principales para realizar correctamente el acople a cada una de las juntas.

Grafica No 16. Eje secundario



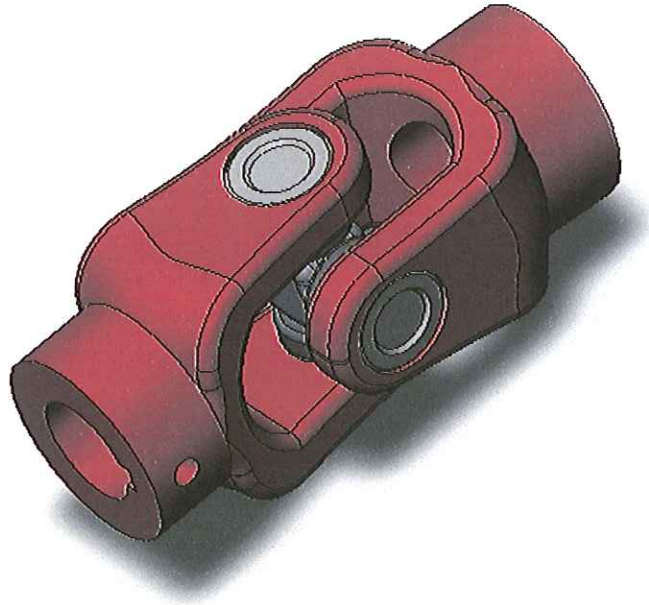
El autor

En el desarrollo de los cálculos se puede analizar que los ejes secundarios pueden ser de un material no tan resistente como los ejes principales pero para este caso se aprovecha la facilidad de consecución debido a los costos reducidos al adquirir todos los ejes del mismo material.

2.2.3 Diseño de las juntas

En esta etapa las juntas constituyen el elemento con el cual se debe transmitir el movimiento entre los distintos ejes, para el caso de la adquisición de las piezas el factor a tener en cuenta es el diámetro interior de cada junta, el cual lo da cada uno de los ejes, y la unión de la piezas de la junta para realizar el montaje.

Grafica No 17. Junta de cardan



El autor

Para garantizar un perfecto acople es necesario contar con una alta precisión de las medidas que proporcione un agarre extra entre los diferentes elementos.

2.2.4 Diseño de los rodamientos

Tomando como base las clasificaciones y características de cada uno de los diferentes rodamientos, incluyendo su adsequibilidad, se llega a la elección de los rodamientos rígidos de bolas YAR 205-100-2F y un soporte SYJ 505 ya que estos son los que presentan mayor similitud con las necesidades propias del proyecto (ver anexo D).

A diferencia de otros cálculos de elementos de máquinas, los cojinetes de rodamiento se seleccionan considerando la vida útil que se desea que tengan; esto significa que la vida infinita no es posible de alcanzar y debemos pensar que

los rodamientos son elementos de desgaste que deben ser reemplazados periódicamente para evitar daños al mecanismo en el cual están montados.

Este reemplazo se realiza bajo el concepto de mantenimiento preventivo, en donde el rodamiento es reemplazado justo antes de que falle. La falla debe entenderse como un grado de desgaste tal que provoca vibraciones en el eje, apreciables auditivamente por un zumbido característico.

El cálculo de la vida útil es dependiente del rodamiento en particular, esto lo convierte en un cálculo iterativo en el cual se escoge un rodamiento y se comprueba su vida útil, si el resultado es satisfactorio, la selección ha terminado, pero si la vida es menor o muy mayor de lo recomendado debe escogerse otro rodamiento y recalcularse la vida.

2.2.4.1 Cálculo de la vida de un rodamiento

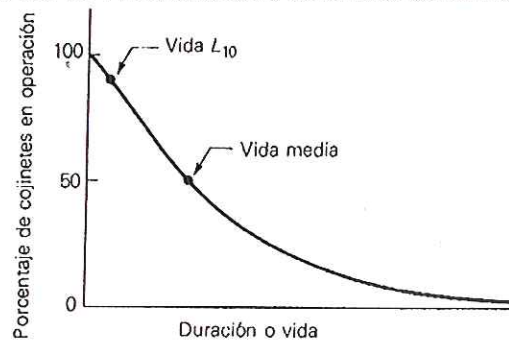
Si los rodamientos son utilizados en condiciones ideales de operación, lo cual consiste en mantener limpio y lubricado el rodamiento, instalar y sellar contra la entrada de polvo y manteniendo temperaturas razonables, su duración de servicio es determinada solo por la fatiga de los materiales, por lo tanto el término "vida" será el periodo de servicio limitado por los fenómenos de fatiga.

La vida de un cojinete se define como el número de revoluciones de horas de trabajo a una velocidad constante dada, requeridas para que se desarrollen los criterios de falla. En condiciones ideales, la falla por fatiga se manifestará como agrietamiento o descascarado de las superficies que soportan la carga.

A menudo se emplea el concepto de vida útil como definición de la vida correspondiente a la fatiga. El término vida nominal de un grupo de cojinetes

aparentemente idénticos se define como el número de revoluciones o de horas de trabajo a una velocidad constante dada, que puede completar o rebasar el 90% del grupo de cojinetes antes de que se desarrolle el criterio de falla.

Grafica No 18. Probabilidades de la vida de un rodamiento



Ya que para determinar a ciencia cierta que tanta duración se requiere para los rodamientos es necesario conocer los diferentes valores requeridos de vida nominal para cada una de las aplicaciones empleadas; en la grafica se muestran los valores.

Tabla 3. Valores esperados para diferentes maquinas

valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas	
Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos.	300 - 3000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos máquinas para la construcción. Máquinas-herramienta portátiles	3000 - 8000
Máquinas con alta fiabilidad por cortos períodos o intermitentemente Ascensores, grúas para mercancías embaladas	8000 - 12000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas ; motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10000 - 25000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta	20000 - 30000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día Cajas engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño compresores, tornos de extracción para minas, bombas	40000 - 50000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos.	60000 - 100000

Una vez ubicada la vida sugerida, se procede a escoger un rodamiento del catálogo considerando el tipo de carga a soportar y las limitaciones dimensionales del problema. Una vez ubicados algunos candidatos se extraen los valores de C , P_u , D y d . De las condiciones del problema se obtienen el tipo de aceite utilizado, la temperatura de operación, la velocidad del eje, la fiabilidad requerida y el grado de contaminación.

Se desarrollaran principalmente dos fórmulas para la vida útil: Vida Nominal (L_{10}) y Vida Nominal Ajustada (L_{na}).

Vida Nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^D$$

Donde:

L10 es la vida estimada en millones de revoluciones.

C es la capacidad de carga dinámica.

P es la carga equivalente sobre el rodamiento, es calculada mediante las cargas radiales y axiales que afectan el rodamiento.

D es una constante el cual equivale a 3 para los rodamientos de bolas y 10/3 para los de rodillos.

En particular, la carga equivalente sobre el rodamiento se obtiene de fórmulas como la siguiente:

$$P = X * Fr + Y * Fa$$

Donde:

Fr es la carga radial que se aplica sobre el rodamiento.

Fa es la carga axial que se aplica sobre el rodamiento.

Y y X son valores adimensionales que varían para cada tipo de rodamiento.

A continuación se presenta la tabla para obtener los valores de Y y X para así calcular.

Tabla 4. Coeficientes de rodamientos rígidos

Rodamientos rígidos de Bolas			
Juego Normal			
Fa/CD	e	X	Y
0.025	0.22	0.56	2
0.04	0.24	0.56	1.8
0.07	0.27	0.56	1.6
0.13	0.31	0.56	1.4
0.25	0.37	0.56	1.2
0.5	0.44	0.56	1

Dentro de nuestro esquema, la formula para calcular P puesto que no se cuenta con carga axial se reduce a:

$$P = X * Fr$$

De donde se conoce x de la tabla y Fr del problema principal del diseño, lo cual se traduce en:

$$P = 0.56 * 1200N$$

$$P = 672N$$

Con este valor ahora se puede pasar a calcular la vida nominal, pues ya se tiene tanto el factor exponencial como la capacidad de carga dinámica, que para el rodamiento seleccionado resulta ser de 14 KN el cual es mucho mayor del peso que soporta y además cuenta con una velocidad limite de 7000 rpm que nunca se verá superada por la máquina.

$$L_{10} = \left(\frac{14000}{672} \right)^3$$

$$L_{10} = 9042.2$$

Para realizar cálculos de estimaciones dentro de los análisis es conveniente obtener la solución de la siguiente formula:

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60N} \right) L_{10}$$

Donde:

L10h es la vida estimada en horas de funcionamiento

N es la velocidad del eje en r.p.m.

En el desarrollo de las incógnitas se emplean las características rotacionales de la máquina para resolver la ecuación.

$$L_{10h} = \left(\frac{1000000}{60 * 1680} \right) * 9042.2$$

$$L_{10h} = 89704$$

El otro término fundamental utilizado es el de Vida Nominal Ajustada, el cual viene dado por la siguiente formula.

$$L_{na} = A1 * A2 * L_{10}$$

Donde:

A1 es el factor correspondiente a la fiabilidad del rodamiento, este factor se obtiene de la tabla siguiente, se puede observar que la fiabilidad mínima es de 90% y que no es imposible asegurar un 100%.

Tabla 5. Valores de fiabilidad para rodamientos

<i>Valor del factor a1</i>	
Fiabilidad %	A1
90	1
95	0.62
96	0.53
97	0.44
98	0.33

El autor

A2 es un factor que considera la calidad de la lubricación, se puede intentar hacer lo mas grande posible por medio de aditivos en el momento de lubricar, haciendo una aproximación valida se toma el factor A2 como 0.95, dando a entender que se realiza una buena lubricación del componente y A1 como 0.33 para obtener una fiabilidad del 98%, ahora bien la ecuación queda de la siguiente forma:

$$L_{na} = 0.33 * 0.95 * 9042.2$$

$$L_{na} = 2834.7$$

Lo que quiere decir que la vida en horas de funcionamiento ajustada es en realidad es 28122. Este valor se encuentra dentro de los rangos deseados de trabajo de 8 horas diarias no totalmente utilizadas, por tal motivo se ha realizado una buena elección del rodamiento.

Mediante la experimentación se ha demostrado que dos grupos de cojinetes idénticos, probados con cargas diferentes F_1 y F_2 , tienen vidas L_1 y L_2 , respectivamente, y están relacionadas de la siguiente forma

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^a$$

En la que $a=3$ para cojinetes de bolas.

Esto con el fin de calcular rápidamente la vida de los rodamientos dependiendo de las diferentes características de operación de la máquina que a su vez dependen del tipo de material al cual se le realice el experimento.

2.2.5 Diseño del sistema de transmisión por poleas.

Para el diseño del sistema de poleas es necesario conocer las ventajas que posibilitan la aplicación dentro de la máquina, como los son la posibilidad de unir el eje conductor al eje conducido a distancias relativamente grandes, funcionamiento suave, sin choques y silencioso, diseño sencillo y costo de adquisición bajo en comparación con otras transmisiones.

Para comenzar se debe seleccionar el tipo de correa a utilizar, debido a la gran aplicabilidad, fácil adquisición y mayor superficie de contacto se utiliza la polea trapezoidal.

El tamaño del perfil de la correa es el siguiente factor a calcular y puede ser realizado a partir de recomendaciones dadas, que tienen como base las velocidades rotacionales de los ejes y la potencia que deben transmitir.

Basados en este parámetro se selecciona la correa trapezoidal clásica tipo A, la cual en sus dimensiones cuenta con un ancho superior de la sección de 13mm y una altura del perfil de 8mm.

Una vez definida la correa a utilizar se procede a calcular los diámetros de las poleas basados en las formulas que los relacionan tanto con la correa como con la distancia entre centros.

Para una correa tipo A se recomienda utilizar poleas de un diámetro no menor a 76mm esto con el fin de no doblar excesivamente la correa y con ello ocasionar de forma prematura su desgaste y por tal motivo acortar su duración en servicio.

Ahora es importante conocer la relación entre el diámetro de las poleas y la distancia entre ejes, la recomendación es utilizar poleas las cuales cumplan con la siguiente relación.

$$0.7 * (D1 + D2) \leq DE \leq 2 * (D1 + D2)$$

Donde:

D1 = Diámetro de la polea conductora.

D2 = Diámetro de la polea conducida.

DE = Distancia entre ejes.

Para poder resolver esta ecuación es necesario encontrar las relaciones de movimiento entre la polea conductora v la polea conducida.

$$\frac{N1}{N2} = \frac{W1}{W2}$$

Donde:

N1 = Diámetro de la polea conductora.

N2 = Diámetro de la polea conducida.

W1 = Velocidad angular de la polea conductora (rpm).

W2 = Velocidad angular de la polea conducida (rpm).

Para realizar las operaciones se requiere saber las velocidades angulares, que para el caso del motor es de 1680 rpm la cual encaja dentro de las especificaciones de diseño de la máquina, por tal motivo solo es necesario instalar

2 poleas que cuenten con el mismo diámetro exterior si importar el valor y que su diámetro interior sea de 32mm.

Sabiendo que las dos poleas son del mismo diámetro se procede a despejar la incógnita.

$$0.7A \leq 245 \leq 2A$$

$$\frac{0.7}{245} \leq \frac{1}{A} \leq \frac{2}{245}$$

$$350 \geq A \geq 122.5$$

Como A es la suma de los dos diámetros, entonces el diámetro debe estar comprendido entre 62 y 175mm, así que para satisfacer las dos condiciones de diseño se emplean unas poleas de 76.2mm (3inch).

Grafica No 19. Polea de transmisión de movimiento



El autor

Luego se procede a calcular la velocidad de la correa tomando como base cualquiera de las poleas, es importante saber que si se calcula la velocidad

tangencial de la polea en el punto de contacto con la correa, se obtiene la velocidad de la correa.

$$V_T = \omega * r$$

Donde:

V_T = Velocidad tangencial de la polea.

ω = Velocidad angular de la polea.

r = Radio primitivo de la polea.

$$\omega = 2 * \pi * f$$

Para el caso de la polea la frecuencia equivale a las revoluciones del motor expresadas en rad/s y el r de la polea es 38.1mm.

$$\omega = 175.93 \text{ rad / s}$$

$$V_T = 175.93 * 0.0381 \text{ m / s} = 6.7 \text{ m / s}$$

Muchas veces es más cómodo realizar el cálculo de la tensión estática en función de la potencia a transmitir y de la cantidad de correas del accionamiento, y no en función de la densidad y el ángulo de contacto, por tal motivo se toma la siguiente fórmula para calcularla.

$$S_0 = \frac{1000 * N_D}{z * v}$$

Donde:

S_o = Tensión estática.

ND = Potencia de diseño de la transmisión (Kw).

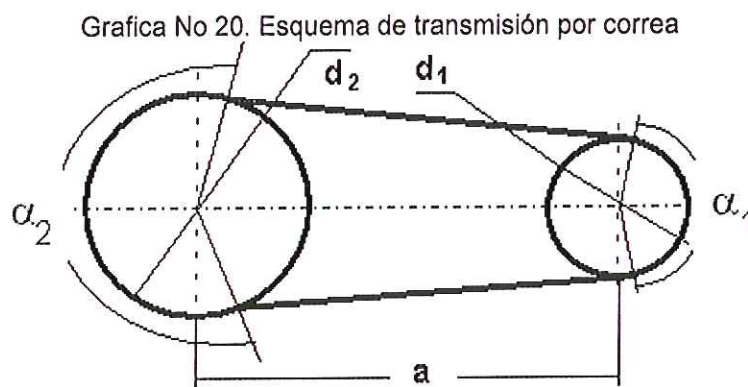
Z = Numero de correas.

V = Velocidad de la correa (m/s).

Para realizar el cálculo de la potencia de diseño se tiene en cuenta la potencia a transmitir y el factor de servicio de la máquina así que la potencia de diseño es el resultado de la multiplicación entre ambos, para este caso el factor de servicio es uno por la modalidad de funcionamiento lo que ocasiona que las dos sean iguales.

$$S_o = \frac{1000 * 0.37285}{6.68} = 55.81N$$

Es importante para el desarrollo de la transmisión encontrar la longitud de la correa, esta se consigue tomando como base la distancia entre ejes y los diámetros de las poleas.



$$L_c = 2 * a + \frac{3.1416}{2} * (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 * a}$$

Como el diámetro de las poleas es el mismo la ecuación de la longitud de la correa queda reducida a

$$L_c = 2 * a + 1.57(D1 + D2)$$

$$L_c = 716.7mm$$

Una vez calculada la longitud L_c de la correa, ésta debe de ser normalizada al valor más cercano de las longitudes de correas disponibles y recalculan la definitiva distancia entre centros de poleas, el valor que mas se acerca al calculado es el de la correa A-28 (711.2), ahora se procede a corregir la distancia entre ejes.

$$a = a_0 - \left[\frac{L_c - L_n}{2} \right]$$

$$a = 245 - \left[\frac{716.7 - 711.2}{2} \right] = 242.25mm$$

Ahora es necesario verificar los ciclos de flexión de la correa, para esto se toma como base la relación.

$$I_f = 1000 * N_p * \frac{V}{L_n}$$

Donde:

I_f = Flexiones por segundo de un sector de correa (s^{-1}).

N_p = Cantidad de poleas en contacto con la correa.

V = Velocidad de la correa (m/s).

Ln = Longitud normalizada de la correa (mm)

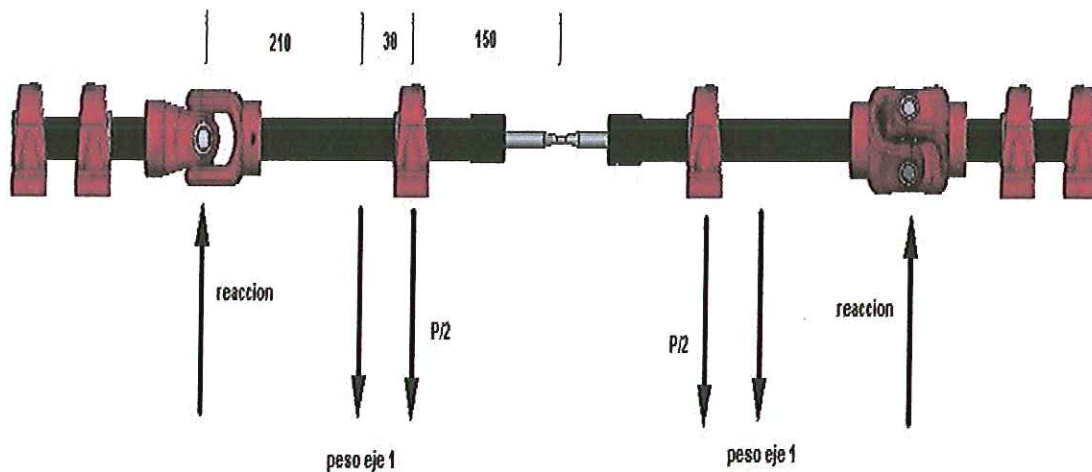
$$I_f = \frac{1000 * 2 * 6.68}{711.2} = 18.78s^{-1}$$

Donde las flexiones máximas recomendadas para las correas de perfil normal no deben ser mayores a $30 s^{-1}$.

2.2.6 Sistema de carga de la máquina

Para desarrollar el sistema de carga de la máquina es fundamental relacionar el peso aplicado con el esfuerzo producido en la probeta, por tal motivo se realiza un análisis de fuerzas, para interpretar esto se presenta un diagrama de los elementos que intervienen en la formación del momento, con sus respectivas distancias.

Grafica No 21. Fuerzas y reacciones de la máquina



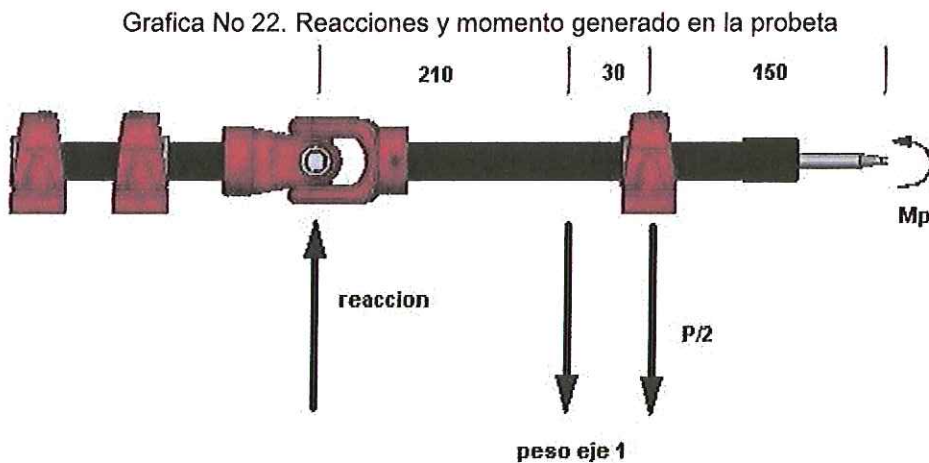
El autor

Si bien se aprecia por simetría que las reacciones en ambos juntas son iguales es necesario conocer su valor, pues de este valor depende en gran medida el momento flector producido en la probeta, para conocer el valor es necesario realizar una sumatoria de fuerzas.

$$\sum Fy = 0$$

$$Reaccion = eje1 + P/2$$

Ahora se procede a resolver el problema de flexión pura, es necesario realizar un corte en medio de la probeta pues es conocido que el momento producido en la probeta debe soportar las cargas contenidas en el diagrama.



El autor

Por consiguiente la ecuación de momentos queda de la siguiente manera.

$$Mp = (Reaccion * 390) - (P/2 * 150) - (Eje1 * 180)$$

Es necesario conocer el peso de los diferentes componentes, esto se logra conociendo la densidad del material a utilizar, y el volumen de las piezas por medio del software (Solid Works 2006).

$$\text{Peso eje 2} = G \cdot V \cdot \sigma = 9.8 \cdot 0.9 \cdot 10^{-4} \cdot 7800 = 6.88 \text{ N.}$$

$$\text{Peso Junta de cardán} = G \cdot V \cdot \sigma = 9.8 \cdot 1.43 \cdot 10^{-4} \cdot 7400 = 10.37 \text{ N.}$$

$$G = \text{Fuerza de gravedad } 9.8 \text{ (m/s}^2\text{)}.$$

$$\text{Peso eje 1} = G \cdot V \cdot \sigma = 9.8 \cdot 1.63 \cdot 10^{-4} \cdot 7800 = 12.46 \text{ N.}$$

$$M_p = \text{Momento máximo generado en la probeta (71340N} \cdot \text{mm)}.$$

Reemplazando los diferentes valores se obtiene la siguiente formula.

$$71340 \text{ N} \cdot \text{mm} = (240 \text{ mm} \cdot P / 2) + 4859.4 \text{ N} \cdot \text{mm} - 2242.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P / 2 = 286 \text{ N}$$

Esto quiere decir que para obtener el esfuerzo máximo es necesario contar con una carga aplicada en la máquina de 572N, claro que es importante aclarar que es indispensable descontar el peso de los diferentes elementos que componen el sistema de carga.

El sistema de carga está conformado por dos chumaceras, las cuales cuentan con dos soportes verticales atornillados a éstas y una barra horizontal y varilla que es donde van suspendidos los pesos de la máquina.

$$\text{Peso tornillos y varilla} = G \cdot 0.44 \text{ Kg} = 4.312 \text{ N.}$$

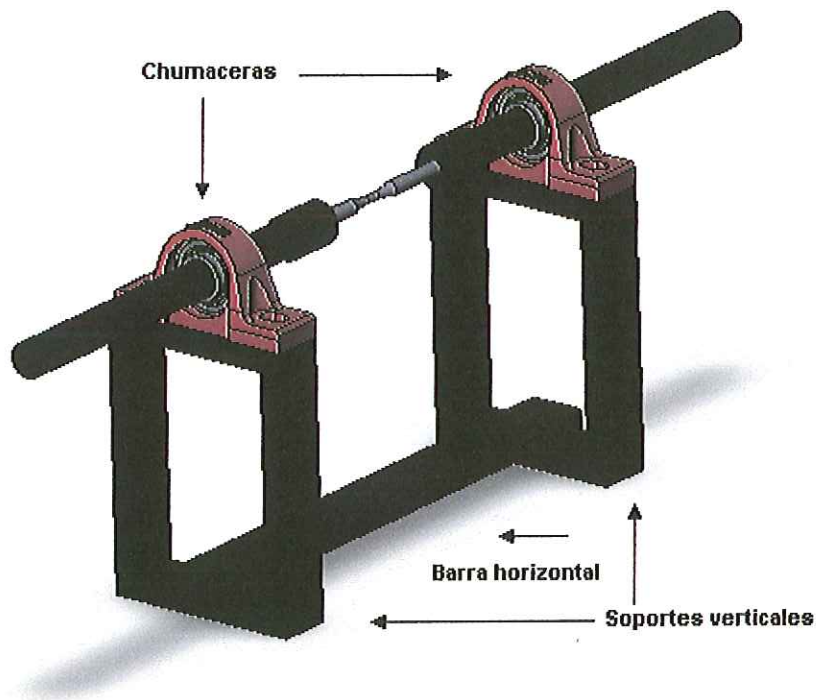
Peso de las chumaceras = 15.7N.

Peso soportes verticales = $G \cdot V \cdot \sigma = 2 \cdot 9.8 \cdot 4.1 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 = 63\text{N}$.

Peso Barra horizontal = $G \cdot V \cdot \sigma = 9.8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 = 17\text{N}$.

Peso Total del sistema de carga = 100N.

Grafica No 23. Sistema de carga de la máquina



El autor

Al descontar los pesos del sistema de carga de la ecuación, el peso necesario se convierte en $P = 472\text{N}$, lo que equivale a suministrarle una masa de 48.2Kg.

La fórmula para calcular el peso necesario para inducir en la probeta un esfuerzo especificado es:

$$P/2 = \frac{69 * \sigma - 2616.6}{240} \rightarrow P = \frac{69 * \sigma - 2616.6}{120}$$

Donde:

P = Peso necesario incluyendo sistemas de cargar(N)

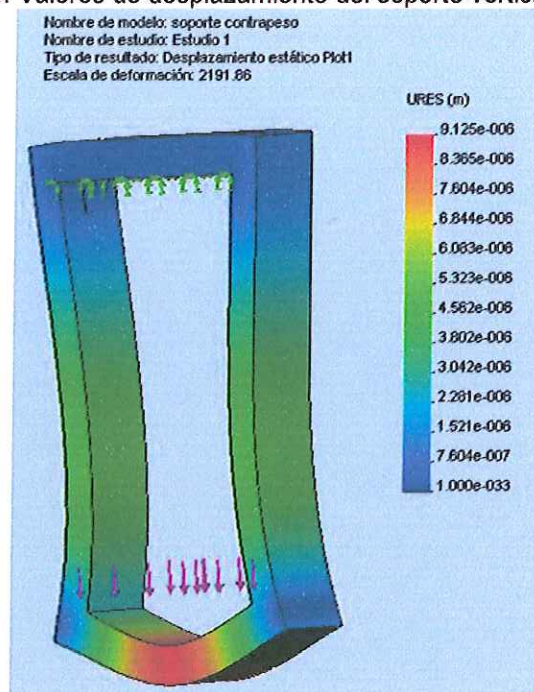
σ = Esfuerzo deseado en la probeta (MPa)

Luego la ecuación para determinar la masa adicional que debe suministrarse al sistema es.

$$m = \frac{69 * \sigma - 2616.6}{120 * 9.8} - 10.2$$

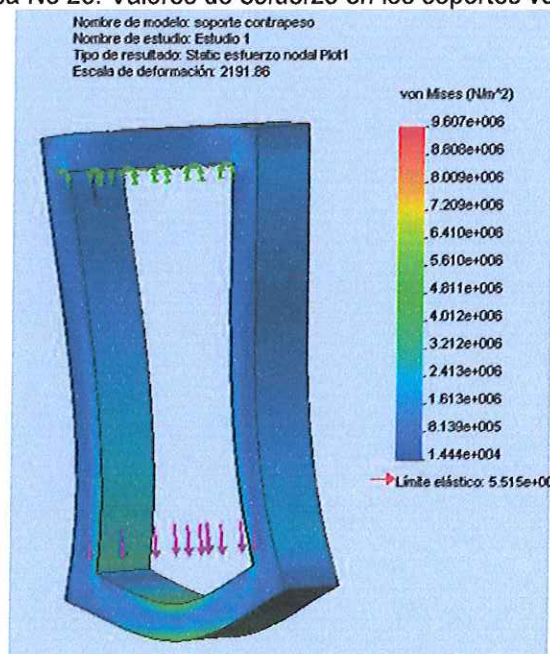
Las figuras muestran el análisis de ANSIS para determinar las deformaciones y esfuerzos a que es sometido cada soporte, se aprecia que fácilmente soporta las cargas aplicadas con un factor de seguridad elevado, lo que proporciona una gran confiabilidad.

Grafica No 24. Valores de desplazamiento del soporte vertical por las cargas



El autor

Grafica No 25. Valores de esfuerzo en los soportes verticales



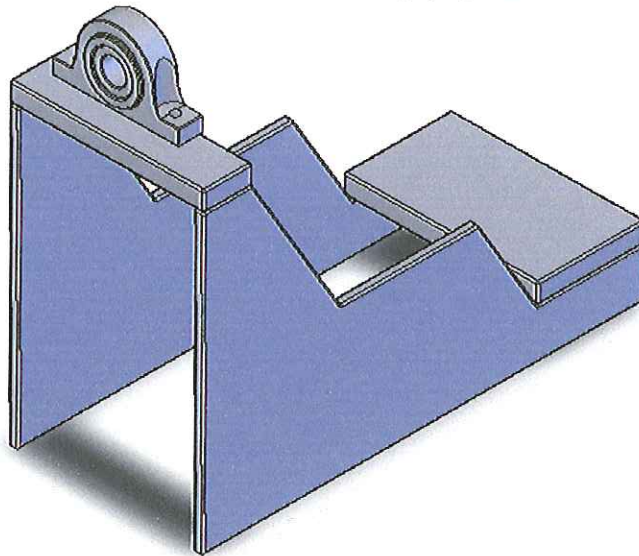
El autor

2.2.7 Diseño de los soportes de la máquina.

Los soportes de la máquina como su nombre lo dice están encargados de soportar el peso de cada uno de los elementos, tales como los ejes, los rodamientos, los acoples y el sistema de carga.

En un principio el desarrollo de los soportes tiene como finalidad soportar las cargas en conjunto y se diseñan con placas paralelas unidas a otras horizontales donde descansan los rodamientos y el sistema de carga (ver figura)

Grafica No 26. Sistema de apoyo preliminar



El autor

Estos soportes tiene la finalidad de contener además de los diferentes elementos, los pesos que se le suministren a la máquina para conseguir el momento flector en la probeta que cause el esfuerzo, por tal motivo es primordial calcular cual es el peso que se necesita para conseguir el esfuerzo máximo.

Calculado el peso máximo que debe administrarse a la máquina para su funcionamiento se puede realizar el análisis de los soportes tomando como base ANSIS. El peso suministrado a los soportes es la suma de todos los componentes que actúan incluyendo las cargas adicionales.

$$F_s = 4 * P_{ch} + 2 * P_j + 2 * P_{eje1} + 2 * P_{eje2} + P$$

Donde:

F_s = Carga aplicada a los soportes

P_{ch} = Peso de la chumacera.

P_j = Peso de la junta.

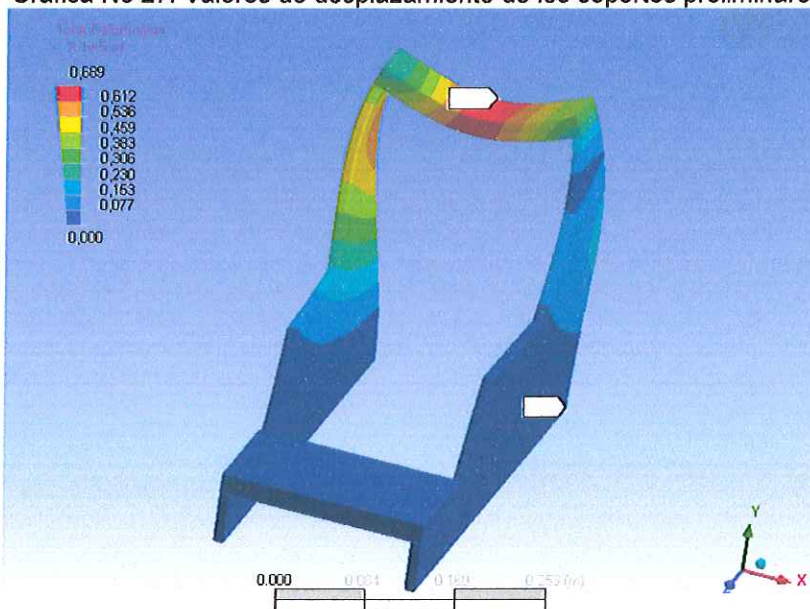
P_{eje1} = Peso del eje principal.

P_{eje2} = Peso del eje secundario.

P = peso máximo del sistema de carga.

$$F_s = 4 * 15.7 + 2 * 10.37 + 2 * 12.46 + 2 * 6.88 + 498 = 620 N$$

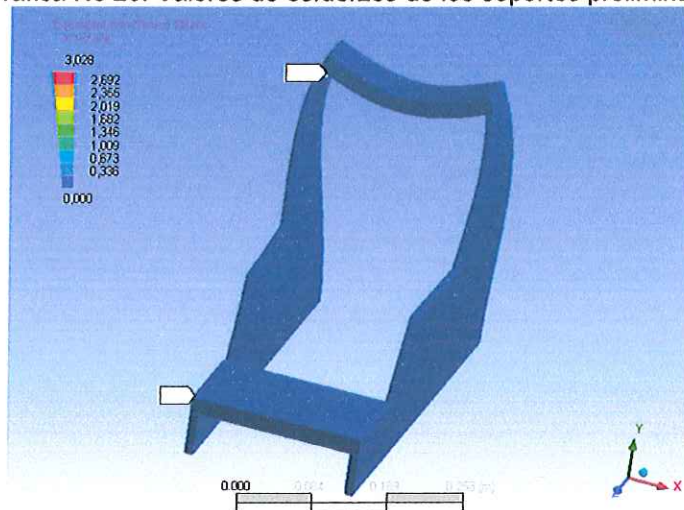
Grafica No 27. Valores de desplazamiento de los soportes preliminares



El autor

Como se aprecia en la figura los soportes resisten las cargas, pero su principal inconveniente es en el proceso de fabricación ya que realizar el perfil resulta difícil de conseguir y esto implica amplia los costos.

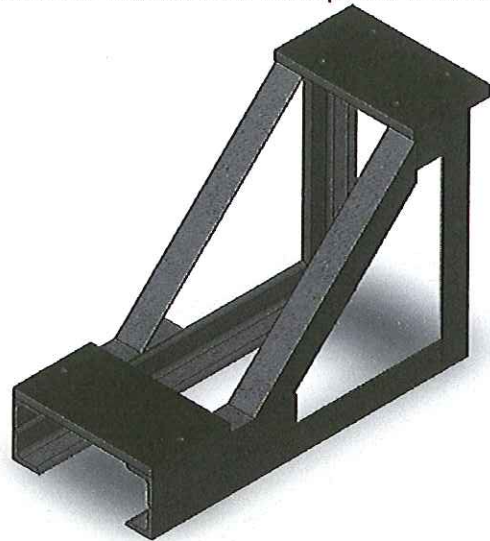
Grafica No 28. Valores de esfuerzos de los soportes preliminares



El autor

Por tal motivo es necesario rediseñar los soportes para que cumplan con las especificaciones pero que presente un costo mucho menor, esto se consigue trabajando los perfiles con ángulo (ver figura).

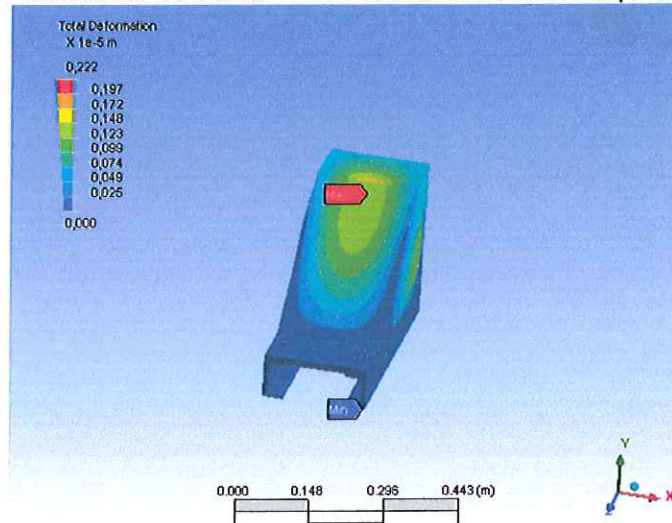
Grafica No 29. Rediseño de los soportes de la máquina



El autor

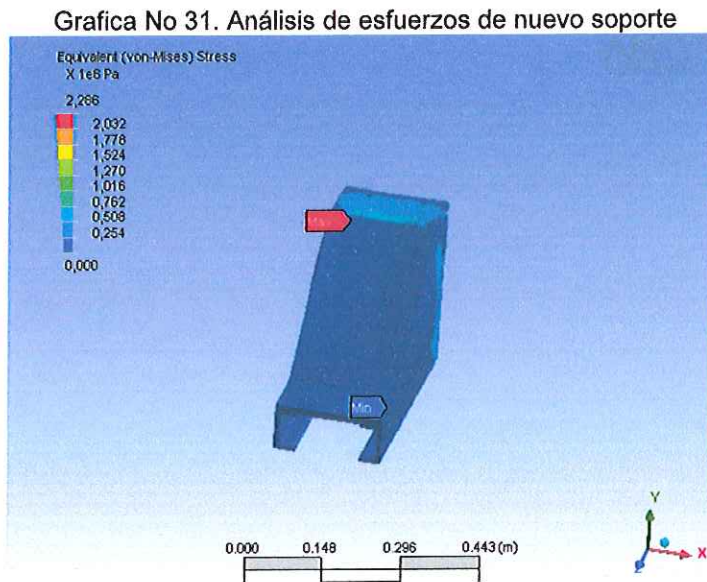
Ahora se procede a realizar el mismo análisis hecho al diseño anterior con el fin de determinar si soporta correctamente las cargas.

Grafica No 30. Análisis de deformación de nuevo soporte



El autor

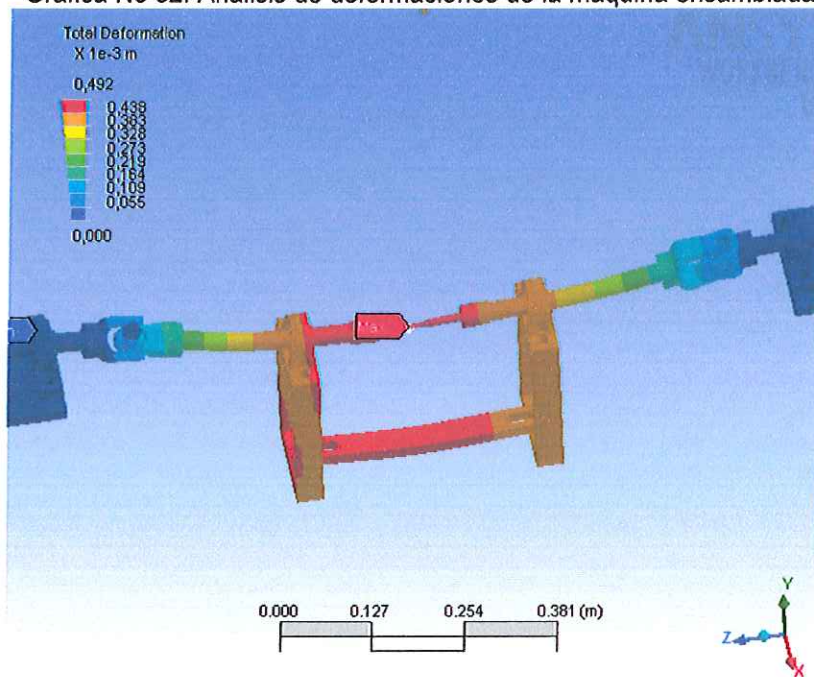
En las figuras se puede apreciar que las cargas aplicadas a los soportes no afectan su estructura y ahora solo es necesario cubrirlos con una lámina para protegerla y prevenir posibles inconvenientes.



El autor

Para finalizar con el diseño de la estructura se procede a realizar el análisis del ensamble de cada una de las partes, identificando los esfuerzos y las deformaciones para proceder a la construcción de cada una de las piezas.

Grafica No 32. Análisis de deformaciones de la máquina ensamblada

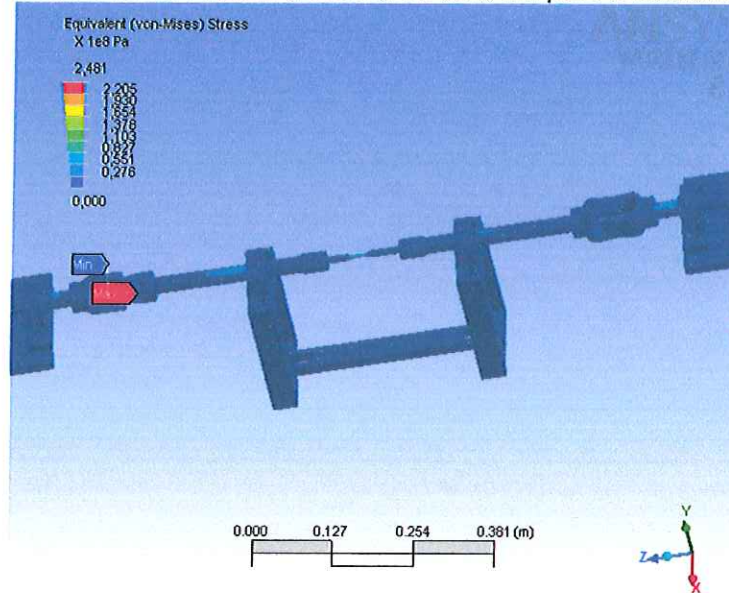


El autor

Cuando se realiza el análisis de las deformaciones (figura) que se producen en el ensamble se puede deducir que la mayor deformación se produce en medio de la probeta, esta distancia es demasiado pequeña como para producir alteraciones de dirección dentro del ensayo.

En la figura se aprecian los esfuerzos que sufren cada una de las partes que intervienen en la estructura, los mayores esfuerzos se producen en la probeta como se desea y en los ejes, el esfuerzo de los ejes se contrarresta con la selección de un material de media-alta resistencia mecánica.

Grafica No 33. Análisis de esfuerzos de la máquina ensamblada



El autor

2.3 DISEÑO DE ACTUADOR, SENSORES Y SISTEMA DE CONTROL

En el diseño de los actuadores y sensores se incorporan los instrumentos necesarios para que estos dispositivos funcionen correctamente, los elementos que intervienen son en su orden el motor (actuador), el contador de giros (sensor), las protecciones del motor, el circuito de control del motor, la interfaz entre el PC y el circuito y el programa de funcionamiento.

2.3.1 Diseño y cálculos del motor

Para comenzar a trabajar con los diferentes parámetros es necesario conocer cuales son las limitaciones que se tienen para la selección del motor.

Dentro de este aspecto se encuentra que la velocidad del motor viene dada por el diseño de la transmisión, dentro del cual la relación entre las revoluciones de

entrada y salida es la unidad, por tal motivo el motor debe contar con una velocidad de 1680rpm.

El primer factor a calcular es la aceleración angular que aparece en el motor en el momento del arranque, ésta viene dada por la siguiente relación.

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{2 * \pi * f}{t}$$

Es importante apreciar que el tiempo de arranque de los motores eléctricos que se encuentran sometidos a la acción de cargas es de 2 segundos, por tal razón se obtiene la aceleración angular.

$$\alpha = 88 \frac{rad}{s}$$

Luego de calcular la aceleración angular es necesario conocer el momento de arranque del motor, que para el caso de aceleración constante se obtiene de la siguiente formula.

$$T = I * \alpha + Tf$$

Donde:

α = Aceleración angular del motor (rad/s²)

I = Momento de inercia del sistema a girar (Kg*m²):

Tf = Torque resistente debido a la acción de los rodamientos (N*m).

Ahora es importante conocer cual es el momento de inercia de la máquina, éste se calcula de la siguiente manera.

$$I = 2 * I_{eje1} + 2 * I_{eje2} + 2 * I_{junta} + I_{pro}$$

Donde:

I = Momento de inercia de la máquina.

leje1 = Momento de inercia del eje principal.

leje2 = Momento de inercia del eje secundario.

Ijunta = Momento de inercia de la junta.

Ipro = Momento de inercia de la probeta.

Realizar el análisis y calculo del momento de inercia de la junta es muy difícil pero si se desea calcular los momentos de inercia de los ejes por medio de ecuaciones es importante tener presente que el momento de inercia de un cilindro es.

$$I = \frac{1}{2} MR^2$$

Donde:

M = Masa del cilindro.

R = Radio del cilindro.

Es primordial aclarar que por medio del software de simulación en CAD (Diseño Asistido por Computador) es posible calcular fácilmente el momento de inercia de cada uno de los elementos que conforman la máquina, de ahí se encuentran los siguientes valores.

leje1 = $10.9 * 10^{-5}$ (Kg*m²).

leje2 = $5.6 * 10^{-5}$ (Kg*m²).

$$I_{\text{Junta}} = 61.4 \cdot 10^{-5} \text{ (Kg} \cdot \text{m}^2\text{)}.$$

$$I_{\text{pro}} = 0.6 \cdot 10^{-5} \text{ (Kg} \cdot \text{m}^2\text{)}.$$

Reemplazando estos valores en la ecuación del momento de inercia de la máquina se encuentra.

$$I = (2 \cdot 10.9 + 2 \cdot 5.6 + 2 \cdot 61.4 + 0.6) \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I = 156.4 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Ahora es necesario calcular el par resistente producido por los rodamientos, los cuatro rodamientos que se encuentran sobre los soportes poseen una carga estimada en 620N, mientras que los rodamientos que se encuentran en el sistema de carga tienen una carga de 498N.

$$Tf = Tf_4 + Tf_2 = R \cdot f \cdot (620N + 498N)$$

Donde:

Tf4 = Momento resistente por los rodamientos de los soportes.

Tf2 = Momento resistente por los rodamientos del sistema de carga.

R = Radio de rodadura de los rodamientos.

F = Coeficiente de fricción de los rodamientos (Para los rodamientos rígidos de bolas es de 0.015).

El radio de rodadura está en función del radio exterior e interior del rodamiento.

$$R = \frac{R_e + R_i}{2} = \frac{0.0127 + 0.025}{2} = 0.019m$$

Reemplazando los valores en la ecuación del momento se obtiene

$$T_f = 0.019m * 0.015 * 1118N = 0.319N * m$$

Ahora conociendo el momento de inercia de la máquina, la aceleración angular y el momento de los rodamientos se calcula el torque necesario para el motor.

$$T = 156.4 * 10^{-5} Kg * m^2 * 88 \frac{rad}{s^2} + 0.319N = 0.4566N * m$$

Por las condiciones de operación y funcionamiento es necesario utilizar un coeficiente de servicio, el cual depende tanto de la fuente impulsora como la conducida, este factor para motores eléctricos sometidos a una carga de choque moderada es de 1.25, por tal motivo el torque de arranque es.

$$T_A = 0.57N * m$$

Con los valores ya obtenidos se procede al calculo de la potencia necesaria para vencer la inercia y comenzar el movimiento, lo potencia viene dada por la siguiente ecuación.

$$P = T * \omega = 0.57Nm * 176 \frac{rad}{s} = 100.46W$$

A esta potencia calculada es importante adicionarle la potencia que se consume por los rodamientos y es calculada de la siguiente manera.

$$P_R = T * \omega = F * \mu * r * \omega$$

Donde:

F = Carga aplicada sobre los rodamientos (N).

μ = Coeficiente de fricción para condiciones desfavorables. ($\mu = 0.005$).

R = Radio (m).

ω = Velocidad angular de los rodamientos (rad/s).

$$P_R = (620 + 498)N * 0.005 * 0.019m * 175.9 \frac{rad}{s} = 56.04W$$

Por tanto la potencia necesaria para el motor es.

$$P_T = P + P_R = 100.46W + 56.04W = 156.5W$$

$$P_T = 0.21Hp$$

El motor seleccionado es un motor siemens de 0.5Hp trifásico con una velocidad de 1680rpm, el cual viene para conectar a 110/220 Volts a una tensión de 2.1/1.05 Ampers.

2.3.2 Protecciones y maniobras del motor.

Dentro de los elementos que intervienen en el mantenimiento preventivo de la máquina se encuentran las protecciones del motor, pues éste es el encargado de propiciar la energía necesaria para el accionamiento, las protecciones de los

motores se pueden encontrar de distintos tipos, los mas utilizados son los fusibles, fusibles y relé térmico y los interruptores automáticos magneto térmicos.

La selección se basa en los requerimientos del circuito, para este caso se toma los interruptores automáticos magneto térmicos el cual consiste en proteger contra cortocircuitos por el medio magnético y contra sobrecargas por el térmico.

Para la utilización del dispositivo de protección se necesita conocer cual es la máxima corriente que va a utilizar el motor, la cual se produce en el momento de arranque del sistema, el valor de la corriente en ese instante viene dada por la siguiente ecuación.

$$I_{\max} \cong 6 * I_{\text{nominal}}$$

Donde:

I_{\max} = Corriente de arranque.

I_{nominal} = Corriente nominal del motor (como el motor se conecta a 220 la corriente nominal es 1.05 Ampers).

Esto quiere decir que la corriente máxima es.

$$I_{\max} = 6 * 1.05 = 6.3A$$

Entonces se selecciona el magneto térmico que puede variar su funcionamiento entre 4.2 y 6.8 Ampers.

La mayor parte de la instalación de motores eléctricos se realiza a través de arrancadores semiautomáticos, lo que consiste en contar con unos interruptores para apagado y encendido del motor.

Estos sistemas son muy importante para la manipulación del encendido-apagado cerca a la estructura, pero para el caso de la máquina por flexión rotativa se implementa además un arrancador automático desde el computador que tiene por fundamento el manejo de forma remota de la máquina, realizando su monitoreo sin tomar ningún riesgo de funcionamiento.

Para lograr este cometido se implementa un contactor al cual cuenta con una bobina de 220V para ser accionada de la misma red trifásica. Para energizar la bobina es necesario que se cumplan ciertas condiciones que van registradas por el sistema de control.

2.3.3 Diseño del circuito eléctrico y de control de la máquina.

Para realizar el diseño del circuito es necesario tener en cuenta ciertas normas de seguridad, además entender como se desea operar la máquina y que se debe registrar dentro del programa.

El sistema de control debe ser capaz de encender la máquina cuando el operador lo desee y apagarla cuando se termine el ensayo o cuando se produzca una falla en la máquina no esperada.

Si el ensayo termina normalmente se necesita el registro del número de revoluciones que resistió el material, esto con el fin de realizar la curva de fatiga de cada uno de los diferentes materiales.

El circuito de accionamiento de la bobina del contactor esta formado por dos contactos (relé) uno normalmente cerrado, que es el necesario para el paro de emergencia automático y el otro normalmente abierto que es para el inicio

automático del ensayo; además cuenta con un contacto manual que se encuentra en la tapa de la caja del circuito para realizar los paros de emergencia manuales.

Es necesario conocer cuando la máquina se encuentra correctamente en funcionamiento y cuando la probeta para el ensayo ha fallado, esto se consigue con la ubicación de un sensor de proximidad en uno de los ejes principales, cuando la probeta falla el sensor deja de detectar, lo que indica que se debe desenergizar el motor terminando con esto el ensayo. Al mismo tiempo el sensor hace las veces de contador de giros del eje lo que permite conocer el número de revoluciones por minuto exacto de la máquina.

Ahora que ya se tienen las señales de entrada y salida del circuito eléctrico y de control es necesario contar con una interfaz entre dicho circuito y el computador, para este caso se elige la tarjeta usb 9000, la cual cuenta con el manejo de señales digitales y un contador de pulsos.

2.3.4 Diseño del programa de funcionamiento.

El programa se aplica al software LabVIEW 7.0, el cual consiste en realizar una programación por eventos, este programa permite el manejo de variables digitales y análogas, graficas y visualización en tiempo real de cada uno de los elementos que intervienen.

El programa consiste en el manejo de las variables de entrada y salida de la tarjeta usb 9000, el elemento que conforma la entrada es el sensor, y los que conforman la salida son la señal de encendido y la señal de paro de emergencia.

En el interior del programa se manejan tanto la señal de encendido como la señal de paro de emergencia como unos interruptores, de lo que se deriva que para que

el programa genere la activación del encendido es necesario que la señal del sensor indique que si se encuentra el eje alineado, que se haya activado el interruptor de encendido y que no se produzca la activación del de paro de emergencia.

Si el ensayo termina con éxito el contador de giros se reinicia automáticamente guardando el valor en un archivo de texto, por el contrario si se ha presentado una emergencia y se ha tenido que suspender el ensayo el contador se queda en esperando una reactivación del ensayo cuando se solucionen los problemas de funcionamiento.

Para el complemento del programa de control se crea un programa para la generación de las curvas de fatiga de los diferentes materiales, lo primordial es conocer la carga aplicada en cada caso particular y el numero de giros que ha soportado, el programa esta realizado en MATLAB 7.0 con sus respectivas sugerencias para la correcta aplicación.

3 MONTAJE, FUNCIONAMIENTO Y PRUEBAS DE LA MÁQUINA

En el momento de realizar el montaje de la probeta se debe tener en cuenta los pasos y sugerencias para aumentar la confiabilidad del ensayo y minimizar las posibilidades de que ocurra un accidente.

Para el montaje de la probeta primero es importante soltar los pesos de las chumaceras para controlar de mejor manera los ejes principales, luego se inserta la probeta dentro de cualquiera de los dos ejes principales, luego se alinean los ejes y se ubica la sección de la probeta a una distancia equidistante de cada uno de los ejes.

Ya teniendo ubicada la probeta se procede a atornillar los dos soportes verticales a las chumaceras, esto con el fin de ubicar horizontalmente los ejes, para no producir sobre tensiones en la probeta, la horizontalidad de los ejes se logra con ayuda de placas ubicadas bajo los soportes verticales.

Ahora se procede a ajustar la probeta por medio de los tornillos de los ejes, esto requiere un gran torque para un buen agarre, luego se retiran las placas y se coloca la barra horizontal que une los dos soportes y a continuación se procede a calcular la carga que debe ser suministrada dependiendo del esfuerzo que se desea aplicar.

Teniendo la carga definida se procede a colocar los pesos necesarios para lograr la carga en la varilla roscada, que va insertada a la barra horizontal y sujeta por medio de una tuerca.

Es importante verificar cada uno de los elementos de la máquina, revisando que se encuentren bien ajustados para no ocasionar ningún inconveniente en su

Para el desarrollo de todos los parámetros de los ensayos, se realizan unas pruebas con el fin de determinar cada uno de los diferentes factores que intervienen en el proceso de fatiga de los materiales, a continuación se muestran las probetas que fallaron con las cuales se calibró la máquina para obtener unos resultados confiables.

Grafica No 34. Probeta para ensayo de fatiga diámetro 8.89mm

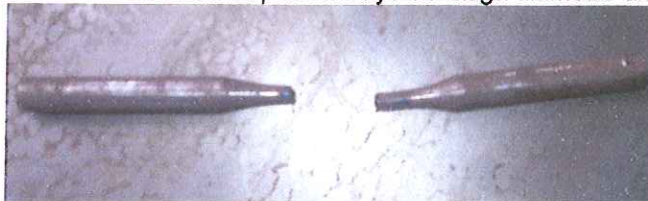


El autor

En la figura 34 se aprecia una probeta de 8.89mm de diámetro, que falla por la acción de la fatiga, ésta probeta fue sometida a la aplicación de 70Ksi, en la cual se llega al ultimo punto en aproximadamente 10000 ciclos.

La figura 35 es la toma de una probeta de 5mm d diámetro que se somete la acción de esfuerzos, pero debido a la funcionalidad de la máquina falla rápidamente pues su sección no es la suficientemente grande para soportar las cargas aplicadas, por tal motivo no se recomienda aplicar probetas de diámetro inferior a 8.89mm esto con el fin de encontrar datos mas verídicos.

Grafica No 35. Probeta para ensayo de fatiga diámetro 5mm



El autor

funcionamiento. Se procede a revisar cada uno de los controles y a ejecutar el programa para comenzar el ensayo.

Cuando se produce la fractura, los soportes caen y con ellos cada una de las partes de la probeta, por tal razón es solo cuestión de soltar los tornillos de los ejes y retirar el material, para poder realizar otro ensayo.

En el funcionamiento de la máquina se debe recalcar los procedimientos de funcionamiento, los dispositivos tanto electrónicos como mecánicos, teniendo en cuenta las tareas a desarrollar y el orden de incidencia o jerarquía.

La máquina para ensayos de materiales por medio de flexión rotativa se caracteriza por contar con unos dispositivos que ayudan a desempeñar las funciones deseadas, como primera medida se emplea una tarjeta de interfaz usb 9000 la cual es el cerebro de la máquina, es el controlador encargado de recibir y emitir las señales de los actuadores y receptores, también de los indicadores que muestran el estado de la máquina, y además tiene la función de desarrollar los resultados obtenidos enmarcándolos dentro de los procedimientos respectivos.

En el segundo escalón se encuentra tanto los sensores como los actuadores que son los encargados de emitir y recibir respectivamente las señales del Logo, en los sensores se encuentra el de proximidad, encargado de avisar cuando la probeta llega a su rotura. El motor se encuentra como actuador encargado de girar la probeta hasta que falle debido al fenómeno de fatiga.

Los indicadores de la máquina son los elementos visibles que enseñan las principales características de funcionamiento de la máquina, como por ejemplo si se encuentra realizando un ensayo, si la probeta ha sobrepasado el límite de vida infinita, o si ya ha concluido el ensayo satisfactoriamente.

CONCLUSIONES

La idea final del desarrollo del proyecto consiste en dotar de instrumentos a la facultad que faciliten el desarrollo de conceptos en los estudiantes no solo teóricos sino prácticos.

Con la realización de la máquina se pueden analizar conceptos muy específicos enmarcados dentro de la flexión rotativa de los diferentes elementos, tomando como base el criterio de fatiga.

Cuando se realizan ensayos de fatiga por medio de la máquina diseñada se obtienen datos confiables del comportamiento de los elementos a utilizar siempre y cuando se sigan una a una la metodología de puesta en funcionamiento.

Es importante aclarar que por medio del sistema de control se puede manejar el ensayo desde una gran distancia disminuyendo los riesgos de ejecución de experimentos.

La interfaz gráfica permite al operador ver que está pasando con la máquina en tiempo real, conociendo cada uno de los parámetros y así tomar decisiones concretas en el desarrollo.

Cuando se toma como base de aprendizaje la práctica en comunión con los análisis teóricos se aprecian mejoras sustanciales no solo en la asimilación de conocimientos sino en la capacidad investigativa de cada uno de los miembros de trabajo.

RECOMENDACIONES

Es importante tener en cuenta que dentro del ámbito académico se espera que los alumnos en representación de la facultad contribuyan a la mejora del proyecto y a su vez le den continuidad al mismo para contar con mejores laboratorios dentro de la universidad.

Si se desea obtener un correcto funcionamiento de la máquina es necesario seguir cada uno de los pasos que se indican tomando las mayores precauciones para obtener resultados fiables en el análisis del fenómeno de la fatiga.

Es vital tener en cuenta la lubricación de cada uno de los rodamientos pues son estos los que si no se mantienen en sus condiciones específicas generan cambios en la máquina no deseados que desembocan en problemas de fiabilidad.

Por ninguna razón se debe poner en funcionamiento la máquina por personas que no conozcan cada una de las partes de la máquina, su correcto modo de empleo y en que consiste el ensayo que se realiza.

En el momento de realizar un ensayo de fatiga es preferible tomar como base el control automático de la máquina, pues se disminuye la posibilidad de poder cometer errores que generen una responsabilidad adicional en el manejo y funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

Arthur P Borréis, Richard J. schmidt. Ingeniería mecánica Dinámica.

American Society for Testing and Materials (ASTM E466, E1049, E1150).

Bedford Anthony, Liechi Keneth. Mecánica de materiales.

Compendio de dibujo tecnico. ICONTEC. 2005.

James F. Shakelford, Alfredo Quemés. Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros. Cuarta edición. Mc Graw Hill.

Joseph Edward Shigley. John Joseph Uicker Jr. Teoría de máquinas y Mecanismos. Mc Graw Hill.

Muhammad H. Rashid. Electrónica de potencia. Circuitos, dispositivos y aplicaciones. Ed. Pearson Education.

Robert L Mott. Resistencia de materiales aplicada. Tercera edición.

Russel C. Hibbeler. Mecánica vectorial para ingenieros. Décima edición.

Stephen J. Chapman. Maquinas eléctricas. Tercera edición. Mc Graw Hill.

<http://www.elprisma.com/>.

<http://es.geocities.com/yacorre/inventos/cardan/cardan.html>.

ANEXO A: NORMAS ASTM E466 E1049

E1150.

**Standard Practice for Conducting Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of
Metallic Materials¹**

1. Scope

1.1 This practice covers the procedure for the performance of axial fatigue tests to obtain the fatigue strength of metallic materials in the fatigue regime where the strains are predominately elastic both upon initial loading and throughout the test. This practice is limited to the fatigue testing of axial unnotched and notched specimens subjected to a constant amplitude, periodic forcing function in air at room temperature. This practice is not intended for application in axial fatigue tests of components or parts.

NOTE 1. The following documents, although not directly referenced in the text, are considered important enough to be listed in this standard:

E 606 Recommended Practice for Constant-Amplitude Low-Cycle Fatigue Testing²

E 739 Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (E-N) Fatigue Data²

STP 566 Handbook of Fatigue Testing³

STP 588 Manual on Statistical Planning and Analysis for Fatigue Experiments³

STP 731 Tables for Estimating Median Fatigue Limits³

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

E 3 Methods of Preparation of Metallographic Specimens²

E 206 Definitions of Terms Relating to Fatigue Testing and the Statistical Analysis of Fatigue Data⁴

E 467 Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Loads in an Axial Load Fatigue Testing Machine²

E 468 Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials²

3. Significance and Use

3.1 The axial load fatigue test is used to determine the effect of variations in material, geometry, surface condition, stress, etc., on the fatigue resistance of metallic materials subjected to direct stress for relatively large numbers of cycles. The test may also be used as a guide to the selection of metallic materials for service under conditions of repeated direct stress.

3.2 In order that such basic fatigue data be comparable, reproducible, and can be con-elated among laboratories, it is essential that uniform fatigue practices be established.

3.3 The results of the axial load fatigue test are suitable for direct application to design only when the service conditions exactly parallel the test conditions.

4. Symbols and Definitions

4.1 The terms used in this practice shall be as defined in Definitions E 206.

5. Specimen Design

5.1 The type of specimen used will depend on the objective of the test program, the type of equipment, the equipment capacity, and the form in which the material is available. However, the design must meet certain general criteria outlined below:

5.1.1 The design of the specimen should be such that failure occurs in the test section (reduced area as shown in Figs. 1 to 4). The ratio of the areas (test section to grip section) should be dependent on the specimen holding method.

5.1.2 Selection of the test section should be such that the absolute maximum stress never occurs at less than 25% of the machine operating range being used and the absolute minimum stress should never occur at less than 2.5% of the machine operating range being used. In the case of tests conducted at a stress ratio $R = 0$, only the restriction on the maximum stress shall apply.

5.1.3 The specimen dimensions should be chosen so that the natural frequency of the specimen mounted in the machine will be at least two times the machine cycling frequency.

5.1.4 For the purpose of calculating the load to be applied to obtain the required stress, the dimensions from which the area is calculated should be measured to the nearest 0.001in (0.03mm) for dimensions equal to or greater than 0.200in (5.08mm) and to the nearest 0.0005in. (0.013mm) for dimensions less than 0.200 in. (5.08 mm). Surfaces intended to be parallel and straight should be so in a manner consistent with 8.2.

NOTE 2—Measurements of dimensions presume smooth surface finishes for the specimens. In the case of surfaces that are not smooth, due to the fact that some

surface treatment or condition is being studied, the dimensions should be measured as above and the average, maximum, and minimum values reported.

5.2 Specimen Dimensions:

5.2.1 Specimens with Circular Cross Sections may be either of two types:

5.2.1.1 Specimens with tangentially blending fillets between the test section and the ends (Fig. 1). The diameter of the test section should preferably be between 0.200 in. (5.08mm) and 1.000in. (25.4mm). The grip cross-sectional area should be at least 1.5 times but preferably for most materials and specimens at least 4 times the test section area. The blending fillet radius should be at least eight times the test section diameter to minimize the theoretical stress concentration factor, K_t the specimen. The test section length should be greater than three times the test section diameter.

For tests run in compression, the length of the test section should be less than four times the test section diameter to minimize buckling or excessive bending, unless provisions are made for support of the specimen without affecting the loads applied to the test section by more than 5%.

5.2.1.2 Specimens with a continuous radius between ends (Fig. 2). The radius of curvature should be no less than eight times the minimum diameter of the test section to minimize K_t . The reduced section length should be greater than three times the minimum test section diameter. Otherwise, the same dimensional relationships should apply as in the case of the specimens described in 5.2.1.1.

5.2.2 Specimens with Rectangular Cross Sections may be made from sheet or plate material and may have a reduced test cross section along one dimension, generally the width. or they may be made from material requiring dimensional

reductions in both width and thickness. In view of this, no maximum ratio of area (grip to test section) should apply. The value of 1.5 given in 5.2.1.1 may be considered as a guideline. Otherwise, the sections may be either of two types:

5.2.2.1 Specimens with tangentially blending fillets between the uniform test section and the ends (Fig. 3). The radius of the blending fillets should be at least eight times the specimen test section width to minimize K_t of the specimen.

The ratio of specimen test section width to thickness should be between two and six, and the reduced area should preferably be between 0.030 in² (19.4 mm²) and 1.00 in² (645mm²), except in extreme cases where the necessity of sampling a product with an unchanged surface makes the above restrictions impractical. The test section length should be greater than three times the test section width of the specimen and in the case of tests in compression, less than four times the test section width. However, if specimen thickness is less than 0.100 in. (2.54 mm) and the tests are performed in compression, provisions for lateral specimen support should be made to prevent buckling or excessive bending without affecting the applied load by more than 5.

5.2.2.2 Specimens with continuous radius between ends (Fig. 4). The same restrictions should apply in the case of this type of specimen as for the specimen described in 5.2.1.2. The area restrictions should be the same as for the specimen described in 5.2.2.1.

5.2.3 Notched Specimens—in view of the specialized nature of the test programs involving notched specimens, no restrictions are placed on the design of the notched specimen, other than that it must be consistent with the objectives of the program. Also, specific notched geometry, information on the associated K , for the notch, and the method and source of its determination should be reported.

6. Specimen Preparation

6.1 The condition of the test specimen and the method of specimen preparation are of the utmost importance. Improper methods of preparation can greatly bias the test results. In view of this fact, the method of preparation should be agreed upon prior to the beginning of the test program by both the originator and the user of the fatigue data to be generated. Since specimen preparation can strongly influence the resulting fatigue data, the application or end use of that data, or both, should be considered when selecting the method of preparation. Appendix XI presents an example of a machining procedure that has been employed on some metals to minimize the variability of machining and heat treatment upon fatigue life.

6.2 Once a technique has been established and approved for a specific material and test specimen configuration, no change should be made without demonstration that no bias is introduced by the changed technique. Regardless of the machining, grinding, or polishing method used, the final metal removal should be in a direction approximately parallel to the long axis of the specimen.

6.3 The effects to be most avoided are fillet undercutting and residual stresses introduced by specimen manufacturing practice. The only exception should be where these parameters are under study. Fillet undercutting can be readily determined by inspection. Assurance that residual stresses are either absent or are maintained at a uniform, but low, level throughout the manufacture of the specimens can be achieved only by careful control of the manufacturing procedures.

6.4 'Storage—Specimens that are subject to corrosion in room temperature air should be accordingly protected, preferably in an inert medium. The storage medium should generally be removed before testing, without chemically disturbing the specimen.

6.5 Inspection— Visual inspections at approximately 20x should be conducted on all specimens. Cracks or machining marks visible at this magnification that are approximately perpendicular to the length of the specimen should not be acceptable. Fluorescent dye penetrant, magnetic particle inspection, or ultrasonic methods may be employed when noninjurious to the specimen. Dimensional inspection should be conducted without altering or in any way damaging the specimen.

7. Equipment Characteristics

7.1 Generally, the tests will be performed on one of the following types of fatigue testing machines:

7.1.1 Mechanical (eccentric crank, power screws, rotating masses)

7.1.2 Electromechanical or magnetically, driven, or 7.1.3 Hydraulic or electro hydraulic.

7.2 The action of the machine should be analyzed to ensure that the desired form and magnitude of loading is maintained for the duration of the test.

7.3 The test machines should have a load-monitoring system, such as a transducer mounted in series with the specimen, or mounted on the specimen itself, unless the use of such a system is impractical due to space or other limitations. The test loads should be monitored continuously in the early stage of the test and periodically thereafter to ensure that the desired load cycle is maintained. The varying stress, as determined by a suitable dynamic verification (see Practice E 467) should be maintained at all times to within 2% of the machine operating range being used.

NOTE 3—in the case of test machines where the use of a load monitoring system is impractical, it should be the responsibility of the originator of the data to establish that the stress variations during start-up or during the test itself do not exceed those specified.

7.4 Test Frequency—The range of frequency in which fatigue effects due to frequency are negligible is usually up to 10 000 cpm (170 Hz). Above this frequency (and in some cases below) it will often be necessary to prove by tests that fatigue strength is insensitive to frequency.

8. Procedure

8.1 Mounting the Specimen—By far the most important consideration for specimen grips is that they can be brought into good alignment consistently from specimen to specimen (see 8.2). For most conventional grips, good alignment must come about from very careful attention to design detail.

Every effort should be made to prevent the occurrence of misalignment, either due to twist (rotation of the grips), or to a displacement in their axes of symmetry.

8.2 Alignment Verification:

8.2.1 In order to ensure axially of the applied load, machine manufacturers generally specify conditions of concentricity and parallelism of critical machine parts. While this is essential, it does not ensure that the specimen will not be subjected to bending stresses due to improper alignment. It is reasonable to assume that it is not consistently possible to have a truly axial load applied to the specimen.

8.2.2 It is recommended that strain gages be used to measure the bending strains induced in the specimen. Since the specimen configuration is interrelated with the magnitude of bending strain that will be measured by the strain gages, take care to select a strain-gage specimen that is similar in configuration to the specimens that are to be fatigue tested. The recommended technique is to strain gage the actual fatigue test specimens, if possible, provided that the installation of the strain gage will not influence the test results.

8.2.3 Bending is defined, as a percentage:

where:

'S'_{max} = maximum strain measured on the specimen, and

S_{avg} = average strain measured on the specimen.

The maximum allowable bending as defined by Eq1 shall not be more than 5% for any given varying stress.

NOTH 4—When measuring bending strains, care should be exercised so that clamping strains may not be overlooked. This can be accomplished by referencing the bending strains to a zero bending condition, such as with one end of the specimen unclamped.

8.2.4 The use of Eq1 to determine percent bending assumes that the bending moment is uniform along the length of the test specimen. It is also assumed that the planes of maximum bending are the same as the planes of the strain gage pairs. This is not true in some cases, so take care to ensure that the strain gages are, in fact, located in the region of the maximum bending moment. Also, if the planes of maximum bending stress are not coincident with the plane of the strain gages, modify Eq1 accordingly.

8.2.5 Use four strain gages uniformly spaced around the periphery of the specimen and whose center points lie in a common transverse plane to measure bending strains in the case where there is a uniform bending strain. Strain gage more than one transverse plane to determine strains when the bending moment is not uniform.

8.2.6 Use the method described here to determine the suitability of various types of grips. Use an instrumented specimen to determine repeatability characteristics of the grips.

9. Test Termination

9.1 Continue the tests until the specimen fails or until a predetermined number of cycles has been applied to the specimen. Failure should be denned as complete separation, as a visible crack at a specified magnification, as a crack of certain dimensions, or by some other criterion. In reporting the results, state the criterion selected for defining failure.

10. Report

10.1 This fatigue test specimens, procedures, and results should be reported in accordance with Practice E 468.

10.2 The use of this practice is limited to metallic. specimens tested in a suitable environment, generally atmospheric air at room temperature. Since, however, the environment can greatly influence the test results, the environmental conditions, that is, temperature, relative humidity, as well as the medium, should always be periodically recorded during the test and reported.

10.3 Generally, the fatigue tests may be carried out using a periodic forcing function, usually sinusoidal. However, regardless of the nature of the forcing function, it should be reported (sine, ramp, saw tooth, etc.).

10.4 When noticeable yielding occurs in the fatigue tests of unnotched specimens (for example, non-zero mean stress fatigue tests of carbon steel), the permanent deformation of the unbroken but tested specimens (for example, percent change in cross-section area of test section) should be reported.

(Nonmandatory Information)

XI. EXAMPLE OF MACHINING PROCEDURE

XI.1 While the following procedure was developed for machining high-strength materials with minimal attendant surface damage and alteration, it can be successfully applied to materials of lower strength. As a conservative general measure, this procedure is recommended unless: (1) the experimental objective is to evaluate another given surface condition or, (2) it is known that the material under evaluation is relatively insensitive to surface condition.

XI.2 Procedure:

XI.2.1 In the final stages of machining, remove material in small amounts until 0.125mm (0.005in.) of excess material remains.

XI.2.2 Remove the next 0.1mm (0.004in.) of gage diameter by cylindrical grinding at a rate of no more than 0.005mm (0.0002in.)/pass.

NOTE XI.1 Some cast materials will not benefit from successive removal of material in small amounts, although this procedure is probably not to their detriment.

XI.2.3 Remove the final 0.025mm (0.001in.) by polishing (Note XI.2) longitudinally to impart a maximum of 0.2 μ m (8 μ in.) surface roughness.

NOTE XI.2—Extreme caution should be exercised in polishing to ensure that material is being properly removed rather than merely smeared to produce a smooth surface. This is a particular danger in soft materials wherein material can be smeared over tool marks, thereby creating a potentially undesirable influence on crack initiation during testing.

XI.2.4 After polishing (Note XI.2), all remaining grinding and polishing marks should be longitudinal. No circumferential machining should be evident when viewed at approximately 20x magnification under a light microscope.

XI.2.5 If specimen material is soft (for example, copper, aluminum, lead, etc.) at room temperature, final material removal can be performed by means of turning (rather than grinding) and subsequent polishing.

XI.2.6 Degrease the finished specimen,

XI.2.7 If heat treatment is necessary, conduct it before final machining or in such a manner as to avoid any surface damage; employ an inert protective atmosphere to eliminate surface oxidation.

XI.2.8 If surface observations are to be made, the test specimen may be electropolished in accordance with Methods E3.

XI.2.9 Imprint specimen numbers on both ends of the test section in regions of low stress, away from grip contact surfaces.

Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis¹

1. Scope

1.1 These practices are a compilation of acceptable procedures for cycle-counting methods employed in fatigue analysis. This standard does not intend to recommend a particular method.

1.2 This standard may involve hazardous materials operations, and equipment. This standard does not purport to address all of the safety problems associated with its use. It is the responsibility of whoever uses this standard to consult and establish appropriate safety and health practices and determine the applicability or regulatory limitations prior to use.

2. Referenced Document

2.1 ASTM Standard:

E 912 Definitions of Terms Relating to Fatigue Loading²

3. Terminology

3.1 Definitions:

3.1.1 Constant amplitude loading—in fatigue loading a loading in which all of the peak loads are equal and all of the valley loads are equal.

3.1.2 Cycle in fatigue loading, under constant amplitude loading, the load variation from the minimum to the maximum and then to the minimum load.

NOTE In spectrum loading, definition of cycle varies with the counting method used.

3.1.3 Mean crossings—in fatigue loading, the number of times that the load-time history crosses the mean-load level with a positive slope (or a negative slope, or both, as specified) during a given length of the history (see Fig. 1). Discussion For purposes related to cycle counting a mean crossing may be defined as a crossing of the reference load level.

3.1.4 mean load, P_m - in fatigue loading, the algebraic average of the maximum and minimum loads in constant amplitude loading, or of individual cycles in spectrum loading, $P_m = (P_{max} + P_{min})/2$ or the integral average of the instantaneous load values or the algebraic average of the peak and valley loads of a spectrum loading history.

3.1.5 Peak in fatigue loading, the point at which the first derivative of the load-time history changes from a positive to a negative sign; the point of maximum load in constant amplitude loading (see Fig. 1).

3.1.6 Range in fatigue loading, the algebraic difference between successive valley and peak loads (positive range or increasing load range), or between successive peak and valley loads (negative range or decreasing load range); see Fig. 1.

NOTE—In spectrum loading, range may have a different definition depending on the counting method used; for example, "overall range" is defined by the algebraic difference between the largest peak and the smallest valley of a given load-time history. Discussion—in cycle counting by various methods, it is common to employ ranges between valley and peak loads, or between peak and valley loads, which are not necessarily successive events. In these practices, the definition of the word "range" is broadened so that events of this type are also included.

3.1.7 Reversal in fatigue loading, the point at which the first derivative of the load-time history changes sign (see Fig. NOTE In constant amplitude loading, a cycle is equal to two reversals.)

3.1.8 Spectrum loading in fatigue loading, a loading in which all of the peak loads are not equal or all of the valley loads are not equal, or both. (Also known as variable amplitude loading or irregular loading)

3.1.9 Valley in fatigue loading, the point at which the first derivative of the load-time history changes from a negative to a positive sign (also known as trough); the point of minimum load in constant amplitude loading (see Fig. 1).

3.2 Descriptions of Terms Specific to This Standard:

3.2.1 Load—used in these practices to denote force, stress, strain, torque, acceleration, deflection, or other parameters of interest.

3.2.2 Reference load—for spectrum loading, used in these practices to denote the loading level that represents a steady-state condition upon which load variations are superimposed. The reference load may be identical to the mean load of the history, but this is not required.

3.3 For other definitions of terms used in these practices refer to Definitions E 912.

4. Significance and Use

4.1 Cycle counting is used to summarize (often lengthy) irregular load-versus-time histories by providing the number of times cycles of various sizes occur. The definition of a cycle varies with the method of cycle counting. These practices

cover the procedures used to obtain cycle counts by various methods, including level-crossing counting, peak counting, simple-range counting, range-pair counting, and rainflow counting. Cycle counts can be made for time histories of force, stress, strain, torque, acceleration, deflection, or other loading parameters of interest.

5. Procedures for Cycle Counting

5.1 Level-Crossing Counting:

5.1.1 Results of a level-crossing count are shown in Fig. 2(a). One count is recorded each time the positive sloped portion of the load exceeds a preset level above the reference load, and each time the negative sloped portion of the load exceeds a preset level below the reference load. Reference load crossings are counted on the positive sloped portion of the loading history. It makes no difference whether positive or negative slope crossings are counted. The distinction is made only to reduce the total number of events by a factor of two.

5.1.2 In practice, restrictions on the level-crossing counts are often specified to eliminate small amplitude variations which can give rise to a large number of counts. This may be accomplished by filtering small load excursions prior to cycle counting. A second method is to make no counts at the reference load and to specify that only one count be made between successive crossings of a secondary lower level associated with each level above the reference load, or a secondary higher level associated with each level below the reference load. Figure 2(b) illustrates this second method. A variation of the second method is to use the same secondary level for all counting levels above the reference load, and another for all levels below the reference load. In this case the levels are generally not evenly spaced.

5.1.3 The most damaging cycle count for fatigue analysis is derived from the level-crossing count by first constructing the largest possible cycle, followed by the second largest, etc., until all level crossings are used. Reversal points are assumed to occur halfway between levels. This process is illustrated by Fig. 2(c). Note that once this most damaging cycle count is obtained, the cycles could be applied in any desired order, and this order could have a secondary effect on the amount of damage. Other methods of deriving a cycle count from the level-crossings count could be used.

5.2 Peak Counting:

5.2.1 Peak counting identifies the occurrence of a relative maximum or minimum load value. Peaks above the reference load level are counted, and valleys below the reference load level are counted, as shown in Fig. 3(a). Results for peaks and valleys are usually reported separately. A variation of this method is to count all peaks and valleys without regard to the reference load.

5.2.2 To eliminate small amplitude loadings, mean crossing peak counting is often used. Instead of counting all peaks and valleys, only the largest peak or valley between two successive mean crossings is counted as shown in Fig 3(b).

5.2.3 The most damaging cycle count for fatigue analysis is derived from the peak count by first constructing the largest possible cycle, using the highest peak and lowest valley, followed by the second largest cycle, etc., until all peak counts are used. This process is illustrated by Fig. 3(c).

Note that once this most damaging cycle count is obtained, the cycles could be applied in any desired order, and this order could have a secondary effect on the amount of damage. Alternate methods of deriving a cycle count, such as randomly selecting pairs of peaks and valleys, are sometimes used.

5.3 Simple-Range Counting:

5.3.1 For this method, a range is defined as the difference between two successive reversals, the range being positive when a valley is followed by a peak and negative when a peak is followed by a valley. The method is illustrated in Fig. 4. Positive ranges, negative ranges, or both, may be counted with this method. If only positive or only negative ranges are counted, then each is counted as one cycle. If both positive and negative ranges are counted, then each is counted as one-half cycle. Ranges smaller than a chosen value are usually eliminated before counting.

5.3.2 When the mean value of each range is also counted, the method is called simple range-mean counting. For the example of Fig. 4, the result of a simple range-mean count is given in Appendix X 1.1 in the form of a range-mean matrix.

5.4 Rainflow Counting and Related Methods:

5.4.1 A number of different terms have been employed in the literature to designate cycle-counting methods which are similar to the rainflow method. These include range-pair counting (1, 2),³ the Hayes method (3), the original rainflow method (4 to 6), range-pair-range counting (7), ordered overall range counting (8), racetrack counting (9), and hysteresis loop counting (10). If the load history begins and ends with its maximum peak, or with its minimum valley, all of these give identical counts. In other cases, the counts are similar, but not generally identical. Three methods in this class are defined here: range-pair counting, rainflow counting, and a simplified method for repeating histories.

5.4.2 The various methods similar to the rainflow method may be used to obtain cycles and the mean value of each cycle; they are referred to as two-parameter

methods. When the mean value is ignored, they are one-parameter methods, as are simple-range counting, peak counting, etc.

5.4.3 Range-Pair Counting—The range-paired method counts a range as a cycle if it can be paired with a subsequent loading in the opposite direction. Rules for this method are as follows:

5.4.3.1 Let X denote range under consideration; and Y, previous range adjacent to X. (7) Read next peak or valley. If out of data, go to Step 5. (2) If there are less than three points, go to Step 1. Form ranges X and Y using the three most recent peaks and valleys that have not been discarded. (3) Compare the absolute values of ranges X and Y. (a) If $X < Y$, go to Step 1. (b) If $X \geq Y$, go to Step 4. (4) Count range Y as one cycle and discard the peak and valley of Y; go to Step 2. (5) The remaining cycles, if any, are counted by starting at the end of the sequence and counting backwards. If a single range remains, it may be counted as a half or full cycle. 5.4.3.2 The load history in Fig. 4 is replotted as Fig. 5(a) and is used to illustrate the process. Details of the cycle counting are as follows:

(1) $Y = |A-B|$; $X = |B-C|$; and $X > Y$. Count $|A-B|$ as one cycle and discard points A and B. (See Fig. 5(b). Note that a cycle is formed by pairing range A-B and a portion of range B-C.) (2) $Y = |C-D|$; $X = |D-E|$; and $X < Y$. (3) $Y = |D-E|$; $X = |E-F|$; and $X < Y$. (4) $Y = |E-F|$; $X = |F-G|$; and $X > Y$. Count $|E-F|$ as one cycle and discard points E and F. (See Fig. 5(c).) (5) $Y = |C-D|$; $X = |D-G|$; and $X > Y$. Count $|C-D|$ as one cycle and discard points C and D. (See Fig. 5(d).) (6) $Y = |G-H|$; $X = |H-I|$; and $X < Y$. Go to the end and count backwards.

(7) $Y = |H-I|$; $X = |G-H|$; and $X > Y$. Count $|H-I|$ as one cycle and discard points H and I. (See Fig. 5(e).) (8) End of counting. See the table in Fig. 5 for a summary of the cycles counted in this example, and see Appendix X 1.2 for this cycle count in the form of a range-mean matrix.

5.4.4 Rainflow Counting:

5.4.4.1 Rules for this method are as follows: let X denote range under consideration; Y , previous range adjacent to X ; and S , starting point in the history. (1) Read next peak or valley. If out of data, go to Step 6. (2) If there are less than three points, go to Step 1. Form ranges X and Y using the three most recent peaks and valleys that have not been discarded. (3) Compare the absolute values of ranges X and Y . (a) if $X < Y$, go to Step 1. (b) If $X \geq Y$, go to Step 4. (4) If range Y contains the starting point S , go to Step 5. otherwise, count range Y as one cycle; discard the peak and valley of Y ; and go to Step 2. (5) Count range Y as one-half cycle; discard the first point (peak or valley) in range Y ; move the starting point to the second point in range Y ; and go to Step 2. (6) Count each range that has not been previously counted as one-half cycle.

5.4.4.2 The load history of Fig. 4 is replotted as Fig. 6(a) and is used to illustrate the process. Details of the cycle counting are as follows:

XI.3 for this cycle count in the form of a range-mean matrix. 5.4.5 Simplified Rainflow Counting for Repeating Histories: 5.4.5.1 It may be desirable to assume that a typical segment of a load history is repeatedly applied. Here, once either the maximum peak or minimum valley is reached for the first time, the range-pair count is identical for each subsequent repetition of the history. The rainflow count is also identical for each subsequent repetition of the history, and for these subsequent repetitions, the rainflow count is the same as the range-pair count. Such a repeating history count contains no half cycles, only full cycles, and each cycle can be associated with a closed stress-strain hysteresis loop (4, 10 to 12). Rules for obtaining such a repeating history cycle count, called "simplified rainflow counting for repeating histories" are as follows:

5.4.5.2 Let X denote range under consideration; and Y, previous range adjacent to X. (1) Arrange the history to start with either the maximum peak or the minimum valley. (More complex procedures are available that eliminate this requirement; see (Ref 12). (2) Read the next peak or valley. If out of data, STOP. (3) If there are less than three points, go to Step 2. Form ranges X and Y using the three most recent peaks and valleys that have not been discarded.

(4) Compare the absolute values of ranges X and Y. (a)if $X < Y$, go to Step 2. (b)if $X \geq Y$, go to Step 5. (5) Count range Y as one cycle; discard the peak and valley of Y ; and go to Step 3.

5.4.5.3 The loading history of Fig. 4 is plotted as a repeating load history in Fig. 7(a) and is used to illustrate the process. Rearranging the history to start with the maximum peak gives Fig. 7(b) Reversal Points A, B, and C being moved to the end of the history. Details of the cycle counting are as follows:

(10) End of counting. See the table in Fig. 7 for a summary of the cycles counted in this example, and see Appendix X 1.4 for this cycle count in the form of a range-mean matrix.

APPENDIX

(Nonmandatory Information)

X1. RANGE-MEAN MATRIXES FOR CYCLE COUNTING EXAMPLES

X1.1 The tables which follow correspond to the cyclecounting examples of Figs. 4 to 7. In each case, the table is a matrix giving the number of cycles counted at the indicated combinations of range and mean. Note that these examples are the ones illustrating (1) simple-range counting, (2) range-pair counting, (3) rainflow counting,

and (4) simplified rainflow counting for repeating histories, which are the methods that can be used as two-parameter methods.

E1150

Standard Definitions of Terms Relating to Fatigue

1. Scope

1.1 These definitions cover the principal terms relating to fatigue as used in fatigue and crack growth analysis, statistical analysis of fatigue data, testing of materials and structures, and the description of fatigue loading in service.

1.2 These definitions include the principal terms and symbols relating to low-cycle fatigue testing. Low-cycle fatigue is characterized by the presence of macroscopic cyclic plastic strains as evidenced by a stress-strain hysteresis loop. Depending on material strength and ductility, the upper limit of the low-cycle fatigue regime may vary from 100 to 100 000 cycles or more. For common ductile structural materials, the low-cycle fatigue regime is generally limited to less than 50 000 cycles.

1.3 These definitions include the principal terms relating to variables to be considered in environmentally affected fatigue testing in gas and liquid aqueous and chemical environments.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:

E 6 Terminology Relating to Methods of Mechanical Testing²

E 456 Definitions of Terms Relating to Statistical Methods³

E 616 Terminology Relating to Fracture Testing²

E 647 Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates²

E 739 Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ε-N) Fatigue Data²

E 1049 Practice for Cycle Counting in Fatigue Analysis² G 15 Definitions of Terms Relating to Corrosion and Corrosion Testing⁴

3. Index of Terms

3.1 General—For the following definitions see Terminology E 6

angular strain, Axial strain, compressive stress, constraint ductility, elastic constants, elastic limit, elastic true strain, fracture ductility, fracture strength, fracture stress, gage length, least count, linear (tensile or compressive) strain, macrostrain, mechanical hysteresis, mechanical properties, mechanical testing, microstrain, modulus of elasticity, nominal stress, normal stress, plastic true strain, principal stress (normal), proportional limit, residual strain, residual stress, set shear strain, shear stress, strain, stress, stress-strain diagram, tensile stress, torsional stress, transverse strain, true strain, true stress,

3.2 Definitions Relating to Fatigue Loading:

alternating load, block, clipping, constant amplitude loading, counting method, cumulative frequency spectrum, cumulative occurrences spectrum, cycle, cyclic loading, exceedances spectrum, fatigue loading, irregularity factor, irregular loading, level crossings, loading amplitude, loading (unloading) rate, load ratio, maximum load, maximum stress-intensity factor, mean crossings, mean load,

minimum load, minimum stress-intensity factor, occurrences spectrum, peak, power spectral density, random loading, random ordered loading, range, range of stress intensity factor, reversal, spectrum loading, trough, truncation, valley, variable amplitude loading, zero crossings.

3.3 Definitions Relating to Fatigue Tests and Test Methods:

constant life fatigue diagram, cycles endured, cycle ratio, fatigue, fatigue crack growth rate, fatigue life, fatigue limit, fatigue notch factor, fatigue notch sensitivity, fatigue strength at N cycles, macrostrain (see Definitions E 6), maximum stress (see maximum load), mean stress (see mean load), microstrain (see Definitions E 6), range of stress (see range), replicate tests see Definitions E 739), runout (see Definitions E 739), S-N diagram, static fatigue, steady component of stress (see mean load), strain (see Definitions E 6), stress (see Definitions E 6), stress amplitude (see loading amplitude), stress concentration factor, stress cycle (see cycle), stress cycles endured (see cycles endured), stress intensity factor, stress ratio (see load ratio), stress-rupture strength (also see Definitions E 6), theoretical stress concentration factor, variable component of stress (see loading amplitude).

3.4 Definitions Relating to Constant-Amplitude, Low-Cycle Fatigue Testing:

cycle, fatigue, fatigue life, hysteresis diagram, macrostrain (see Definitions E 6), maximum strain (see maximum load), maximum stress (see maximum load), mean strain (see mean load), mean stress (see mean load), minimum strain (see minimum load), minimum stress (see minimum load), modulus of elasticity (see Definitions E 6), range of stress (see range), reversal, strain (see Definitions E 6), strain amplitude (see loading amplitude), stress (see Definitions E 6), stress amplitude (see loading amplitude), strain range (see range), strain ratio (see load ratio), stress ratio (see load ratio), true strain (see Definitions E 6), true stress (see Definitions E 6).

3.5 Definitions Relating to Environmentally Affected Fatigue Testing:

circulation rate, corrosion fatigue, crack size, deaeration, environment, environment chamber, environment chamber volume, environment composition, environment hydrogen content, environment monitoring, environment oxygen content, environment pressure, environment temperature, environment volume, hold time, loading {unloading} rate, maximum stress intensity factor (see maximum load), minimum stress intensity factor (see minimum load), neutral solution, range of stress intensity factor (see range), reference electrode, specimen temperature, stress intensity factor, wave form.

NOTE 1—For additional terms related to environmentally affected fatigue testing see 3.8.

3.6 Definitions Relating to Statistical Analysis of Fatigue Data:

arithmetic average, confidence coefficient, confidence interval, confidence level, confidence limits, dependent variable (see Definitions E 739), estimate, estimation, fatigue life for p survival, fatigue limit for p survival, fatigue strength for p survival at N cycles, frequency distribution, group, independent variable (see Definitions E 739), interval estimate, log-normal distribution (see Definitions E 739), median fatigue life, median fatigue strength at N cycles, parameter, point estimate, population, precision, replicate tests (see Definitions E 739), response curve for N cycles, sample, sample average, sample median, sample percentage, sample standard deviation, sample variance, significant, significance level, S-N curve for 50 survival, S-N curve for p survival, statistic, test of significance, test statistic, tolerance interval, tolerance level, tolerance limits, universe.

3.7 Definitions Relating to Tension, Compression, Ductility, Shear, Torsion and Bend Testing For the following definitions, see Definitions-E 6

bearing load, breaking load, compressive strength, elongation, extensometer, fatigue ductility, fatigue ductility exponent, fatigue life, modulus of rupture in bending, modulus of rupture in torsion, necking, Poisson's ratio, reduction of area, shear fracture, shear strength, slenderness ratio, tensile strength, yield point, yield strength.

3.8 Definitions Relating to Corrosion and Corrosion Testing—For the following definitions, see Definitions G 15.

Anion, anode, anodic polarization, auxiliary electrode, cathode, cathodic polarization, cation, concentration cell, current density, differential aeration cell, electrode potential, embrittlement, external circuit, inhibitor, luggin probe, noble, open-circuit potential, oxidation, passive, pitting, polarization, potentiostat, reduction.

4. Terminology

4.1 Definitions In the following definitions, the term load (P) is taken to represent stress (S), strain (ϵ), Force (F), load factor (g), stress intensity factor (K) or any other expression or function of loading. The most common terms relating to fatigue loading are illustrated in Fig. 1. alternating load See loading amplitude. block—in fatigue loading, a specified number of constant amplitude loading cycles applied consecutively, or a spectrum loading sequence of finite length that is repeated identically. circulation rate—in fatigue testing, the volume rate of change (m^3/s) of the environment chamber volume. clipping—in fatigue spectrum loading, the process of decreasing or increasing the magnitude of all loads that are, respectively, above or below a specified level, referred to as clipping level; the

loads are decreased or increased to the clipping level (see Fig. 2). confidence interval—an interval estimate of a population parameter computed so that the statement "the population parameter included in this interval" will be true, on the average, in a stated proportion of the times such computations are made based on different samples from the population.

confidence level (or coefficient)—the stated proportion of the times the confidence interval is expected to include the population parameter. confidence limits—the two statistics that define a confidence interval. constant amplitude loading—in fatigue loading, a loading in which all of the peak loads are equal and all of the valley loads are equal. constant life diagram—in fatigue, a plot (usually on rectangular coordinates) of a family of curves each of which is for a single fatigue life, N , relating stress amplitude, S_a , to mean stress, S_m or maximum stress, S_{max} , or both, to minimum stress, S_{min} . The constant life fatigue diagram is usually derived from a family of S-N curves each of which represents a different stress ratio (A or R) for a 50% probability of survival. corrosion fatigue—synergistic effect of fatigue and aggressive environment acting simultaneously, which leads to a degradation in fatigue behavior. counting method—in fatigue spectrum loading, a method of counting the occurrences and defining the magnitude of various loading parameters from a load-time history; (some of the counting methods are: level crossing count, peak count, mean crossing peak count, range count, range-pair count, rain-flow count, race-track count). (See Practice E 1049.) crack size, $a[L]$ —a lineal measure of a principal planar dimension of a crack, commonly used in the calculation of quantities descriptive of the stress and displacement fields, and often also termed "crack length." cumulative frequency spectrum—See exceedances spectrum. cumulative occurrences spectrum—See exceedances spectrum. cycle—in fatigue, one complete sequence of values of load that is repeated under constant amplitude loading (see Fig. 1). The symbol n or N (see definition of fatigue life) is used to indicate the number of cycles NOTE—In spectrum loading, definition of

cycle varies with the counting method. cycles endured, n —in fatigue, the number of cycles of specified character (that produce fluctuating load) which a specimen has endured at any time in its load history. cycle ratio, C —the ratio of cycles endured, n , to the estimated fatigue life, N , obtained from the stress versus fatigue life ($S-N$) or the strain versus fatigue life ($\epsilon-N$) diagram for cycles of the same character, that is, $C = n/N$. cyclic loading—See fatigue loading. deaeration—in environmental affected fatigue testing, the process of removal of gas from the liquid environment before and during a test.

Environment in fatigue testing, the aggregate of chemical species and energy that surrounds a test specimen. environment chamber—in fatigue testing, the container of the bulk volume surrounding a test specimen. environment chamber volume—in fatigue testing, that bulk volume surrounding a test specimen. environment composition (ML^{-3})—in corrosion fatigue testing, the concentration of the chemical components in the fluid environment for the specimen.

environment hydrogen content (ML^{-3}) in corrosion fatigue testing, the hydrogen gas concentration of the fluid environment for the specimen. environment monitoring in fatigue testing, the periodic or continuous measurement of fluid concentrations of the environment. Environment oxygen content (ML^3) in corrosion fatiguetesting, the oxygen concentration of the fluid environment for the specimen. Environment pressure in fatigue testing, the pressure of the bulk volume surrounding the test specimen. Environment temperature in fatigue testing, the temperature of the bulk volume surrounding a test specimen. environment volume—in fatigue testing, the total volume immediately surrounding the test specimen plus that contained in a circulating reservoir if applicable.

Estimate in statistical analysis, the particular value or values of a parameter computed by an estimation procedure for a given sample. estimation—in statistical analysis, a procedure for making a statistical inference about the numerical values

of one or more unknown population parameters from the observed values in a sample. exceedances spectrum—in fatigue loading, representation of spectrum loading contents by the number of times specified values of a particular loading parameter (peak, range, etc.) are equaled or exceeded (also known as cumulative occurrences or cumulative frequency spectrum). fatigue (Note 1)—the process of progressive localized permanent structural change occurring in a material subjected to conditions that produce fluctuating stresses and strains at some point or points and that may culminate in cracks or complete fracture after a sufficient number of fluctuations (Note 2).

NOTE 1 In glass technology static tests of considerable duration are called "static fatigue" tests, a type of test generally designated as stress-rupture.

NOTE 2—Fluctuations may occur both in load and with time (frequency) as in the case of "random vibration." fatigue crack growth rate, da/dN , (L)—the rate of crack extension caused by constant amplitude fatigue loading, expressed in terms of crack extension per cycle of fatigue. fatigue life, N —the number of loading cycles of a specified character that a given specimen sustains before failure of a specified nature occurs. fatigue life for $p\%$ survival—an estimate of the fatigue life that $p\%$ of the population would attain or exceed under a given loading. The observed value of the median fatigue life estimates the fatigue life for 50% survival. Fatigue life for $p\%$ survival values, where p is any number, such as 95, 90, etc., may also be estimated from the individual fatigue life values. fatigue limit, S_f - (FL^{-2})—the limiting value of the median fatigue strength as the fatigue life, N , becomes very large.

NOTE Certain materials and environments preclude the attainment of a fatigue limit. Values tabulated as "fatigue limits" in the literature are frequently (but not always) values of S^A for 50 survival at (V) cycles of stress in which the mean stress, S^A , equals zero. fatigue limit for $p\%$ survival [FL^{-2}]—the limiting value of fatigue strength for p survival as A becomes very large; p may be any number,

such as 95, 90, etc. fatigue loading—periodic or non-periodic fluctuating loading applied to a test specimen or experienced by a structure in service. (Also known as cyclic loading.) fatigue notch factor, k_f —the ratio of the fatigue strength of a specimen with no stress concentration to a specimen with a stress concentration for the same percent survival at N cycles and for the same conditions.

NOTE 1 In specifying k_f it is necessary to specify the geometry and the values of S_a , S_n , and N for which it is computed.

NOTE 2 k_f was originally termed the fatigue limit (endurance limit) reduction factor. Early data pertained almost exclusively to mild steels, namely, to S_a - N curves with knees. Later the term was generalized to fatigue strength reduction factor; but nevertheless the k_f values tabulated in the literature still pertained almost exclusively to very long ("infinite") fatigue lives where the notched and unnotched S_a - N curves were almost parallel and almost horizontal. Otherwise, the k_f data were not consistent and were markedly dependent on the type of notch, the fatigue life of interest, and the value of the mean stress.

NOTE 3 Virtually no k_f data exist for percentiles other than (approximately) 50% . Nevertheless, it is obvious that k_f is highly dependent on the percentile of interest. fatigue notch sensitivity, q —a measure of the degree of agreement between fatigue notch factor, k_f , and theoretical stress concentration factor, k_t .

NOTE 1 The definition of fatigue notch sensitivity if $q = (k_f - 1)/(k_t - 1)$

NOTE 2 was originally termed the fatigue notch sensitivity index

NOTE 3 Virtually all q data and q curves found in the literature pertain to very long ("infinite") fatigue lives where the notched and unnotched S_a - N curves are almost parallel and almost horizontal, as well as to tests in which $S_m = 0$. Thus, these

values should not be extrapolated to $S_m \neq 0$ or "finite" life situations. fatigue strength at N cycles, S_n [FL^{-2}]-a value of stress for failure at exactly N cycles as determined from an S-N diagram. The value of S_n thus determined is subject to the same conditions as those which apply to the S-N diagram.

NOTE The value of S_n that is commonly found in the literature is the value of S_{max} or S_a at which 50% of the specimens of a given sample could survive N stress cycles in which $S_m = 0$. This is also known as the median fatigue strength for N cycles. fatigue strength for $p\%$ survival at N cycles [FL^{-2}]-an estimate of the stress level at which $p\%$ of the population would survive N cycles; p may be any percent, such as 95, 90, etc.

NOTE ASTM STP 588 5 and STP 744 6 indicate how to estimate these values. frequency distribution—the way in which the frequencies of occurrence of members of a population, or a sample, are distributed in accordance with the values of the variable under consideration. group—in fatigue, the specimens of the same type tested at one time, or consecutively, at one stress level. A group may comprise one or more specimens. hold time—in fatigue testing, the amount of time in the cycle where the controlled test variable (for example, load, strain, displacement) remains constant with time. (See Fig.3.) hysteresis diagram—in fatigue, the stress-strain path during the cycle. interval estimate—the estimate of a parameter given by two statistics, defining the end points of an interval. irregularity factor—in fatigue loading, the ratio of the number of zero crossings with positive slope (or mean 3 crossings) to the number of peaks or valleys in a given, load-time history. irregular loading—See spectrum loading.

level crossings—in fatigue loading, the number of times that the load-time history crosses a given load level with a positive slope (or a negative slope, or both, as specified) during a given length of the history. loading amplitude, P_a (S_a or e_a)—in fatigue loading, one half of the range of a cycle (see Fig. 1) (also known as

alternating load). loading (unloading) rate—the time rate of change in the monotonic increasing (decreasing) portion of the load time function.

load ratio, R, A—in fatigue loading, the algebraic ratio of the two loading parameters of a cycle; the most widely used ratios are: minimum load Pmin Smin

$$R = \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad \text{or} \quad \frac{e_{min}}{e_{max}}$$

$$R = \text{valley load} / \text{peak load}$$

maximum load, Pmax (or Smax or emax)—in fatigue loading, the load having the highest algebraic value. maximum stress intensity factor, Kmax [FL^{-3/2}—in fatigue, the highest algebraic value of the stress-intensity factor in a cycle. This value corresponds to the maximum load. mean crossings—in fatigue loading, the number of times that the load-time history crosses the mean load level with a positive slope (or a negative slope, or both, as specified) during a given length of the history (See Fig. 1). mean load, Pm (or Sm or em)—in fatigue loading, the algebraic average of the maximum and minimum loads in constant amplitude loading, or of individual cycles in spectrum loading,

$$P_m = (P_{max} + P_{min})/2$$

or the integral average of the instantaneous load values of a spectrum loading history. median fatigue life—the middle value of the observed fatigue lives, arranged in order of magnitude, of the individual specimens in a group tested under identical conditions. If the sample size is even, it is the average of the two middlemost values.

NOTE 1 The use of the median instead of the arithmetic mean (that is, the average) is usually preferred.

NOTE 2 In the literature, the abbreviated term "fatigue life" usually has meant the median fatigue life of the group. However, when applied to a collection of data without further qualification the term "fatigue life" is ambiguous. median fatigue strength at N cycles $[FL^{-2}]$ —an estimate of the stress level at which 50% of the population would survive N cycles.

NOTE 1 The estimate of the median fatigue strength is derived from a particular point of the fatigue life distribution, since there is no test procedure by which a frequency distribution of fatigue strengths at N cycles can be directly observed.

NOTE 2 This is a special case of the more general definition of fatigue strength for p percent survival at N cycles. minimum load, P_{min} (or S_{min} or e_{min})—in fatigue loading, the load having the lowest algebraic value. minimum stress intensity factor, K_{min} $[FL^{-3/2}]$ —in fatigue, the lowest algebraic value of the stress intensity factor in a cycle.

NOTE 1 This value corresponds to the minimum load when the load ratio (R) is greater than zero and is set equal to zero when R is less than or equal to zero. neutral solution—a fluid environment containing an equal amount of hydrogen and hydroxyl ions, that is $pH = 7$. occurrences spectrum—in fatigue loading, representation of spectrum loading contents by the number of times a particular loading parameter (peak, range, etc.) occurs within each specified loading interval between lower and upper bound values. parameter—in statistics, a constant (usually to be estimated) defining some property of the frequency distribution of a population, such as a population median or a population standard deviation. peak—in fatigue loading, the occurrence where the first derivative of the load-time history changes from positive to negative sign; the point of maximum load in

constant amplitude loading (see Fig. 1). For load histories with hold times see Fig. 3.

point estimate—the estimate of a parameter given by a single statistic, for example sample average (see sample average) (arithmetic average). population (or universe)—in fatigue testing, the totality of the set of test specimens, real or conceptual, that could be prepared in the specified way from the material under consideration. power spectral density—the limiting mean-square value (for example, of acceleration, velocity, displacement, stress, or other random variable) per unit bandwidth of frequency, that is the limit of the mean-square value of a given rectangular bandwidth divided by the bandwidth, as the bandwidth approaches zero. precision—the closeness of agreement between randomly selected individual measurements or test results.

NOTE The standard deviation of the error of measurement may be used as a measure of "imprecision." Discussion—The estimate of precision usually will contain a component of variance due to variability in the material being tested as well as a random measurement component of variance due to application of the test method. Special test setups may permit the separation of these two components of variance. random loading—in fatigue loading, a spectrum loading where the peak and valley loads and their sequence is a result of a random process; the loading is usually described in terms of its statistical properties, such as the probability density function, the mean, the root mean square, the irregularity factor, and others as appropriate. random-ordered loading—in fatigue loading, a spectrum loading that is generated from a distinct set of peak and valley loads into a loading sequence by using a specific random sequencing process; a sequence of finite length is usually repeated identically. range, ΔP (or ΔS , same as SL , or ΔT)—in fatigue loading, the algebraic difference between successive valley and peak loads (positive range or increasing load range) or between successive peak and

valley loads (negative range or decreasing load range), see Fig. 1. In constant amplitude loading, the range is given by

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min}$$

NOTE In cycle counting by various methods, it is common to employ ranges between valley and peak loads, or between peak and valley loads, which are not necessarily successive events. The work "range" is used in this broader sense when dealing with cycle counting. range of stress intensity factor ΔK —in fatigue, the algebraic difference between the maximum and minimum stress intensity factors in a cycle, that is:

$$\Delta K = k_{\max} - k_{\min}$$

NOTE The loading variables, R , ΔK , and K_{\max} are related such that specifying any two uniquely defines the third in accordance with the following relationship: $\Delta K = (1 - R)K_{\max}$ for $R > 0$ and $\Delta K = K_{\max}$ for $R \leq 0$. The relationship follows directly from the operational definition of K_{\min} . Discussion—The operational stress-intensity factor definitions (K_{\max} , K_{\min} , ΔK) do not include local crack-tip effects; for example, they do not account for crack closure, residual stress, and blunting. While the operational definition of ΔK states that ΔK does not change for a constant value of K_{\max} when $R \leq 0$, increases in fatigue crack growth rates can be observed when R becomes more negative. Excluding the compressive loads in the calculation of ΔK does not alter the material's response since this response (da/dN) is independent of the operational definition of ΔK . For predicting crack growth lives generated under various R conditions, the life prediction methodology must be consistent with the data reporting methodology. reference electrode—the electrode (for example, hydrogen electrode, normal calomel electrode or saturated calomel electrode) against which the electrical potential of a specimen is measured. response curve for N cycles—a curve fitted to observed values of percentage

survival at N cycles for several stress levels, where N is the preassigned number such as 10^6 , 10^7 , etc. It is an estimate of the relationship between applied stress and the percentage of the population that would survive N cycles.

NOTE 1 Values of the median fatigue strength at N cycles and the fatigue strength for p survival at N cycles may be derived from the response curve for N cycles if p falls within the range of the percent survival values actually observed.

NOTE 2 Caution should be used in drawing conclusions from extrapolated portions of the response curves. In general, the curves should not be extrapolated to other values of p. reversal (slope reversal)—in fatigue loading, the occurrence where the first derivative of the load-time history changes sign. (see Fig. 1). For load histories with hold times see Fig.3.

NOTE The number of reversals in constant amplitude loading, is equal to twice the number of cycles. Sample the specimens selected from the population for test purposes.

NOTE The method of selecting the sample determines which statistical inferences or generalizations can be made about the population. sample average (arithmetic average)—the sum of all the observed values in a sample divided by the sample size. It is a point estimate of the population mean. sample median—the middle value when all observed values in a sample are arranged in order of magnitude if an odd number of items (units) are tested. If the sample size is even, it is the average of the two middlemost values. It is a point estimate of the population median, or 50% point. sample percentage—the percentage of observed values between two stated values of the variable under consideration. It is a point estimate of the percentage of the population between the same two stated values. (One stated value may be "minus infinity" or "plus infinity.") sample standard deviation, s—the square root of the sample variance. It is a point

estimate of the population standard deviation, a measure of the "spread" of the frequency distribution of a population.

NOTE This value of s provides a statistic that is used in computing interval estimates and several test statistics. For small sample sizes, s underestimates the population standard deviation. (See a text on statistics that gives an unbiased estimate of the standard deviation of a normal population) sample variance, s^2 —the sum of the squares of the differences between each observed value and the sample average divided by the sample size minus one. It is a point estimate of the population variance.

NOTE This value of s^2 provides both an unbiased point estimate of the population variance and a statistic that is used in computing the interval estimates and several test-statistics. Some texts define s^2 as "the sum of the squares of the differences between each observed value and the sample average divided by the sample size" but this mean square statistic is not as useful. significant—statistically significant. An effect or difference between populations is said to be present if the value of a test-statistic is significant, that is, lies outside of selected limits.

NOTE An effect that is statistically significant may or may not have engineering significance. significance level—the stated probability (risk) that a given test of significance will reject the null hypothesis (that a specified effect is absent) when the hypothesis is true. S-N curve for 50% survival—a curve fitted to the median values of fatigue life at each of several stress levels. It is an estimate of the relationship between applied stress and the number of cycles-to-failure that 50% of the population would survive.

NOTE 1 This is a special case of the more general definition of S-N curve for p survival.

NOTE 2—In the literature, the abbreviated term "S-N Curve" usually has meant either the S-N curve drawn through the mean (averages) or the medians (50 values) for the fatigue life values. Since the term "S-N Curve" is ambiguous, it should be used in technical papers only when adequately described. S-N Curve for p% survival—a curve fitted to the fatigue life for p% survival values of each of several stress levels. It is an estimate of the relationship between applied stress and the number of cycles-to-failure that p% of the population would survive, p may be any percent, such as 95, 90 etc.

NOTE Caution should be used in drawing conclusions from extrapolated portions of the S-N curves. In general, the S-N curves should not be extrapolated beyond observed life values. S/N diagram—a plot of stress against the number of cycles to failure. The stress can be maximum stress, S_{max} minimum stress, S_{min} , stress range, ΔS or S_r , or alternating stress, S_a . The diagram indicates the S-N relationship for a specified value of S_m , A or R and a specified probability of survival. For N a log scale is almost always used. For S a linear scale a log scale is used. specimen temperature—in fatigue testing, the average temperature of the test specimen in the test section during constant temperature tests, the temperature of the test specimen in the test section at any instant of time during cyclic temperature tests. spectrum loading—in fatigue loading, a loading in which all of the peak loads are not equal or all of the valley loads are not equal (also known as variable amplitude loading or irregular loading.) statistic—a summary value calculated from the observed values in a sample. stress concentration factor, see theoretical stress concentration for (or stress concentration factor) K_t . stress intensity factor, K , K_1 , K_2 , K_3 [$FL^{-3/2}$];—the magnitude of the ideal-crack-tip stress field (a stress-field singularity) for a particular mode in a homogeneous, linear elastic body.

NOTE Value of K for the modes 1, 2, and 3 are given by:

$$K_1 = \lim_{r \rightarrow 0} [S \sqrt{\ln r}]^2,$$

$$r \rightarrow 0$$

$$K^A = \lim_{r \rightarrow 0} h^A (r)^{1/2}, \text{ and}$$

$$r \rightarrow 0$$

$$^A_3 = \lim_{r \rightarrow 0} [y^A \sqrt{\ln r}]^2,$$

$$r \rightarrow 0$$

where r = a distance directly forward from the crack tip to a location where the significant stress is calculated. test of significance—a statistical test that, by use of a specified test-statistic, purports to provide a test of a null hypothesis (under certain assumptions), for example, that an imposed treatment in the experiment is without effect.

NOTE Recognizing the possibility of false rejection, the rejection of the hypothesis being tested usually indicates that an effect is present. test-statistic—a function of the observed values in a sample that is used in a test of significance. theoretical stress concentration factor (or stress concentration factor) kt ,—the ratio of the greatest stress in the region of a notch or other stress concentrator as determined by the theory of elasticity (or by experimental procedures that give equivalent values) to the corresponding nominal stress.

NOTE The theory of plasticity should not be used to determine kt . tolerance interval—an interval computed so that it will include at least a stated percentage of the population with a stated probability. tolerance level—the stated probability that the tolerance interval includes at least the stated percentage of the population. It is not the same as a confidence level but the term confidence level is frequently associated with tolerance intervals. tolerance limits—the two statistics that define a tolerance interval. (One value may be "minus infinity" or "plus infinity") trough—See valley. truncation—in fatigue spectrum loading, the exclusion of cycles with values above, or the exclusion of cycles with values below a specified level (referred to as

truncation level) of a loading parameter (peak, valley, range, etc.). valley—in fatigue loading, the occurrence where the first derivative of the load-time history changes from negative to positive sign; (also known as trough); the point of minimum load in constant amplitude loading (see Fig. 1). For load histories with hold times see Fig. 3. variable amplitude loading—See spectrum loading. wave form—the shape of the peak-to-peak variation of a controlled mechanical test variable (for example, load, strain, displacement) as a function of time. zero crossings, No or no—in fatigue loading, the number of times that the load-time history crosses zero load level with a positive slope (or negative slope, or both, as specified) during a given length of the history.

4.2 Symbols—The following symbols are frequently used in place of or along with the terms covered by the preceding definitions. For stress, the use of σ with appropriate lower case subscripts is preferred for general purposes; for mathematical analysis the use of Greek symbols is generally preferred.

ANEXO B: SISTEMA ELECTRÓNICO

TARJETA USB 6009 NI

Low-Cost Multifunction DAQ for USB

NI USB-6008, NI USB-6009

- Small, portable multifunction data acquisition devices
- 12 or 14-bit input resolution, at up to 48 kS/s
- Built-in, removable connectors for easier and more cost-effective connectivity
- 2 true DAC analog outputs for accurate output signals
- 12 digital I/O lines (TTL/LVTTL/CMOS)
- 32-bit event counter
- Student kits available

Operating Systems

- Windows 2000/XP
- Mac OS X
- Linux

Recommended Software

- LabVIEW
- LabWindows/CVI

Measurement Services Software (included)

- NI-DAQmx Base
- Ready-to-Run Data Logger

NEW



Product	Bus	Analog Inputs ¹	Input Resolution (bits)	Max Sampling Rate (kS/s)	Input Range (V)	Analog Outputs	Output Resolution (bits)	Output Rate (Hz)	Output Range (V)	Digital I/O Lines	32-bit Counter	Trigger
USB-6008	USB	8 SE/4 DI	14	48	±1 to ±20	2	12	100	0 to 5	12	1	Digital
USB-6009	USB	8 SE/4 DI	12	16	±1 to ±20	2	12	100	0 to 5	12	1	Digital

¹ CE = single ended, DI = differential

Hardware Description

The National Instruments USB-6008 and USB-6009 multifunction data acquisition devices provide reliable data acquisition at a low price. With plug-and-play USB connectivity, these devices are simple enough for quick measurements, but versatile enough for more complex measurement applications.

Software Description

The NI USB-6008 and USB-6009 include a ready-to-run data logger application that acquires and logs up to eight channels of analog data. For more functionality, NI-DAQmx Base software is a multiplatform driver with a subset of the NI-DAQmx programming interface. Use it to develop customized DAQ applications with NI LabVIEW or C-based development environments.

Recommended Accessories

The USB-6008 and USB-6009 have built-in connectivity, so no additional accessories are required.

Common Applications

- The USB-6008 and USB-6009 are ideal for a number of applications where economy, small size, and simplicity are essential, such as:
- Data logging – Log environmental or voltage data quickly and easily
 - Academic lab use – The low price facilitates student ownership of DAQ hardware for completely interactive lab-based courses. Academic pricing available. Visit ni.com/academic for details.
 - Embedded OEM applications

Information for Student Ownership

To supplement simulation, measurement, and automation theory courses with practical experiments, NI has developed the USB-6008 and USB-6009 student kits that include LabVIEW Student Edition and a ready-to-run data logger application. These kits are exclusively for students, giving them a powerful, low-cost hands-on learning tool. Visit ni.com/academic for more details.

Information for OEM Customers

For information on special configurations and pricing, please visit ni.com/oem.

Ordering Information

NI USB-6008 ¹	779051-01
NI USB-6009 ¹	779026-01
NI USB-6008 Student-kit ^{1,2}	779320-22
NI USB-6009 Student-kit ^{1,2}	779321-22

¹Includes NI-DAQmx Base Software, NI-Ready-to-Run Data Logger Software, and a USB cable.
²Includes LabVIEW Student Edition



Low-Cost Multifunction DAQ for USB

Specifications

Typical at 25 °C unless otherwise noted.

Analog Input

Absolute accuracy, single-ended

Range	Typical at 25 °C (mV)	Maximum (8 to 55 °C) (mV)
±10	14.7	138

Absolute accuracy at full scale, differential¹

Range	Typical at 25 °C (mV)	Maximum (8 to 55 °C) (mV)
±20	14.7	138
±10	7.73	84.8
±5	4.28	59.4
±4	3.59	53.1
±2.5	2.56	45.1
±2	2.21	42.5
±1.25	1.70	38.9
±1	1.53	37.5

¹ Input voltages may not exceed the working voltage range.

Number of channels 8 single-ended / 4 differential
 Type of ADC Successive approximation

ADC resolution (bits)

Device	Differential	Single-Ended
USB-6003	12	11
USB-6000	14	13

Maximum sampling rate (system dependent)

Device	Maximum Sampling Rate (kS/s)
USB-6003	10
USB-6000	43

Input range, single-ended ±10 V
 Input range, differential ±20, ±10, ±5, ±4, ±2.5, ±2, ±1.25, ±1 V
 Maximum working voltage ±10 V
 Overvoltage protection ±35 V
 FIFO buffer size 512 B
 Timing resolution 41.67 ns (24 MHz timebase)
 Timing accuracy 100 ppm of actual sample rate
 Input impedance 1M Ω
 Trigger source Software or external digital trigger
 System noise 0.3 USB_{FS} (±10V range)

Analog Output

Absolute accuracy (no load) 7 mV typical, 35.8 mV maximum at full scale
 Number of channels 2
 Type of DAC Successive approximation
 DAC resolution 12 bits
 Maximum update rate 150 Hz, software-timed
 Output range 0 to +5 V
 Output impedance 50 Ω
 Output current drive 5 mA
 Power-on state 0 V
 Slew rate 1 V/μs
 Short-circuit current 50 mA

Digital I/O

Number of channels 12 (x1)
 8 (P0-0..7)
 4 (P1-0..3)
 Direction control Each channel individually programmable as input or output
 Output driver type Open-drain
 USB-6003 Each channel individually programmable as push-pull or open-drain
 USB-6000
 Compatibility CMOS, TTL, LV TTL
 Internal pull-up resistor 4.7 kΩ to +5 V
 Power-on state Input (high impedance)
 Absolute maximum voltage range 0.5 to +5.0 V

Digital logic levels

Level	Min	Max	Unit
Input low voltage	0.3	0.8	V
Input high voltage	2.0	5.0	V
Input leakage current	-	50	μA
Output low voltage (I = 8.5 mA)	-	0.8	V
Output high voltage (push-pull, I = -0.5 mA)	2.0	3.5	V
Output high voltage (open-drain, I = -0.5 mA, nominal)	2.0	5.0	V
Output high voltage (open-drain, I = -3.5 mA, with external pull-up resistor)	2.0	-	V

Counter

Number of counters 1
 Resolution 32 bits
 Counter measurements Edge counting (falling edge)
 Fall-up factor 4.7 kΩ to 5 V
 Maximum input frequency 50 MHz
 Minimum high pulse width 100 ns
 Minimum low pulse width 100 ns
 Input high voltage 2.0 V
 Input low voltage 0.8 V

Power Available at I/O Connector

+5 V output (200 mA maximum) +5 V typical
 +4.25 V minimum
 ±2.5 V output (1 mA maximum) ±2.5 V typical
 ±2.5 V output accuracy 0.25 % max
 Voltage reference temperature drift 50 ppm/°C max

Physical Characteristics

If you need to clean the module, wipe it with a dry towel.

Dimensions (without connectors) 6.35 by 8.51 by 2.31 cm
 (2.50 by 3.35 by 0.91 in.)
 Dimensions (with connectors) 8.33 by 8.51 by 2.31 cm
 (3.22 by 3.35 by 0.91 in.)
 Weight (without connectors) 50 g (2.1 oz.)
 Weight (with connectors) 84 g (3.01 oz.)
 I/O Connectors USB series B receptacle
 (2) 16-position (screen-terminal) plug headers
 Screw-terminal wiring 15 to 24 AWG
 Screw-terminal torque 0.22 to 0.25 N-m
 (2.0 to 2.2 lb-in.)

Low-Cost Multifunction DAQ for USB

Bus Interface

USB specification	USB 2.0 Full Speed
USB bus speed	12 Mbit/s

Power Requirement

USB (H, D) to 5.25 VDC	80 mA typical
	500 mA maximum
USB Suspend	300 μ A typical
	500 μ A maximum

Environmental

The USB-6004 and USB-6009 are intended for indoor use only.

Operating Environment

Ambient temperature range	0 to 55°C (tested in accordance with IEC-60068-2-1 and IEC-60068-2-2)
Relative humidity range	10% to 90%, non-condensing (tested in accordance with IEC-60068-2-66)

Storage Environment

Ambient temperature range	-40 to 85°C (tested in accordance with IEC-60068-2-1 and IEC-60068-2-2)
Relative humidity range	5% to 90%, non-condensing (tested in accordance with IEC-60068-2-66)

Maximum altitude	2,000 m at 25°C ambient temperature
Public Access	2

Certifications and Compliance

The USB-6004 and USB-6009 are designed to meet the requirements of the following standards of safety for electrical equipment for measurement, control, and laboratory use:

- IEC 61010-1, EN 61010-1
- UL 61010-1
- CAN/CSA C22.2 No. 61010-1

Note For UL and other safety certifications, refer to the product label, or visit ni.com/certification, search by model number or product line, and click the appropriate link in the Certification column.

Voltages

Connect only voltages that are within the absolute maximum limits of the connect-a-point. See pertinent specification section for appropriate limits.

Hazardous Locations

The USB-6004 and USB-6009 are not certified for use in hazardous locations.

Electromagnetic Compatibility

Emissions	EN 55011 Class A at 10 m
	FCC Part 15A above 1 GHz
Immunity	Industrial levels per EN 61326-1:2007 + A1:2001, Table 1
ESD, EFT	CE, C-Test, and FCC Part 15 (Class A) Compliant

Note: The USB-6004 and USB-6009 may experience temporary variations in analog input readings when exposed to radiated and conducted RF noise. Data returns to normal operation after RF exposure is removed.

CE Compliance **CE**

This product meets the essential requirements of applicable European Directives, as amended for CE marking, as follows:

Low-Voltage Directive (Safety)	21/23/EEC
Electromagnetic Compatibility Directive (EMC)	89/336/EEC

Note Refer to the Declaration of Conformity (DoC) for this product for any additional regulatory compliance information. To obtain the DoC for this product, visit ni.com/certification, search by model number or product line, and click the appropriate link in the Certification column.

ANEXO C: PROGRAMA CNC
MECANIZADO DE PROBETA

PROGRAMA MECANIZADO DE PROBETA POR CNC

```
N00 G00 X10 Z20
N01 T0202 M03 S1000
N02 G00 Z-31.92
N03 G01 X0 F0.03
N04 G01 X-0.5 Z-56.67 F0.03
N05 G01 Z-83.34 F0.03
N06 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N07 G00 Z-31.92 X4
N08 G01 X0 F0.03
N09 G01 X-1 Z-56.67 F0.03
N10 G01 Z-83.34 F0.03
N11 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N12 G00 Z-31.92 X4
N13 G01 X0 F0.03
N14 G01 X-1.5 Z-56.67 F0.03
N15 G01 Z-83.34 F0.03
N16 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N17 G00 Z-31.92 X4
N18 G01 X0 F0.03
N19 G01 X-2 Z-56.67 F0.03
N20 G01 Z-83.34 F0.03
N21 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N22 G00 Z-31.92 X4
N23 G01 X0 F0.03
N24 G01 X-2.5 Z-56.67 F0.03
N25 G01 Z-83.34 F0.03
N26 G01 X0 Z-108.09 F0.03
```

N27 G00 Z-31.92 X4
N28 G01 X0 F0.03
N29 G01 X-3 Z-56.67 F0.03
N30 G01 Z-83.34 F0.03
N31 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N32 G00 Z-31.92 X4
N33 G01 X0 F0.03
N34 G01 X-3.5 Z-56.67 F0.03
N35 G01 Z-83.34 F0.03
N36 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N37 G00 Z-31.92 X4
N38 G01 X0 F0.03
N39 G01 X-4 Z-56.67 F0.03
N40 G01 Z-83.34 F0.03
N41 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N42 G00 Z-31.92 X4
N43 G01 X0 F0.03
N44 G01 X-4.5 Z-56.67 F0.03
N45 G01 Z-83.34 F0.03
N46 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N47 G00 Z-31.92 X4
N48 G01 X0 F0.03
N49 G01 X-5 Z-56.67 F0.03
N50 G01 Z-83.34 F0.03
N51 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N52 G00 Z-31.92 X4
N53 G01 X0 F0.03
N54 G01 X-5.5 Z-56.67 F0.03
N55 G01 Z-83.34 F0.03
N56 G01 X0 Z-108.09 F0.03

N57 G00 Z-31.92 X4
N58 G01 X0 F0.03
N59 G01 X-6 Z-56.67 F0.03
N60 G01 Z-83.34 F0.03
N61 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N62 G00 Z-31.92 X4
N63 G01 X0 F0.03
N64 G01 X-6.5 Z-56.67 F0.03
N65 G01 Z-83.34 F0.03
N66 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N67 G00 Z-31.92 X4
N68 G01 X0 F0.03
N69 G01 X-7 Z-56.67 F0.03
N70 G01 Z-83.34 F0.03
N71 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N72 G00 Z-31.92 X4
N73 G01 X0 F0.03
N74 G01 X-7.5 Z-56.67 F0.03
N75 G01 Z-83.34 F0.03
N76 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N77 G00 Z-31.92 X4
N78 G01 X0 F0.03
N79 G01 X-8 Z-56.67 F0.03
N80 G01 Z-83.34 F0.03
N81 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N82 G00 Z-31.92 X4
N83 G01 X0 F0.03
N84 G01 X-8.5 Z-56.67 F0.03
N85 G01 Z-83.34 F0.03
N86 G01 X0 Z-108.09 F0.03

N87 G00 Z-31.92 X4
N88 G01 X0 F0.03
N89 G01 X-8.89 Z-56.67 F0.03
N90 G01 Z-83.34 F0.03 F0.03
N91 G01 X0 Z-108.09 F0.03
N92 G00 Z-31.92 X4
N93 G01 X0 F0.03
N94 G02 X-8.89 Z-56.67 R3426.72 F0.03
N95 G01 Z-83.34 F0.03
N96 G02 X0 Z-108.09 R426.72 F0.03
N97 G00 Z-31.92 X4
N98 G01 X0 F0.03
N99 G02 X-8.89 Z-56.67 R355.6 F0.03
N100 G01 Z-83.34 F0.03
N101 G02 X0 Z-108.09 R355.6 F0.03
N102 G00 Z-31.92 X4
N103 G01 X0 F0.03
N104 G02 X-8.89 Z-56.67 R284.48 F0.03
N105 G01 Z-83.34 F0.03
N106 G02 X0 Z-108.09 R284.48 F0.03
N107 G00 Z-31.92 X4
N108 G01 X0 F0.03
N109 G02 X-8.89 Z-56.67 R213.36 F0.03
N110 G01 Z-83.34 F0.03
N111 G02 X0 Z-108.09 R213.36 F0.03
N112 G00 Z-31.92 X4
N113 G01 X0 F0.03
N114 G02 X-8.89 Z-56.67 R142.24 F0.03
N115 G01 Z-83.34 F0.03
N116 G02 X0 Z-108.09 R142.24 F0.03

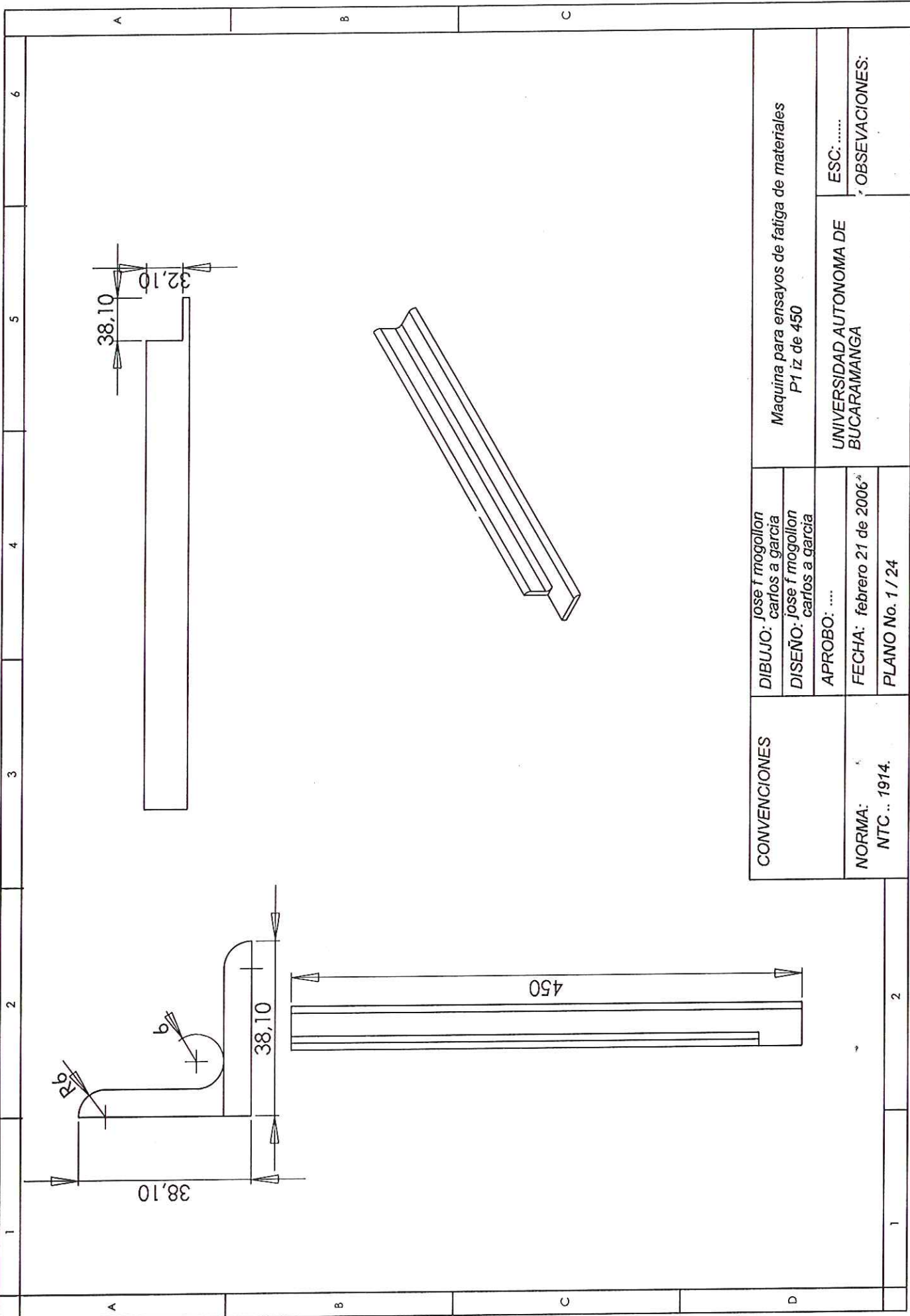
N117 G00 Z-31.92 X4
N118 G01 X0 F0.03
N119 G02 X-8.89 Z-56.67 R124.46 F0.03
N120 G01 Z-83.34 F0.03
N121 G02 X0 Z-108.09 R124.46 F0.03
N122 G00 Z-31.92 X4
N123 G01 X0 F0.03
N124 G02 X-8.89 Z-56.67 R106.68 F0.03
N125 G01 Z-83.34 F0.03
N126 G02 X0 Z-108.09 R106.68 F0.03
N127 G00 Z-31.92 X4
N128 G01 X0 F0.03
N129 G02 X-8.89 Z-56.67 R88.9 F0.03
N130 G01 Z-83.34 F0.03
N131 G02 X0 Z-108.09 R88.9 F0.03
N132 G00 Z-31.92 X4
N133 G01 X0 F0.03
N134 G02 X-8.89 Z-56.67 R80.01 F0.03
N135 G01 Z-83.34 F0.03
N136 G02 X0 Z-108.09 R80.01 F0.03
N137 G00 Z-31.92 X4
N138 G01 X0 F0.03
N139 G02 X-8.89 Z-56.67 R71.12 F0.03
N140 G01 Z-83.34 F0.03
N141 G02 X0 Z-108.09 R71.12 F0.03
N142 G00 X4 Z2
N143 G00 X0
N144 G01 Z-31.92 F0.03
N145 G02 X-8.89 Z-56.67 R71.12 F0.03
N146 G01 Z-83.34 F0.03

N147 G02 X0 Z-108.09 R71.12 F0.03

N148 G00 Z40 X20

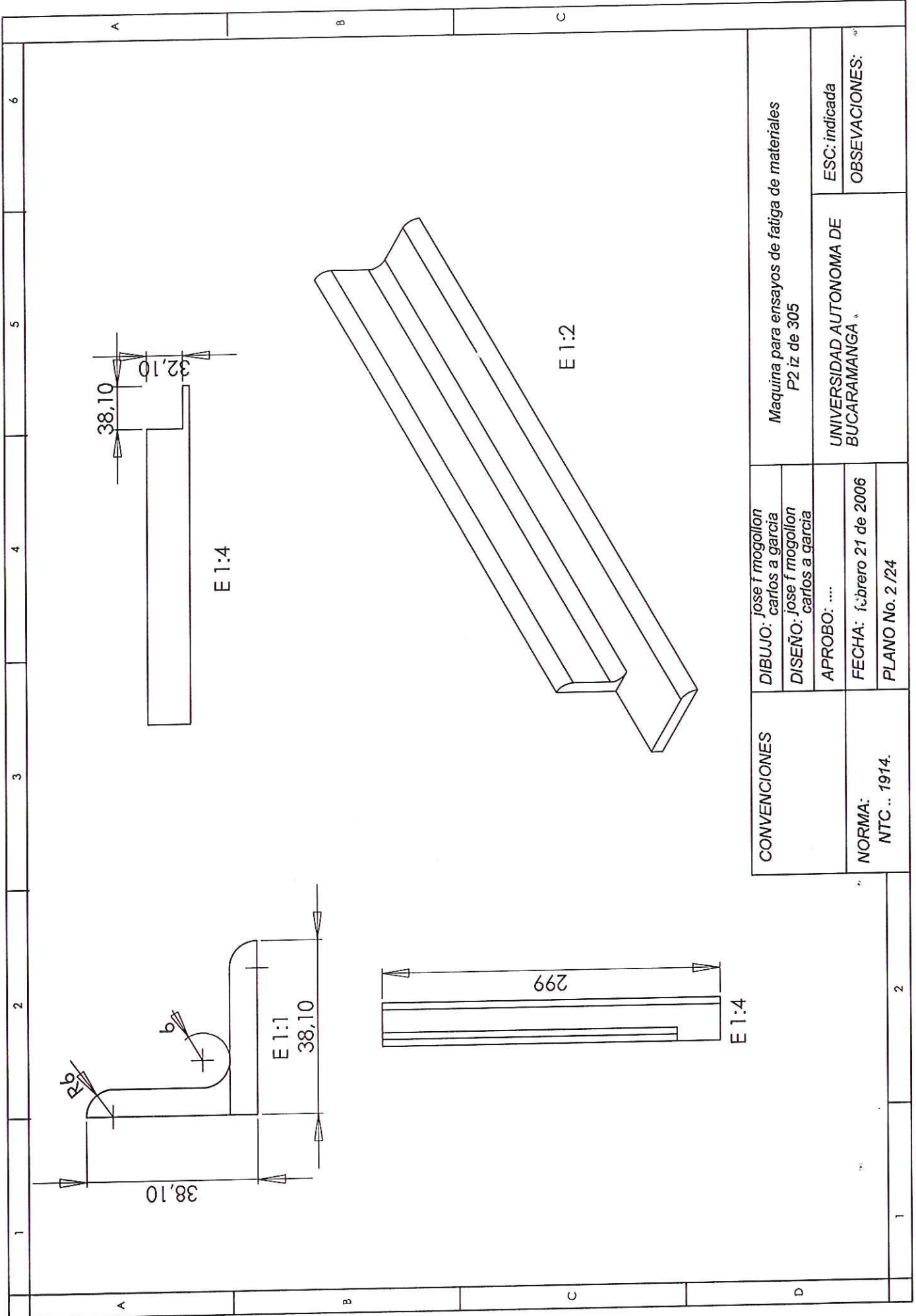
N150 M30

ANEXO D: SISTEMA MECÁNICO

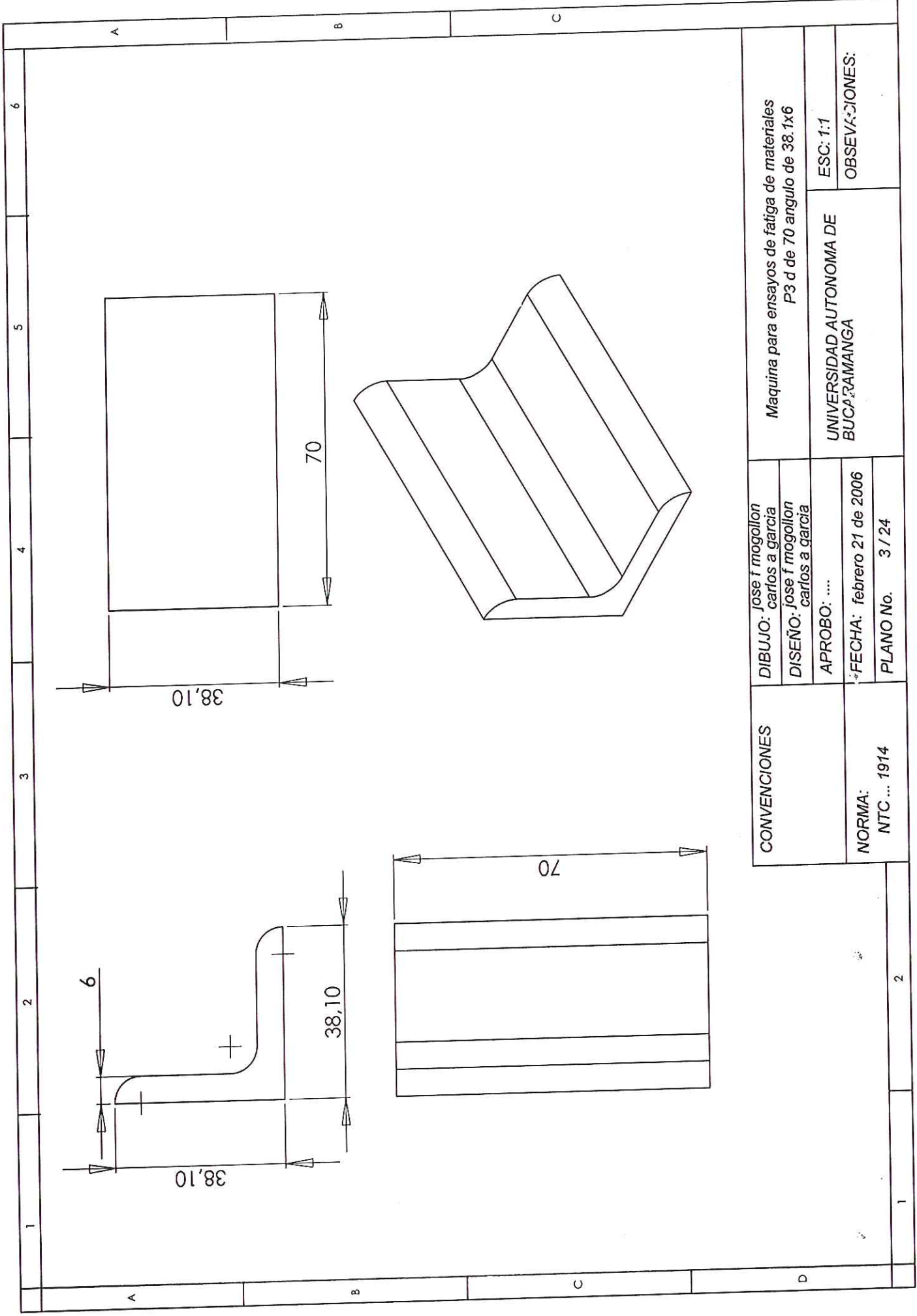


1 2 3 4 5 6

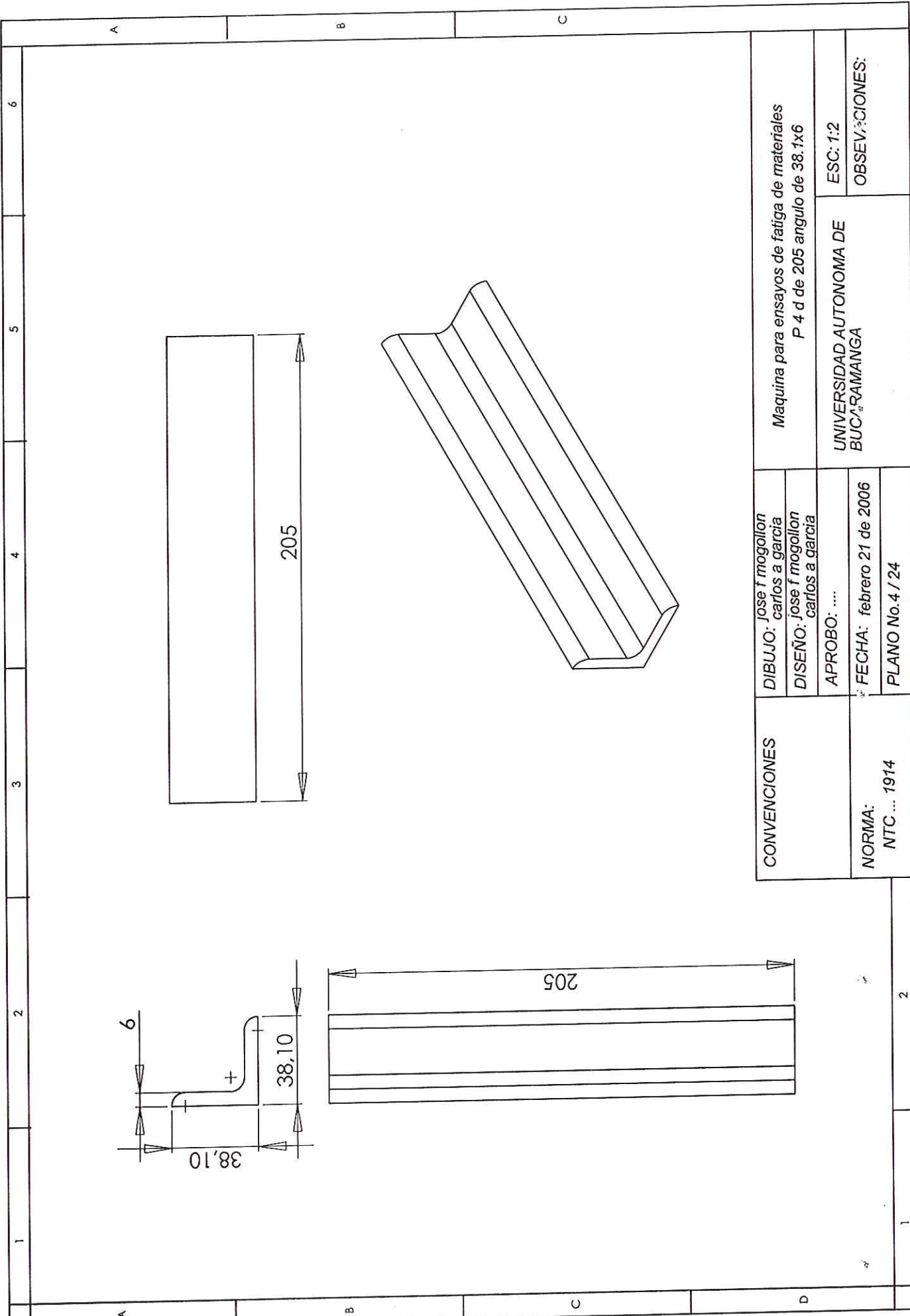
A	B	C	D	
CONVENCIONES		DIBUJO: Jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P1 iz de 450	
NORMA: NTC. 1914.		DISEÑO: Jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	
1		2	ESC:	OBSEVACIONES:
			PLANO No. 1 / 24	



CONVENCIONES	DIBUJO: <i>Jose f mogollon</i> carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P2 iz de 305	ESC: indicada
	DISEÑO: <i>Jose f mogollon</i> carlos a garcia		
NORMA: NTC .. 1914.	APROBO: ...	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	OBSEVACIONES:
	FECHA: febrero 21 de 2006		
	PLANO No. 2 /24		

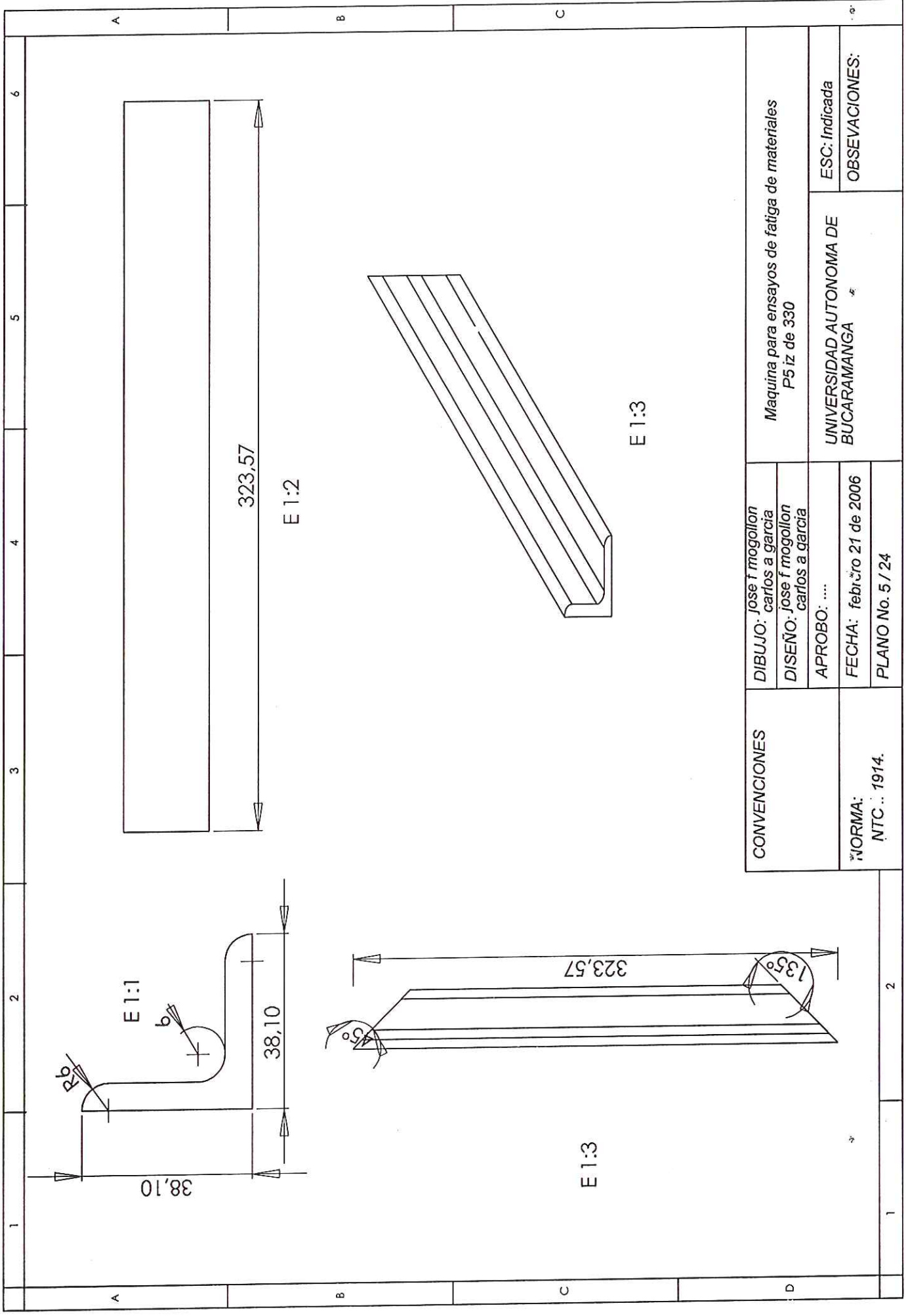


CONVENCIONES	DIBUJO: Jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P3 d de 70 angulo de 38.1x6	
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCA RAMANGA	
NORMA: NTC ... 1914	APROBO: ...	ESC: 1:1	OBSEVACIONES:
	FECHA: febrero 21 de 2006		
	PLANO No. 3 / 24		

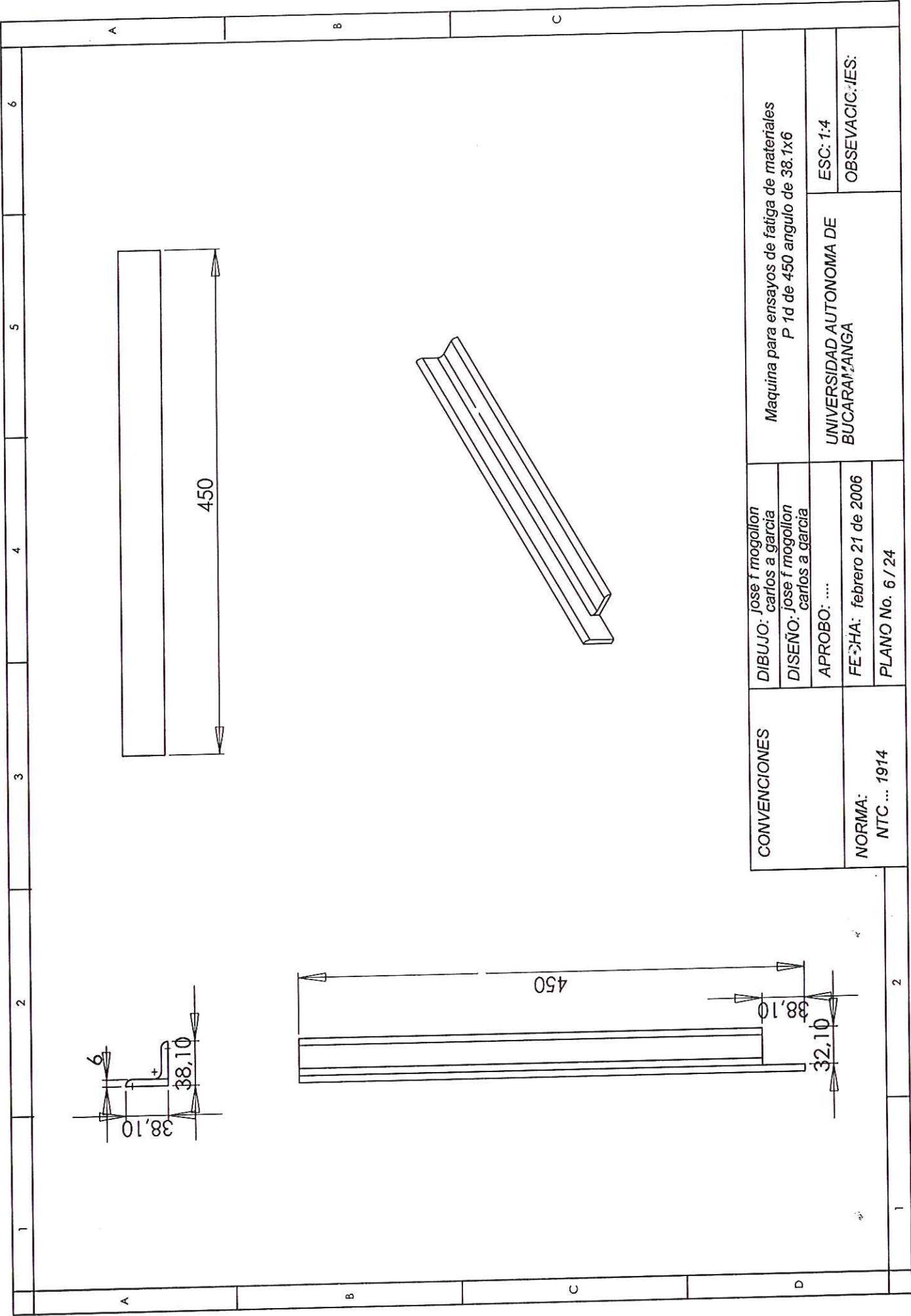


CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P 4 d de 205 angulo de 38.1x6	
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCA RAMANGA	
NORMA: NTC ... 1914	APROBO:	ESC: 1:2	OBSEVACIONES:
	FECHA: febrero 21 de 2006 PLANO No. 4 / 24		

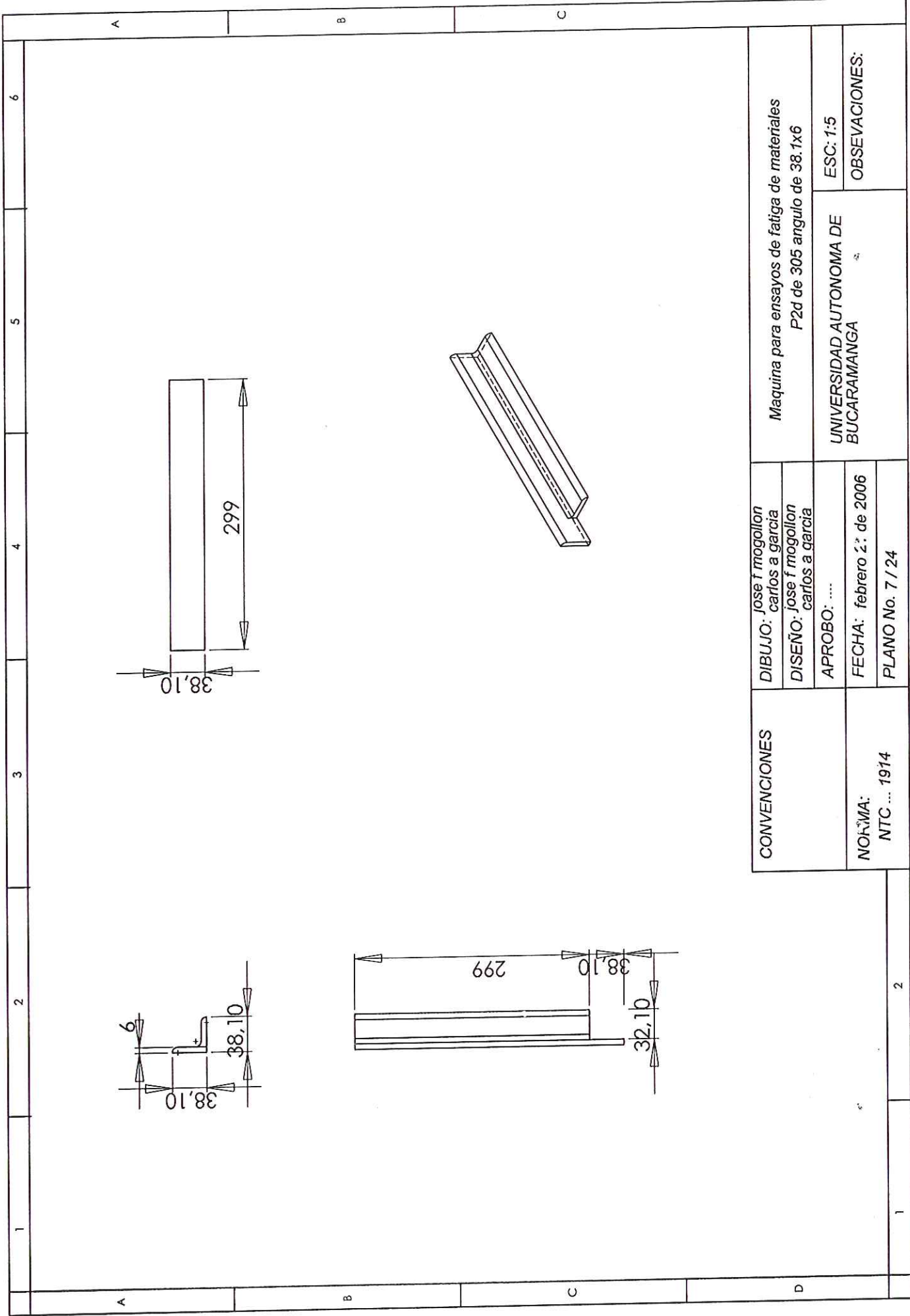
1	2	3	4	5	6
A	B	C			
A	B	C			
D					
1	2				



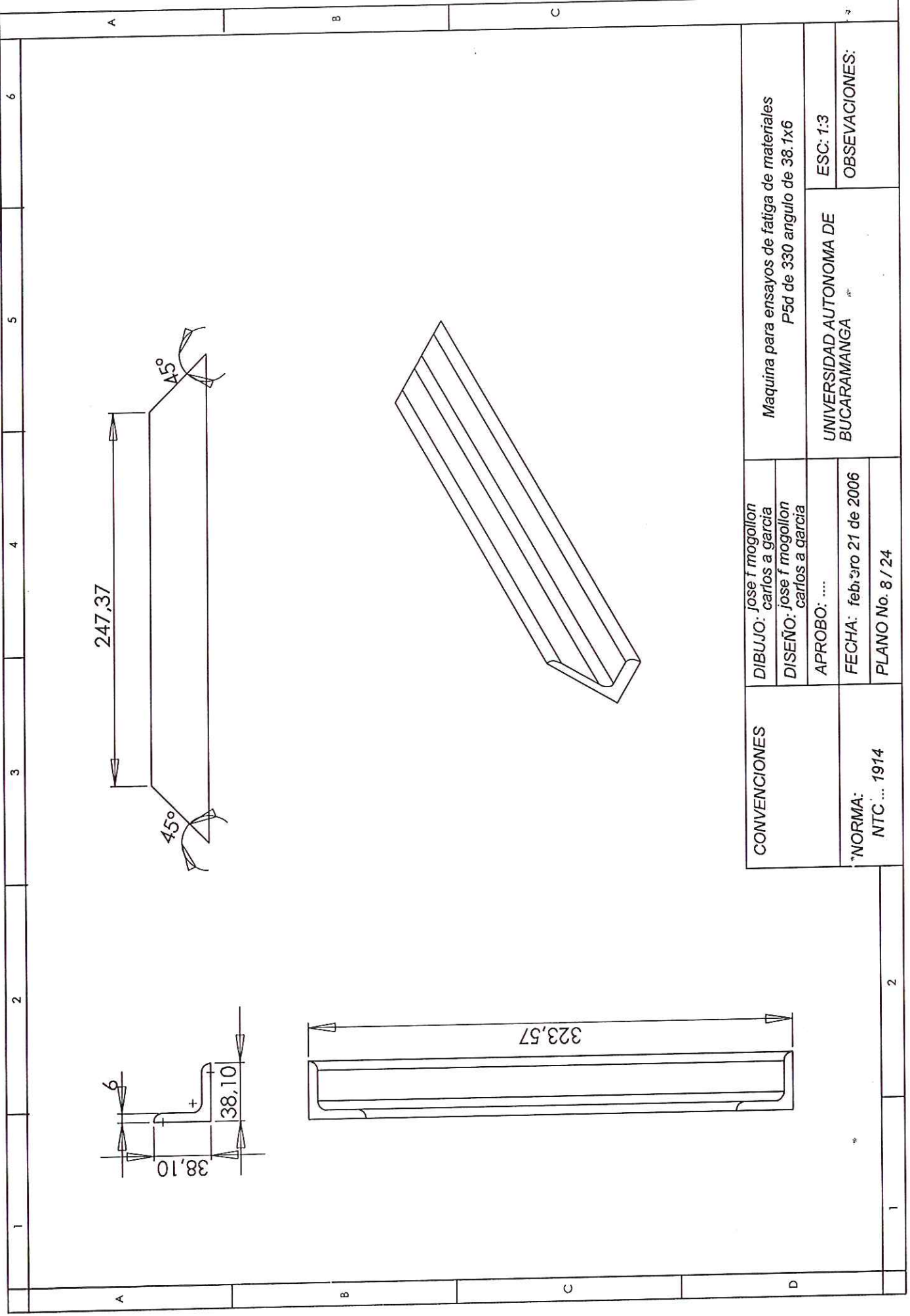
CONVENCIONES	DIBUJO: Jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P5 iz de 330	ESC: Indicada OBSEVACIONES:
	DISEÑO: Jose f mogollon carlos a garcia		
NORMA: NTC .. 1914.	APROBO: ...	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA *	
	FECHA: febrero 21 de 2006 PLANO No. 5 / 24		



CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogallon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P 1d de 450 angulo de 38.1x6
	DISEÑO: jose f mogallon carlos a garcia	
	APROBO: ...	
NORMA: NTC ... 1914	FECHA: febrero 21 de 2006	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARANGA
	PLANO No. 6 / 24	
		ESC: 1:4 OBSEVACIONES:



CONVENCIONES	DIBUJO: <i>Jose f mogollon</i> carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P2d de 305 angulo de 38.1x6	
	DISEÑO: <i>Jose f mogollon</i> carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	
NORMA: NTC ... 1914	APROBO:	ESC: 1:5 OBSEVACIONES:	
	FECHA: febrero 2.º de 2006		
	PLANO No. 7 / 24		



CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales P5d de 330 angulo de 38.1x6	
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	
	APROBO:	ESC: 1:3	
*NORMA: NTC ... 1914	FECHA: febrero 21 de 2006	OBSEVACIONES:	
		PLANO No. 8 / 24	

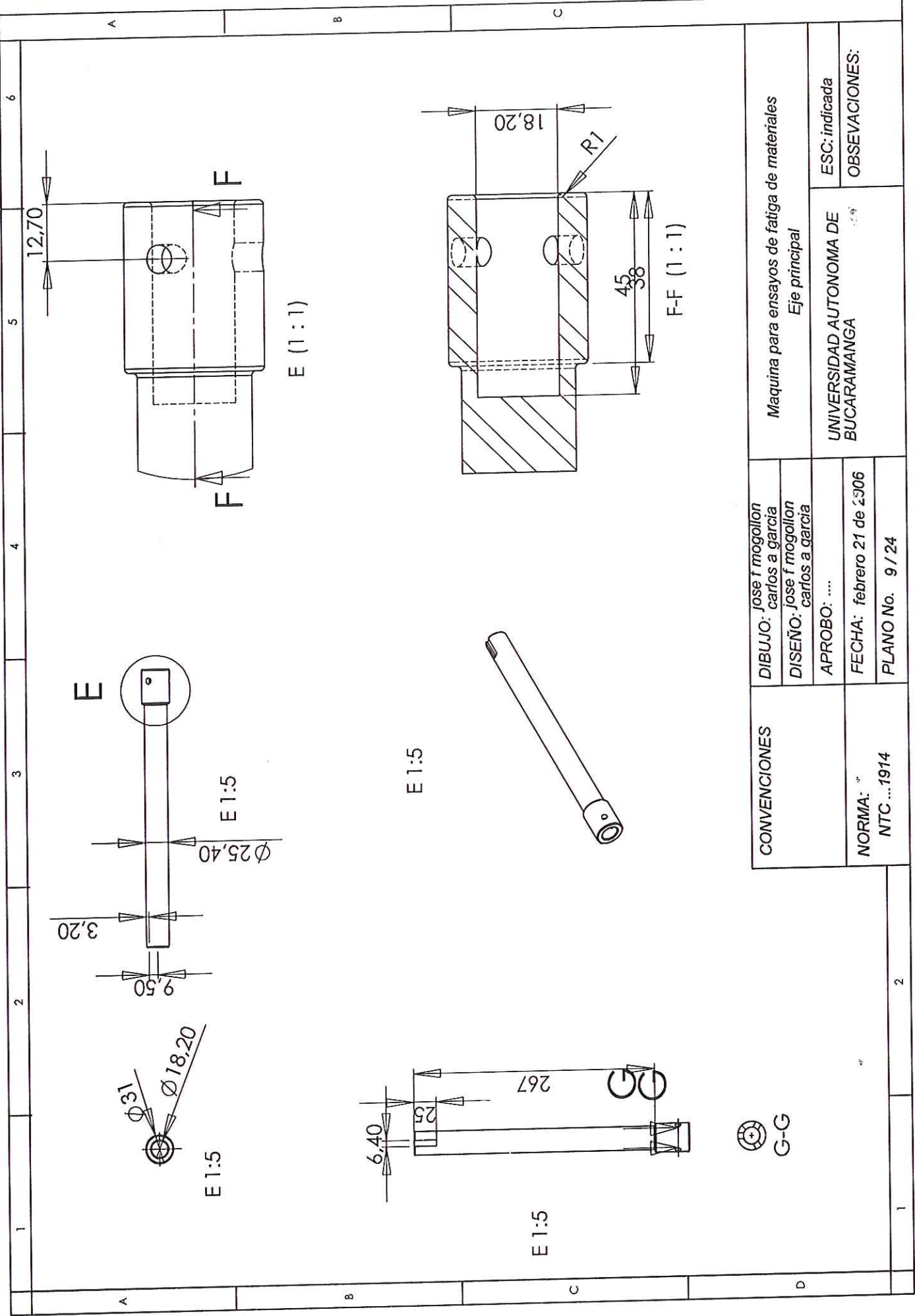
1 2 3 4 5 6

A B C

A B C

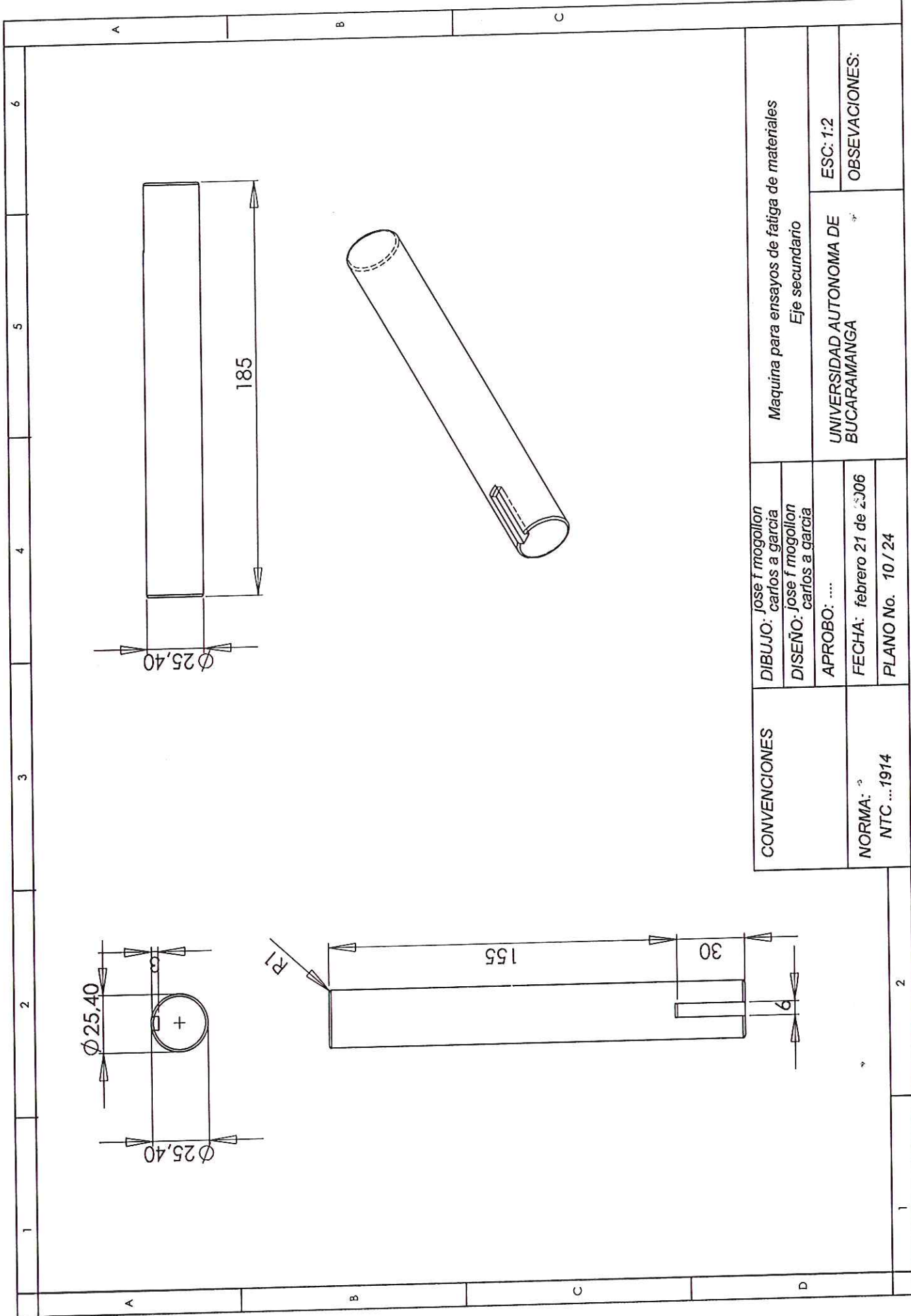
D

1 2

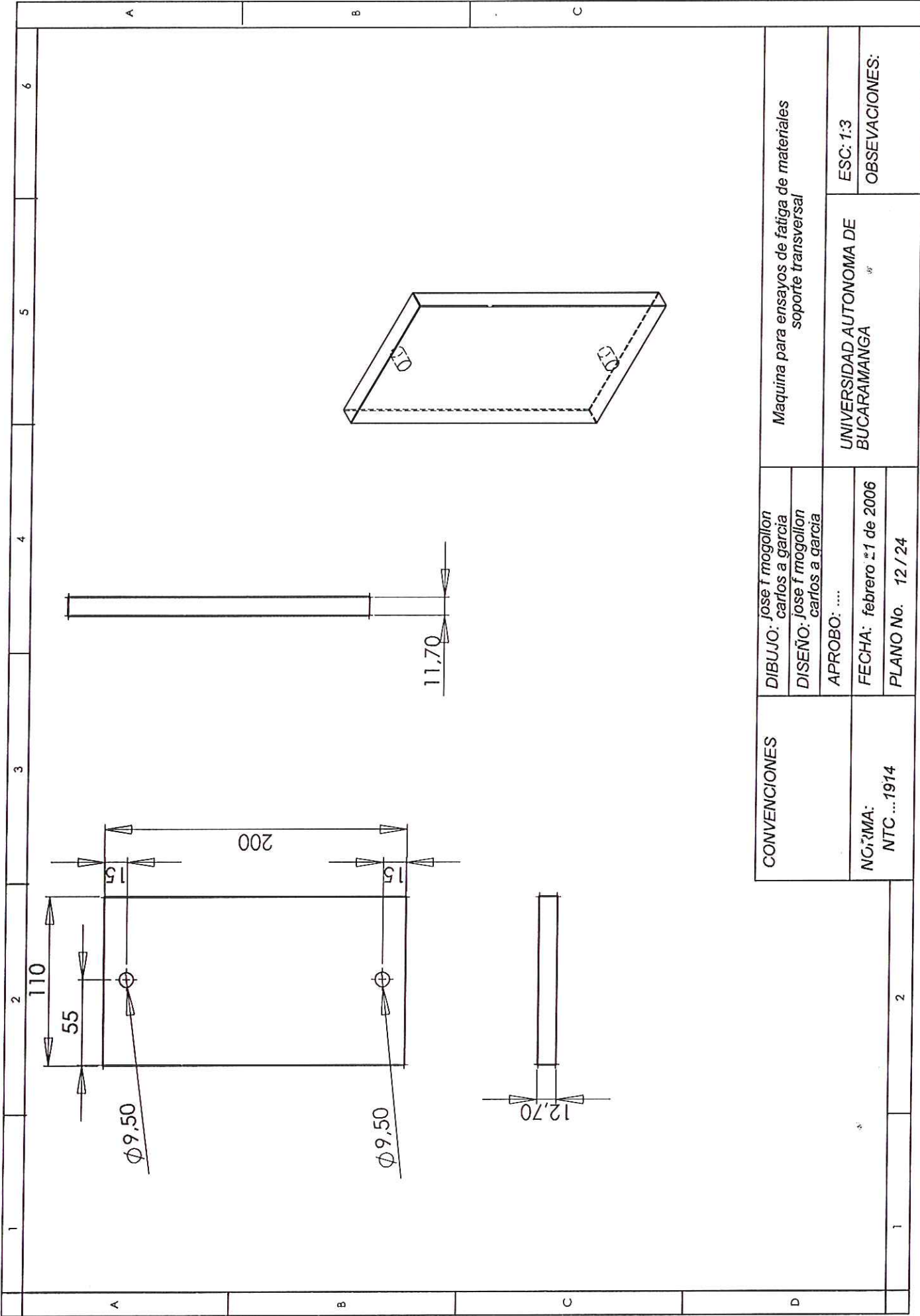


CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales Eje principal	
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCHARAMANGA	
NORMA: NTC ...1914	APROBO: ...	ESC: indicada	
	FECHA: febrero 21 de 2006 PLANO No. 9 / 24	OBSERVACIONES:	

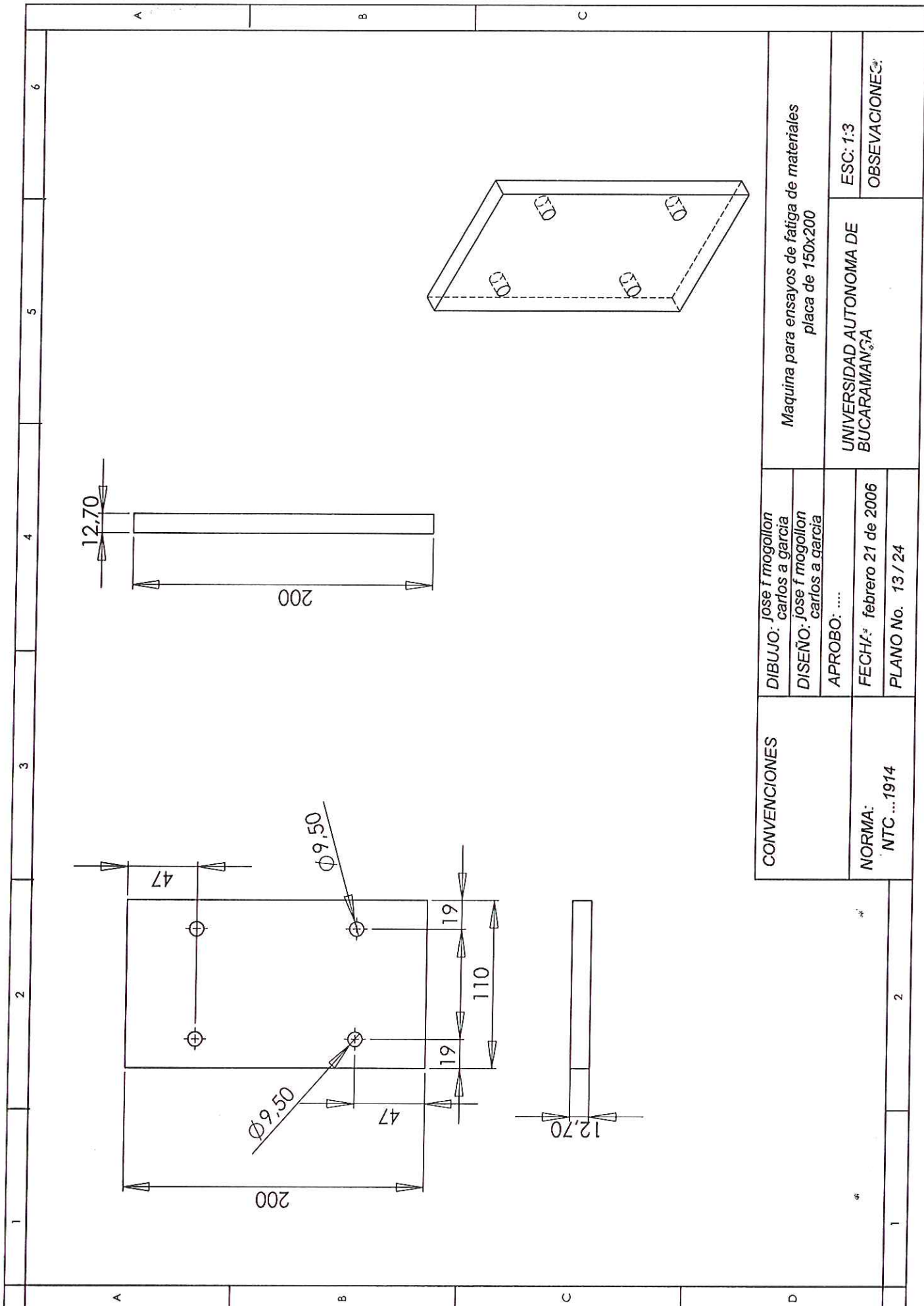




CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales Eje secundario	
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	
NORMA: NTC ... 1914	APROBO: ...	ESC: 1:2	OBSEVACIONES:
	FECHA: febrero 21 de 2006		
	PLANO No. 10 / 24		



CONVENCIONES	DIBUJO: <i>Jose f mogollon carlos a garcia</i>		Maquina para ensayos de fatiga de materiales soporte transversal
	DISEÑO: <i>Jose f mogollon carlos a garcia</i>		
NC, r/MA: NTC ...1914	APROBO: ...		UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
	FECHA: febrero 21 de 2006		
1	PLANO No. 12 / 24		ESC: 1:3 OBSEVACIONES:



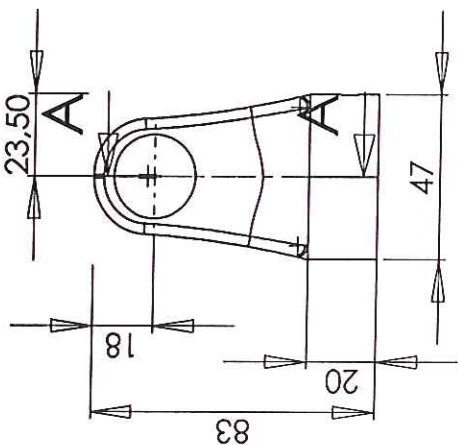
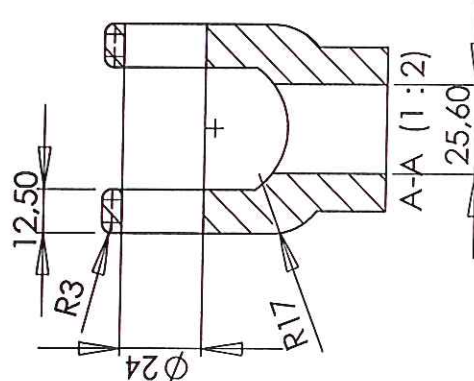
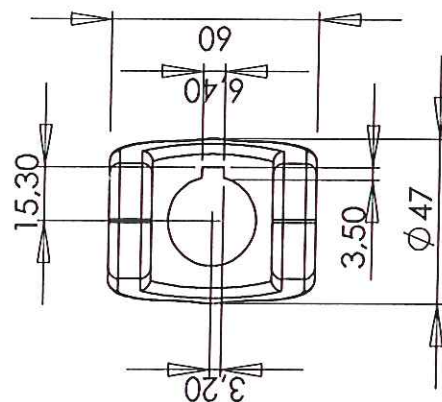
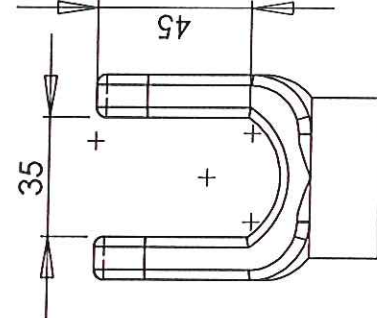
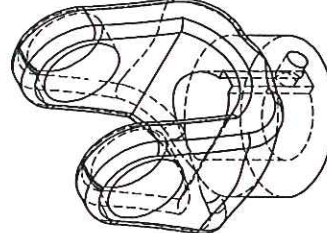
CONVENCIONES	DIBUJO: Jose f mogollon carlos a garcia		Maquina para ensayos de fatiga de materiales placa de 150x200
	DISEÑO: Jose f mogollon carlos a garcia		
NORMA: NTC ...1914	APROBO:		UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
	FECH: febrero 21 de 2006		
	PLANO No. 13 / 24		ESC: 1:3 OBSEVACIONES:

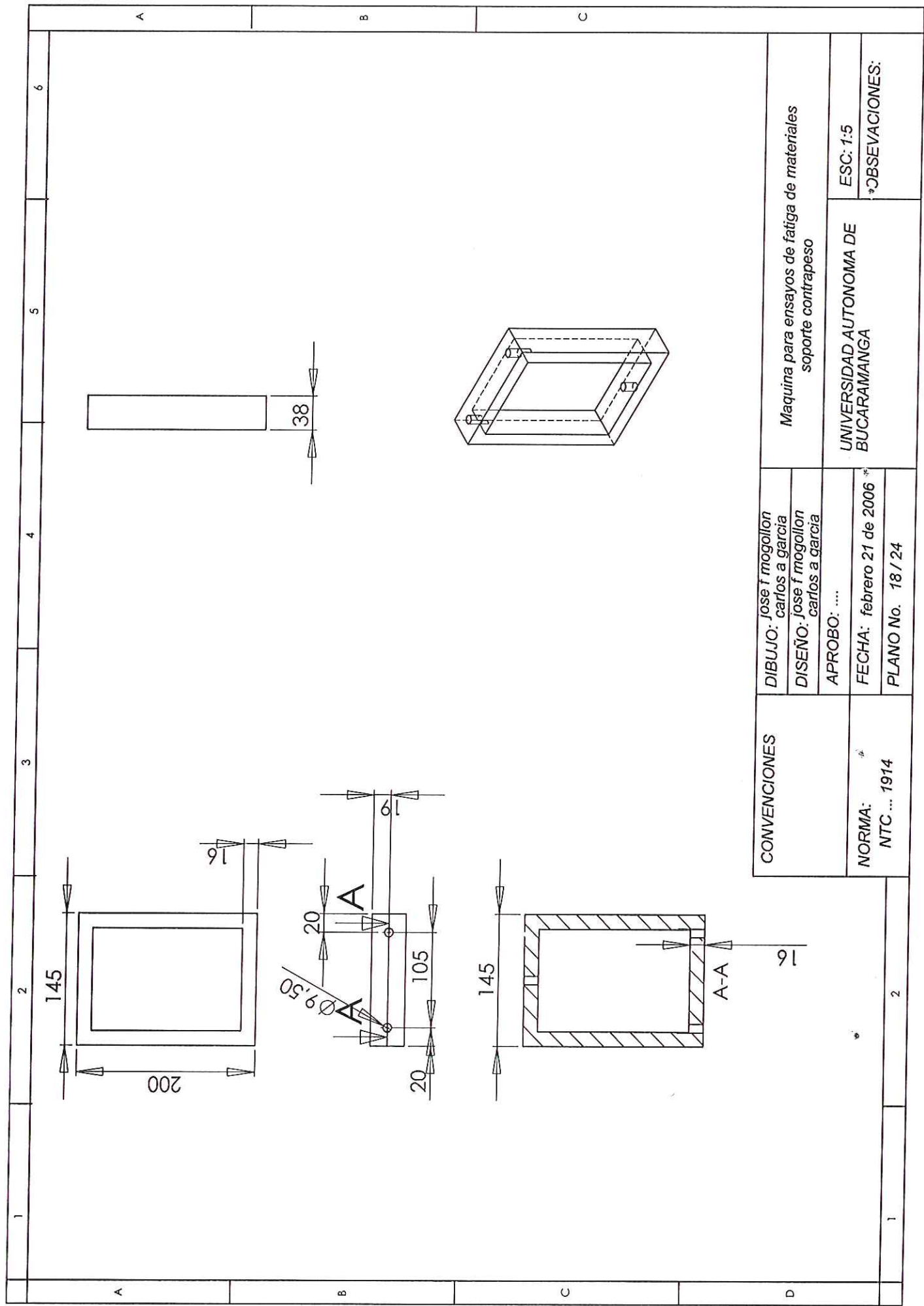
1

2

*

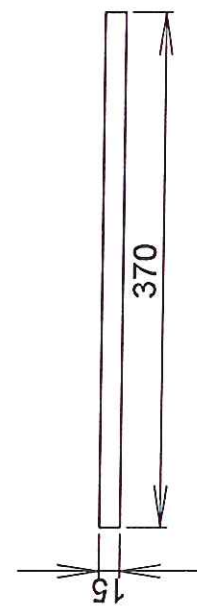
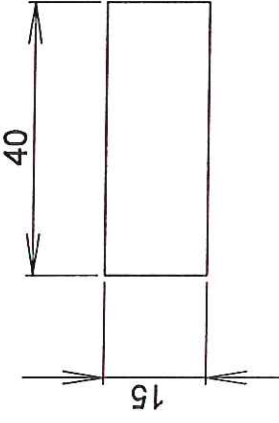
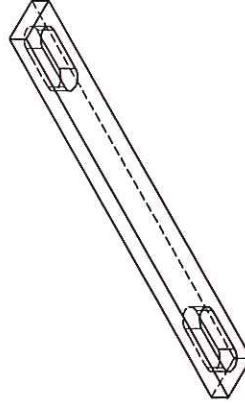
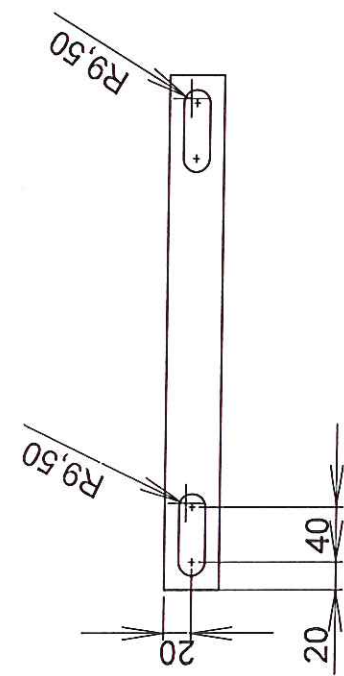
*

1	2	3	4	5	6																									
A	B	C	D																											
					<table border="1"> <tr> <td data-bbox="430 1365 503 2005">CONVENCIONES</td> <td data-bbox="503 1365 568 2005">DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia</td> <td data-bbox="568 1365 633 2005">DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia</td> <td data-bbox="633 1365 698 2005">APROBO: ...</td> <td data-bbox="698 1365 763 2005">FECHA: febrero 2.º de 2006</td> <td data-bbox="763 1365 828 2005">PLANO No. 15 / 24</td> <td data-bbox="828 1365 893 2005">UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA</td> <td data-bbox="893 1365 958 2005">ESC: 1:2</td> <td data-bbox="958 1365 1429 2005">OBSEVACIONES:</td> </tr> <tr> <td data-bbox="430 1071 503 1365">NORMA: NTC ... 1914</td> <td colspan="7"></td> </tr> <tr> <td data-bbox="430 735 503 1071">Maquina para ensayos de fatiga de materiales part 1 junta cardan</td> <td colspan="7"></td> </tr> </table>	CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	APROBO: ...	FECHA: febrero 2.º de 2006	PLANO No. 15 / 24	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	ESC: 1:2	OBSEVACIONES:	NORMA: NTC ... 1914								Maquina para ensayos de fatiga de materiales part 1 junta cardan							
CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia	APROBO: ...	FECHA: febrero 2.º de 2006	PLANO No. 15 / 24	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	ESC: 1:2	OBSEVACIONES:																						
NORMA: NTC ... 1914																														
Maquina para ensayos de fatiga de materiales part 1 junta cardan																														
1	2	3	4	5	6																									



CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales soporte contrapeso	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia		
NORMA: NTC ... 1914	APROBO: ...	FECHA: febrero 21 de 2006 *	PLANO No. 18 / 24

1	2	3	4	5	6
A	B	C	D		
1	2				

1	2	3	4	5	6
A	B	C			
					
					

CONVENCIONES

NORMA:
NTC ...1914

DIBUJO: jose f mogollon
carlos a garcia

DISEÑO: jose f mogollon
carlos a garcia

APROBO:

FECHA: febrero 21 de 2006

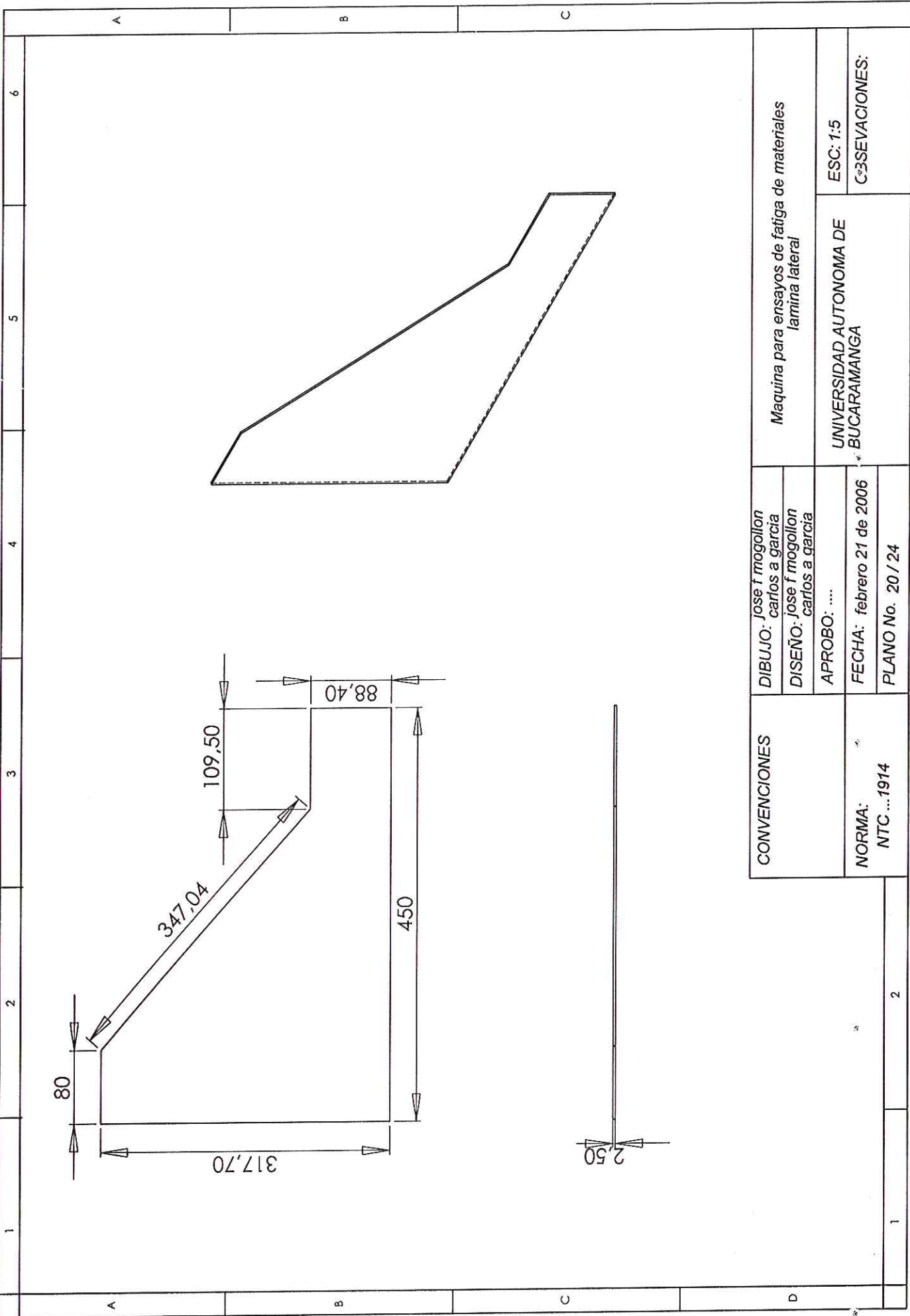
PLANO No. 19 /24

Maquina para ensayos de fatiga de materiales
placa contrapeso

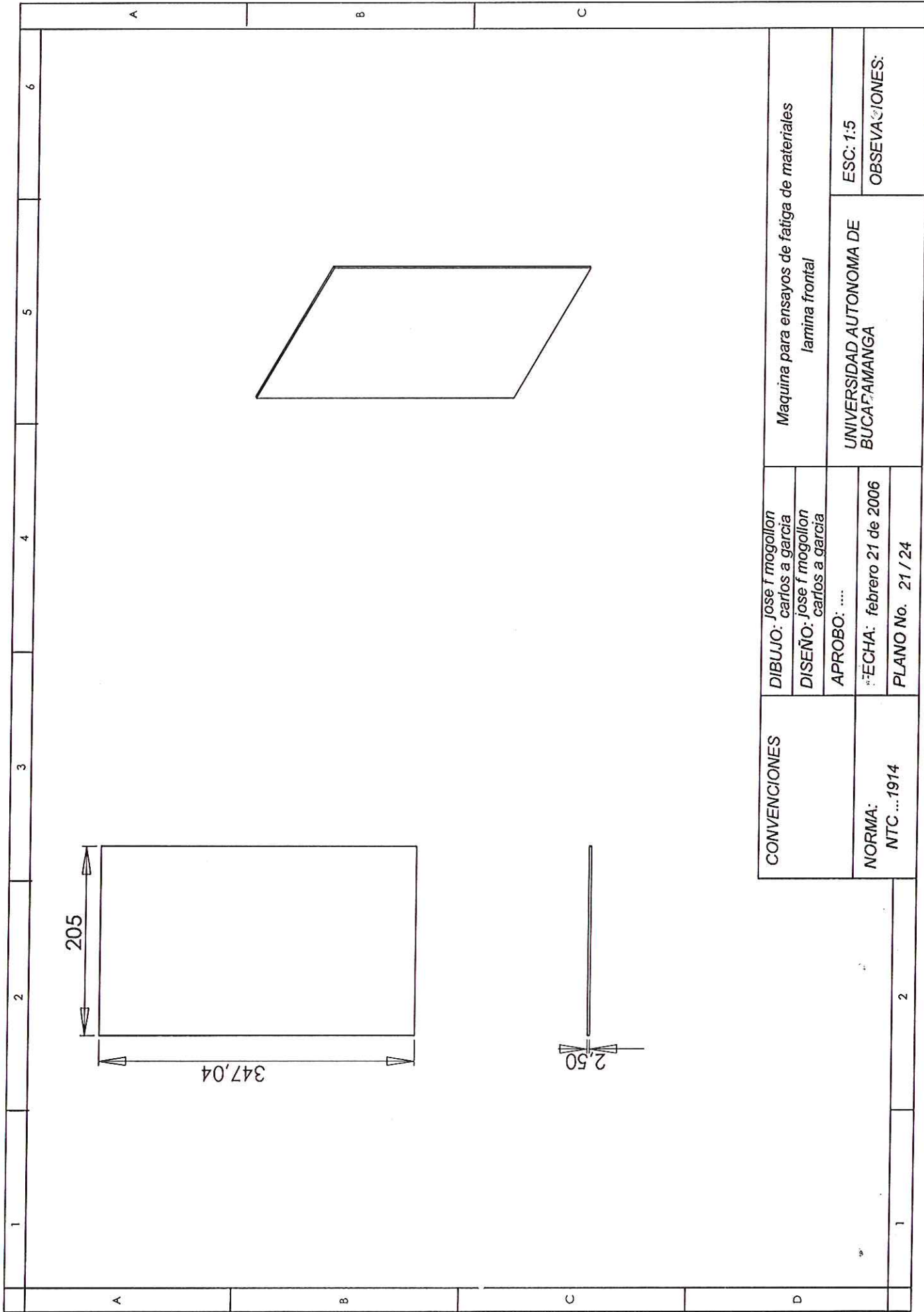
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE
BUCARAMANGA

ESC: 1:5

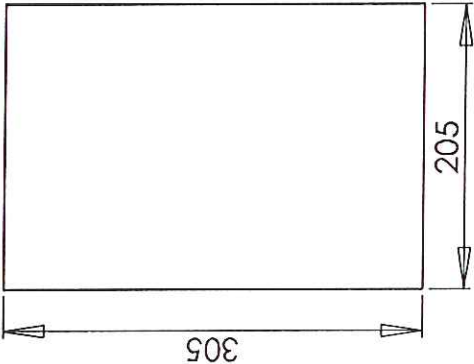

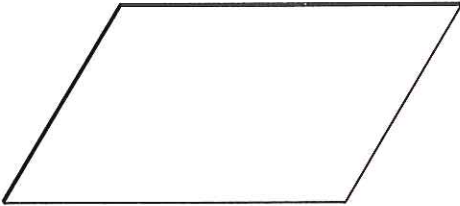
OBSEVACIONES:

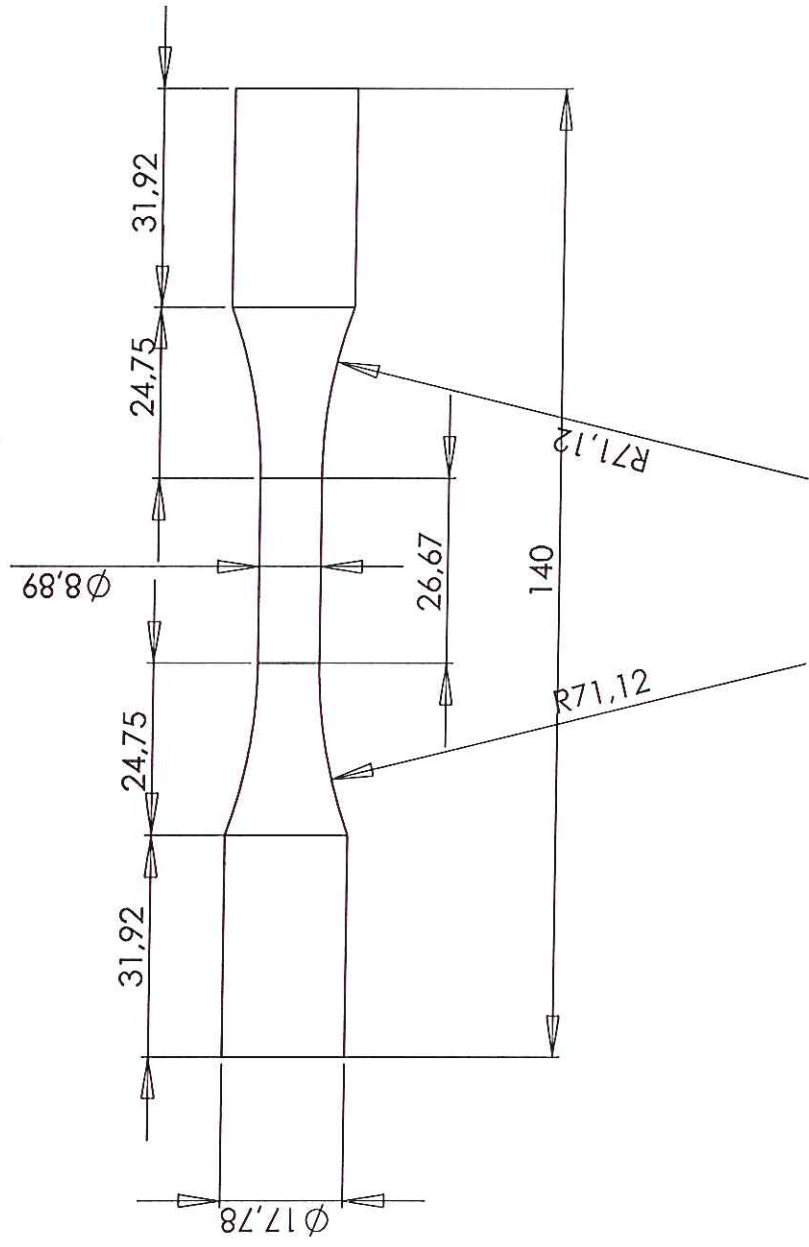


CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia		Maquina para ensayos de fatiga de materiales farrina lateral
	DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia		
NORMA: NTC ...1914	APROBO:		UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
	FECHA: febrero 21 de 2006		
	PLANO No. 20 / 24		ESC: 1:5 C°3SEVACIONES:



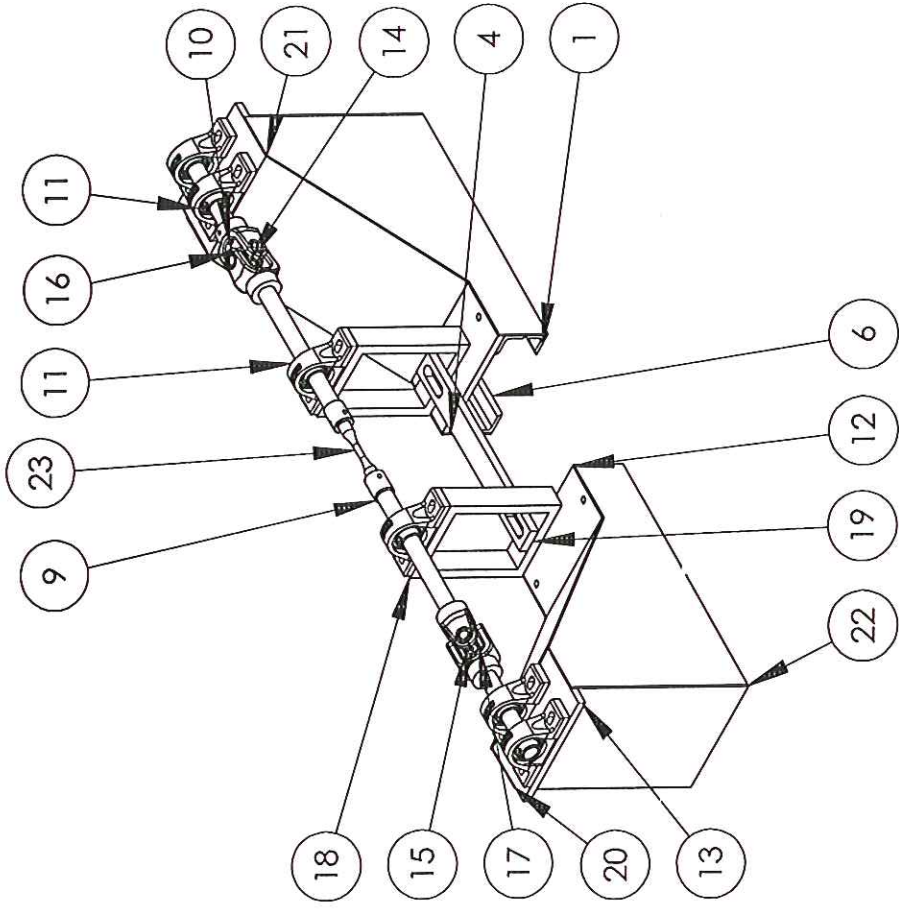
CONVENCIONES	DIBUJO: <i>Jose f mogollon</i>	Maquina para ensayos de fatiga de materiales lamina frontal	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCAFAMANGA
	DISEÑO: <i>carlos a garcia</i>		
NORMA: NTC ...1914	APROBO: ...	PLANO No. 21 / 24	OBSEVACIONES:
	FECHA: febrero 21 de 2006		

1	2	3	4	5	6
A	B	C			
					
			CONVENCIONES	DIBUJO: jose f mogollon carlos a garcia DISEÑO: jose f mogollon carlos a garcia APROBO: ... FECHA: febrero 21 de 2006 PLANO No. 22 / 24	Maquina para ensayos de fatiga de materiales lamina posterior UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANA
			NORMA: NTC ...1914		ESC: 1:5 OBSEVACIONES:
1					2



CONVENCIONES	DIBUJO:	Jose f mogollon carlos a garcia	Maquina para ensayos de fatiga de materiales probeta de 8.89	ESC: 1:1 OBSE: VACIONES:
	DISEÑO:	jose f mogollon carlos a garcia		
NORMA:	APROBO:	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUENARAMANGA	
	NTC ...1914	FECHA: enero 10 / 06 PLANO No. 23 / 24		
1	2			

1	2		3		4	5		6
A	B		C		D	E		F
					Nº DE ELEMENTO	NÚMERO DE PIEZA	CANT.	
					1	p1iz de 450	2	
					2	p2iz de 305	2	
					3	p3d de 70	4	
					4	p4d de 205	4	
					5	p5iz de 330	2	
					6	p1d de 450	2	
					7	p2d de 305	2	
					8	p5d de 330	2	
					9	Eje principal	2	
					10	Eje Secundario	2	
					11	chumacera de 25.4	6	
					12	soporte transversal_2	2	
					13	placa de 150x200x12.7	2	
					14	cruceta	2	
					15	Part1	4	
					16	rodamiento	8	
					17	retenedor	8	
					18	soporte contrapeso	2	
					19	placa contrapeso	1	
					20	lamina lateral	4	
					21	lamina frontal	2	
					22	lamina posterior	2	
					23	probeta8.89	1	



CONVENCIONES	DIBUJO: Jose f mogollon carlos a garcia		Maquina para ensayos de fatiga de materiales Ensamble general	
	DISEÑO: Jose f mogollon carlos a garcia		UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA	
NORMA: NTC ...1914	APROBO:		ESC: 1:10 OBSEVACIONES:	
	FECHA: febrero 21 de 2006			
	PLANO No. 24 / 24			

