

DISEÑO DE UN SISTEMA PRIMARIO DE PAR TORSIONAL PARA LA
CALIBRACIÓN DE TRANSDUCTORES

EDGAR ESTEBAN MARTÍNEZ ALMANSA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.017

DISEÑO DE UN SISTEMA PRIMARIO DE PAR TORSIONAL PARA LA
CALIBRACIÓN DE TRANSDUCTORES

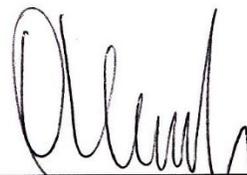
EDGAR ESTEBAN MARTÍNEZ ALMANSA

Proyecto integral de grado para optar el título de
INGENIERO MECÁNICO

Director
Alejandro Robles Hernández
Ing. Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
2.017

Nota de aceptación:



Ing. Álvaro Romero Suarez
Presidente de jurado



Jurado 1
Ing. Wilmar Martínez Urrutia



Jurado 2
Ing. Sherazada Calderón Vega

Bogotá D.C., Mayo 15 de 2.017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vergas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada García-Peña

Decano Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Ni la universidad, ni los jurados son responsables por los conceptos emitidos, de ello es responsable únicamente el autor y su responsabilidad se soporta con las fuentes empleadas.

DEDICATORIA

El desarrollo de este proyecto es la culminación de un esfuerzo en común realizados por mis padres, mi hermano, amigos, profesores y yo. Agradezco la oportunidad dada por mis padres para cursar estudios superiores, sé que siempre han buscan brindarme las herramientas para desarrollarme como persona y como profesional; por la cual quiero dedicarles el presente trabajo.

AGRADECIMIENTO

Agradezco al Ingeniero Alejandro Robles Hernández, por abrirme las puertas de su empresa, guiarme y apoyarme para desarrollar y cumplir los objetivos propuesto en el trabajo de grado.

También agradezco a la Fundación Universidad de América por su aporte en mi formación profesional, me brindo las herramientas para obtener las competencias y habilidades, para ser un ingeniero mecánico íntegro y útil para la sociedad.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	16
1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA	18
1.1 MISIÓN	18
1.2 VISIÓN	18
1.3 POLÍTICAS DE CALIDAD	18
1.4 DESCRIPCIÓN DE PROCESOS	19
1.4.1 Magnitud de presión	19
1.4.2 Magnitudes de temperatura y humedad	20
1.4.3 Magnitudes de masas y balanzas	22
1.4.4 Magnitud de longitud	24
1.4.5 Magnitud de par torsional	25
1.4.6 Magnitud de corriente	27
1.4.7 Magnitud de tiempo y frecuencia	30
2. SITUACIÓN ACTUAL DEL PAR TORSIONAL	32
2.1 EN EL PAÍS	32
2.2 INTERNACIONAL	34
2.2.1 Países con sistemas primarios de par torsional	35
2.2.2 El par torsional en Alemania	36
2.2.3 El par torsional en Finlandia	38
3. PARÁMETROS BÁSICOS	40
4. EVALUACIÓN CONCEPTUAL	42
4.1 PAR TORSIONAL	42
4.2 PAR TORSIONAL EN EL SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)	43
4.3 CALIBRACIÓN Y TRAZABILIDAD DE LOS DISPOSITIVOS MEDICIÓN	44
4.4 SISTEMA PRIMARIO	46
4.5 MÉTODOS PRIMARIOS	48
4.5.1 Método directo sin apoyo	48
4.5.2 Método directo usando un transductor de fuerza	48
4.5.3 Método directo con brazo de palanca y masas, utilizando un apoyo.	49
4.6 TRANSDUCTORES DE PAR TORSIONAL	50
4.7 DEFINICIÓN DE INCERTIDUMBRE	54
4.8 INCERTIDUMBRE EN MEDICIONES DE PAR TORSIONAL	56
4.8.1 Incertidumbre en el método brazo palanca y apoyo	56
5. DISEÑO DETALLADO	58
5.1 PARÁMETROS BÁSICOS	58
5.1.1 Gravedad local	58

5.1.2 Densidad del aire	59
5.2 BRAZO PALANCA	61
5.2.1 Planteamiento inicial.	61
5.2.2 Diseño placa brazo	64
5.2.3 Dilatación térmica.	75
5.2.4 Efectos inclinación brazo	76
5.2.5 Lámina de carga.	80
5.2.6 Selección de rodamiento	99
5.2.7 Diseño de pesas.	100
5.2.8 Par torsional final.	108
6. SIMULACIÓN DEL BRAZO PALANCA	110
6.1 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA	117
6.1.1 Columna cilíndrica	117
6.1.2 Columna principal	119
7. MANUAL DE OPERACIÓN	123
8. MANUAL MANTENIMIENTO	127
8.1 ANTES DE EMPEZAR.	127
8.2 OPERACIONES DE MANTENIMIENTO	127
9. EVALUACIÓN FINANCIERA	129
9.1 CÁLCULO DE INVERSIÓN INICIAL	129
9.2 COSTOS FABRICACIÓN	130
9.3 EVALUACIÓN FINANCIERA	133
10. CONCLUSIONES	136
11. RECOMENDACIONES	137
BIBLIOGRAFÍA	138
ANEXOS	139

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Magnitudes de Corriente	27
Cuadro 2. Magnitudes de frecuencia	30
Cuadro 3. Transductores INM	33
Cuadro 4. Comparación BIMP	36
Cuadro 5. Sistemas de par torsional no incluidos	36
Cuadro 6. Máquinas de Par Torsional del PTB	37
Cuadro 7. Toma de datos	60
Cuadro 8. Masas elementos brazo	62
Cuadro 9. Fuerza de cada pieza	62
Cuadro 10. Resumen deflexión máxima y peso	72
Cuadro 11. Variación del par torsional	80
Cuadro 12. Comparación de distancias	83
Cuadro 13. Comparaciones entre agujeros	85
Cuadro 14. Resumen espesor mínimo	91
Cuadro 15. Resumen método ruta de falla	99
Cuadro 16. Resumen método bloque cortante	99
Cuadro 17. Valores de fricción	100
Cuadro 18. Distribución de pesas	101
Cuadro 19. Masa de los discos	102
Cuadro 20. Volúmenes de discos	103
Cuadro 21. Diámetro de pesas	104
Cuadro 22. Parámetro final	107
Cuadro 23. Tolerancia de masas	107
Cuadro 24. Par torsional final	109
Cuadro 25. Actividades de mantenimiento	128
Cuadro 26. Costos fase1	129
Cuadro 27. Costos de fabricación	130
Cuadro 28. Resumen del flujo	134

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Banco de presión	20
Figura 2. Cámara ambiental	21
Figura 3. Calibración infrarrojo	22
Figura 4. Masas patrón	23
Figura 5. Balanza OHAUS	23
Figura 6. Calibración de micrómetros	24
Figura 7. Comparador de caratula	25
Figura 8. Transductor de 3.000 N.m	26
Figura 9. Transductor de 5,649 N.m	26
Figura 10. Equipo generador de par torsional	27
Figura 11. Calibración de megohmetros	29
Figura 12. Calibración voltímetros	29
Figura 13. Contador de frecuencia	30
Figura 14. Generador de frecuencia	31
Figura 15. Demanda calibraciones par torsional	33
Figura 16. Organizaciones Internacionales de Metrología	35
Figura 17. Patrón 1 N.m del PTB	38
Figura 18. Patrón de 2 KN.m en RPO	39
Figura 19. Operaciones del sistema	40
Figura 20. Aplicación del par torsional	42
Figura 21. Par torsional en el S.I	43
Figura 22. Jerarquía de trazabilidad	44
Figura 23. Sistema de transferencia	45
Figura 24. Sistema primario brazo palanca	46
Figura 25. Sistema primario	47
Figura 26. Sistema primario sin apoyo	48
Figura 27. Sistema primario con transductor de fuerza	49
Figura 28. Sistema primario con masas, brazo y apoyo	49
Figura 29. Puente de Wheatstone	50
Figura 30. Tipos de estructuras y sensores eléctricos	51
Figura 31. Transductores de mayor uso	52
Figura 32. Transductor TTS	53
Figura 33. Transductor TB2	53
Figura 34. Transductor TB1A	54
Figura 35. Histograma	54
Figura 36. Esquema teórico de una medición	55
Figura 37. Modelo Inicial	61
Figura 38. Partes brazo palanca	61
Figura 39. Distribución de fuerzas	64
Figura 40. Esquema tipo de apoyo	65
Figura 41. Tipo de apoyo	66

Figura 42. Diagrama de cuerpo libre	66
Figura 43. Diagrama de cortante	67
Figura 44. Diagrama momento flector	67
Figura 45. Sección transversal	68
Figura 46. Sección transversal placa	74
Figura 47. Simulación Súper Invar 32-5	75
Figura 48. Simulación ASTM A36	76
Figura 49. Esquema aplicación de fuerza	77
Figura 50. Descomposición de la fuerza	79
Figura 51. Fuerzas en la lámina	81
Figura 52. Distancia entre elementos	82
Figura 53. Dimensiones lámina	83
Figura 54. Distancias entre agujeros	84
Figura 55. Modelo lámina de carga	85
Figura 56. Ruta de fallas lado inferior	87
Figura 57. Ruta de fallas lado superior	87
Figura 58. Sección de tensión y cortante	92
Figura 59. Bloque cortante	94
Figura 60. Bloque parte superior	96
Figura 61. Rodamiento de aire	100
Figura 62. Tipo de pesa	101
Figura 63. Bosquejo ranura	105
Figura 64. Posicion de fuerza	110
Figura 65. Restricción del brazo	111
Figura 66. Desplazamiento de la placa	111
Figura 67. Desplazamientos axiales	112
Figura 68. Esfuerzo Von Mises	112
Figura 69. Esfuerzo cortante	113
Figura 70. Conjunto brazo palanca	113
Figura 71. Desplazamiento conjunto de brazo	114
Figura 72. Desplazamiento axial del conjunto	114
Figura 73. Esfuerzo Von Mises conjunto	115
Figura 74. Factor de seguridad	115
Figura 75. Optimización topológica	116
Figura 76. Modelo optimizado	116
Figura 77. Desplazamiento del brazo optimizado	116
Figura 78. Esfuerzo Von Mises optimización	117
Figura 79. Esfuerzo Von Mises columna cilíndrica	118
Figura 80. Desplazamiento de columna	118
Figura 81. Esfuerzo Von Mises Columna principal	119
Figura 82. Factor de seguridad de columna	120
Figura 83. Desplazamiento de columna principal	120
Figura 84. Esfuerzo conjunto contrareacción	121
Figura 85. Desplazamiento del conjunto contrareacción	122
Figura 86. Posición transductor	124

Figura 87. Secuencia de par	124
Figura 88. Indicador de par torsional	125
Figura 89. Posición contrareacción	125
Figura 90. Flujo de inversión	134

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Ficha técnica del inclinómetro	140
Anexo B. Error máximo admisible de las pesas	142
Anexo C. Ficha técnica transductor TB1A	144
Anexo D. Ficha técnica Hiwin	148
Anexo E. Propiedades mecánicas y físicas AISI 301	150
Anexo F. Catalogo perfil estructural HEA	152
Anexo G. Planos	154

RESUMEN

El proyecto “DISEÑO DE UN SISTEMA PRIMARIO DE PAR TORSIONAL PARA LA CALIBRACION DE TRANSDUCTORES” fue desarrollado como solución a la necesidad de la empresa Calibration Service S.A.S., la cual requería de un equipo de calibración para sus transductores de par torsional. Así mismo, se buscó con el desarrollo del proyecto, la creación de un nuevo servicio de calibración.

Para el desarrollo del proyecto, se inició con la recopilación de información y descripción de la situación actual en el país y en el mundo. Durante la búsqueda de información, se contó con el apoyo del Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), el cual permitió conocer, aprender y concebir la idea general para el desarrollo del proyecto.

Posteriormente, se establecieron los parámetros básicos de diseño y se evaluaron los procesos conceptuales de medición. Luego se realizó el diseño detallado, por el cual se calcularon los diferentes elementos del sistema.

Después se realizó la simulación y modelación de las piezas, este paso permitió verificar los cálculos realizados en el diseño detallado.

Finalmente se elaboraron los planos, los manuales y el análisis financiero del proyecto.

Palabras claves: Par torsional, sistema primario, calibración.

INTRODUCCIÓN

Contar con un buen sistema de medición es crucial en una empresa para garantizar la calidad de sus productos. Esto ha hecho que los laboratorios de metrología vean la *importancia* de desarrollar sistemas de medición que satisfagan los requisitos de incertidumbre que requiere la industria. La empresa Calibration Service S.A.S. busca disminuir la incertidumbre de su trazabilidad en la magnitud de par torsional y ser autónomos en su trazabilidad.

Durante los años de funcionamiento del Instituto Nacional de Metrología (INM), no se ha contado con el apoyo económico necesario para el desarrollo e innovación de sus procesos de medición, siendo un instituto con una capacidad técnica y tecnología muy reducida en comparación con otros países. Esto ha *originado* que laboratorios como Calibration Service S.A.S. no puedan trazar sus equipos de medición en Colombia, sino en otros países aumentando los costos de calibración.

Por esta razón, la empresa se ha propuesto desarrollar, con el apoyo del Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), un Sistema Primario de Par Torsional, el cual eliminará las dificultades encontradas en la calibración de sus transductores. Para lograr con éxito la realización del proyecto se definió el siguiente *objetivo* general;

“Diseñar un sistema primario de par torsional para la calibración de transductores”, y sus objetivos específicos son;

- × Diagnóstico de la situación actual de la metrología del par torsional
- × Definir los parámetros básicos del patrón
- × Evaluación conceptual del proceso de medición
- × Diseño detallado del patrón
- × Simulación del brazo palanca por medio de MEF
- × Elaboración de los planos de ubicación, fabricación, ensamble y montaje
- × Elaborar el manual de operación y el de mantenimiento
- × Realizar una evaluación financiera

El *alcance* del proyecto tiene como finalidad diseñar un sistema primario de par torsional para calibrar transductores, tomando como guía los conocimientos adquiridos en diseño de elementos máquinas, resistencia de materiales,

simulación y modelamiento de elementos finitos. Se desarrollarán los planos requeridos y se evaluarán los resultados obtenidos.

Para el desarrollo del proyecto vale aclarar sus *limitaciones*, el sistema tendrá un rango de medición entre 0 N.m y 2.000 N.m., el tipo de transductores a medir será de referencia TB1A de marca HBM y el desarrollo del proyecto será únicamente de forma teórica, para efectos de implementación y fabricación correrá por cuenta de Calibration Service S.A.S.

La *metodología* con la que se va a realizar el proyecto será guiada por actividades propuestas, por la cuales se presente tener una mayor facilidad en el desarrollo del proyecto, también se apoyará en textos afines al tema y se tendrá un asesoramiento de la empresa y de los orientadores de la Universidad.

La *aplicación* que tiene este proyecto en el área de diseño, es la utilización de herramientas como software de elementos finitos que permitan la comparación y evaluación de los cálculos hechos analíticamente y poder ver el comportamiento que tendrá la máquina durante su funcionamiento.

1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA

Calibration Service S.A.S. es una empresa 100% colombiana, legalmente constituida de acuerdo con las leyes de la república de Colombia y fundada en el 2.006 por el Ingeniero Mecánico Alejandro Robles Hernández.

Su objetivo social prestar servicios de calibración, control, mantenimiento, verificación de dispositivos mecánicos y electrónicos de seguimiento y mediciones a nivel nacional e internacional, servicios de asesoramiento y gerencia de proyectos, servicios de consultoría y capacitación en las áreas de medio ambiente, metrología y calidad.

1.1 MISIÓN

El compromiso fundamental de Calibration Service SAS es orientar y apoyar a los diversos sectores de la industria en la satisfacción de sus requisitos de medición, a través de servicios de calibración confiables, con trazabilidad a patrones nacionales e internacionales, cumpliendo con los requisitos de la norma NTC/ISO-IEC 17025:2.005 y los requisitos de las entidades regulatorias, asegurando la calidad de los servicios de calibración a nuestros clientes, para aumentar la competitividad del país, manteniendo la calidad de vida de nuestro personal y el desarrollo de la organización.

1.2 VISIÓN

Ser líder a nivel nacional para el año 2.017 en la prestación de servicios de calibración a instrumentos de medición, certificación, asesorías y cursos especializados en metrología, por medio de una cultura corporativa centrada y fortalecida en principios y valores, el desarrollo integral de su talento humano y la gestión del conocimiento, con el fin de satisfacer las necesidades de la industria y la organización.

1.3 POLÍTICAS DE CALIDAD

El compromiso de CALIBRATION SERVICE S.A.S. es ofrecer servicios de calibración a instrumentos de medición en las magnitudes de par torsional, fuerza, corriente, tiempo, frecuencia, longitud, temperatura, humedad relativa, presión, masas, balanzas, volumen y flujo utilizando patrones con trazabilidad nacional e internacional que generan confianza en las mediciones que se realizan, contando con personal calificado, comprometido en la implementación y cumplimiento de un sistema de gestión de la calidad basado en la norma NTC-ISO/IEC 17025:2.005, que es revisado constantemente para garantizar la satisfacción del servicio solicitado por nuestros clientes.

Es prioridad de la dirección suministrar los recursos técnicos, humanos y logísticos necesarios para implementar los requisitos de la norma NTC-ISO/IEC 17025:2.005, revisar frecuentemente su efectividad a través de los objetivos de la calidad. Es responsabilidad de todo el personal cumplir y hacer cumplir los requisitos del sistema de gestión de la calidad.

Este documento se constituye en el fundamento de la calidad del laboratorio y es base para asegurar que en todas las actividades de calibración, se cumpla con los requisitos de la norma NTC-ISO/IEC 17025:2.005, se satisfagan las necesidades de los clientes y se cumplan con las disposiciones de las entidades regulatorias que otorgan reconocimiento.

Garantizar el cumplimiento de la política de la calidad con el logro de los siguientes objetivos de la calidad a los cuales hemos asignado unas metas mensurables teniendo en cuenta el desempeño del laboratorio en los años anteriores;

- × Mantener como trabajo conforme el 90% de todos los servicios generados en la magnitud de par torsional
- × Mantener una tasa de clientes satisfechos superior al 95% de acuerdo a los datos evaluados mensualmente
- × Asegurar que los servicios de calibración realizados mensualmente en cada magnitud sean entregados según el tiempo establecido en un 90% del total de las entregas
- × Asegurar la competencia técnica del personal de cada magnitud manteniendo la evaluación de la eficiencia de las capacitaciones en un 95,45%
- × Mejorar la rentabilidad de la empresa mediante el aumento de los clientes nuevos en un 10% del número de clientes que ingresan mensualmente al laboratorio
- × Mejorar la rentabilidad de la empresa mediante el aumento de los servicios realizados mensualmente en cada magnitud en un 10% respecto a los datos del año anterior
- × Asegurar una adecuada selección de proveedores con un puntaje $\geq 3,5$

1.4 DESCRIPCIÓN DE PROCESOS

1.4.1 Magnitud de presión. Se ofrece un servicio de calibración con un alcance en vacío desde -30 inHg y para presiones positivas desde 0psi hasta 32.000 psi, empleando patrones de alta exactitud entre 0,025% a 0,1% de la escala completa.

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para calibrar una gran variedad de instrumentos entre los cuales se encuentran;

- × Manómetros (análogo y digital)
- × Vacuómetros (análogo y digital)
- × Manovacúómetros (análogos y digital)
- × Transductores (lectura directa y lectura indirecta)
- × Transmisores (lectura directa y lectura indirecta)
- × Registradores de presión
- × Módulos presión

Figura 1. Banco de presión



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16].
Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/presión>>

1.4.2 Magnitudes de temperatura y humedad. Se cuenta con una cámara ambiental homogenizada/caracterizada con la capacidad de generar diversas condiciones ambientales. Ofrece el servicio de calibración en la magnitud de

temperatura con un alcance de 0 °C a 50 °C y en la magnitud de humedad relativa con un alcance de 20% a 95% empleando patrones de alta exactitud del 1% HR de la escala completa y $\pm 0,2$ °C de la escala completa.

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para la calibrar una gran variedad de instrumentos entre los cuales se encuentran;

- × Termohigrómetros (análogo y digital)
- × Higrómetros (análogo y digital)
- × Sensores de humedad
- × Transmisores de humedad

Figura 2. Cámara ambiental



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]. Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/temperatura-y-humedad>>

Figura 3. Calibración infrarrojo



1.4.3 Magnitudes de masas y balanzas. El servicio de calibración de las magnitudes de masa y balanzas cuenta con un alcance de 0 kg a 2.000 kg con patrones de alta exactitud, dentro de los siguientes estaderos;

- × Balanza OHAUS de 0 g a 22.000 g
- × Bascula digital 0 kg a 2.000 kg
- × Masas patrón cilíndricas de 1 kg a 5 kg
- × Masas patrón cilíndricas de 1 g a 500 g
- × Juego de masas 20 kg

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para la calibrar una gran variedad de instrumentos entre los cuales se encuentran;

- × Balanzas (análogo y digital)

× Basculas (análogo y digital)

× Masas M1

Figura 4. Masas Patrón



Figura 5. Balanza OHAUS



1.4.4 Magnitud de longitud. El servicio de calibración de la magnitud de longitud cuenta con un alcance de 0 mm a 600 mm con una exactitud de 5 μm y de 0mm a 25,4 mm con una exactitud de 1 μm con una resolución de 0,001.

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para la calibrar una gran variedad de instrumentos, entre los cuales se encuentran;

- × Calibración pie de rey
- × Calibración de profundidad
- × Micrómetros de exteriores
- × Micrómetros de interiores de dos contactos
- × Micrómetros de profundidad
- × Comparadores de caratula
- × Reglas rígidas
- × Galgas de deslizamiento
- × Goniómetros
- × Niveles digitales

Figura 6. Calibración de micrómetros



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]
Disponible en: < <http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/longitud> >

Figura 7. Comparador de Caratula



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]. Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/longitud>>

1.4.5 Magnitud de par torsional. Se ofrece un servicio de calibración para los diferentes tipos y clases de torcómetros con un alcance de 5 N.m a 5.000 N.m (3,68 lbf.ft a 3.687,80 lbf.ft) contamos con patrones de fabricación Alemana, con exactitud de 0,2% en el transductor de 50 N.m y 0,05% para los transductores de 200 N.m, 1.000N.m y 5.000 N.m.

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para calibrar una gran variedad de instrumentos, entre los cuales se encuentran;

× Torcómetros (Torquímetros, Herramientas Dinamométricas, Torque Wrench)

- × Transductores de torque
- × Multiplicadores de torque
- × Probadores de torque

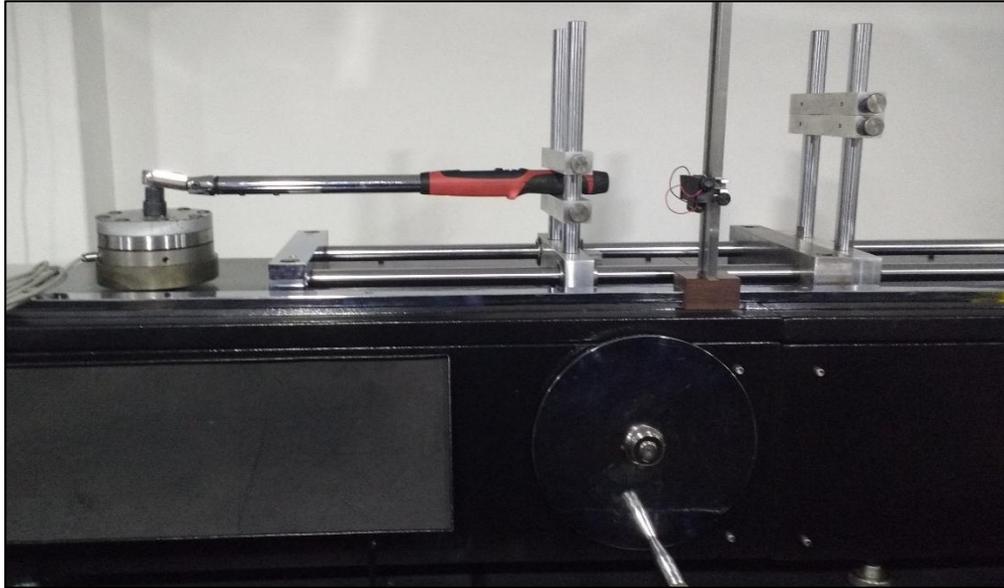
Figura 8. Transductor de 3.000 N.m



Figura 9. Transductor de 5,649 N.m



Figura 10. Equipo generador de par torsional



1.4.6 Magnitud de corriente. Para la calibración de instrumentos eléctricos, se emplea patrones de alta exactitud y una resolución de $6^{0,5}$ dígitos.

Cuadro 1. Magnitudes de corriente

Magnitud	Rango
Voltaje DC	0 V a ± 1.020 V
Voltaje AC	0 V a ± 1.020 V
	10 Hz – 500 kHz
Corriente DC	0 A – 550 A
Corriente AC	0 A – 550 A
	10 Hz – 10 kHz
Resistencia	0 Ω – 300 M Ω

Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16].
Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/corriente>>

Se cuenta con una variedad de equipos de alta exactitud los cuales son;

- ✘ Telurómetros (medidores de resistencia de tierra) con un rango de 100 m Ω a 10 k Ω
- ✘ Megohmetros (análogos y digitales) con un rango de 10 k Ω a 10 T Ω con tensión de prueba hasta 10 kV

- × Fuentes de voltaje con un rango de 0 V a 1.100 V CC/Ca (20 Hz a 2 kHz)
- × Fuentes corriente con un rango de 0 a 30 A
- × Equipos Hipot con un rango de 0 a 40 kV

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para calibrar una gran variedad de instrumentos, entre los cuales se encuentran;

- × Pinzas amperimétricas (análogo y digital)
- × Pinzas voltiamperimétricas (análogo y digital)
- × Multímetros (análogo y digital)
- × Amperímetros (análogo y digital)
- × Óhmetros (análogo y digital)
- × Calibradores de proceso (análogo y digital)
- × Calibradores de lazo (análogo y digital)
- × Décadas de resistencia (análogo y digital)
- × Divisores de voltaje (análogo y digital)
- × Fuentes de alimentación (análogo y digital)
- × Megohmetros (análogo y digital)
- × Telurómetros (análogo y digital)
- × Voltímetros (análogo y digital)

Figura 11. Calibración de megohmetros



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]. Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/corriente>>

Figura 12. Calibración voltímetros



Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]. Disponible en: <<http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/corriente>>

1.4.7 Magnitud de tiempo y frecuencia. Ofrece servicio de calibración en la magnitud de tiempo y frecuencia empleando patrones de alta exactitud, en el cuadro 2 se ilustran los rangos;

Cuadro 2. Magnitudes de frecuencia

Magnitud	Rango
Generadores de señales	1 μ Hz a 30 MHz
Contador de frecuencia	1 MHz a 350 MHz DC 10 Hz a 350 MHz AC

Fuente: Calibration Service S.A.S. [En línea]. [27-10-16]. Disponible en: < <http://www.calibrationservicesas.com/index.php/calibracion/tiempo-y-frecuencia> >

Según el alcance requerido o la necesidad de nuestros clientes contamos con la capacidad y la competencia técnica para calibrar una gran variedad de instrumentos, entre los cuales se encuentran;

- × Osciloscopios
- × Tacómetros
- × Frecuencímetros
- × Contadores de frecuencia
- × Generadores de frecuencia

Figura 13. Contador de frecuencia



Figura 14. Generador de frecuencia



2. SITUACIÓN ACTUAL DEL PAR TORSIONAL

2.1 EN EL PAÍS

Debido a la competencia de los mercados mundiales y su creciente proceso de globalización de las economías, ha hecho que los países implementen reglamentos, regulaciones y especificaciones técnicas; buscando asegurar garantías de calidad en cuanto al consumo, efectividad, inocuidad y respaldo de los productos y además los controles necesarios en su comercialización.

Para Colombia es de suma importancia contar con sistemas de medición, que permitan garantizar y mantener la competitividad de sus productos. Para ello, se deben adoptar, simplificar y actualizar continuamente: todos sus reglamentos técnicos, normas, acreditaciones, evaluaciones de conformidad y sistemas de mediciones acordes a la Organización Mundial del Comercio (OMC), el Organismo Internacional de Normalización (ISO) y la Oficina Internacional de Pesas y Medidas (BIPM), entre otras. La realización de estas actividades, permitirá que Colombia mantenga su competitividad, facilite el desarrollo comercial, garantice la información de sus productos y contribuya al desarrollo de la innovación, la ciencia y la tecnología.¹

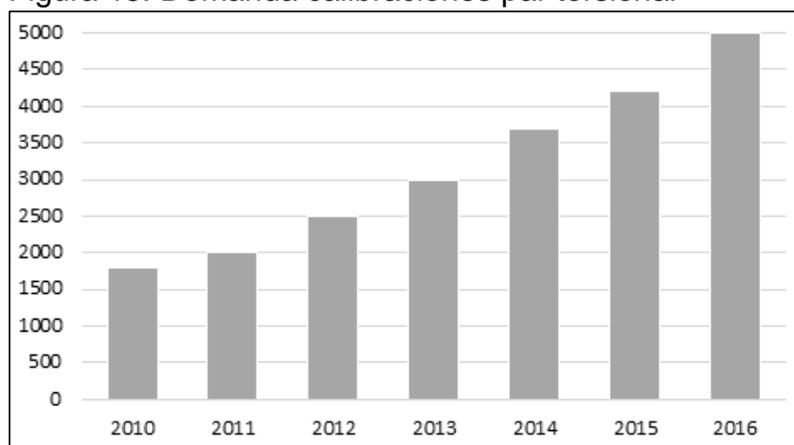
En la actualidad el Instituto Nacional de Metrología es el organismo designado por el gobierno de Colombia para la coordinación nacional de la metrología científica e industrial, teniendo como objetivos la ejecución de actividades que permitan la innovación y desarrollo económico, científico y tecnológico del país, mediante la investigación, la prestación de servicios metrológicos y la desimanación de mediciones trazables al Sistema Internacional de Unidades (SI).²

Una de las magnitudes de mayor crecimiento en los últimos años en el país, es el par torsional, teniendo una gran aplicación en los procesos de ensamble de piezas roscadas como en rotores de helicópteros, fabricación de motores y en la industria petrolera, entre otras aplicaciones. Debido a ello se ha incrementado la demanda de calibraciones de par torsional. En la Figura 15 se muestra la demanda que ha tenido esta magnitud en el país en los últimos 6 años.

¹RESTREPO DIAZ, Jaime. Cultura metrológica en Colombia. En: 1^{er} Congreso Internacional de Metrología 2.012. [en línea]. (2.012). [Consultado 29 Oct. 2.016]. Disponible en <http://www.rcm.gov.co/images/Metrocol_2012/9_5_Cultura_metrologica_en_colombia.pdf>

² GÓMEZ, Ana Paola; CASTELLANOS M., Armando y SÁNCHEZ N., Dennis. Impacto de la implementación del Instituto Nacional de metrología en Colombia. En: 1^{er} Congreso Internacional de Metrología 2.012. [en línea]. (2.012). [Consultado 29 Oct. 2.016]. Disponible en <http://www.rcm.gov.co/images/Metrocol_2012/9_39_Impacto_de_la_Implementacion_del_Instituto_Nacional_de_Metrologia.pdf>

Figura 15. Demanda calibraciones par torsional



Fuente: Calibration Services

Para satisfacer las necesidades de calibración de par torsional, actualmente se cuenta con 8 laboratorios acreditados por Organización Nacional de Acreditación de Colombia (ONAC) y con el Instituto Nacional de Metrología (INM).

El laboratorio de par torsional del INM cuenta con un juego de seis transductores con las siguientes características:

Cuadro 3. Transductores INM

TRANSDUCTORES	MARCA	INTERVALO RANGO TRABAJO	Clase según DKD-R-3-7 ³
10 N.m	GTM	0,5 N.m a 10 N.m	0,05
100 N.m	HBM	10 N.m a 100 N.m	0,5
200 N.m	HBM	20 N.m a 200 N.m	0,5
500 N.m	HBM	50 N.m a 500 N.m	0,5
1.000 N.m	HBM	40 N.m a 1.000 N.m	0,5
3.000 N.m	HBM	300 N.m a 3.000 N.m	0,5

Fuente: INM. [En línea]. [29-10-16]. Disponible en: <<http://www.inm.gov.co/inde.php/el-inm/directorio-de-funcionarios-principales-con-perfiles/20-el-inm/estructura-organizacional/laboratorios/40-laboratorio-par-torsional>>

³ HBM. [En línea]. [consultado 29. Oct. 2.016]. Disponible en: <<https://www.hbm.com/es/2416/llave-dinamom%C3%A9trica-transferencia-tts-para-comprobar-y-calibrar-par/>>

Adicionalmente, el laboratorio está equipado con un banco semiautomático de prueba para torcómetros Tipo: TW-SYS 100 N.m, en el cual se realizan las calibraciones a torcómetros de referencia, probadores de par torsional, llaves de par torsional de trinquete y de indicación, análogos o digitales.

La trazabilidad se asegura mediante la calibración de los seis transductores de par torsional directamente en el Instituto Nacional de Metrología de Alemania, en el Laboratorio de Par Torsional del Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) de la ciudad de Braunschweig (Alemania).⁴

2.2 INTERNACIONAL

Alemania es uno de los países con mayor desarrollo y avances tecnológicos en el área de metrología. En 1.887 funda su instituto nacional de metrología, el cual lleva como nombre “Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB)” en la ciudad de Berlín, por iniciativa del ingeniero Werner Siemens, con el fin de dar soluciones a las necesidades de la naciente industria de la electrotecnia.

Contando con unidades bien definidas, se hizo de gran importancia para Alemania ayudar al desarrollo de la metrología en el mundo para garantizar la exportación de sus productos.

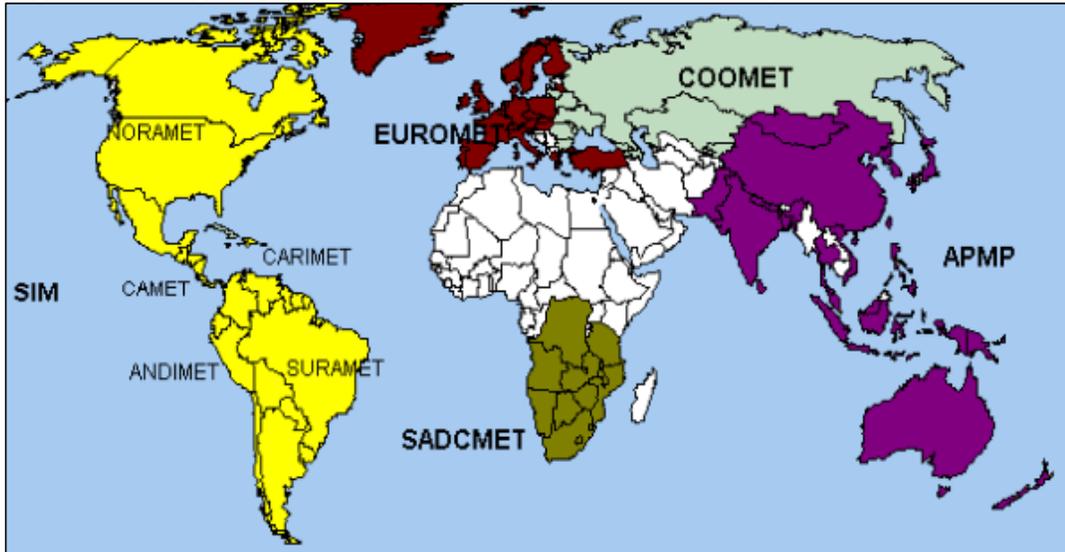
En la actualidad se considera que el PTB es el pionero de los institutos de metrología en el mundo. Así mismo, con la instalación de los laboratorios de la magnitud de par torsional y el apoyo constante del Dr. Dirk Röske en el desarrollo de esta magnitud, se consideran como los pioneros del par torsional.

Actualmente existen cinco organizaciones regionales de metrología en el mundo:

- × SIM (Sistema Internacional de Metrología)
- × APMP (Asia Pacific Metrology Programme)
- × COOMET (Cooperation in Metrology among the Central European countries)
- × AFRIMETS (Intra-Africa Metrology System)
- × EURAMET (European Association of National Metrology Institutes)

⁴ COLOMBIA. INSTITUO NACIONAL DE METROLOGÍA. Laboratorio de par torsional. [en línea]. [consultado 29 Oct. 2.016]. Disponible en <<http://www.inm.gov.co/index.php/el-inm/directorio-de-funcionarios-principales-con-perfiles/20-el-inm/estructura-organizacional/laboratorios/40-laboratorio-par-torsional>>

Figura 16. Organizaciones Internacionales de Metrología



Fuente: INEM. [En línea]. [01-11-16]. Disponible en: <<http://www.normalizacion.gob.ec/informacion-metrologia/>>

En el SIM se encuentran otras cinco subregiones;

- × ANDIMET (Países andinos: Bolivia, Colombia, Ecuador, Perú y Venezuela)
- × CAMET (Centroamérica: Belice, Costa Rica, El Salvador, Guatemala, Honduras, Nicaragua y Panamá)
- × CARIMET (Caribe: Antigua y Barbuda, Bahamas, Barbados, Dominica, Granada, Guyana, Jamaica, Haití, República Dominicana, San Cristóbal y Nevis, San Vicente y las Granadinas, Santa Lucía, Surinam y Trinidad y Tobago)
- × NORAMET (Norteamérica: Canadá, Estados Unidos de América y México)
- × SURAMET (Sudamérica: Argentina, Brasil, Chile, Paraguay y Uruguay)

2.2.1 Países con sistemas primarios de par torsional. Existen diferentes máquinas estándar de par primario en los institutos nacionales de metrología del mundo, diferenciadas en: técnicas de medición, capacidades e incertidumbres (absolutas o relativas) aplicadas. En el Cuadro 4, se muestran las capacidades de medición y calibración en la magnitud de par torsional echa en el 2.004 por Bureau International des Poids et Mesures (BIPM).⁵

⁵ RÖSKE, Dirk. Key Comparisons in the field of torque measurement. En: Conferencia Internacional IMEKO. [en línea]. (2.005). [Consultado 1 Nov. 2.016]. Disponible en <<http://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-036u.pdf>>

Cuadro 4. Comparación BIMP

Country	NMI / CCM member	Range	Absolute (in N·m) or relative expanded uncertainty ($k = 2$, level of confidence 95%)
China	NIM (National Institute of Metrology)	0.5 N·m to 5000 N·m	$1 \cdot 10^{-4} T, T$ in N·m
Czech Rep.	CMI (Czech Metrology Institute)	10 N·m to 1000 N·m	$5.0 \cdot 10^{-4}$
Finland	MIKES (Mittatekniiikan Keskus, Centre for Metrology and Accreditation)	20 N·m to 2000 N·m	$5.0 \cdot 10^{-4}$
		4 N·m to 20 N·m	$8.0 \cdot 10^{-4}$
France	BNM (Bureau National de Métrologie)	1 N·m to 40 N·m	$(2.0 \cdot 10^{-4} M + 0.005), M$ in N·m
		5 N·m to 300 N·m	$(2.0 \cdot 10^{-4} M + 0.015), M$ in N·m
		5 N·m to 2000 N·m	$(2.0 \cdot 10^{-4} M + 0.04), M$ in N·m
		2 kN·m to 10 kN·m	$(2.0 \cdot 10^{-3} M + 2.0), M$ in kN·m
		10 kN·m to 200 kN·m	$2.0 \cdot 10^{-3}$
Germany	PTB (Physikalisch-Technische Bundesanstalt)	0.1 N·m to 5000 N·m	$2.0 \cdot 10^{-4}$
		0.01 N·m to 1 N·m	$2.0 \cdot 10^{-4}$
		1 N·m to 20000 N·m	$2.0 \cdot 10^{-5}$
		0.01 N·m to 1000 N·m	$2.0 \cdot 10^{-3}$
Hong Kong, China	SCL (Standards and Calibration Laboratory)	0.05 N·m to 0.1 N·m	$2 \cdot 10^{-3} T, T$ in N·m
		0.1 N·m to 0.5 N·m	$1 \cdot 10^{-3} T, T$ in N·m
		0.5 N·m to 1000 N·m	$1 \cdot 10^{-3} T, T$ in N·m
Japan	NMIJ (National Metrology Institute of Japan)	0.005 kN·m to 1 kN·m	$5 \cdot 10^{-4}$
Korea, Republic of	KRISS (Korea Research Institute of Standards and Science)	1 N·m to 100 N·m	$0.001 T, T$ in N·m
		0.1 kN·m to 1 kN·m	$0.54 T, T$ in kN·m
Mexico	CENAM (Centro Nacional de Metrología)	1 N·m to 10 N·m	0.0005
		5 N·m to 50 N·m	0.0005
		20 N·m to 200 N·m	0.0005
		200 N·m to 2000 N·m	0.0005
Switzerland	METAS (Metrology and Accreditation Switzerland)	1 N·m to 9 N·m	$2.50 \cdot 10^{-4}$
		10 N·m to 1000 N·m	$5.00 \cdot 10^{-5}$

Fuente: RÖSKE, Dirk. [En línea]. [1-11-16]. Disponible en: <<http://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-036u.pdf/>>

Cuadro 5. Sistemas de par torsional no incluidos

Country	NMI / CCM member	Range	Uncertainty *)	RMO
China	NMI	500 N·m to 50 000 N·m	0.0005 ¹⁾	APMP
Finland	MIKES	20 N·m to 20 000 N·m	0.0005	EUROMET
France	BNM	10 000 N·m to 200 000 N·m	0.002	EUROMET
Germany	PTB	100 N·m to 20 000 N·m	0.00002	EUROMET
		2 N·m to 1 000 N·m	0.00002	
UK	NPL	1 N·m to 2 000 N·m	0.00002	EUROMET
Japan	NMIJ	5 N·m to 1 000 N·m	0.00005	APMP
		200 N·m to 20 000 N·m	0.00007	
Korea	KRISS	100 N·m to 2 000 N·m	0.0001	APMP
Mexico	CENAM	500 N·m to 20 000 N·m	0.0004	SIM
		200 N·m to 2 000 N·m	0.0005	
Spain	CEM ²⁾	2 N·m to 1 000 N·m	0.00002	EUROMET
Switzerland	METAS	10 N·m to 1 000 N·m	0.00005	EUROMET

Fuente: RÖSKE, Dirk. [En línea]. [1-11-16]. Disponible en: <<http://www.imeko.org/publications/tc3-2005/IMEKO-TC3-2005-036u.pdf/>>

2.2.2 El par torsional en Alemania. El Physikalish Technische Bundesanstalt (PTB) es considerado uno de los institutos pioneros de la metrología en todo el mundo. PTB ha realizado avances considerables en muchos campos de medición en

comparación con los institutos nacionales de otros países. El laboratorio de par del PTB se estableció en 1.993.

Tomando como punto de partida las tareas realizadas en el campo de fuerza, el PTB desarrolla una máquina patrón para la comparación del par torsional. En la Cuadro 6 se muestran las tres máquinas patrón desarrolladas. En el principio se seleccionó un diseño de un sistema de aplicación de fuerza con una palanca soportada en un rodamiento de baja fricción. En un cojinete radial con eje fijo, las fuerzas transversales que actúan sobre la palanca y los momentos de inclinación producidos por ellos, son convertidas en un vector de par en la salida del cojinete. De esta manera, los transductores de par torsional se pueden calibrar con una aplicación pura del par torsional.

Cuadro 6. Máquinas de par torsional del PTB

Designation	Measuring range I	Measuring range II	Measurement Uncertainty range I	Measurement Uncertainty range II
	Min max	Min max	(k = 2)	(k = 2)
20 kN·m	100 N·m to 20 kN·m	10 N·m to 1000 N·m	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-4}$
1 kN·m	2 N·m to 1000 N·m	0.2 N·m to 5 N·m	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-4}$
1 N·m	0.05 N·m to 1 N·m	0.0005 N·m to 0.1 N·m	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$

Fuente: MOHAMED ADBELRHEM, Khaled. Design, Development and Calibration of torque standard machine. Giza, 2.016,155 p. Thesis (Mechanical Design and production engineering). Cairo University. Faculty of Engineering.

2.2.2.1 Patrón de par torsional de 1 N.m. Esta máquina patrón (figura 17), sirve sobre todo para la calibración de transductores de par torsional de referencia para uso en dispositivos de calibración de par y patrones de transferencia, los cuales calibran instrumentos como viscosímetros rotacionales. El par generado en el sistema se determina a través de los soportes de masas. Es necesario en este sistema contener un sistema de amortiguamiento que elimine la oscilación de las masas, esto es de gran importancia para mantener las condiciones de calibración.

El sistema es controlado por una computadora, la cual almacena los datos de las señales de salida del dispositivo calibrado y de las masas, ello permite encontrar el error de respetabilidad de las mediciones.

Figura 17. Patrón 1 N.m del PTB



Fuente: PTB. [En línea]. [1-11-16]. Disponible en: <<https://www.ptb.de/cms/en/ptb/fachabteilungen/abt1/fb-12/ag-122.html>>

2.2.3 El par torsional en Finlandia. El instituto nacional de metrología de Finlandia es el “Raute Precision Oy (RPO)” el cual cuenta en sus laboratorios de fuerza y masa con cuatro máquinas de par torsional de las cuales, dos de ellas son de método primario y las otras dos de comparación o transferencia.

Los equipos de método primario cuentan con sistema de brazo palanca – masas y apoyo. Se utilizan para las calibraciones de par, donde las cargas de las masas se realizan de forma manual. Las capacidades son de 20 N.m y 2 kN.m.⁶

2.2.3.1 Patrón de par torsional de 2 kN.m. Fue construida en 1.996 y su construcción se basó en la evaluación de la industria finlandesa sobre la necesidad de contar con sistema de calibración entre los rangos de 10 N.m y 2 kN.m. El concepto original de la máquina, se basaba en una palanca con una longitud de brazo de 1 m y los lados de la palanca estaban amueblados con un radio para compensar la desviación angular que se genera durante la carga del transductor. En la punta de la palanca se instalaron cables de acero para sostener

⁶Fuente: MOHAMED ADBELRHEM, Khaled. Design, Development and Calibration of torque standard machine. Giza, 2.016,155 p. Thesis (Mechanical Design and production engineering). Cairo University. Faculty of Engineering.

el dispositivo de carga, donde se sitúan las masas para producir el par; en este caso, las masas se colocan manualmente. La palanca está montada en un sistema de rodamiento, de modo que en la calibración se aplique un par puro. El sistema de cojinete se utilizó un rodamiento de contra rotación, alcanzando una medición del 1×10^{-3} .

Posteriormente, en el 2.002, se decidió aumentar la capacidad de medición, llegando a una capacidad del 5×10^{-4} (figura 18). Esto era necesario ya que los requisitos de la industria aumentaron y los laboratorios de metrología necesitaban calibraciones de alto nivel.⁷

Figura 18. Patrón de 2 KN.m en RPO



Fuente: PUSA, Aimo; SACHS, Michael. [En línea]. [1-11-16]. Disponible en <<http://www.imeko.org/publications/wc-2.006/PWC-2.006-TC3-062u.pdf>>

⁷ PUSA, Aimo; SACHS, Michael. Torque Calibration devices from 0.1 N.m up to 20 KN.m. En: XVII Imeko World Congress. [En línea]. PWC-2006-TC3-062u (2.012); [Consultado 1 1-11-16]. Disponible en: <<http://www.imeko.org/publications/wc-2.006/PWC-2.006-TC3-062u.pdf>>

3. PARÁMETROS BÁSICOS

La máquina a diseñar debe garantizar una calibración óptima de los transductores de par torsional, cumpliendo con los requisitos mínimos de incertidumbre y brindar una trazabilidad confiable al cliente. Por ello se hace necesario emplear materiales con las mejores propiedades mecánica y físicas que soporten las fuerzas ejercidas en el brazo de palanca y estructura, permitiendo la menor deflexión de los elementos que se pondrán a esfuerzo. Así mismo, es necesario que el brazo palanca sea lo más óptimo posible.

El desarrollo del sistema primario de par torsional tiene como finalidad la calibración de transductores con la menor incertidumbre posible. Para ello se deben contar con sistemas externos e internos que faciliten y garanticen la calibración del transductor. Para poder identificar los sistemas necesarios se desarrolla un diagrama de flujo de las operaciones de la máquina (figura 19).

Figura 19. Operaciones del sistema



Los sistemas que son necesarios para poder realizar una buena calibración son: sistema de control de temperatura y humedad, sistema de alineación del brazo de palanca, transductor de par torsional, indicador de par torsional.

Así mismo, los subsistemas de la máquina son: Termo-higrómetro, inclinómetro.

Se describe la función e importancia de cada sistema y subsistema;

× Sistema de control de temperatura y humedad

Equipo que permite la regulación y control de la temperatura y humedad en el ambiente. El control de estas magnitudes garantiza una correcta calibración y protege a los instrumentos de medición

× Sistema de alineación

Mecanismo, por el cual el brazo palanca se alinea horizontalmente buscando que el brazo no tenga ningún grado de inclinación, ya la inclinación del brazo descompone la fuerza que se ejerce en el dispositivo

× Transductor de par torsional

Instrumento que convierte la torsión mecánica realizada por el sistema de par torsional en una señal eléctrica

× Indicador de par torsional

Equipo que recibe la señal eléctrica de salida del transductor y cuantifica la señal en una pantalla

× Termo-higrómetro

Equipo que mide la temperatura y la humedad relativa del aire y del medio ambiente. Es útil, práctico y de fácil interpretación

× Inclinómetro

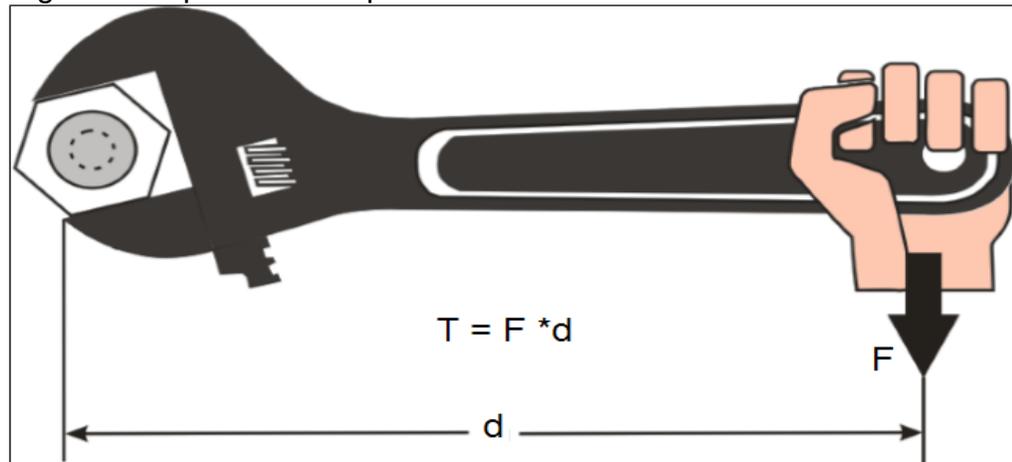
Instrumento que permite medir la inclinación de un plano, con la horizontal respecto a la superficie terrestre

4. EVALUACIÓN CONCEPTUAL

4.1 PAR TORSIONAL

Un par torsional es producido por un par de fuerzas aplicadas a un cuerpo a una distancia perpendicular de un eje, tal que se genere en él una rotación alrededor del mismo.⁸ En analogía práctica, el par torsional o lo que comúnmente se conoce como “torque”, puede ser asociado con la fuerza de apriete e un tornillo, como lo muestra la siguiente figura.

Figura 20. Aplicación del par torsional



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005.12p.

El valor de un par torsional aplicado, se calcula como el producto vectorial de la fuerza que se ejerce por la distancia perpendicular del punto de aplicación de esta fuerza con el eje de rotación del cuerpo. De acuerdo a la figura anterior se tiene;

$$\text{Par torsional} = \text{Fuerza} \times \text{Distancia}$$

Por lo que,

$$T = F \times d$$

Se sabe que la fuerza es una magnitud dependiente de la masa de acuerdo a la segunda Ley de Newton, como se observa en la siguiente ecuación;

$$F = M \times a$$

⁸ RAMÍREZ, Daniel; TORRES, Jorge. Medición primario de par torsional. En: XIV Seminario Nacional de Metrología. [en línea]. [consultado 09 Nov. 2.016]. Disponible en <<http://www.cenam.mx/fyp/Archivos%20PDF/Fuerza/XIVSemNacMetro98MedPT.pdf>>

Para el caso de la aplicación de una fuerza mediante una masa estática en un lugar específico, la aceleración se puede sustituir como;

$$a = g_{\text{local}}$$

Donde, g_l es la aceleración local de la gravedad. De acuerdo con lo anterior y sustituyendo la primera ecuación y segunda, se tiene;

$$T = M \times g_{\text{local}} \times D$$

4.2 PAR TORSIONAL EN EL SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

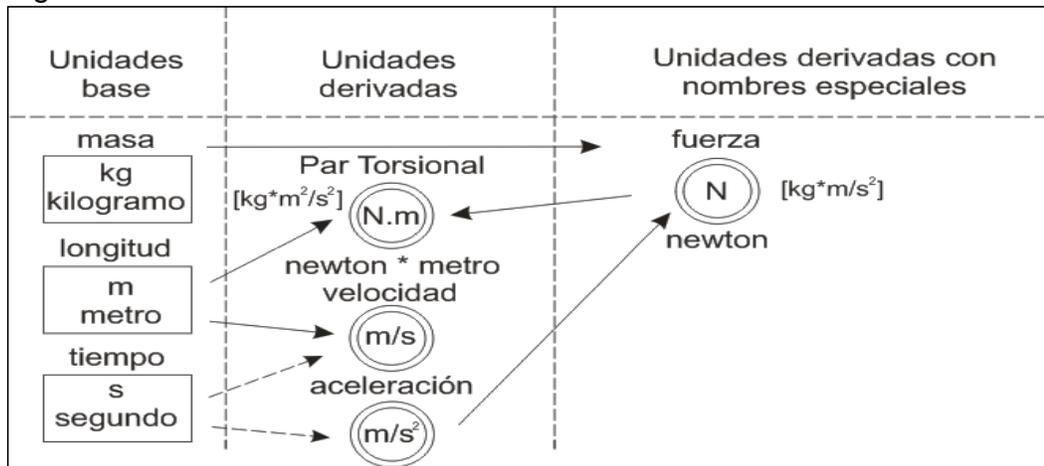
De acuerdo con el sistema internacional de unidades (figura 21), el par torsional se deriva de las magnitudes fundamentales longitud, masa y tiempo (L, M y t), por consiguiente, las unidades de par torsional son;

$$T = \left[\left(\text{kg} \times \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \times \text{m} \right] = \text{kg} \times \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

El newton por metro, siendo el newton la fuerza que aplicada a un cuerpo de masas igual a 1 kg le produce una aceleración de 1 m/s^2 , es igual a kilogramo metro cuadrado por segundo cuadrado ($1 \text{ kg} \times \text{m/s}^2$). Es decir, las unidades de par torsional son el newton por metro y sus símbolos son N.m.⁹

$$1 \text{ N} \times \text{m} = 1 \text{ kg} \times \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

Figura 21. Par torsional en el S.I



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005.14p.

⁹ RAMÍREZ, Daniel; TORRES G., Jorge y GALVÁN, Jesús. Publicación Técnica. Metrología de Par Torsional. México: CENAM. 2005. p12 - 14

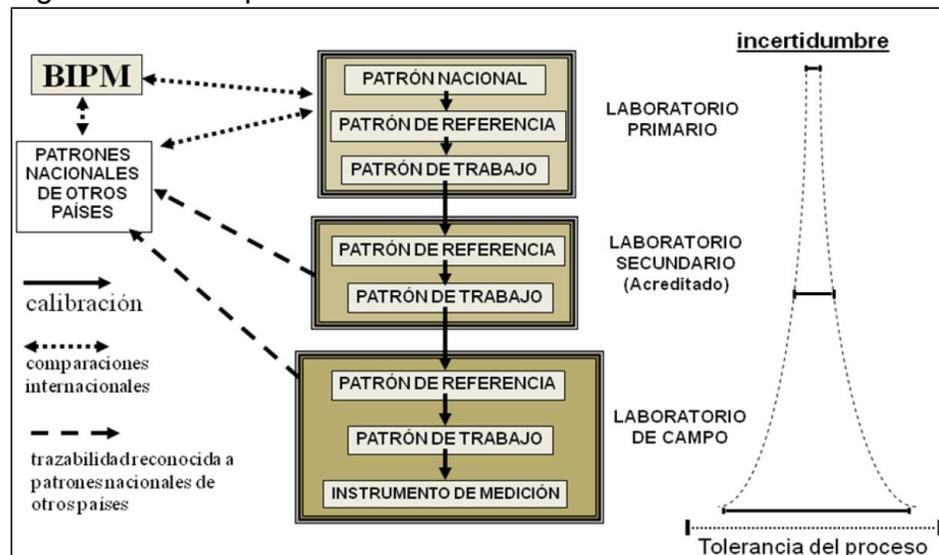
4.3 CALIBRACIÓN Y TRAZABILIDAD DE LOS DISPOSITIVOS MEDICIÓN

El dispositivo de medición se define como el conjunto de uno o más instrumentos de medida, en él se encuentran; el par a calibrar, el transductor de par y el amplificador de medición. El par es hallado por la medición de la deformación elástica de un cuerpo (transductor).

La medición del par se divide en tres categorías. En la primera categoría se encuentran las llaves tipo click, las cuales son las más comunes en la industria. En segundo lugar se tiene el probador de par, utilizados para la calibración de las llaves tipo click y por último se tiene el transductor de par torsional. La exactitud de estas categorías de medición constituye una pirámide (figura 22), que representa las diferentes categorías de uso cotidiano en la industria y su trazabilidad.

Las etapas de la pirámide, se enlazan mediante calibraciones entre sí; es decir, los dispositivos de mayor precisión calibran a los de menor precisión, lo que se denomina cadena de trazabilidad o jerarquía de trazabilidad. Las calibraciones se realizan de acuerdo con ciertos procedimientos establecidos en normas propuestas, que permitan obtener resultados similares de calibración en diferentes laboratorios de calibración. Las especificaciones estándar más populares son las DIN 51309, BS 7882 e ISO 6789.

Figura 22. Jerarquía de Trazabilidad

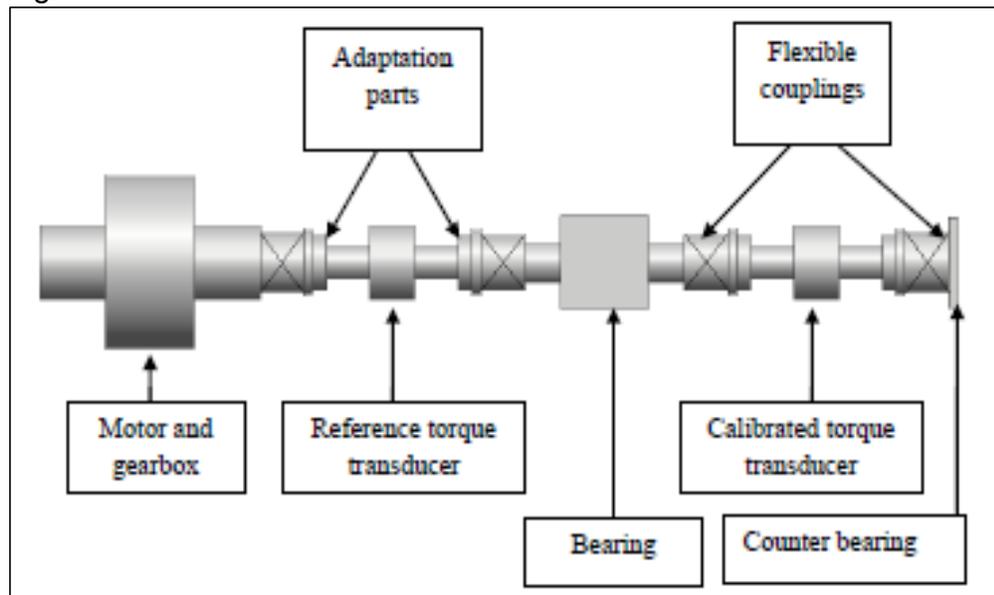


Fuente: GUARDADO, Juan; MITANI, Yoshito y PEREZ, Alejandro. La metrología en la industria. En: Simposio de Metrología. [En línea]. [Consultado 7-11-16]. Disponible en <http://rcm.gov.co/images/Metrocol_2012/9_13_La_metrologia_en_la_industria.pdf>

Se utilizan diferentes máquinas de calibración para generar par torsional contra la pieza de ensayo, donde el diseño de la máquina de calibración determina el procedimiento de calibración. Un método para la calibración de transductores es por transferencia de par (figura 23), el cual es conectado un transductor de referencia al transductor a calibrar en serie.

En este método un extremo se fija y en el otro se desarrolla un movimiento giratorio. Este giro es generado por un motor que se encuentra en la máquina de calibración, el movimiento se realiza hasta alcanzar el par torsional de referencia.

Figura 23. Sistema de Transferencia



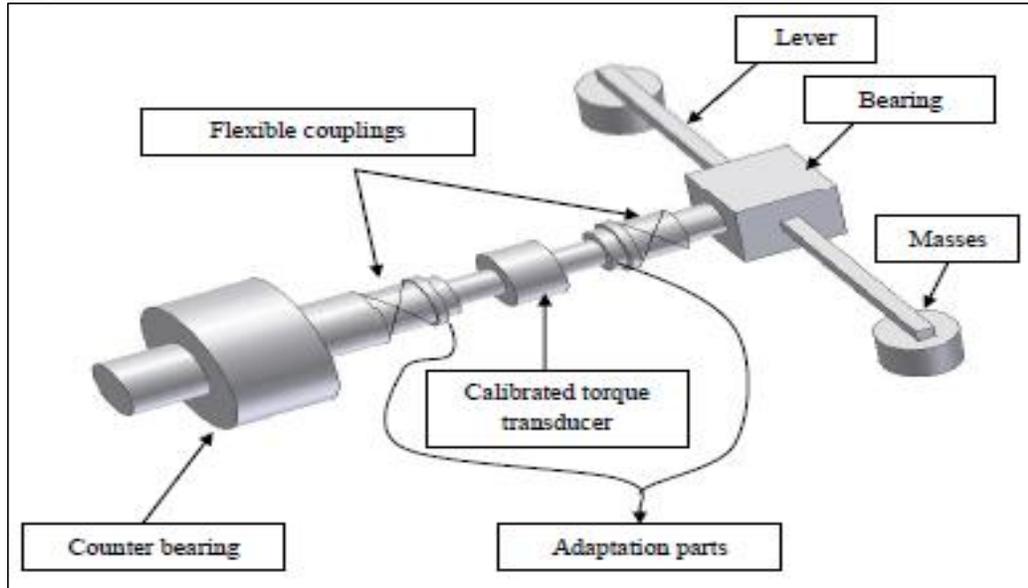
Fuente: MOHAMED ADBELRHEM, Khaled. Design, Development and Calibration of torque standard machine. Giza, 2.016,155 p. Thesis (Mechanical Design and production engineering). Cairo University. Faculty of Engineering.

En el otro método (figura 24) se utiliza un sistema de masa y brazo palanca para generar el par torsional. El proceso generado por el sistema proporciona la mayor precisión, menor incertidumbre y no requiere de otro dispositivo para su calibración.

Por otra parte, las desventajas son sus pasos de calibración limitados y la dependencia de la precisión en la longitud del brazo palanca, las masas y el coeficiente de fricción del rodamiento de apoyo.¹⁰

¹⁰ MOHAMED ADBELRHEM, Khaled. Design, Development and Calibration of torque standard machine. Giza, 2.016,155p. Tesis (Mechanical Design and production engineering). Cairo University. Faculty of Engineering.

Figura 24. Sistema Primario Brazo Palanca

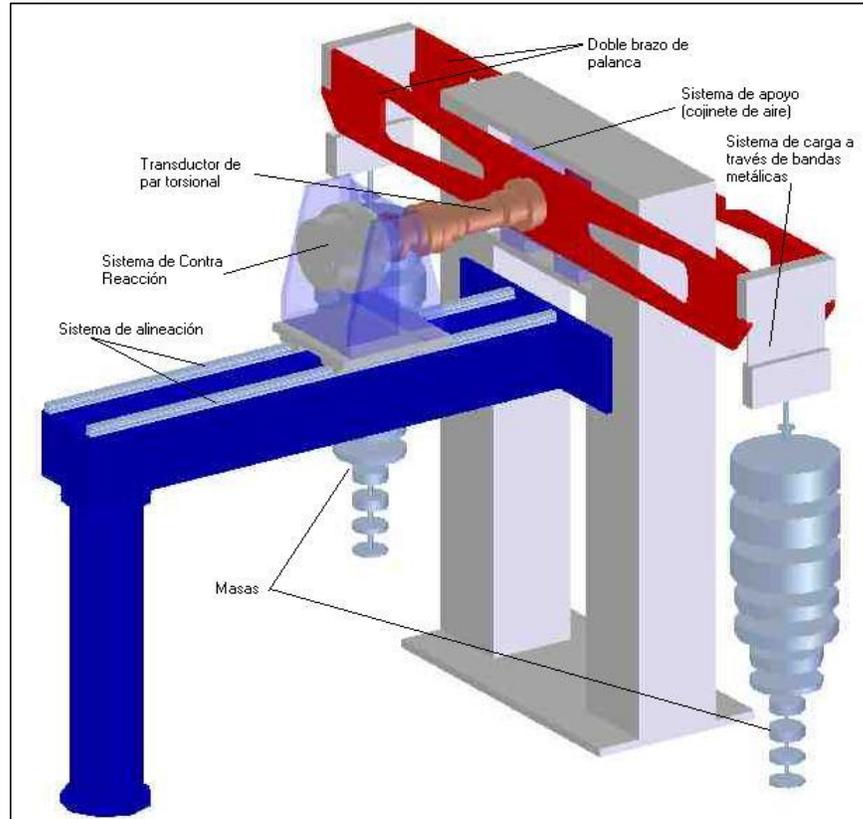


Fuente: MOHAMED ADBELRHEM, Khaled. Design, Development and Calibration of torque standard machine. Giza, 2.016,155 p. Thesis (Mechanical Design and production engineering). Cairo University. Faculty of Engineering.

4.4 SISTEMA PRIMARIO

Un patrón primario para la cuantificación de cualquier magnitud, es aquel cuyo valor es aceptado sin referirse a otros patrones de la misma magnitud. Un sistema primario para la medición del par torsional es aquel basado en la definición propia de la magnitud, tal como muestra la siguiente figura;

Figura 25. Sistema Primario



Fuente: CENAM. [En línea]. [9-11-16]. Disponible en: <http://www.cenam.mx/fyp/pt_lab.html>

Cuando se aplica un par torsional, se tiene la interacción de algunas variables de influencia que cambian o modifican el valor de par medido. En la figura anterior se puede observar la inclusión de un elemento de apoyo, el cual es necesario tenga la mínima fricción posible para poder cuantificar correctamente la magnitud, ya que la fricción ocasionada por el desplazamiento del eje con respecto al elemento de apoyo se opone al par torsional aplicado. Otros ejemplos son el empuje del aire sobre las masas aplicadas, el uso de valor de la aceleración de la gravedad local, etcétera.

El sistema primario de par torsional está compuesto de tres partes principales: un sistema de aplicación de torsión (brazo de palanca), un sistema de generación de la fuerza por medio de masas y un sistema de contrareacción.

En el caso del sistema de contrareacción se utiliza para el acoplamiento o fijación del instrumento bajo calibración y que absorbe la otra fuerza de torsión o reacción que es aplicada por el brazo de palanca y las masas.

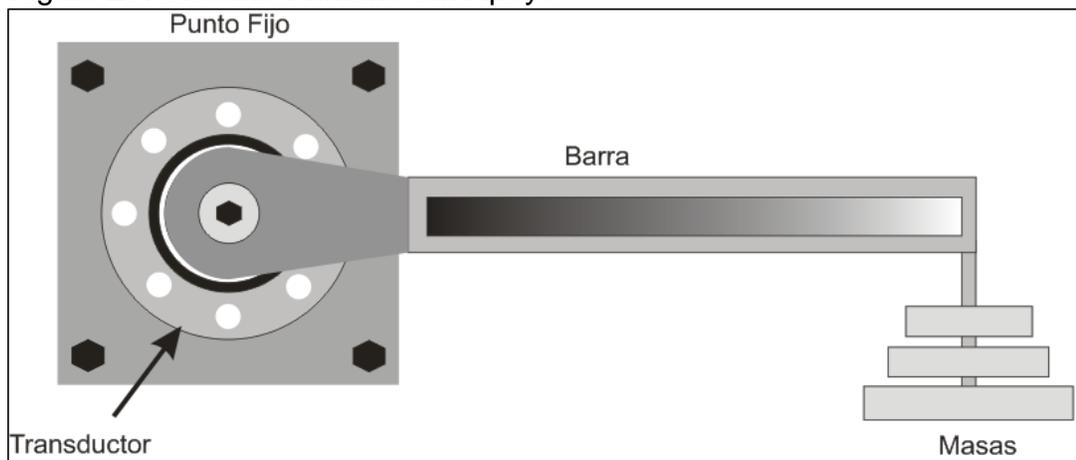
La figura muestra el conjunto en una vista en perspectiva del sistema completo. Para lograr una definición correcta del brazo de palanca, es necesario tener especial cuidado en la medición de su longitud, además la fuerza es introducida al brazo de palanca mediante laminas u hojas metálicas para lograr una distancia efectiva de 2 m de longitud (1 m por cada lado respecto al eje de rotación del sistema apoyo).

Para hacer posible la transmisión del par torsional se debe tener en cuenta el sistema de apoyo que se vaya a utilizar. El sistema de apoyo más utilizado es un cojinete de aire, el cual permite fuerzas axiales y transversales dentro de un orden aceptable. Así mismo, se evita la superposición de fuerzas transversales y momentos flexionantes.¹¹

4.5 MÉTODOS PRIMARIOS

4.5.1 Método directo sin apoyo. Consiste en el uso de un brazo de palanca y masas aplicadas directamente sobre el transductor a ser calibrado (figura 26). Este diseño elimina la fricción que se presenta en el punto de apoyo. Tales sistemas son muy utilizados en laboratorios secundarios, así como por fabricantes y empresas. La principal desventaja, es que la aplicación del par torsional va acompañado de fuerzas transversales y momentos flexionantes ocasionados por el peso del sistema de calibración, lo que introduce un error en la indicación del equipo bajo calibración.

Figura 26. Sistema Primario Sin Apoyo



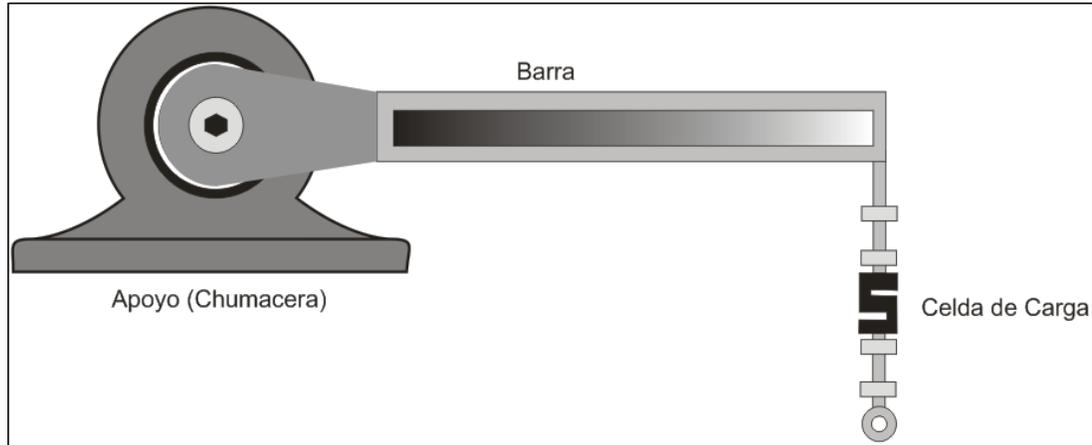
Fuente: CorelDraw X4

4.5.2 Método directo usando un transductor de fuerza. Este sistema consta de un brazo palanca, un apoyo y una celda de carga como se observa en la (figura 27).

¹¹ RAMÍREZ, Daniel; TORRES G., Jorge y GALVÁN, Jesús. Publicación Técnica. Metrología de Par Torsional. México: CENAM., 2.005. p16 - 35.

El método está limitado por la incertidumbre del transductor de fuerza (normalmente entre $\pm 5 \times 10^{-5}$ y $\pm 1 \times 10^{-4}$, relativa a la lectura) y la suma de las incertidumbres de las variables de influencia.

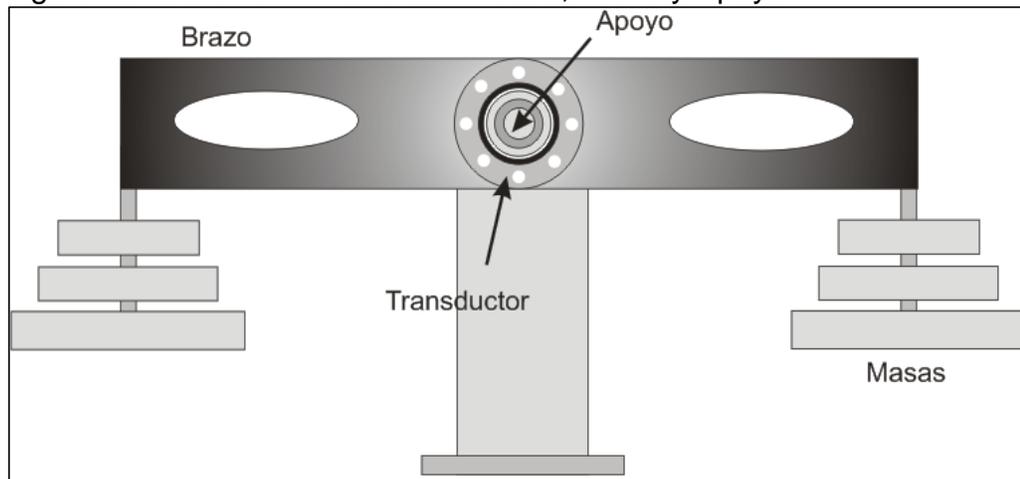
Figura 27. Sistema Primario con transductor de fuerza



Fuente: CorelDraw X4

4.5.3 Método directo con brazo de palanca y masas, utilizando un apoyo. Este método se presenta en la (figura 28). La principal restricción es la utilización del elemento de apoyo (cojinete), el cual puede incluir en la medición de Par Torsional una incertidumbre relativa de 2×10^{-4} de la lectura (rodamiento de bolas) hasta un mínimo de $\pm 1 \times 10^{-8}$ de la lectura (rodamiento de aire)¹².

Figura 28. Sistema Primario con Masas, Brazo y Apoyo



Fuente: CorelDraw X4

¹² RAMÍREZ AHEDO, Daniel; TORRES G., Jorge. Diseño y construcción del patrón primario nacional de par torsional en México. En: Simposio de Metrología [En línea]. Mayo, 2.001 [Consultado 9 Nov. 2.016]. Disponible < <https://www.cenam.mx/publicaciones/gratuitas/descarga/memorias%20simposio/documentos/ta-or065.pdf>

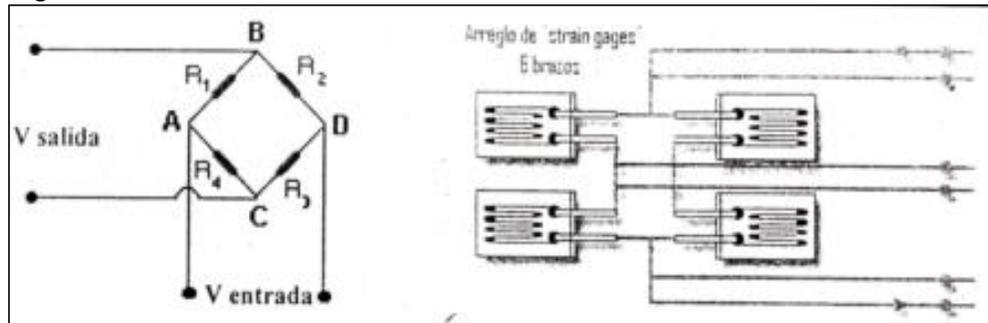
4.6 TRANSDUCTORES DE PAR TORSIONAL

Los transductores de par torsional son esencialmente estructuras cilíndricas sólidas, cilíndricas huecas, estructuras cruciformes, cuadradas, etc., especialmente diseñadas para aprovechar ciertas propiedades que permiten que, cuando un par torsional es aplicado en su estructura, estas envíen una respuesta (generalmente proporcional al par aplicado). El valor de este par torsional es obtenido mediante una señal de diferencia de potencial eléctrico, la cual es proporcional a cambios de resistencia en elementos conductores de electricidad adheridos a la superficie del transductor (sensores eléctricos, "strain gages") (figura 29). El cambio en el valor de la resistencia del sensor indica la deformación y por consiguiente el par aplicado a la estructura.

Los sensores son elementos eléctricos que al deformarse el cuerpo al cual están adheridos, cambian el valor de su resistencia eléctrica. La señal se envía a un amplificador que registra esos cambios y los traduce en caracteres numéricos que se visualizan en un indicador.

Estos sensores pueden ser conectados en arreglos de 4 o 6 terminales por medio de una configuración de puente de Wheatstone, el cual actúa agregando o sustrayendo diferencia de potencial eléctrico y permitiendo compensaciones tales como las causadas por efectos de temperatura o por cargas no deseadas. La siguiente figura muestra los tipos de conexión del puente de Wheatstone.

Figura 29. Puente de Wheatstone



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005. 24p.

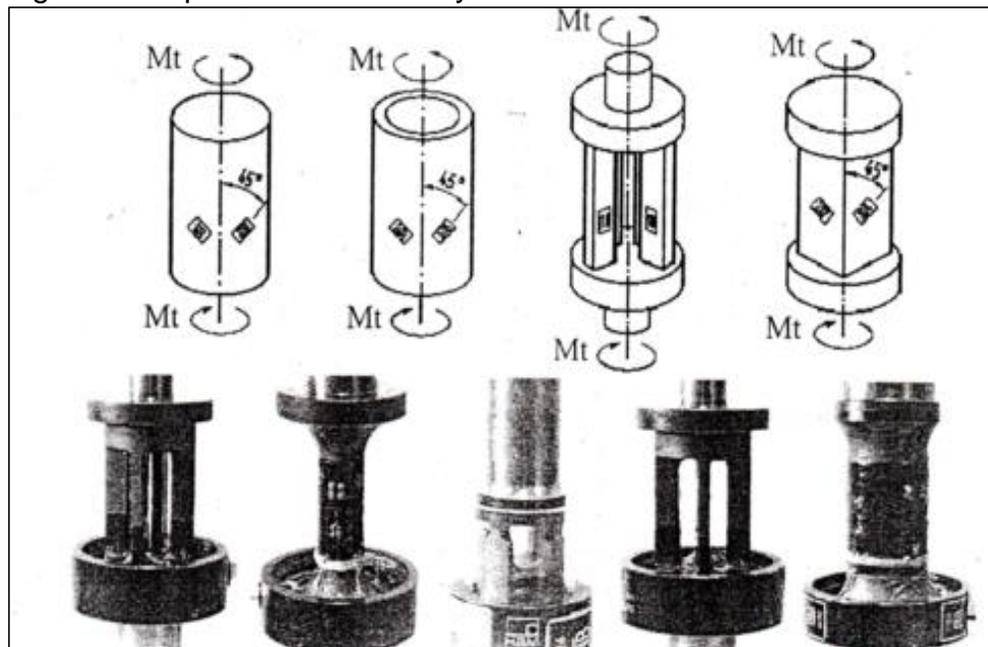
Una diferencia de potencial eléctrico es aplicada entre A y D, cuando un par es aplicado al transductor, el puente se desbalancea debido al cambio de valor en los sensores eléctricos, siendo esta diferencia de potencial eléctrico proporcional a la carga aplicada.

En los casos donde el eje del transductor de par está girando, se puede transferir la señal de diferencia de potencial eléctrico del elemento rotatorio a la superficie estacionario mediante anillos delgados y transformadores rotatorios.

En general existen diferentes tipos de estructuras para los transductores de par, pero en su mayoría estas son estructuras cilíndricas solidas con sensores eléctricos adheridos a sus superficies colocados a un ángulo de 45° respecto al eje central; pero también existen otras estructuras como la cilíndrica hueca, la cruciforme, la cruciforme hueca, la de un eje solido cuadrado.

Las ventajas o desventajas de cada una son relativas y en general son usadas según el fabricante de transductores de par. La siguiente figura muestra estos tipos de estructuras;

Figura 30. Tipos de estructuras y sensores eléctricos



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005. 24p.

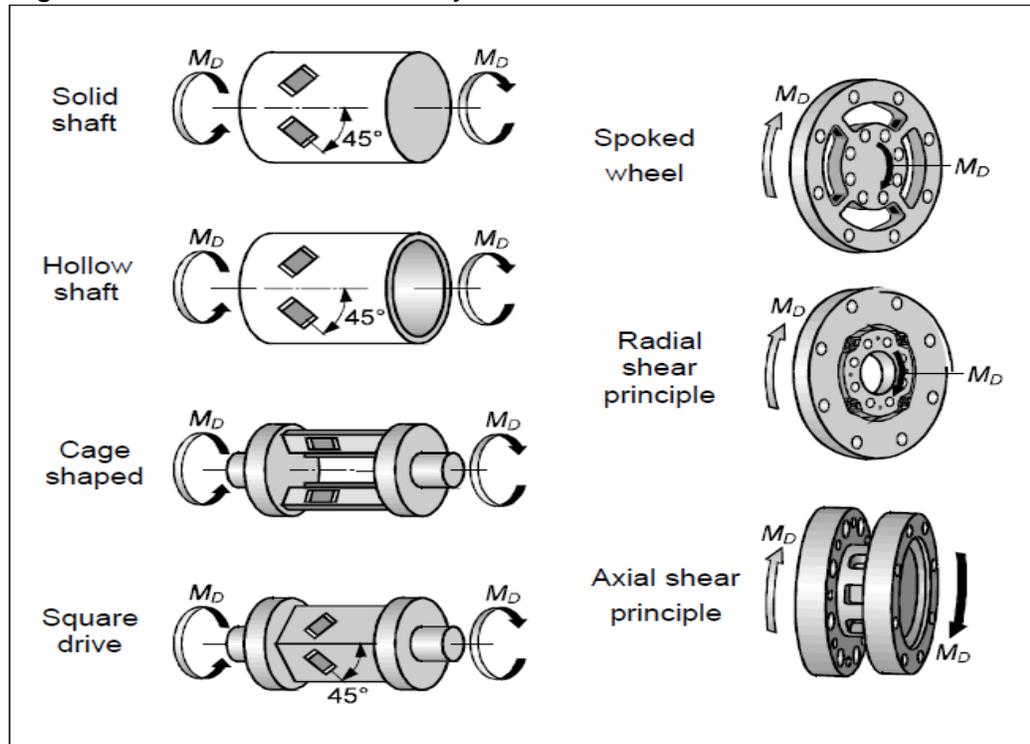
Los transductores de par torsional cinemáticos consisten en principio, de un elemento rotario de medición, el rotor y una carcasa designada como el estator. La construcción de los transductores de par difiere, unos en la forma de la transmisión de señal y otros en el montaje del estator.

La transmisión¹³ del suministro de diferencia de potencial eléctrico y la señal de medición, pueden ser también por anillo colector o por sistemas de telemetría; en adición a esto, existen transductores con rodamientos y modelos sin rodamientos.

¹³ RAMÍREZ, Daniel; TORRES G., Jorge y GALVÁN, Jesús. Publicación Técnica. Metrología de Par Torsional. México: CENAM., 2005. p 23-24.

En la figura 31 se ilustran las diferentes posiciones de los strain gages;

Figura 31. Transductores de mayor uso



Fuente: SCHICKER, Rainer; WEGENER, Georg. Measuring Torque Correctly. [En línea]. [Consultado 20-11-16]. Disponible en: <<https://www.hbm.com/es/0116/consejos-y-trucos-par-libro-de-referencia/>>

La llave dinamométrica de transferencia TTS (figura 32) se utiliza para verificar y calibrar equipos de calibración de llaves dinamométricas. Se adapta con precisión a los requisitos de este tipo de calibraciones. Así mismo, ofrece una resistencia extrema a los momentos de flexión, lo cual es un aspecto crucial, si se tiene en cuenta la forma en que se genera el par en una llave dinamométrica. La llave TTS puede ser utilizada como patrón de transferencia¹⁴. Este tipo de transductor es el utilizado actualmente por el Instituto Nacional de Metrología de Colombia (INM).

¹⁴ HBM. Sensor de par: TTS. [En línea]. [Consultado 20-11-16]. Disponible en: <<https://www.hbm.com/es/2416/llave-dinamom%C3%A9trica-transferencia-tts-para-comprobar-y-calibrar-par/>>

Figura 32. Transductor TTS



Fuente: HBM. Disponible en: <<https://www.hbm.com/en/2416/tts-transfer-torque-wrench-to-check-and-calibrate-torque/>>

El transductor de referencia de par TB2 (figura 33) fue desarrollado como un transductor de transferencia y referencia para aplicaciones de calibración en sitio por ejemplo, para la calibrar transductores de par giratorio sin necesidad de desmontarlos del banco de prueba. Cabe resaltar que el transductor TB2 ofrece una precisión muy alta y también se destaca especialmente por su bajísima sensibilidad a las influencias parasitas, como los momentos de flexión o las fuerzas transversales.¹⁵

Figura 33. Transductor TB2

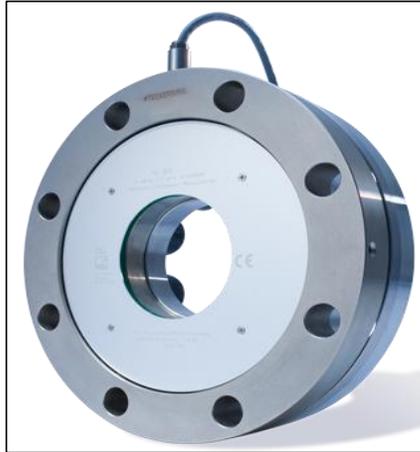


Fuente: HBM. Disponible en: <<https://www.hbm.com/en/2414/tb2-torque-reference-transducer-with-extrem>>

¹⁵ HBM. Sensor de par: TB2 Transductor de referencia de par de giro. [En línea]. [Consultado 20-11-16]. Disponible en: < <https://www.hbm.com/es/2414/transductor-referencia-par-con-precisi%C3%B3n-extrema-tb2/>>

El disco de medida de par referencia TB1A (figura 34) fue concebido para las mediciones no rotatorias de par. Se basa en el principio de medida de la tensión de cizallamiento de los transductores de par, patentado por HBM.

Figura 34. Transductor TB1A

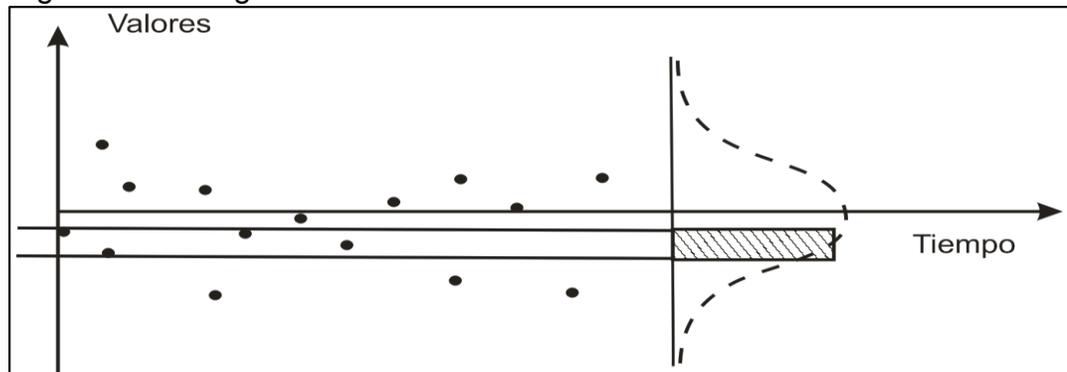


Fuente: HBM. Disponible en:
<<https://www.hbm.com/en/0264/torque-transducers-torque-sensors-torque-meters/>>

4.7 DEFINICIÓN DE INCERTIDUMBRE

La incertidumbre de una medición es un parámetro asociado al resultado de una medición, que caracteriza la dispersión de los valores que podrían razonablemente, ser atribuidos a la medición, es decir, el resultado de una medición contiene el valor que se considera más cercano a la verdadero y la estimación de incertidumbre de ese valor. En términos cualitativos, la incertidumbre muestra la calidad de la medición.

Figura 35. Histograma



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2005.18p.

Para estimar la distribución asociada a la magnitud medida, se puede aplicar la herramienta del histograma (figura 35), agrupando los valores medidos en clases (intervalos) y presentar su frecuencia en función de la clase. Para obtener una información confiable sobre la distribución se requiere un número razonablemente alto de datos, además los histogramas permiten ver a través de la envolvente la clase de distribución que presenta la medición.

Como se muestra en la figura 36 la incertidumbre de una medición es el resultado de una caracterización del intervalo en el cual, se estima que se encuentra el valor verdadero de un mensurando generalmente dada con una probabilidad.

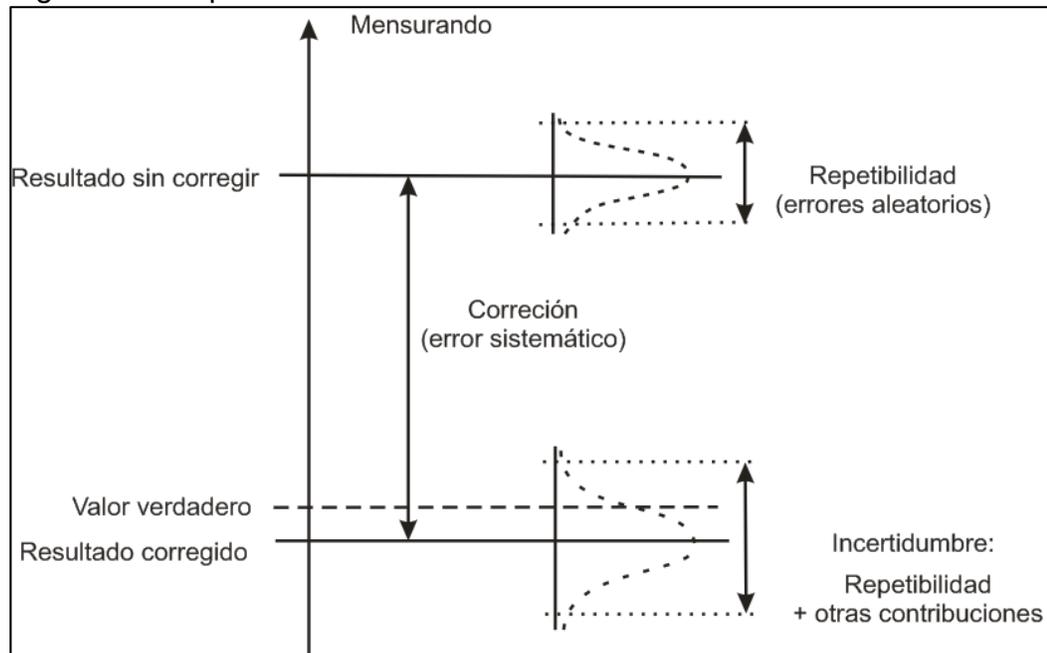
La incertidumbre de la medición comprende en general muchos componentes, algunos de estos componentes pueden ser estimados con base en una distribución estadística de los resultados de una serie de mediciones y pueden ser caracterizados por desviación estándar experimentales. Los estimados de otros componentes pueden basarse solamente en experiencia u otra información.

Para reducir el error, es conveniente aumentar el número de mediciones y hacer una corrección mediante un factor.

Error aleatorio: es aquel del cual se desconoce su signo y magnitud.

Error sistemático: es aquel que se reproduce con el mismo sentido y magnitud en todas las mediciones de una serie. Una vez identificado puede corregirse.

Figura 36. Esquema teórico de una medición



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005.18p.

En algunas ocasiones no es posible o factible corregir todos los errores sistemáticos presentes en la medición, sin embargo el valor de incertidumbre declarado (asociado al mensurando) debe ser tal que incluya los efectos debidos a estas omisiones.

El uso de corrección o factores de corrección, tiene como finalidad eliminar errores sistemáticos presentes en la medición y así disminuir la incertidumbre de una medición.¹⁶

4.8 INCERTIDUMBRE EN MEDICIONES DE PAR TORSIONAL

4.8.1 Incertidumbre en el método brazo palanca y apoyo. En una máquina por método de brazo palanca y apoyo, se aplica una fuerza por carga directa en una longitud determinada produciendo el par torsional. Como la trazabilidad de esta magnitud deriva directamente de las unidades del SI, las condiciones de incertidumbre que se deben considerar incluirán, entre otras, las siguientes incertidumbres;

× Incertidumbre de la fuerza de carga directa dada por la ecuación;

$$F=mg\left(1-\frac{\rho_a}{\rho_m}\right)$$

× Incertidumbre por fricción en el sistema de apoyo

× Incertidumbre debida el efecto de temperatura en relación del brazo de palanca (expansión térmica del sistema de palanca, posiblemente con diferentes relaciones)

× Incertidumbre debido al efecto de la magnitud fuerza aplicada en la relación del brazo palanca (distorsión elástica del sistema palanca)

× Incertidumbre debida al alineamiento de fuerza generada respecto al eje de medición del transductor

× Incertidumbre debida a la inestabilidad del sistema del brazo palanca

× Incertidumbre debida a la reproducibilidad posicional de partes móviles

Cuando sea posible, se deben realizar correcciones para el efecto estimado de cualquiera de estas componentes. Las incertidumbres típicas asociados a estas

¹⁶ MARTINEZ MATIAS, Carlos. Automatización del patrón nacional de par torsional etapa final. Mexico, 2.003, 55p. Tesis (Ingeniero Mecánico). Universidad autónoma de queretano. Facultad de Ingeniera.

correcciones, junto con la incertidumbre típica debida a cualquier efecto que no se pueda corregir, deben combinarse cuadráticamente (si se puede demostrar que los efectos no están correlacionados) y posteriormente multiplicarse por un factor de cobertura para obtener una incertidumbre expandida para el par torsional generado.¹⁷

¹⁷ EURAMET. Incertidumbres en mediciones de fuerza. [En línea]. (2.010) [Consultado 20-11-16]. Disponible en: < http://www.cem.es/sites/default/files/euramet_cg_4__ed_espanol.pdf >

5. DISEÑO DETALLADO

Para el diseño del sistema primario de par torsional se inició con el estudio de los diferentes modelos existentes usados en los laboratorios nacionales de metrología.

Cabe resaltar que durante la realización del proyecto, la empresa Calibration Service S.A.S. tuvo el apoyo del Centro Nacional de Metrología de México (CENAM), el cual permitió a la empresa conocer los diferentes criterios necesarios para la realización de un sistema primario de par torsional.

Gracias al apoyo recibido, Calibration Service S.A.S. decide realizar un modelo similar al propuesto por CENAM.

CENAM siendo una organización dedicada al apoyo y crecimiento de los laboratorios, permite a Calibration Service S.A.S. el desarrollo de un sistema similar al propuesto por ellos.

Las principales partes del sistema primario son;

- × Brazo palanca
- × Sistema de apoyo
- × Banco de contra reacción
- × Estructura
- × Masas

5.1 PARÁMETROS BÁSICOS

Teniendo en cuenta que en el diseño a desarrollar se debe tener la mayor exactitud, se hace de gran importancia conocer las variables externas que afectan el sistema, como son la gravedad local y la densidad del aire. Cabe resaltar que durante el desarrollo de los cálculos, se tendrán en cuenta tres cifras significativas después de la coma.

5.1.1 Gravedad local. Para conocer con exactitud el valor de la gravedad se realizó la comunicación con el instituto geográfico Agustín Codazzi, el cual es la entidad encargada de realizar esta actividad en el país.

Debido a que el instituto no realiza este servicio a particulares, se vió en la necesidad de realizar el cálculo analíticamente con la ecuación propuesta por el

Laboratorio Metas, S.A. de C.V., en la guía metas de aceleración de la gravedad, la cual tiene una exactitud de más o menos del 0,01.

Para el cálculo de esta variable fue necesario conocer la latitud y altitud en la cual se encontraban las instalaciones de Calibration Services S.A.S. Al no contar con los instrumentos adecuados, se decidió adoptar el resultado arrojado por la aplicación Google Earth. A continuación, se realiza el cálculo de la gravedad local de la empresa;

$$g_{\text{local}} = g_e \times \underbrace{(1 + f_a \times \text{sen}^2\phi - f_4 \times \text{sen}^2 2\phi)}_A - 3,086 \times 10^{-6} \times H$$

Donde;

g_{local} = aceleración de la gravedad local, en m/s^2
 $g_e = 9,780318 \text{ m/s}^2$, aceleración de la gravedad en el ecuador ($\phi = 0^\circ$)
 $f_a = 0,0053024$ (aplastamiento gravitacional)
 $f_4 = 0,0000058$
 ϕ = latitud, en grados ($^\circ$)
 H = altitud sobre el nivel del mar, en metros (m)

Para la simplificación el cálculo se divide en dos partes;

$$A = (1 + f_a \times \text{sen}^2\phi - f_4 \times \text{sen}^2 2\phi)$$

$$A = \left(1 + \left(0,0053024 \times \text{sen}^2(4,60185833)\right) - \left(0,0000058 \times \text{sen}^2(2 \times 4,60185833)\right)\right)$$

$$A = 1,003$$

$$g_{\text{local}} = 9,780318 \text{ m/s}^2 \times 1,000033983 - 3,086 \times 10^{-6} \times 2.551 \text{ m}$$

$$g_{\text{local}} = 9,773 \text{ m/s}^2 \quad \text{Exactitud } \pm 0,01$$

La gravedad local hallada es de $9,773 \text{ m/s}^2$, esta será utilizada en el cálculo del par torsional.

5.1.2 Densidad del aire. Para el presenta cálculo fue necesario conocer las ecuaciones utilizadas para hallar esta variable. Para calcular esta variable se

utilizó la fórmula CIPM-2.007¹⁸, la cual ofrece resultados con una incertidumbre relativa de aproximadamente 24×10^{-5} bajo las siguientes condiciones ambientales (las incertidumbres de medición de p , h_r y t no se incluyen);

$$\times 600 \text{ hPa} \leq p \leq 1.100 \text{ hPa}$$

$$\times 20 \% \leq h_r \leq 80\%$$

$$\times 15 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 27^\circ\text{C}$$

La fórmula del CIPM-2.007 se expresa de la siguiente manera;

$$\rho_a = \frac{0,34848p - 0,009h_r \exp(0,061t)}{273,15 + t}$$

Donde;

ρ_a = densidad de aire (kg/m^3)

p = presión barométrica (hPa)

h_r = humedad relativa de aire (%)

t = temperatura de aire ($^\circ\text{C}$)

Se realiza la toma de datos de las variables involucrados en la fórmula obteniendo el siguiente cuadro;

Cuadro 7. Toma de datos

Variable	Valor
Presión barométrica (p)	752 hPa
Humedad relativa (h_r)	65%
Temperatura (t)	19,5 $^\circ\text{C}$

Con los datos obtenidos se halla el valor de la densidad del aire;

$$\rho_a = \frac{0,34848 \times 752 \text{ hPa} - 0,009 \times 0,65 \times \exp(0,061 \times 19,5^\circ\text{C})}{273,15 + 19,5 \text{ }^\circ\text{C}}$$

¹⁸ PEÑA PÉREZ, Luis; BECERRA S., Luis. Impacto de la nueva fórmula de la densidad del aire CIMP-2007. En: Simposio de metrología 2.010. [En línea]. Sm2010-S1A-3 [Consultado 15-01-17]. Disponible en: <<http://www.cenam.mx/sm2010/info/pmiercoles/sm2010-mp03a.pdf>>

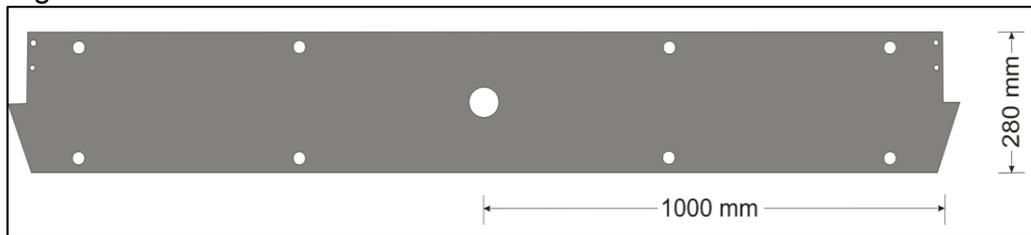
$$\rho_a = 0,895 \text{ kg/m}^3$$

La densidad del aire en las instalaciones de Calibration Service S.A.S. es de 0,895 kg/m³. Esta densidad será utilizada más adelante para hallar la flotación de las masas.

5.2 BRAZO PALANCA

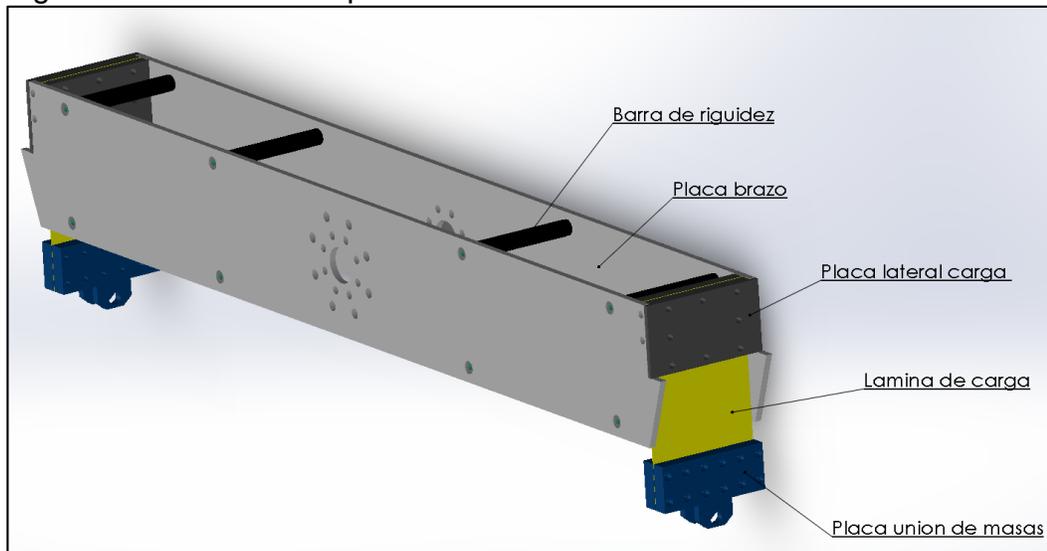
5.2.1 Planteamiento inicial. Se inicia con la realización de un modelo inicial, el cual cuenta con una longitud de 1.000 mm desde el centro del apoyo hasta la lámina de carga y una altura de 280 mm como se observa en la figura 37. Por otra parte en la figura 38, se muestran las partes que conforman el brazo palanca;

Figura 37. Modelo Inicial



Fuente: CorelDraw X4

Figura 38. Partes brazo palanca



Fuente: SolidWorks 2.016

En un segundo paso se requiere conocer el espesor mínimo que soporte la carga, para ello es necesario conocer la fuerza real a la cual va a estar sometida el brazo palanca durante una medición.

Para conocer la fuerza real, es indispensable conocer la masa de cada elemento, es por ello que con la ayuda del software SolidWorks 2.016, se realiza un análisis de cada pieza, arrojando el valor de la masa de cada elemento como se muestra en el cuadro 8.

Cabe destacar que el material utilizado en los elementos que intervienen en la aplicación de la fuerza es un acero A36, con una densidad de 7.850 kg/m³, un módulo de Young 200 GPa, un límite elástico de 400 MPa y para el cálculo se tomó un coeficiente de Poisson 0,26.

Cuadro 8. Masas elementos brazo

Cantidad	Nombre pieza	Masa de la pieza
1	Eje soporte de masas	5,110 kg
2	Placa unión de masas	4,790 kg
1	Placa lateral de carga (externa)	5,470 kg
1	Placa lateral de carga (interna)	7,420 kg

Obteniendo la masa de cada elementó, se multiplica cada una de ellas por la gravedad local, es decir;

$$F = 5,110 \text{ kg} \times 9,773 \text{ m/s}^2$$

$$F = 49,939 \text{ N}$$

En el cuadro 9, se resumen las multiplicaciones hechas de cada pieza.

Cuadro 9. Fuerza de cada pieza

Nombre Pieza	Fuerza
Eje soporte de masas	49,939 N
Placa unión de masas	46,812 N
Placa lateral de carga (externa)	53,455 N
Placa lateral de carga (interna)	72,514 N

El sistema a diseñar se plantea con un alcance máximo de 2.000 N.m: es decir, que la fuerza máxima ejercida por las masas es de 2.000 N.

Se realiza la sumatoria de todas las fuerzas de influencia, para obtener la fuerza máxima a la que va a estar sometida el brazo;

$$\sum F = (2.000 + 49,939 + (2 \times 46,812) + 53,455 + 72,514) \text{ N}$$

$$\sum F = 2.269,531 \text{ N}$$

La máxima fuerza ejercida sobre el brazo será de 2.269,531 N. Con la fuerza obtenida se realizarán los cálculos del diseño detallado; pero es necesario antes de seguir, evaluar un factor de diseño o seguridad, que garantice la seguridad del sistema y las personas que lo operen.

Para hallar el factor de seguridad apropiado se deben analizar diferentes criterios, los cuales permiten seleccionar el factor de seguridad. Es por ello que en este proyecto se adoptaron los lineamientos ilustrados en el libro de diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott;

Materiales dúctiles

× N = 1,25 a 2,0. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.

× N = 2,0 a 2,5. Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con una confianza promedio en todos los datos de diseño.

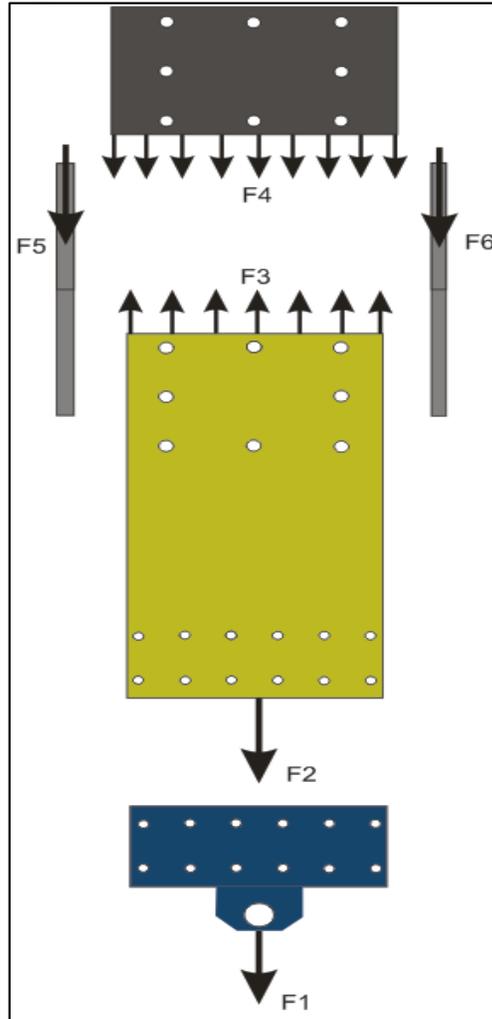
× N = 2,5 a 4,0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbres acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

× N = 4,0 o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbres en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzo o ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos, puede justificar también el empleo de estos valores.

Se toma la decisión de darle un factor de seguridad de 2,0, ya que se tiene una gran información del comportamiento del sistema.

La figura 39 muestra un esquema de los elementos y las fuerzas que actúan en cada uno de ellos;

Figura 39. Distribución de fuerzas



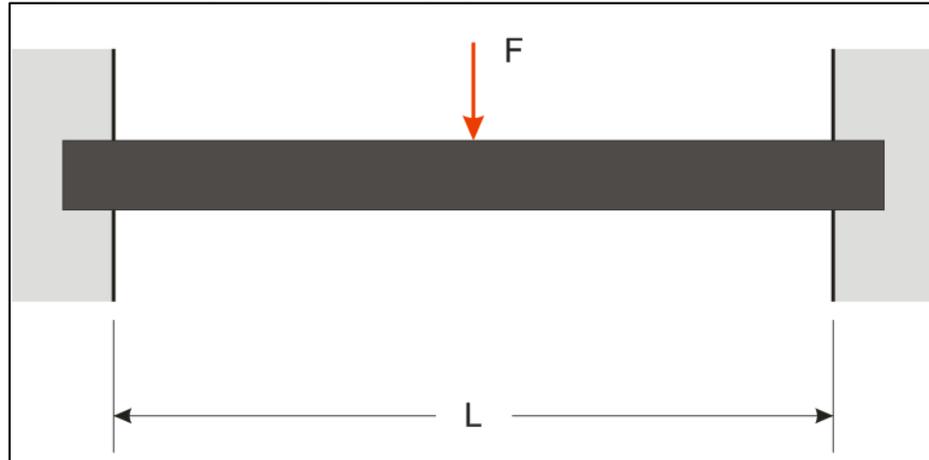
Fuente: CorelDraw X4

5.2.2 Diseño placa brazo. En la figura 39, se observa la distribución de las fuerzas en cada elemento, en el caso del brazo palanca esta sometido a una fuerza generada por la placa lateral de carga, la cual a su vez esta siendo sometida a una carga vertical descendente, producida por las masas y los otros elementos.

Para conocer el valor de la fuerza que actúa en cada brazo se realiza una sumatoria de fuerzas de la placa lateral de carga. Para el análisis de la pieza se establecen las siguientes medidas iniciales: altura 141 mm, ancho 254 mm y un espesor de 31 mm.

Estableciendo estos parámetros iniciales se comienza transformando la fuerza distribuida en una carga puntual, como se observa en la figura 40;

Figura 40. Esquema tipo de apoyo



Fuente: CorelDraw X4

Se plantea la sumatoria de fuerzas, teniendo en cuenta a que la pieza es simetría; es decir, que las reacciones de A y B son iguales.

$$R_A = R_B$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\uparrow^+ \sum F_y = R_A + R_B - F = 0$$

Se reemplaza en la ecuación la igualdad ya mencionada, obteniendo;

$$R_A + R_B - F = 0$$

$$2R_B = F$$

$$R_B = \frac{F}{2}$$

Se sustituye la variable F por 2.269,531 N, dando el valor de las reacciones;

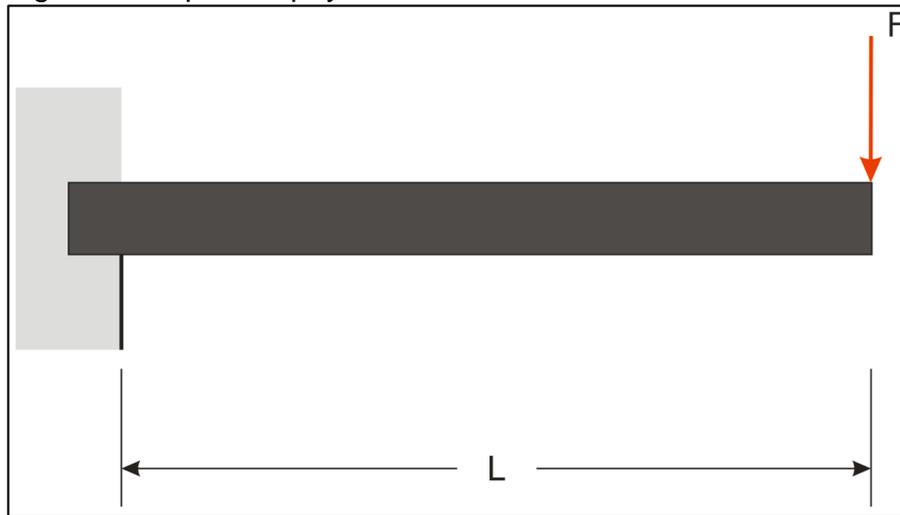
$$R_A = R_B = \frac{2.269,5313 \text{ N}}{2} = 1.134,766 \text{ N}$$

La reacción que se generan en los apoyos es de 1.134,766 N, esta fuerza es a la cual estará sometido la placa brazo.

Obteniendo el valor de la fuerza se desarrollan los análisis correspondientes al brazo palanca. Para ello se toman las medidas anteriormente mencionadas. Los parámetros son: una longitud efectiva de 2.000 milímetros y una altura de 280 mm.

Se comienza definiendo el tipo de apoyo de la viga.

Figura 41. Tipo de apoyo

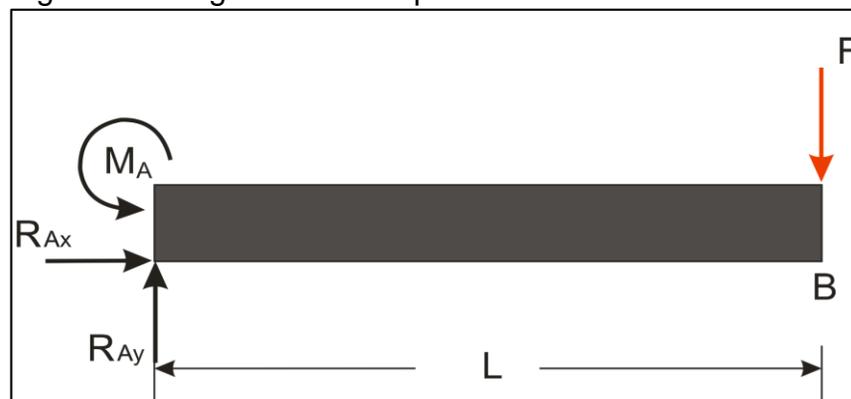


Fuente: CorelDraw X4

Como se ilustra en la figura 41 la placa se comporta como viga en voladizo, la cual estará sometida a una fuerza de 1.134,766 N. A continuación se desarrollarán las ecuaciones de equilibrio.

Cabe resaltar que la placa brazo será simétrica, es decir que los valores hallados serán iguales en la parte izquierda o derecha, es por ello que los análisis estáticos de la pieza se harán con una longitud de 1.000 mm.

Figura 42. Diagrama de cuerpo libre



Fuente: CorelDraw X4

$$\uparrow^+ \sum F_x = 0$$

$$\uparrow^+ \sum F_y = R_{Ay} - F = 0$$

$$R_{Ay} = F$$

$$R_{Ay} = 1.134,766 \text{ N}$$

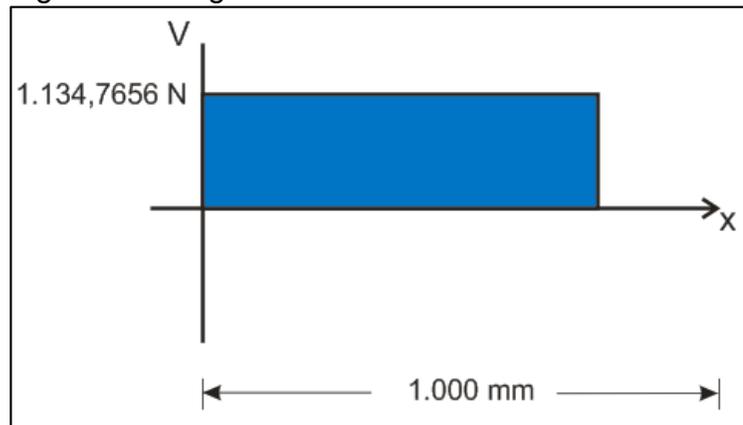
$$\curvearrow^+ \sum M_A = M_A - F \times L = 0$$

$$M_A = F \times L$$

$$M_A = 1.134,766 \text{ N} \times 1\text{m} = 1.134,766 \text{ N.m}$$

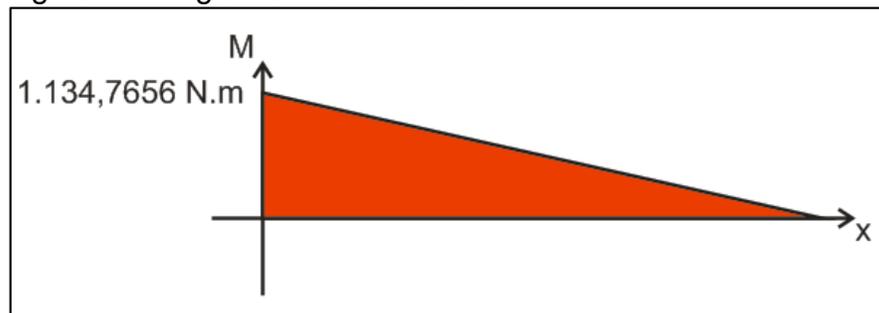
Hallando los valores de las incógnitas se procede con el desarrollo de los respectivos diagramas de cortante y momento flector;

Figura 43. Diagrama de cortante



Fuente: CorelDraw X4

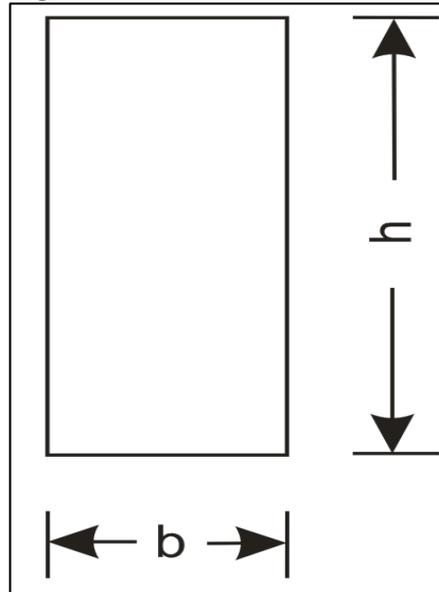
Figura 44. Diagrama momento flector



Fuente: CorelDraw X4

Como se puede observar en los diagramas anteriores, se obtiene que el momento máximo flector en la placa es de 1.134,766 N.m y una fuerza cortante máxima de 1.134,766 N. Conociendo el valor de momento máximo de placa es posible conocer el mínimo espesor requerido para que la placa soporte la carga.

Figura 45. Sección transversal



Fuente: CorelDraw X4

Para el desarrollo del brazo se asumirán dos materiales. El primero será un acero A36, el cual tiene gran aplicación en el diseño de estructuras metálicas, con un costo relativamente bajo en comparación a otros materiales. Sus principales propiedades son: densidad 7.860 kg/m^3 , esfuerzo de fluencia de 250 MPa, esfuerzo último de 400 MPa, módulo de elasticidad 200 GPa y una expansión térmica de $12 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$.

El segundo material será un Súper invar 32-5, el cual es una aleación de 35% níquel, 5% cobalto y hierro fundido. Este material es una mejora realizada al material invar, el cual es utilizado para aplicaciones con requerimientos de baja expansión térmica.

Con la mejora realizada, este material presenta un coeficiente de expansión térmica muy cercano a cero sobre rangos de temperatura limitadas (-32°C y $+275^\circ\text{C}$). Las principales aplicaciones son: componentes estructurales, soportes y sustratos que requieran mediciones de precisión.¹⁹

¹⁹ HIGHTEMPMETALS. Super invar 32-5 technical data. [En línea]. [consultado 17 de Feb. 2017]. Disponible en :< <http://www.hightempmetals.com/techdata/hitempSuperInvardata.php>>

La gran desventaja del material es su elevado costo. Sus principales propiedades son: densidad de 8.138 kg/m³, esfuerzo de fluencia 276 MPa, esfuerzo último de 483 MPa, modulo elástico 145 GPa y un coeficiente de expansión térmica en un rango de 30°C – 100 °C de 8,4 x 10⁻⁷ °C⁻¹.

La utilización de estos dos tipos de materiales, se hace para conocer el comportamiento del sistema bajo diferentes propiedades de un material. Esto permitiría tener un mayor criterio en la selección del material, ya que se debe tener muy en cuenta que el sistema debe tener la menor incertidumbre posible y así mismo, que su costo no sea elevado.

Se comienza calculando el mínimo espesor requerido, utilizando la siguiente ecuación;

$$S_{\min} = \frac{|M|}{\sigma_{\text{perm}}}$$

Donde;

S_{\min} = mínimo módulo de sección (m³)

σ_{perm} = esfuerzo permisible (MPa)

|M| = momento máximo (N.m)

Antes de calcular el mínimo módulo de sección, es necesario calcular el esfuerzo permisible;

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{\sigma_y}{\text{F. S.}}$$

Donde;

σ_y = esfuerzo fluencia del material

F.S. = factor de seguridad

Se calculan los esfuerzos permisibles para los materiales;

Acero A-36

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 125 \text{ MPa}$$

Súper Invar 32-5

$$\sigma_{\text{perm}} = \frac{276 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{perm}} = 138 \text{ MPa}$$

Se obtiene que el esfuerzo permisible para el acero A-36 es de 125 MPa y para el súper invar será de 138 MPa. Hallando estos valores se continúa con los respectivos cálculos del mínimo módulo de sección;

Acero A-36

$$S_{\min} = \frac{1.134,766 \text{ Nm}}{125 \times 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$S_{\min} = 9,0781 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Súper Invar 32-5

$$S_{\min} = \frac{1.134,766 \text{ Nm}}{138 \times 10^6 \text{ N/m}^2}$$

$$S_{\min} = 8,2229 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Obtenido el mínimo valor del módulo de sección, se despeja el espesor (b) de la siguiente igualdad;

$$\frac{1}{6} \times b \times h^2 \geq S_{\min}$$

Donde;

b = espesor de la placa

h = altura de la placa

Acero A-36

$$b = \frac{6 \times 9,07864 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{(0,280 \text{ m})^2}$$

$$b = 6,947 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Súper Invar 32-5

$$b = \frac{6 \times 8,2229 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{(0,280 \text{ m})^2}$$

$$b = 6,293 \times 10^{-4} \text{ m}$$

El mínimo espesor requerido para soportar la carga usando un Acero A-36 es de 0,695 mm y para un súper invar 32-5 es de 0,629 mm. Se revisan los catálogos de los fabricantes de placas de acero, se buscan los espesores existentes en el mercado.

Para la selección de la placa, es necesario tener en cuenta dos criterios: el primero es que debe tener el menor peso posible y el segundo es que su deflexión debe ser mínima.

Se seleccionan las diez placas de menor espesor y se halla su máxima deflexión y con la ayuda del software Solid Works se calcula un peso tentativo de cada placa. A continuación, se efectuara el cálculo de la deflexión máxima del primer espesor;

La ecuación que corresponde a la deflexión máxima de una viga en voladizo es;

$$y = -\frac{PL^3}{3EI}$$

Donde;

P = fuerza a la cual está sometida la placa

L = longitud de placa

E = módulo de elasticidad del material

I = momento de inercia del área transversal de la placa, respecto al eje neutro

Como se observa en la ecuación de deflexión máxima es necesario conocer el momento de inercia de cada espesor. El momento de inercia se puede hallar con la siguiente ecuación;

$$I = \frac{1}{12} \times b \times h^3$$

Donde, b es el ancho de la sección transversal y h su altura. Por medio de esta ecuación se determina el momento de inercia del primer espesor;

$$I = \frac{1}{12} \times (0,0048 \text{ m}) \times (0,280 \text{ m}^3)$$

$$I = 8,781 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Calculando el momento de inercia, se realiza el cálculo de la deflexión máxima, teniendo como referencia que el módulo de elasticidad del acero A-36 es de 200 GPa y 145 GPa para el súper invar 32-5, la longitud de análisis es de 1m y la fuerza aplicada es de 1.134,766 N.

× Deflexión máxima acero A-36

$$y = -\frac{1.134,766 \text{ N} \times 1\text{m}^3}{3 \times 200 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \times 8,781 \times 10^{-6} \text{ m}^4}$$

$$y = -2,154 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$y = -0,215 \text{ mm}$$

※ Deflexión máxima Súper invar 32-5

$$y = -\frac{1.134,766 \text{ N} \times 1\text{m}^3}{3 \times 145 \times 10^9 \text{ N/m}^2 \times 8,781 \times 10^{-6} \text{m}^4}$$

$$y = -2,971 \times 10^{-4} \text{m}$$

$$y = -0,297 \text{ mm}$$

Con un espesor de 4,8 mm la deflexión máxima de placa con un acero A-36 es de -0,215 mm y con un súper invar 32-5 será de -0,297 mm. Debido a la dificultad de obtener catálogos de referencia del Súper invar 32-5, se decidió manejar los espesores de los fabricantes de acero A-36.

En el cuadro 10 se puede evidenciar el resumen de los cálculos realizados a cada uno de los espesores escogidos. En este cuadro se muestran el momento de inercia, la deflexión máxima y un peso aproximado de cada espesor.

Cuadro 10. Resumen deflexión máxima y peso

Espesor (m)	Momento de inercia (m ⁴)	Deflexión máxima acero A-36 (mm)	Deflexión máxima Súper invar 32-5 (mm)	Peso acero A-36 (Kg)	Peso Súper invar 32-5 (Kg)
0,005	8,781 x 10 ⁻⁶	0,215	0,297	20,540	21,419
0,006	1,171 x 10 ⁻⁵	0,164	0,223	27,387	28,559
0,008	1,445 x 10 ⁻⁵	0,131	0,180	33,806	35,253
0,009	1,738 x 10 ⁻⁵	0,109	0,150	40,653	42,393
0,011	2,031 x 10 ⁻⁵	0,093	0,128	47,499	49,533
0,013	2,323 x 10 ⁻⁵	0,081	0,112	54,346	56,673
0,016	2,909 x 10 ⁻⁵	0,065	0,089	68,039	70,953
0,019	3,494 x 10 ⁻⁵	0,054	0,075	81,733	85,234
0,022	4,061 x 10 ⁻⁵	0,047	0,064	94,999	99,066
0,025	4,646 x 10 ⁻⁵	0,041	0,056	108,692	113,346

Con la elaboración del cuadro se observó que la deflexión y el peso de las placas son inversamente proporcionales; es decir, que cuando disminuye la deflexión se aumenta el peso.

Acabado el análisis de los modelos, se exponen los resultados a los ingenieros de Calibration Service S.A.S. Luego de analizar los resultados se llegó a la conclusión que el espesor a utilizar en el desarrollo del sistema sería de 12,7 milímetros, el cual tiene una disminución 62,90% de deflexión en comparación al modelo 1 y un 100% en la disminución de peso en comparación con el modelo 10.

Estableciendo el espesor de la placa, se procede a calcular el esfuerzo cortante y normal de la placa;

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \times C}{I}$$

Donde;

$\sigma_{\text{máx}}$ = esfuerzo normal máximo (N/m²)

M = máximo momento flector de la placa (N.m)

C = distancia perpendicular del eje neutro al punto más alejado de este eje

I = momento de inercia del área transversal de la placa, respecto al eje neutro

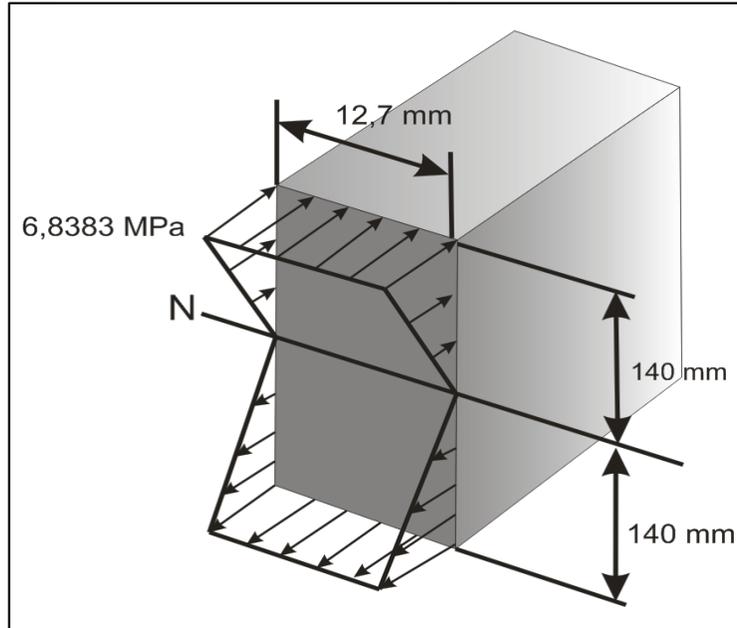
De la anterior ecuación se conocen todas las variables, por consiguiente se halla el valor del esfuerzo normal máximo;

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{1.134,766 \text{ Nm} \times 0,140 \text{ m}}{2,323 \times 10^{-5} \text{ m}^4}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 6,838 \text{ MPa}$$

En la figura 46 se ilustra la sección transversal de la placa con las medidas y dirección del esfuerzo normal máximo.

Figura 46. Sección transversal placa



Fuente: HIBBELER, Russell. Mecánica de materiales. Sexta edición. México: Pearson Educación, 2006. 896 p.

A continuación, se calcula el esfuerzo cortante de la placa;

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{V \times Q}{I \times t}$$

Donde;

$\tau_{\text{máx}}$ = esfuerzo cortante (N/m^2)

V = fuerza cortante interna resultante (N)

I = momento de inercia del área transversal de la placa, respecto al eje neutro (m^4)

t = ancho de la sección transversal (m)

Q = primer momento del área A respecto al eje neutro (m^3)

De la anterior ecuación planeada se desconoce Q , por consiguiente es necesario calcularla con la siguiente ecuación;

$$Q = y \times A$$

Donde;

Q = primer momento del área A respecto al eje neutro (m^3)

y = distancia del centroide del área A al eje neutro (m)

A = área transversal del miembro considerada desde la sección en que se mide (m^2)

$$Q = \frac{0,14m}{2} \times (0,14 m \times 0,013 m)$$

$$Q = 1,245 \times 10^{-4}$$

Conociendo el valor de Q, se proceda a hallar el esfuerzo cortante;

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{1.134,766 \text{ N} \times 1,245 \times 10^{-4}}{2,323 \times 10^{-5} \text{ m} \times 0,013 \text{ m}^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 478,680 \text{ KPa}$$

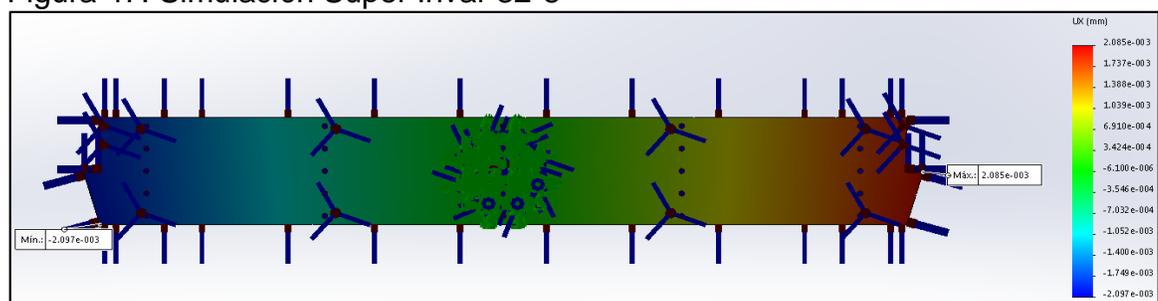
5.2.3 Dilatación térmica. Durante el desarrollo del diseño del brazo palanca, se observó que el material con la menor deflexión fue el acero A36, teniendo un 27% menor de deflexión en comparación al Súper invar 32-5.

Para tener una mayor certeza, sobre si la utilización de este material proporciona las mejores características al sistema, se hace necesario evaluar el comportamiento de los materiales bajo un cambio de temperatura. Con este análisis, se busca conocer el cambio de longitud del brazo en un rango de temperaturas.

El parámetro básico para el análisis es el rango de temperatura 14°C – 21°C, el cual comprende las temperaturas promedio que se generan en Bogotá. Otro aspecto importante para el análisis son los coeficientes de conductividad térmica y expansión, ya que permite conocer como se ve afectada la longitud del brazo en este rango de temperatura.

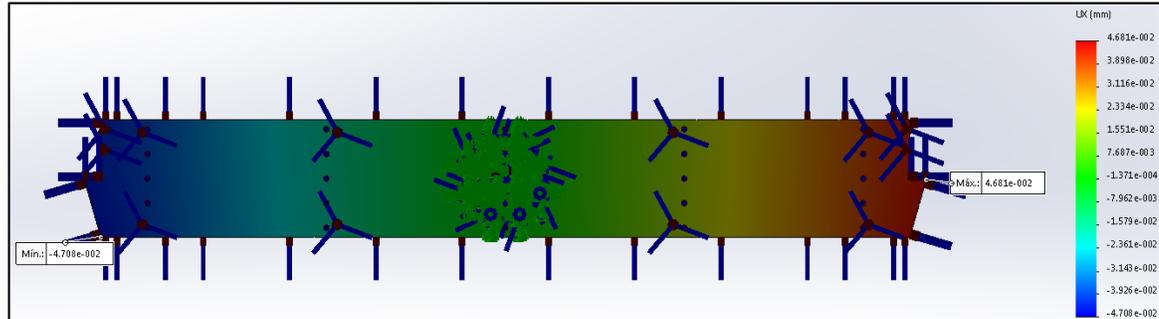
En este análisis se tomó un coeficiente de expansión térmica de $8,4 \times 10^{-7} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ y una conductividad térmica de $10 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ para el Súper invar 32-5 y en el caso del acero A-36 un coeficiente de expansión térmica de $12 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ y una conductividad térmica $50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$. Para el análisis se utilizó la ayuda del software SolidWorks 2016.

Figura 47. Simulación Súper Invar 32-5



Fuente: SolidWorks 2016

Figura 48. Simulación ASTM A36



Fuente: SolidWorks 2016

Luego del desarrollo de las simulaciones, se concluye que el Súper invar 32-5 bajo estas condiciones tendrá una dilatación de 2,085 μm , mientras que el acero A36 tendrá una dilatación de 46,810 μm . Debido a que la dilatación de los materiales no afecta de gran manera la longitud del brazo, se decide optar por el acero A36 para la fabricación del sistema primario, el cual tiene menor deflexión y menor costo.

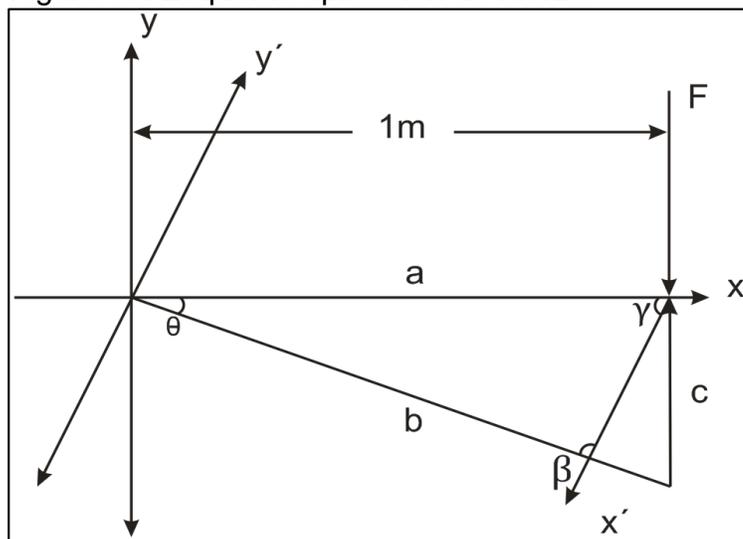
5.2.4 Efectos inclinación brazo. El par torsional está definido por dos conceptos principales que son la fuerza y la distancia. En este sistema la distancia está representada por brazo palanca, en el cual se aplica la fuerza, ya sea en el externo izquierdo (sentido horario) o en el extremo derecho (sentido anti horario).

Uno de los grandes problemas de este sistema es la posición del brazo, ya que es necesario que el brazo este totalmente perpendicular a la fuerza. Al no garantizar este requisito, se genera una descomposición de la fuerza y así mismo, se ve afectada la longitud. Aunque las variaciones sean muy pequeñas, es importante conocerlas debido a que esto afecta la incertidumbre de la medición.²⁰

Para conocer las variaciones del par torsional por este problema se utilizarán las leyes de senos y coseno, ya que la inclinación que se presenta en el sistema genera un triángulo oblicuángulo. En la figura 49 se realiza un esquema de la situación del brazo palanca;

²⁰ RAMÍREZ AHEDO, Daniel; TORRES G., Jorge. Diseño y construcción del patrón primario nacional de par torsional en México. En: Simposio de Metrología [En línea]. Mayo, 2.001 [Consultado 9 Nov. 2.016]. Disponible < <https://www.cenam.mx/publicaciones/gratuitas/descarga/memorias%20simposio/documentos/ta-or065.pdf>

Figura 49. Esquema aplicación de fuerza



Fuente: CENAM. Publicación técnica CNM-MF-PT-002. México, 2.005.35p.

La ley de los senos es la relación entre los lados y los ángulos, la cual se representa con las siguientes igualdades;

$$\frac{\text{Sen } \theta}{c} = \frac{\text{Sen } \gamma}{b} = \frac{\text{Sen } \beta}{a}$$

Como se observó en la figura 49, el valor de a y b es el mismo; es decir, que el valor de $a = b = 1\text{m}$. Con esta condición las igualdades quedarían de esta forma;

$$\frac{\text{Sen } \theta}{c} = \text{Sen } \gamma = \text{Sen } \beta$$

Por otro lado, se utiliza la ley de coseno, la cual está descrita por las siguientes ecuaciones;

$$a^2 = b^2 + c^2 - 2bc\text{Cos}\beta$$

$$b^2 = a^2 + c^2 - 2ac\text{Cos}\gamma$$

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab\text{Cos}\theta$$

Como punto de inicio se tomará un valor de referencia para el ángulo teta (θ), el cual será de 0,05. Con este valor se calculará la variable c.

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab\text{Cos}\theta$$

$$c = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\theta}$$

$$c = \sqrt{1 + 1 - 2 \times 1 \times \cos(0,05)}$$

$$c = \sqrt{2 - 2 \cos(0,05)}$$

$$c = 8,727 \times 10^{-4}$$

Obteniendo el valor de c se procede a calcular el ángulo beta (β);

$$\cos\beta = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}$$

$$\cos\beta = \frac{1 + (8,727 \times 10^{-4})^2 - 1}{2 \times 1 \times 8,727 \times 10^{-4}}$$

$$\cos\beta = \frac{7,615 \times 10^{-7}}{1,745 \times 10^{-3}}$$

$$\cos\beta = 4,363 \times 10^{-4}$$

$$\beta = \cos^{-1}(4,363 \times 10^{-4})$$

$$\beta = 89,975^\circ$$

Se continua calculado el ángulo gamma (γ);

$$\cos\gamma = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}$$

$$\cos\gamma = \frac{1 + (8,727 \times 10^{-4})^2 - 1}{2 \times 1 \times 8,727 \times 10^{-4}}$$

$$\cos\gamma = \frac{7,615 \times 10^{-7}}{1,745 \times 10^{-3}}$$

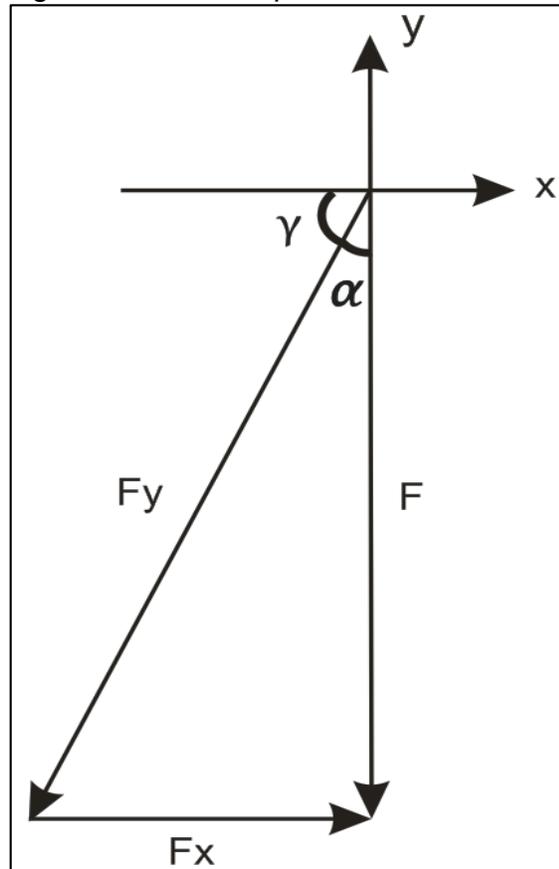
$$\cos\gamma = 4,363 \times 10^{-4}$$

$$\gamma = \text{Cos}^{-1}(4,363 \times 10^{-4})$$

$$\gamma = 89,975^\circ$$

Desarrollando los cálculos se obtiene que los ángulos beta (β) y gamma (γ) son iguales. En el siguiente bosquejo se muestra la descomposición de la fuerza:

Figura 50. Descomposición de la fuerza



Fuente: CorelDraw X4

Se calcula el ángulo alfa (α) para posteriormente poder calcular la fuerza (F_y), para ello se utilizara la siguiente expresión;

$$\alpha = 90 - \gamma$$

Se reemplaza de la ecuación anterior la variable γ y se obtiene;

$$\alpha = 90 - 89,975^\circ$$

$$\alpha = 0,025^\circ$$

El valor hallado corresponde a una inclinación del brazo palanca de 0,05°. Conociendo el ángulo alfa (γ), se calcula el momento resultante con una fuerza de 2.000 N;

$$M = F \times \text{Cos}\alpha$$

$$M = 2.000 \text{ N} \times \text{Cos} (0,025^\circ)$$

$$M = 1.999,999 \text{ N}$$

En el cuadro 11 se ilustra la variación en el par torsional por efectos de la inclinación del brazo;

Cuadro 11. Variación del par torsional

Angulo (θ)	Angulo (γ)	Angulo (α)	Par torsional	% Error
0,05°	89,975°	0,025°	1.999,999 N.m	9,519x10 ⁻⁶ %
0,10°	89,950°	0,050°	1.999,999 N.m	3,808x10 ⁻⁵ %
0,32°	89,840°	0,160°	1.999,992 N.m	3,899x10 ⁻⁴ %
0,59°	89,705°	0,295°	1.999,973 N.m	1,325x10 ⁻³ %
0,7°	89,650°	0,350°	1.999,963 N.m	1,866x10 ⁻³ %
0,89°	89,555°	0,445°	1.999,940 N.m	3,016x10 ⁻³ %
1°	89,500°	0,501°	1.999,924 N.m	3,808x10 ⁻³ %
1,5°	89,250°	0,750°	1.999,829 N.m	8,567x10 ⁻³ %
3°	88,500°	1,501°	1.999,315 N.m	3,427x10 ⁻² %
5°	87,500°	2,501°	1.998,096 N.m	9,518x10 ⁻² %

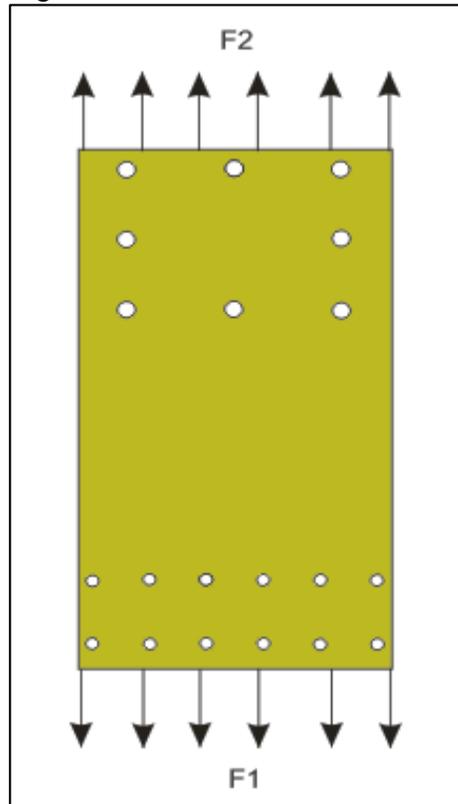
Como se observa en el cuadro 11, la variación del par torsional no es muy grande, pero es de gran importancia tener en cuenta esta variación, ya que se busca que el sistema tenga la menor incertidumbre posible.

Para ello se va a considerar un equipo externo, que permita al operario conocer la variación del brazo palanca antes de realizar cualquier medición. El dispositivo será un inclinómetro digital GIM 60 L marca Bosch, el cual tiene una exactitud de 0,05° (ver anexo A).

5.2.5 Lámina de carga. Esta pieza permite la unión de la parte superior e inferior del brazo. La parte superior está sujeta por las placas laterales y en la parte inferior está sujeta por la placa unión de masas como se observó en la figura 39.

Este elemento se encuentra sometido a dos fuerzas contrarias, es por ello que se puede afirmar que el elemento se encuentra sometido a tensión. La figura 51 es un bosquejo del modelo inicial propuesto, indicando la dirección de las fuerzas.

Figura 51. Fuerzas en la lámina



Fuente: CorelDraw X4

Como se observa en la figura 51, la lámina está siendo sometida a dos cargas contrarias generando en el elemento un esfuerzo de tensión. Este esfuerzo puede producir una falla, por lo cual es necesario realizar un análisis del elemento para conocer la resistencia de diseño a tensión y también es necesario hallar el espesor mínimo que soporte estas cargas.

Antes de comenzar a realizar los respectivos cálculos de la lámina es necesario evaluar si el modelo propuesto cumple con las normas de diseño estructural. Para evaluar la lámina, se utiliza el documento de diseño de uniones del Instituto Técnico de la Estructura en Acero (ITEA) y el NSR-10 título F.

Se inicia con el análisis de la distancia mínima al borde de la lámina, la cual se debe calcular para la parte superior e inferior. Se tiene como referencia que el diámetro de los tornillos de la parte superior es de 12,7 mm (1/2") y el diámetro de los tornillos de la parte inferior es de 9,525 mm (3/8").

Para calcular la distancia mínima al borde en dirección de la fuerza, se utiliza la siguiente igualación;

$$e_1 > 1,2 \times d_0$$

Donde;

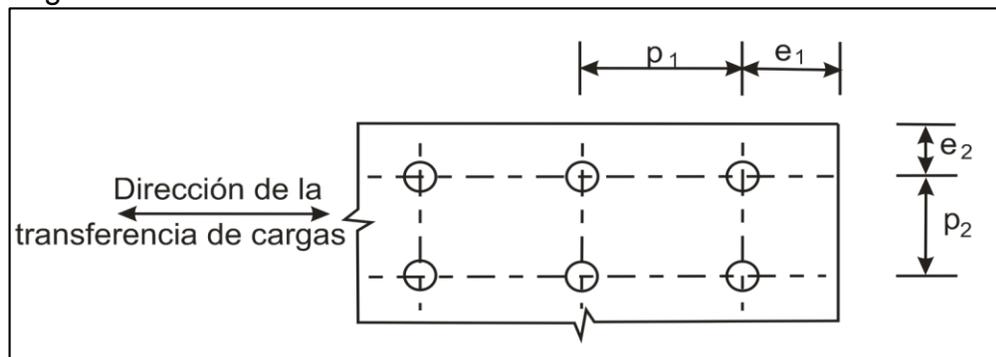
d_0 = diámetro del tornillo

Y para calcular la distancia mínima al borde perpendicular a la dirección de la fuerza, se utiliza la siguiente igualación;

$$e_2 > 1,5 \times d_0$$

En la figura 52 se muestra la distribución de e_1 y e_2 a lo largo de la lámina.

Figura 52. Distancia entre elementos



Fuente: ITEA. Diseño de uniones. En: Estructuras metálicas. [En línea]. T.13 (2000). [Consultado 28 feb. 2017]. Disponible en: <<http://www.Ingenieriarural.com/Acero/Textos/TOMO13.pdf>>

Conociendo las igualdades se procede a calcular;

Parte superior

$$e_1 > 1,2 \times 12,7 \text{ mm}$$

$$e_1 > 15,240 \text{ mm}$$

Parte superior

$$e_2 > 1,5 \times 12,7 \text{ mm}$$

$$e_2 > 19,050 \text{ mm}$$

Parte Inferior

$$e_1 > 1,2 \times 9,525 \text{ mm}$$

$$e_1 > 11,430 \text{ mm}$$

Parte Inferior

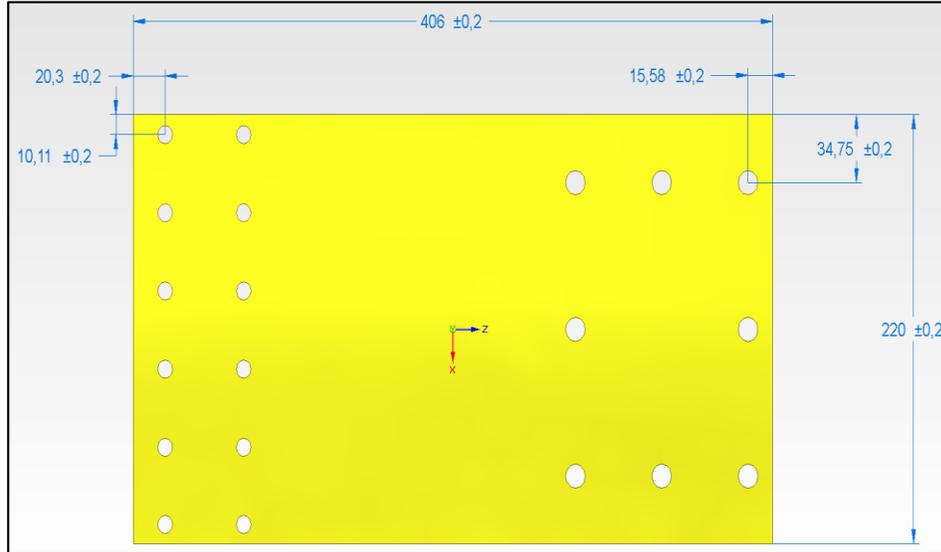
$$e_2 > 1,5 \times 9,525 \text{ mm}$$

$$e_2 > 14,287 \text{ mm}$$

Con los resultados obtenidos, se realiza la comparación con el modelo propuesto.

En la figura 53, se muestran las dimensiones y medidas entre agujeros de la lámina modelo.

Figura 53. Dimensiones lámina



Fuente: Solid Edge ST7

En el cuadro 12, se comparan las medidas obtenidas de los cálculos y las del modelo inicial.

Cuadro 12. Comparación de distancias

Sentido	Distancia	Calculado	Asumido	Aprobación
Parte superior	e ₁	15,401 mm	15,580 mm	Cumple
	e ₂	19,050 mm	34,750 mm	Cumple
Parte inferior	e ₁	11,430 mm	20,301 mm	Cumple
	e ₂	14,287 mm	10,110 mm	No cumple

Como se observa en el cuadro anterior el modelo inicial en la parte superior cumple con las distancias mínimas en el borde, pero en la parte inferior se evidencia que la distancia mínima e₂ no cumple con la norma; por lo tanto, se realiza una modificación al modelo inicial.

Antes de cualquier modificación, se realiza el chequeo de la separación mínima entre agujeros, la cual se calcula con las siguientes igualdades;

$$p_1 > 2,2 \times d_o$$

$$p_2 > 3,0 \times d_o$$

Se procede a calcular las respectivas separaciones mínimas;

Parte superior

$$p_1 > 2,2 \times 12,7 \text{ mm}$$

$$p_1 > 27,940 \text{ mm}$$

Parte superior

$$p_2 > 3,0 \times 12,7 \text{ mm}$$

$$p_2 > 38,101 \text{ mm}$$

Parte Inferior

$$p_1 > 2,2 \times 9,525 \text{ mm}$$

$$p_1 > 20,955 \text{ mm}$$

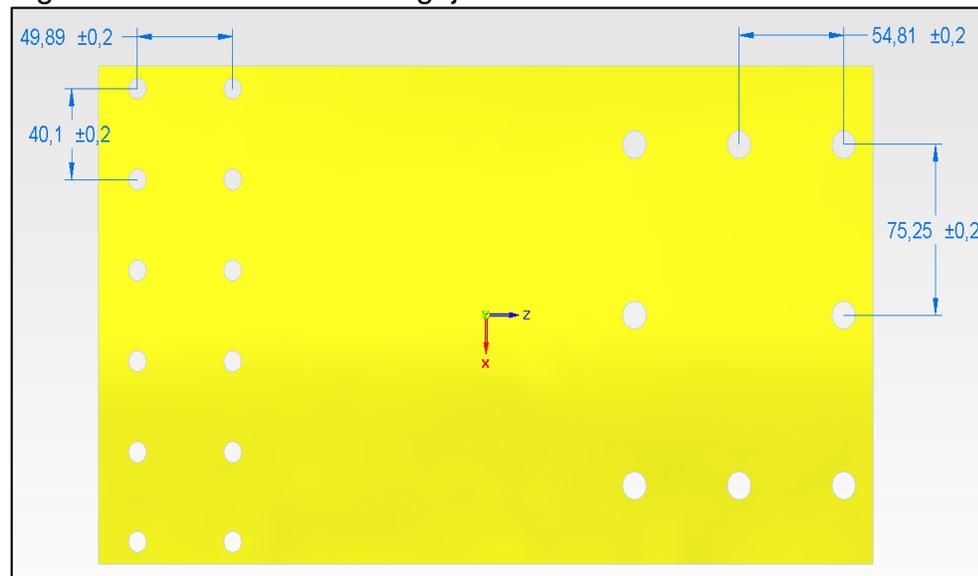
Parte Inferior

$$p_2 > 3,0 \times 9,525 \text{ mm}$$

$$p_2 > 28,575 \text{ mm}$$

Se realiza la comparación del modelo inicial con los datos obtenidos, en la figura 54, se muestran las medidas entre cada agujero.

Figura 54. Distancias entre agujeros



Fuente: Solid Edge ST7

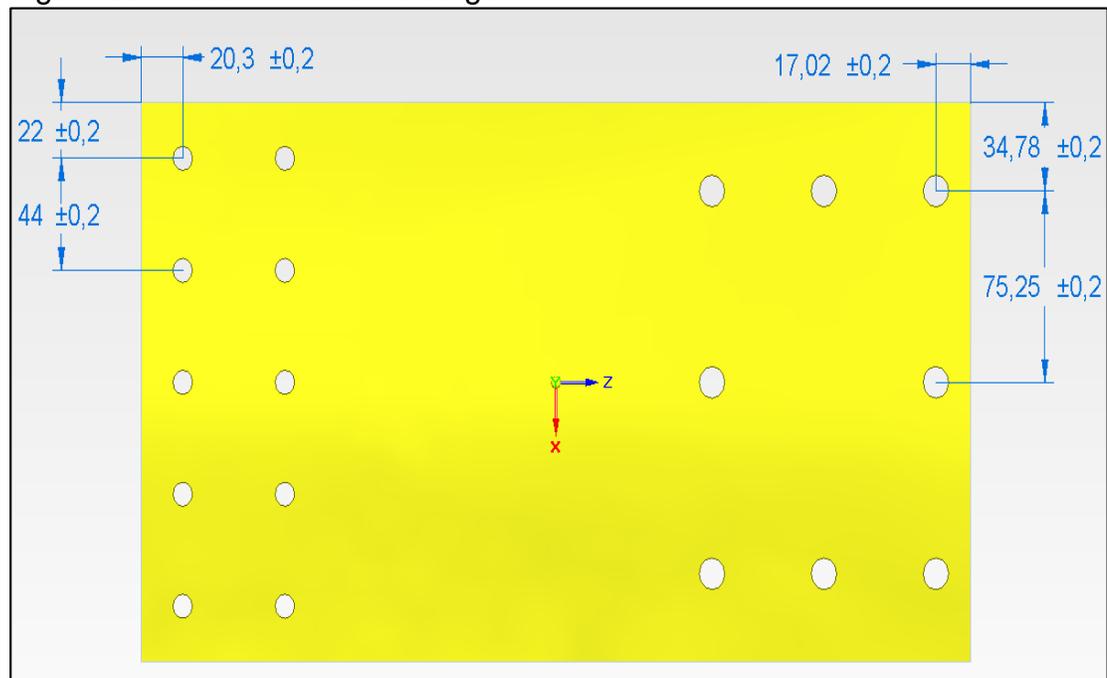
En el siguiente cuadro se realizan las comparaciones;

Cuadro 13. Comparaciones entre agujeros

Sentido	Distancia	Calculado	Asumido	Aprobación
Parte superior	p ₁	27,940 mm	54,810 mm	Cumple
	p ₂	38,101 mm	75,250 mm	Cumple
Parte inferior	p ₁	20,955 mm	49,890 mm	Cumple
	p ₂	28,575 mm	40,101 mm	Cumple

Como se observa en el anterior cuadro las distancias mínimas de separación entre agujeros cumplen con la norma, es decir que las distancias que no cumplen la norma en el modelo inicial se encuentra en la parte inferior con la distancia mínima al borde perpendicular a la fuerza (e_2). Se realiza otro modelo el cual cumpla con las modificaciones halladas.

Figura 55. Modelo lámina de carga



Fuente: Solid Edge ST7

Obteniendo un modelo base se comienzan a realizar los cálculos de diseño de un elemento sometido a tensión. Este análisis consta de dos partes: la primera es analizar el comportamiento de la lámina sin ninguna perforación y la segunda analizar el comportamiento con perforaciones.

Para realizar el análisis del comportamiento de la lámina sin ningún agujero, se utiliza la siguiente ecuación;

$$Rd_1 = \phi \times Ag \times \sigma_y$$

Donde;

Rd_1 = resistencia de diseño (N)

ϕ = factor de resistencia (0,9)

Ag = área de sección transversal de la placa (mm^2)

σ_y = esfuerzo de fluencia el material(MPa)

El material utilizado para la lámina de carga será un acero inoxidable AISI 301, el cual proporciona alta resistencia y buena ductilidad al trabajo en frío.

Este material tiene una densidad 7.880 kg/m^3 , con un módulo de elasticidad 193 GPa , resistencia de a la tracción 758 MPa y un límite de elasticidad 276 MPa . La lámina tiene unas dimensiones 406 mm de longitud y 220 mm de ancho. Debido a que no se conoce el espesor mínimo de la lámina se deja implícito en la ecuación.

$$Rd_1 = 0,9 \times (e \times 220 \text{ mm}) \times 276 \text{ N/mm}^2$$

$$Rd_1 = 54.648 \times e \text{ N/mm}$$

Para conocer el espesor mínimo de la lámina es necesario igualar el resultado obtenido en la siguiente expresión;

$$Pu \leq Rd_1$$

Donde;

Pu = fuerza de tensión (N)

Se asume que la fuerza de tensión es igual a la resistencia de diseño, con estas dos condiciones se halla el espesor mínimo;

$$2.269,5313 \text{ N} = 54.648 \times e \text{ N/mm}$$

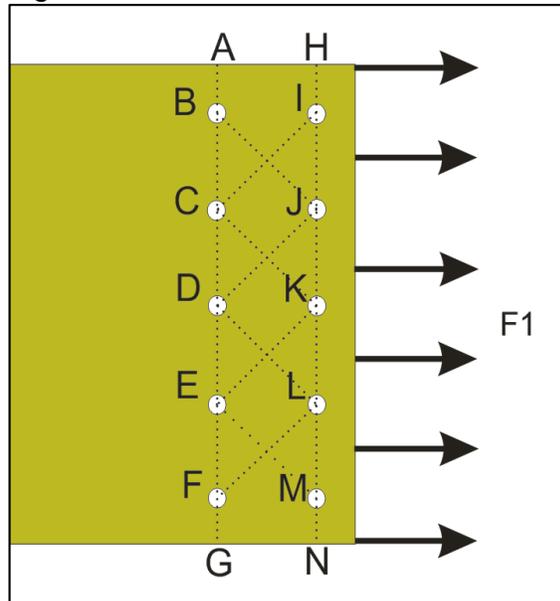
$$e = \frac{2.269,531 \text{ N}}{54.648 \text{ N/mm}}$$

$$e = 0,041 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de la lámina para soportar la carga es de 0,041 mm. Este espesor corresponde a una lámina sin ningún agujero, en un segundo paso se realizará el análisis de la lámina con agujeros, hallando un segundo espesor.

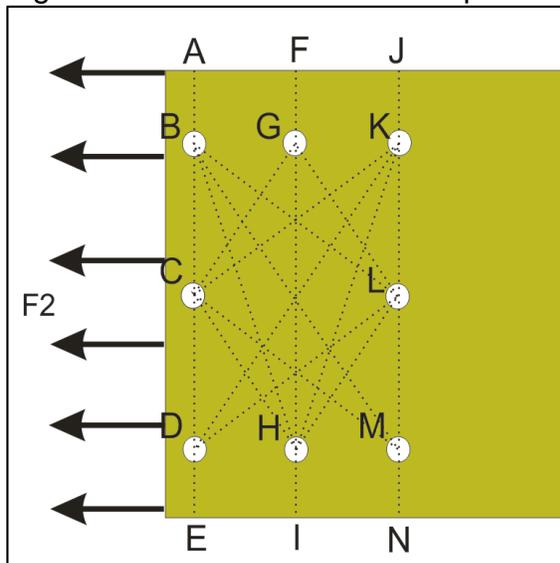
Para comenzar con los cálculos de la resistencia de diseño a tensión, es necesario primero conocer las posibles rutas de falla. En las figuras 56 y 57 se visualiza un bosquejo de los extremos de la lámina con las posibles rutas de falla.

Figura 56. Ruta de fallas lado inferior



Fuente: CorelDraw X4

Figura 57. Ruta de fallas lado superior



Fuente: CorelDraw X4

Para hallar la posible ruta de falla, es necesario identificar cuál de ellas tiene la menor área neta, para ello se utilizará la siguiente ecuación;

$$A_{\text{neta}} = A_g - n \times (d + 3,175 \text{ mm}) \times e$$

Donde;

A_{neta} = área neta (mm^2)

A_g = área de sección transversal de la placa (mm^2)

n = número de agujeros

d = diámetro del agujero (mm)

e = espesor de la placa (mm)

Cabe resaltar que la ecuación anterior es utilizada para hallar el área neta de rutas que no posean diagonales, es decir que para calcular el área neta de rutas con diagonales se le sumara por cada diagonal a la anterior ecuación la siguiente expresión;

$$\left(\frac{s^2}{4 \cdot g} \right) \times e$$

Donde;

s = Distancia entre centros de agujeros paralelos a la dirección de la carga (mm^2)

g = Distancia entre centros de agujeros paralelos a la dirección de la carga (mm^2)

Analizando las ecuaciones planteadas para hallar el área neta se concluye que entre mayor cantidad de diagonales tenga la ruta mayor será su área neta y entre menor cantidad de diagonales tenga la ruta menor será su área neta, por consiguiente, las rutas con menor área neta en la parte superior serán;

× Ruta ABCDE

× Ruta FGHI

× Ruta JKLMN

Y por otra parte, las rutas con menor área neta en la parte inferior serán;

× Ruta ABCDEFG

× Ruta HIJKLMN

A continuación se halla el área neta de las rutas ABCDE y FGHI que corresponde a la parte superior de la lámina. Debido a que no se conoce el espesor se dejará implícita en la ecuación.

$$A_{\text{netaABCDE}} = (220 \text{ mm} \times e) - 3 \times (12,70 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times e$$

$$A_{\text{netaABCDE}} = 220 \text{ mm} \times e - 47,625 \text{ mm} \times e$$

$$A_{\text{netaABCDE}} = 172,375 \text{ mm} \times e$$

$$A_{\text{netaFGHI}} = (220 \text{ mm} \times e) - 2 \times (12,70 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times e$$

$$A_{\text{netaFGHI}} = 220 \text{ mm} \times e - 31,75 \times e$$

$$A_{\text{netaFGHI}} = 188,250 \text{ mm} \times e$$

Realizando los correspondientes cálculos se comprobó que la ruta con mayor posibilidad de falla es ABCDE. Cabe aclarar que la ruta JKLMN también tiene la misma probabilidad de falla que la ruta ABCDE, debido a que las dos rutas son similares. Teniendo el área neta de parte superior se procede a calcular el área correspondiente a la parte inferior.

$$A_{\text{netaABCDEFG}} = (220 \text{ mm} \times e) - 5 \times (9,525 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times e$$

$$A_{\text{netaABCDEFG}} = 220 \text{ mm} \times e - 63,50 \text{ mm} \times e$$

$$A_{\text{netaABCDEFG}} = 156,501 \text{ mm} \times e$$

Para la parte inferior, la ruta de menor área neta es ABCDEFG o HIJKLMN ya que las dos son similares. Identificando las rutas de fallas se procede a calcular el área efectiva con la siguiente ecuación;

$$A_e = A_n \times U$$

Donde;

$$A_e = \text{área efectiva (mm}^2\text{)}$$

$$A_n = \text{área neta (mm}^2\text{)}$$

$$U = \text{coeficiente de reducción (0,85)}$$

Se procede a calcular el área efectiva de parte superior e inferior;

$$A_{e \text{ ABCDE}} = 172,375 \text{ mm} \times e \times 0,85$$

$$A_{e\ ABCDE} = 146,519 \text{ mm} \times e$$

$$A_{e\ ABCDEFG} = 156,501 \text{ mm} \times e \times 0,85$$

$$A_{e\ ABCDEFG} = 133,025 \text{ mm} \times e$$

Hallando el área efectiva de la parte superior e inferior de lámina, se comienza a calcular la resistencia a tensión. Para ello se utiliza la siguiente ecuación;

$$Rd_2 = \phi \times A_e \times \sigma_u$$

Donde;

Rd_2 = resistencia de diseño a tensión con agujeros (N)

ϕ = factor de resistencia (0,75)

A_e = área efectiva (mm^2)

σ_u = esfuerzo ultimo del material(MPa)

$$Rd_2 = 0,75 \times 146,519 \text{ mm} \times e \times 758 \text{ N/mm}^2 \text{ (Parte superior)}$$

$$Rd_2 = 83.295,909 \text{ N/mm} \times e$$

$$Rd_2 = 0,75 \times 133,025 \text{ mm} \times e \times 758 \text{ N/mm}^2 \text{ (Parte inferior)}$$

$$Rd_2 = 75.624,712 \text{ N/mm} \times e$$

Para conocer el espesor mínimo que soporte la carga, es necesario utilizar la siguiente igualdad;

$$Pu \leq Rd_2$$

Donde;

Pu = fuerza de tensión (N)

Igualando la fuerza de tensión y la resistencia se obtiene;

$$2.269,531 \text{ N} = 83.295,909 \text{ N/mm} \times e \text{ (Parte superior)}$$

$$e = \frac{2.269,531 \text{ N}}{83.295,909 \text{ N/mm}}$$

$$e = 0,027 \text{ mm}$$

$$2.269,531 \text{ N} = 75624,712 \text{ N/mm} \times e \quad (\text{Parte superior})$$

$$e = \frac{2.269,531 \text{ N}}{75.624,712 \text{ N/mm}}$$

$$e = 0,030 \text{ mm}$$

En el siguiente cuadro, se realiza un resumen de los espesores mínimos requeridos de cada uno de los análisis hechos en la lámina.

Cuadro 14. Resumen espesor mínimo

Tipo	Espesor mínimo
Lamina sin agujeros	0,041 mm
Lamina con agujeros (parte superior)	0,027 mm
Lamina con agujeros (parte inferior)	0,030 mm

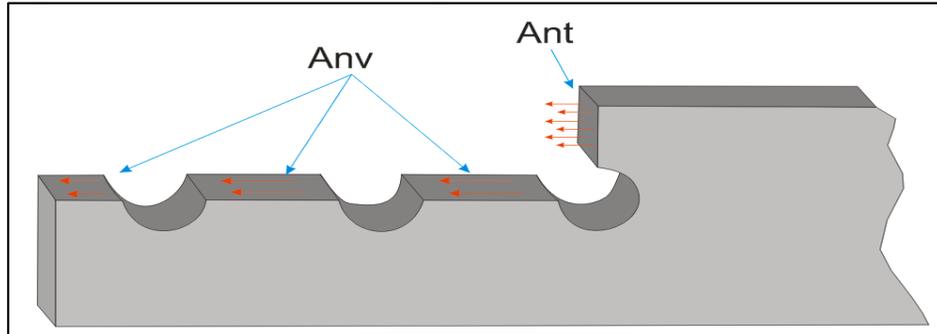
Analizando los resultados, se puede constatar que el espesor mínimo requerido para la lámina que cumpla con el análisis de resistencia a tensión, debe ser igual o mayor a 0,0415 mm.

Se revisan los catálogos de referencia del acero inoxidable 301, en los cuales se identifica que el espesor de mayor proximidad es de 0,05 mm. Este espesor se tomará como referencia.

Por otra parte, es necesario tener en cuenta que un elemento a tensión no siempre está gobernado por las expresiones de falla por fractura, ni por la resistencia de los tornillos, sino que también depende de la resistencia de su "bloque de cortante" que es la zona de conexión del miembro, definida por un plano de falla a cortante y uno transversal a tensión²¹ como se ilustra en la figura 58.

²¹ ARQUITECTURA21. Bloque de cortante, interacción tensión cortante. [En línea]. [Consultado 18 de Feb. 2.017]. Disponible en: <<http://www.arquitectura21.com/2012/03/bloque-de-cortante-interaccion-tension-cortante.html>>

Figura 58. Sección de tensión y cortante



Fuente: PERALTA HERNÁNDEZ, Miguel. Elaboración de notas de clase de la asignatura diseño de estructuras en acero. Bucaramanga, 2.006, 35p. Trabajo de grado (Ingeniero Civil). Universidad industrial de Santander. Escuela de ingeniería civil.

Donde;

A_{nv} = área neta por cortante (mm^2)

A_{nt} = área neta por tensión (mm^2)

En el análisis por bloque cortante se debe tener en cuenta que la falla en los planos no ocurre al mismo tiempo, es decir que se pueden presentar dos caso de falla;

El primer caso sucede cuando se tiene un área grande a cortante y una pequeña a tensión su resistencia será a cortante y no a tensión, por lo que se prestan el flujo del área a tensión y la falla después a cortante, a este caso se le denomina fluencia por tensión y falla por cortante, su ecuación es;

$$R_{db1} = \phi \times (\sigma_y \times A_{gt} + 0,6 \times \sigma_{ult} \times A_{nv})$$

Donde;

R_{db1} = fluencia por tensión y falla por cortante (N)

ϕ = factor de resistencia (0,75)

A_{gt} = área gross por tensión (mm^2)

σ_y = esfuerzo de fluencia del material (MPa)

A_{nv} = área neta por cortante (mm^2)

σ_{ult} = esfuerzo ultimo del material (MPa)

El segundo caso es inverso al anterior; es decir, que se tiene un área grande a tensión y una pequeña a cortante, de modo que primero se presentará la fluencia a cortante y luego la falla a tensión. Este caso se denomina fluencia por cortante y falla por tensión. Su ecuación es;

$$R_{db2} = \phi \times (\sigma_{ult} \times A_{nt} + 0,6 \times \sigma_y \times A_{gv})$$

Donde;

R_{db2} = fluencia por cortante y falla por tensión (N)

ϕ = factor de resistencia (0,75)

A_{nt} = área neta por tensión (mm²)

σ_{ult} = esfuerzo ultimo del material (MPa)

σ_y = esfuerzo de fluencia del material (MPa)

A_{gv} = área gross por cortante (mm²)

Para constatar que las resistencias calculadas soporten a las cargas es necesario verificarlas con las siguientes igualdades;

$$P_u \leq R_{db1}$$

$$P_u \leq R_{db2}$$

Donde;

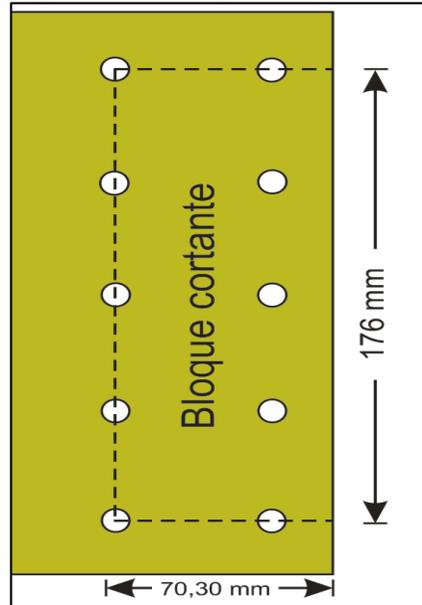
P_u = fuerza de tensión (N)

Otro aspecto muy importante es identificar el tipo de fallo que se puede llegar a dar en el elemento, esto se determina con la resistencia de menor valor.

Conociendo el método de bloque cortante se procede a utilizarlo en la parte inferior y superior de la lámina de carga. Se comienza analizando la parte inferior, ya que es la más crítica;

En la figura 59 se realiza un bosquejo del bloque cortante que se analizará.

Figura 59. Bloque cortante



Fuente: CorelDraw X4

Se inicia hallando las áreas gross y netas respectivamente;

$$A_{gv} = a \times e \quad (\text{área gross cortante})$$

$$A_{gv} = 70,30 \text{ mm} \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{gv} = 3,515 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = A_{gv} - 1,5 \times (d + 3,175 \text{ mm}) \times e \quad (\text{área neta cortante})$$

$$A_{nv} = 3,515 \text{ mm}^2 - 1,5 \times (9,525 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times 0,05 \text{ mm}$$

$$A_{nv} = 3,515 \text{ mm}^2 - 0,9525 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = 2,562 \text{ mm}^2$$

$$A_{gt} = b \times e \quad (\text{área gross tensión})$$

$$A_{gt} = 176 \text{ mm} \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{gt} = 8,801 \text{ mm}^2$$

$$A_{nt} = A_{gt} - 0,5 \times (d + 3,175 \text{ mm}) \times e \quad (\text{área neta tensión})$$

$$A_{nt} = 8,80 \text{ mm}^2 - 4 \times (9,525 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times 0,05 \text{ mm}$$

$$A_{nt} = 8,80 \text{ mm}^2 - 2,54 \text{ mm}^2$$

$$A_{nt} = 6,260 \text{ mm}^2$$

Calculando las respectivas áreas se comienzan a hallar las resistencias;

× Fluencia por tensión y falla de cortante;

$$R_{db1} = \phi \times (\sigma_y \times A_{gt} + 0,6 \times \sigma_{ult} \times A_{nv})$$

$$R_{db1} = 0,75 \times \left(276 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 8,80 \text{ mm}^2 + 0,6 \times 758 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 2,562 \text{ mm}^2 \right)$$

$$R_{db1} = 0,75 \times (2.428,80 \text{ N} + 1.165,425 \text{ N})$$

$$R_{db1} = 0,75 \times 3594,225 \text{ N}$$

$$R_{db1} = 2.695,669 \text{ N}$$

× Fluencia de cortante y falla por tensión;

$$R_{db2} = \phi \times (\sigma_{ult} \times A_{nt} + 0,6 \times \sigma_y \times A_{gv})$$

$$R_{db2} = 0,75 \times \left(758 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 6,26 \text{ mm}^2 + 0,6 \times 276 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 3,515 \text{ mm}^2 \right)$$

$$R_{db2} = 0,75 \times (4.745,080 \text{ N} + 582,084 \text{ N})$$

$$R_{db2} = 0,75 \times 5.327,164 \text{ N}$$

$$R_{db2} = 3.995,373 \text{ N}$$

Como se observa, la resistencia de menor valor es R_{db1} ; esto indica que el tipo de falla será fluencia por tensión y falla de cortante. Por otro lado, se revisa si las resistencias obtenidas cumplen la igualdad;

$$P_u \leq R_{db1}$$

$$2.269,531 \text{ N} \leq 2.695,669 \text{ N} \quad (\text{Cumple})$$

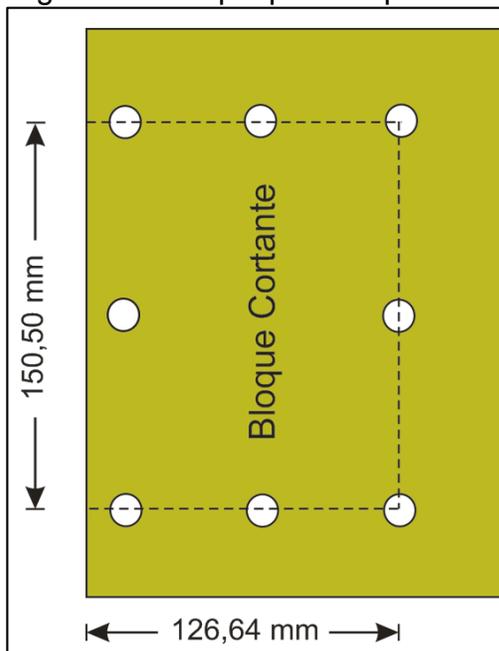
$$P_u \leq R_{d_{b2}}$$

$$2.269,531 \text{ N} \leq 3.995,373 \text{ N} \quad (\text{Cumple})$$

Luego de analizar la lámina por el método de bloque de cortante, se evidencia que el espesor asumido puede soportar la carga sin ningún problema. A continuación, se realiza el análisis de bloque cortante para la parte superior de la lámina.

En la figura 60 se realiza un bosquejo de bloque corte de la parte superior de la lámina.

Figura 60. Bloque parte superior



Fuente: CorelDraw X4

$$A_{gv} = a \times e \quad (\text{área gross cortante})$$

$$A_{gv} = 126,640 \text{ mm} \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{gv} = 6,332 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = A_{gv} - 0,5 \times (d + 3,175 \text{ mm}) \times e \quad (\text{área neta cortante})$$

$$A_{nv} = 6,332 \text{ mm}^2 - 2,5 \times (12,701 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{nv} = 6,332 \text{ mm}^2 - 1,984 \text{ mm}^2$$

$$A_{nv} = 4,348 \text{ mm}^2$$

$$A_{gt} = b \times e \quad (\text{área gross tensión})$$

$$A_{gt} = 150,501 \text{ mm} \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{gt} = 7,525 \text{ mm}^2$$

$$A_{nt} = A_{gt} - 0,5 \times (d + 3,175 \text{ mm}) \times e \quad (\text{área neta tensión})$$

$$A_{nt} = 7,525 \text{ mm}^2 - 2 \times (12,70 \text{ mm} + 3,175 \text{ mm}) \times 0,050 \text{ mm}$$

$$A_{nt} = 7,525 \text{ mm}^2 - 1,587 \text{ mm}^2$$

$$A_{nt} = 5,937 \text{ mm}^2$$

× Fluencia por tensión y falla de cortante;

$$Rd_{b1} = \phi \times (\sigma_y \times A_{gt} + 0,6 \times \sigma_{ult} \times A_{nv})$$

$$Rd_{b1} = 0,75 \times \left(276 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 7,525 \text{ mm}^2 + 0,6 \times 758 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 4,348 \text{ mm}^2 \right)$$

$$Rd_{b1} = 0,75 \times (2.076,901 \text{ N} + 1.977,288 \text{ N})$$

$$Rd_{b1} = 0,75 \times 4.054,188 \text{ N}$$

$$Rd_{b1} = 3.040,641 \text{ N}$$

× Fluencia de cortante y falla por tensión;

$$Rd_{b2} = \phi \times (\sigma_{ult} \times A_{nt} + 0,6 \times \sigma_y \times A_{gv})$$

$$Rd_{b2} = 0,75 \times \left(758 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 5,937 \text{ mm}^2 + 0,6 \times 276 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 6,332 \text{ mm}^2 \right)$$

$$Rd_{b2} = 0,75 \times (4.500,625 \text{ N} + 1.048,579 \text{ N})$$

$$Rd_{b2} = 0,75 \times 5.549,204 \text{ N}$$

$$Rd_{b2} = 4.161,903 \text{ N}$$

Luego de calcular las resistencias, se identifica que R_{db1} es la de menor valor; es decir, que el tipo de falla que se encuentra en la parte superior es una fluencia por tensión y falla de cortante. Ahora se verifica si las resistencias cumplen con la igualdad;

$$P_u \leq R_{db1}$$

$$2.269,531 \text{ N} \leq 3.040,641 \text{ N} \quad (\text{Cumple})$$

$$P_u \leq R_{db2}$$

$$2.269,531 \text{ N} \leq 4.161,903 \text{ N} \quad (\text{Cumple})$$

Se comprueba que el nuevo espesor asumido puede soportar la fuerza a tensión, con este nuevo espesor se volverán a calcular las resistencias por ruta de falla y bloque cortante.

Por último, se halla el factor de seguridad de la lámina, con la siguiente ecuación;

$$\sigma_{perm} = \frac{F}{A}$$

Donde;

σ_{perm} = esfuerzo permisible (MPa)
 A = área sección transversal (mm^2)
 F = fuerza (N)

$$\sigma = \frac{2.269,531 \text{ N}}{(220 \text{ mm} \times 0,05 \text{ mm})}$$

$$\sigma = 206,321 \text{ MPa}$$

Conociendo el valor del esfuerzo permisible, se reemplaza en la siguiente ecuación;

$$F.S. = \frac{\sigma_y}{\sigma_{perm}}$$

Donde;

σ_y = esfuerzo fluencia del material (MPa)
 σ_{perm} = esfuerzo permisible (MPa)

F.S. = factor de seguridad

$$F.S. = \frac{276 \text{ MPa}}{206,321 \text{ MPa}}$$

$$F.S. = 1,338$$

Realizando los respectivos cálculos se obtiene un factor de seguridad de 1,338 este valor es aceptable para los cálculos de diseño.

En el cuadro 15 se ilustran los resultados obtenidos luego de realizar los cálculos del método de ruta de falla;

Cuadro 15. Resumen método ruta de falla

Posición	Resistencia de falla	$P_u \leq R_d$
Lámina sin perforaciones	$R_{d1} = 2.732,392 \text{ N}$	Cumple
Lado superior	$R_{d2} = 4.164,795 \text{ N}$	Cumple
Lado inferior	$R_{d2} = 3.781,236 \text{ N}$	Cumple

Y en el cuadro 16 se observan los resultados del método de bloque cortante;

Cuadro 16. Resumen método bloque cortante

Posición	Resistencia bloque cortante caso 1	Resistencia bloque cortante caso 2	$P_u \leq R_{db1}$ $P_u \leq R_{db2}$
Lado superior	$R_{db1} = 3.040,641 \text{ N}$	$R_{db2} = 4.161,903 \text{ N}$	Cumple
Lado inferior	$R_{db1} = 2.695,669 \text{ N}$	$R_{db2} = 3.995,373 \text{ N}$	Cumple

5.2.6 Selección de rodamiento. Para la selección del rodamiento se identificó que el criterio de mayor importancia es el momento de fricción, ya que esta variable afecta en gran medida la medición del par torsional.

En este caso se evalúan tres tipos de rodamientos, esta acción permite tener una mayor posibilidad de selección y así mismo poder identificar el dispositivo que cumpla con los requerimientos.

Los parámetros que se van a tener en cuenta son: la fuerza radial de 2.000 N, fuerza axial de 0 N, diámetro del interno 70 mm y una velocidad cerca a cero. Debido a la dificultad del cálculo del momento de fricción de los rodamientos se buscaron diferentes textos, estudios y catálogos para poder conocer un valor aproximado del momento de fricción.

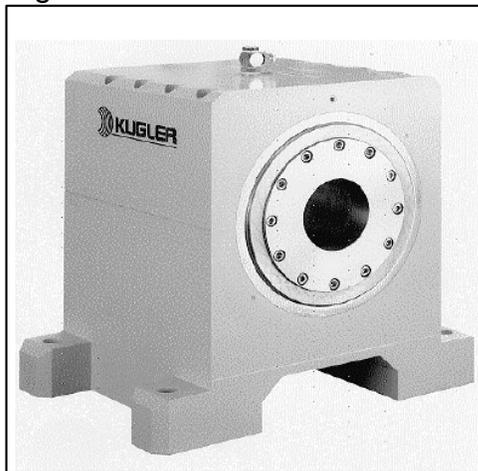
En el siguiente cuadro se observan los valores encontrados;

Cuadro 17. Valores de fricción

Criterio de selección	Rodamiento rígido de bolas	Rodamiento híbrido	Rodamiento de aire
Momento de fricción ($\mu\text{N.m}$)	105.000	70.000	< 20

Como se observa en el cuadro 17 el rodamiento con las mejores propiedades es el de aire, el cual afecta en $20\mu\text{m}$ a la lectura final. Debido al alto costo de funcionamiento del rodamiento de aire y por ser el primer sistema de par torsional se decidió iniciar este proyecto con un rodamiento de bolas rígidas, el cual afecta al par torsional final en $0,105\text{ N.m}$.

Figura 61. Rodamiento de aire



Fuente: Kugler

5.2.7 Diseño de pesas. Para la operación del sistema se van a considerar la utilización de 14 tipos de pesas, las cuales se distribuyen como se muestra en el siguiente cuadro;

Cuadro 18. Distribución de pesas

Valor de Masa	Cantidad
1 N	1
2 N	1
5 N	1
10 N	2
20 N	1
50 N	1
100 N	2
200 N	1
500 N	4

Como se había propuesto en el alcance del proyecto, el sistema primario tendrá un alcance de 1 N - 2.000. Con la utilización de estos valores de pesas se alcanzarán estos valores. Así mismo, estas pesas serán utilizadas en los dos extremos del brazo, ya sea para calibrar transductores con un sentido horario o anti horario.

Debido a que las pesas van a estar sometidas a una gravedad local particular, es necesario calcular los valores mínimos de masa y volumen que sean necesarios para alcanzar los valores mencionados en el cuadro.

En la siguiente figura se ilustra el tipo de pesa a utilizar;

Figura 62. Tipo de pesa



Fuente: Ohaus. Disponible en: <<http://mx.ohaus.com/es-MX/Products/Accessories/ASTM-Weights-Weight-Sets/ASTM-Class-6-Weights-Slotted/Weight-100g-ASTM-6-Slotted>>

Cabe resaltar, que el material a utilizar en las masas será acero inoxidable 304 con una densidad de 8.000 kg/m^3 . Se inicia calculando la masa de cada disco con la siguiente ecuación;

$$m = \frac{F}{g}$$

Donde;

m= masa del disco (kg)

F = fuerza esperada (N)

g = gravedad local (m/s²)

Se inicia hallando el valor de la pesa de 1N, con una gravedad local de 9,773 m/s²;

$$m = \frac{1 \text{ kg} \times \text{m/s}^2}{9,773 \text{ m/s}^2}$$

$$m = 0,102 \text{ kg}$$

En el cuadro 19 se muestra el resumen de los valores obtenidos;

Cuadro 19. Masa de los discos

Valor de pesa	Masa (kg)
1 N	0,102
2 N	0,205
5 N	0,512
10 N	1,023
20 N	2,046
50 N	5,116
100 N	10,232
200 N	20,465
500 N	51,162

Se continúa calculando el volumen, para ellos se utiliza la siguiente ecuación;

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Donde;

V = volumen (m³)

m = masa del disco (kg)
ρ = densidad del material (kg/m³)

Utilizando los valores de las masas obtenidas y con una densidad de 8.000 kg/m³, se inicia a calcular los valores;

$$V = \frac{0,102 \text{ kg}}{8.000 \text{ kg/m}^3}$$

$$V = 1,279 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

En el cuadro 20 se ilustra los valores obtenidos;

Cuadro 20. Volúmenes de discos

Valor de pesa	Volumen (m ³)
1 N	1,279x10 ⁻⁵
2 N	2,558x10 ⁻⁵
5 N	6,395x10 ⁻⁵
10 N	1,279x10 ⁻⁴
20 N	2,558x10 ⁻⁴
50 N	6,395x10 ⁻⁴
100 N	1,279x10 ⁻³
200 N	2,558x10 ⁻³
500 N	6,395x10 ⁻³

Luego de obtener los valores del volumen, se realizan los cálculos del diámetro exterior de cada disco, para ello se utiliza la siguiente ecuación;

$$D = \sqrt{\frac{4 \times V}{\pi \times h}}$$

Donde;

V = volumen del disco (m³)
h = espesor (m)

Para el desarrollo de la ecuación se inicia tomando espesores aleatoriamente, los cuales permitan obtener los valores de los discos esperados.

Se inicia con espesor de 5mm para obtener un disco lo más cercano al valor de 1N.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 1,279 \times 10^{-5} \text{ m}^3}{\pi \times 0,005 \text{ m}}}$$

$$D = 0,057 \text{ m}$$

$$D \approx 57,070 \text{ mm}$$

En el cuadro 21 se resumen los cálculos de los diámetros externos;

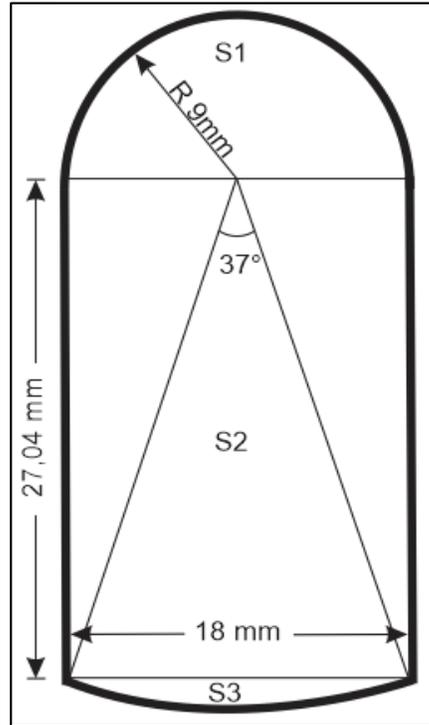
Cuadro 21. Diámetro de pesas

Valor de pesa	Espesor (mm)	Diámetro (mm)
1 N	5	57,070
2 N	8	63,801
5 N	10	90,250
10 N	12	116,505
20 N	14	152,503
50 N	16	225,502
100 N	18	301
200 N	20	403,502
500 N	40	451

Los datos calculados de masa y volumen son los valores mínimos que se requieren para obtener masas con las características esperadas. Pero en los cálculos no se tomó en cuenta la eliminación de material producida por la ranura, es por ello necesario calcular el volumen de la ranura y conocer la disminución de la masa que genera por la ranura.

En la siguiente figura se ilustra el bosquejo de la ranura;

Figura 63. Bosquejo ranura



Fuente: CorelDraw X4

Se divide la ranura en figuras conocidas y se utilizan sus respectivas ecuaciones de área. Se inicia con el cálculo de las áreas de la ranura del disco de 1 N;

Área semi-circulo

$$S_1 = \frac{\pi \times r^2}{2}$$

Área rectángulo

$$S_2 = H \times A$$

Área del segmento de un círculo

$$S_3 = \frac{\pi \times r^2 \times \theta}{360} - \frac{r^2 \times \sin \theta}{2}$$

× Área del semicírculo;

$$S_1 = \frac{\pi \times 9 \text{ mm}^2}{2}$$

$$S_1 \approx 127,234 \text{ mm}^2$$

× Área del rectángulo;

$$S_2 = 27,04 \text{ mm} \times 18 \text{ mm}$$

$$S_2 = 486,713 \text{ mm}^2$$

× Área segmento del círculo;

$$S_3 = \frac{\pi \times (28,5 \text{ mm})^2 \times 47^\circ}{360} - \frac{(28,5 \text{ mm})^2 \times \sin(47^\circ)}{2}$$

$$S_3 \approx 37,125 \text{ mm}^2$$

Se realiza una sumatoria de las tres áreas halladas, obteniendo;

$$S_{\text{Total}} = S_1 + S_2 + S_3$$

$$S_{\text{Total}} = 127,234 \text{ mm}^2 + 486,820 \text{ mm}^2 + 37,125 \text{ mm}^2$$

$$S_{\text{Total}} = 651,179 \text{ mm}^2$$

Se multiplica por 5 mm para conocer el volumen de la ranura;

$$V = 651,179 \text{ mm}^2 \times 5 \text{ mm}$$

$$V \approx 3255,898 \text{ mm}^3$$

$$V \approx 3,256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Hallando el volumen de la ranura, se resta al volumen total del disco y se obtiene el volumen efectivo;

$$V = V_{\text{disco}} - V_{\text{ranura}}$$

$$V = 1,279 \times 10^{-5} \text{ m}^3 - 3,256 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$V \approx 9,535 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Conociendo el volumen efectivo se calcula masa;

$$m = 8.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9,535 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m \approx 0,076 \text{ kg}$$

Con el valor de la masa se calcula la fuerza;

$$F = 0,076 \text{ kg} \times 9,773 \text{ m/s}^2$$

$F \approx 0,745 \text{ N}$

Realizando los cálculos se observa que las masas disminuyen $\pm 22\%$ del valor esperado, es por ello que se requiere aumentar el volumen de las pesas para compensar la disminución generada por la ranura. Para realizar esta tarea se contará con la ayuda del software SolidWorks 2.017 y se tendrá como variable de cambio su diámetro y espesor.

Realizando la iteración se obtuvo el siguiente cuadro;

Cuadro 22. Parámetro final

Diámetro	Espesor (mm)	Valor con las nuevas dimensiones (N)
57 mm	6,701	1,010
63,801 mm	10,301	2,020
90,302 mm	11,701	5,010
116,501 mm	13,501	10,010
152,501 mm	15,301	20,060
225,501 mm	17,101	50,070
240 mm	29,801	100,070
285 mm	41,901	200,160
365 mm	63,201	500,160

Como se observó en los cálculos es de gran importancia que los diámetros y espesores tenga la mayor exactitud en la fabricación ya que cualquier modificación puede aumentar significativamente el error en las pesas.

Otro aspecto que se debe tener en cuenta durante la fabricación de las pesas es su tolerancia, para ello se realiza una revisión a la norma OIML R111:2.004 en la cual se encuentran los límites de errores admisibles para las pesas. En este caso las pesas a fabricar serán clase F1. En el siguiente cuadro se ilustran las tolerancias referentes a esta clase;

Cuadro 23. Tolerancia de masas

Pesas	Clases F1
1N	$\pm 0,5 \text{ mg}$
2N	$\pm 1,0 \text{ mg}$

Cuadro 23. (Continuación)

Pesas	Clases F1
5N	± 2,5 mg
10N	± 5 mg
20N	± 10 mg
50N	± 25 mg
100N	± 50 mg
200N	± 100 mg
500N	± 250 mg

En el anexo B se encuentra el cuadro informativo de la norma OMIL R111:2.004.

5.2.8 Par torsional final. En el desarrollo del sistema se han calculado y evaluado las diferentes piezas y elementos que serán utilizadas para la reproducción del par torsional. Conociendo estas variables es necesario evaluar qué porcentaje de error tendrá el sistema.

Para evaluar el sistema se asumen tres rangos de calibración, los cuales corresponden a los transductores existentes en la empresa. Los rangos son: 50 N.m, 200 N.m y 1000 N.m.

Para calcular el par torsional final se utilizar a la siguiente ecuación;

$$T = \left\{ m \times g_{\text{local}} \left(1 - \frac{\rho_{\text{aire}}}{\rho_{\text{masa}}} \right) \times d \right\} - T_f$$

Donde;

T = par torsional final (Nm)

m = masa de las pesas (kg)

g_{local} = gravedad local (m/s^2)

ρ_{aire} = densidad del aire (kg/m^3)

ρ_{masa} = densidad del material (kg/m^3)

d = longitud del brazo (m)

T_f = momento de fricción del rodamiento (Nm)

Antes de calcular el par se calculara la distancia efectiva;

$$L_{\text{efectiva}} = L_o + L_e + \frac{L_l}{2} + L_d$$

Donde;

L_{efectiva} = longitud efectiva (m)

L_o = longitud inicial (m)

L_e = longitud por expansión térmica (m)

L_l = espesor de lámina (m)

L_d = longitud por deformación (m)

$$L_{\text{efectiva}} = 1 \text{ m} + 4,681 \times 10^{-5} \text{ m} + \frac{5 \times 10^{-5}}{2} \text{ m} + 2 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$L_{\text{efectiva}} = 1,003 \text{ m}$$

Conociendo la longitud efectiva se procede a calcular el par torsional para un transductor de 50 N.m;

$$T = \left\{ 50,068 \text{ N} \times \left(1 - \frac{0,895 \text{ kg/m}^3}{8.000 \text{ kg/m}^3} \right) \times 1,003 \text{ m} \right\} - 0,105 \text{ N.m}$$

$$T = 49,971 \text{ N.m}$$

Se obtiene que el par torsional final para el transductor de 50 N.m tendrá un error de 0,651 %. En el siguiente cuadro se resumen los datos obtenidos con el porcentaje de error.

Cuadro 24. Par torsional final

Tipo de transductor	Par torsional final	Porcentaje de erros (%)
50 N.m	49,971 N.m	0,058
200 N.m	200,092 N.m	0,046
1000 N.m	1000,373 N.m	0,037

Se puede concluir que el sistema con las piezas y elementos analizados está cumpliendo con las expectativas iniciales. Así mismo, permite la creación de nuevos proyectos que mejoren este porcentaje de error.

6. SIMULACIÓN DEL BRAZO PALANCA

La simulación por elementos finitos es una herramienta fundamental para la comprobación de los diseños, permite al ingeniero mecánico verificar que los cálculos analíticos realizados sean equivalentes a los realizados por el software.

Para la simulación del brazo palanca se utilizó el software NX 9 de la compañía Siemens. La simulación está dividida en dos partes: la primera es la simulación de la placa del brazo y la segunda es la simulación del brazo con todos sus componentes.

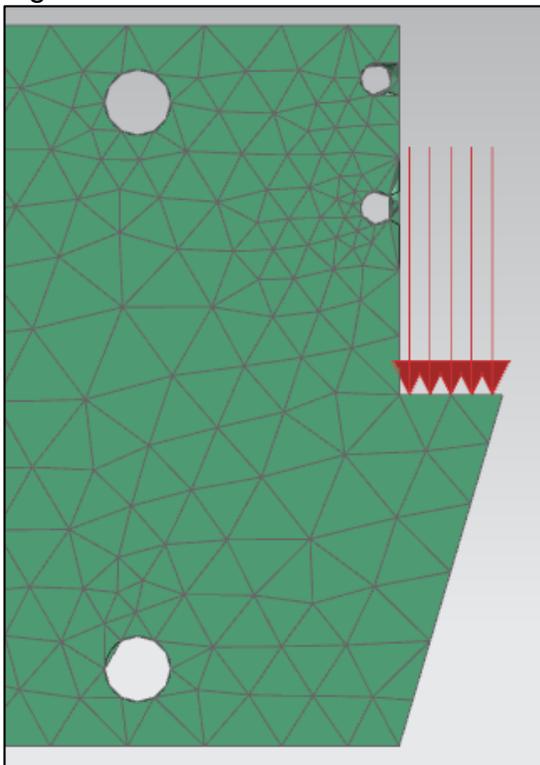
Se inicia realizando la simulación de la placa, para ello se tendrán las siguientes condiciones de entrada son;

× Enmallado de 30 mm

× La componente de la fuerza va en sentido negativo del eje z, y su valor es de 1.134,766 N en la figura 64 se ilustra con mayor claridad

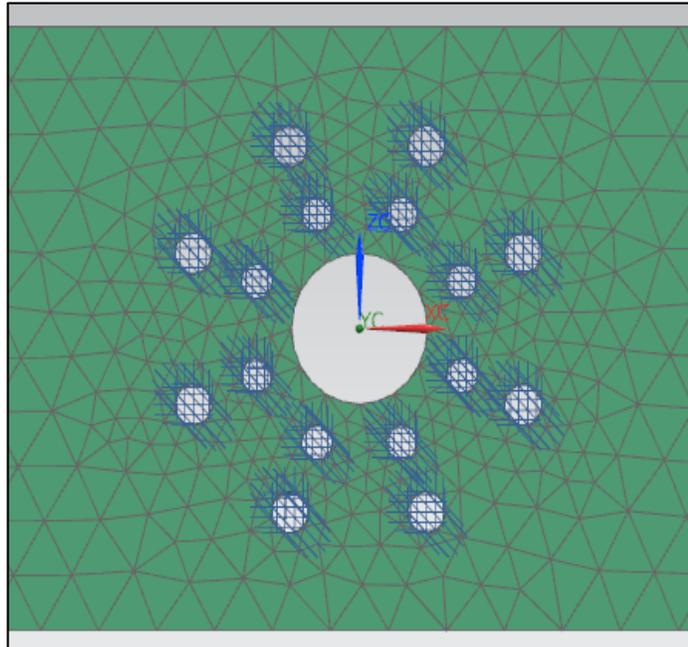
× Las restricciones se sitúan en el punto de apoyo, las cuales son fijas en los tres sentidos, como se observa en la figura 65

Figura 64. Posición de fuerza



Fuente: Siemens NX9

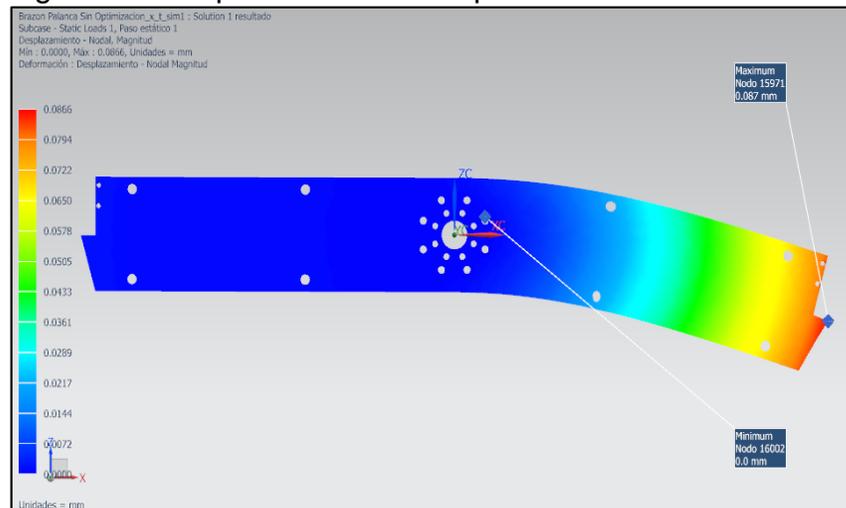
Figura 65. Restricción del brazo



Fuente: Siemens NX 9

Teniendo en cuenta estas pautas se realiza la simulación de la placa. En la siguiente figura se ilustra el desplazamiento de la pieza;

Figura 66. Desplazamiento de la placa

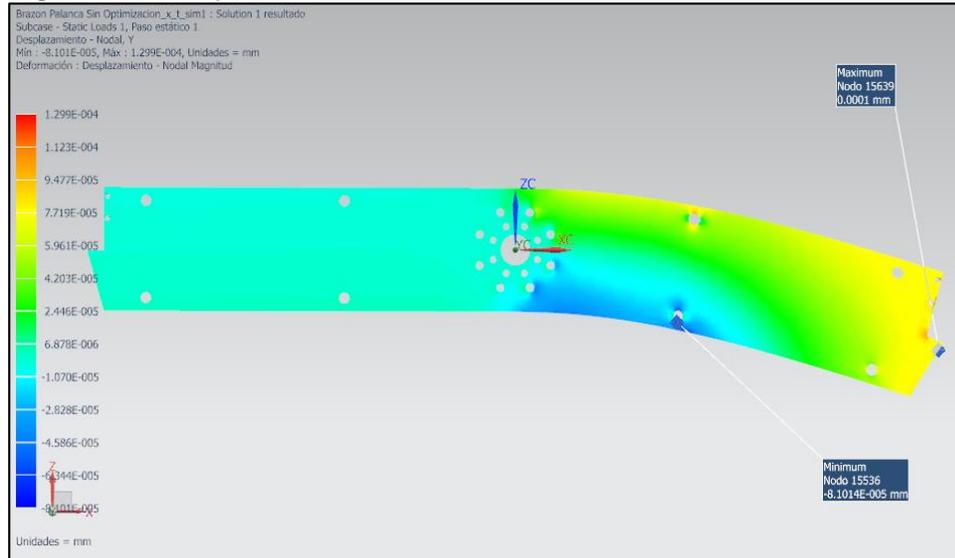


Fuente: Siemens NX 9

Luego de realizar la simulación, se obtiene que el desplazamiento máximo de la placa es de 0,087 mm. Este valor obtenido coincide con el calculado en el capítulo de diseño detallado. Así mismo, se puede observar que el máximo desplazamiento se encuentra en la punta de la placa donde se sitúa la fuerza.

Otro aspecto muy importante que se encontró en la simulación, es que la placa está generando desplazamientos axiales, aunque estos desplazamientos no afecten de gran manera la medición del par es importante tener en cuenta este aspecto para futuras mejoras. En la siguiente figura se observa este nuevo detalle;

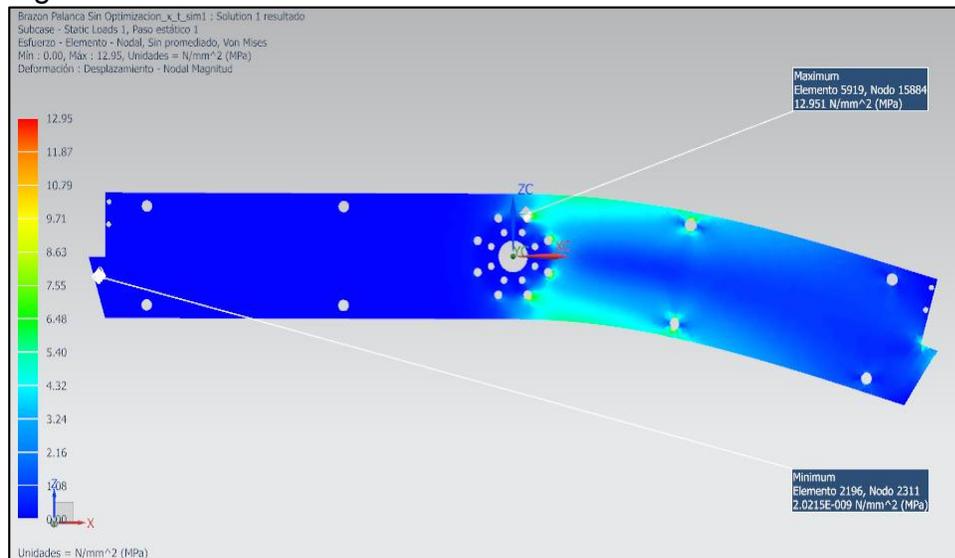
Figura 67. Desplazamientos axiales



Fuente: Siemens NX 9

El máximo desplazamiento axial que se halló en la simulación es de $1,229 \times 10^{-4}$ mm. Continuando con la simulación en la siguiente figura se ilustra el esfuerzo Von Mises;

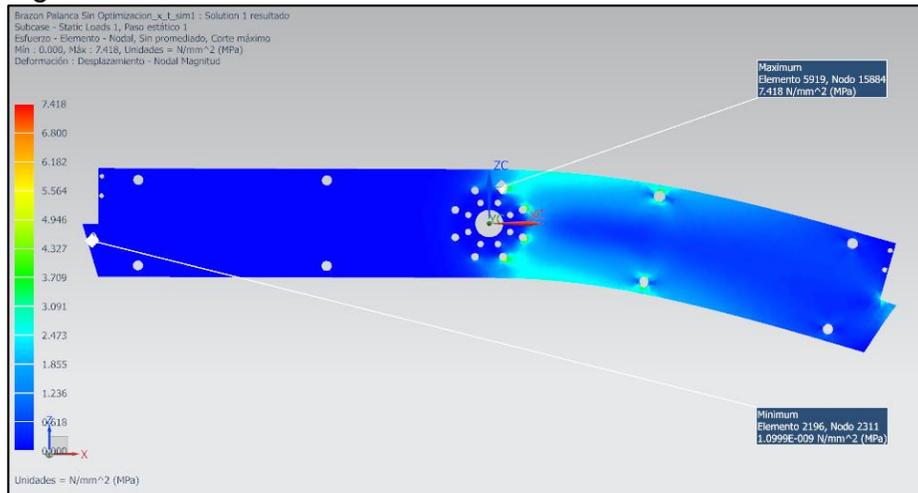
Figura 68. Esfuerzo Von Mises



Fuente: Siemens NX9

Realizando la simulación se obtuvo que el esfuerzo máximo de Von Mises es de 12,951 MPa. Esto indica que la placa soporta la carga a la cual está siendo sometida sin ningún problema, ya que está muy alejado del valor del límite elástico que es de 250 MPa. Por último, se realiza la simulación del esfuerzo cortante;

Figura 69. Esfuerzo cortante

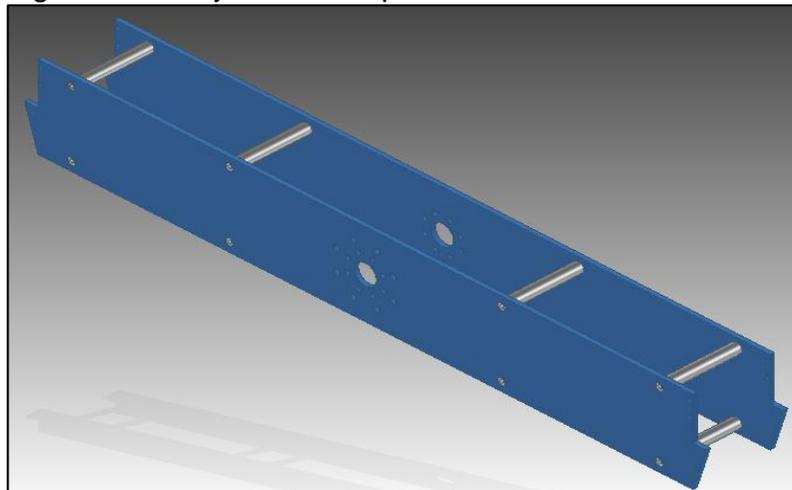


Fuente: Siemens NX9

Luego de realizar la simulación, se obtuvo que el de esfuerzo máximo cortante es de 7,418 MPa, ese valor obtenido es muy cercano a 7,398 MPa el cual fue calculado en el capítulo de diseño detallado. En un segundo paso se realizan las mismas simulaciones, pero en cambio se analiza el brazo con todos sus componentes.

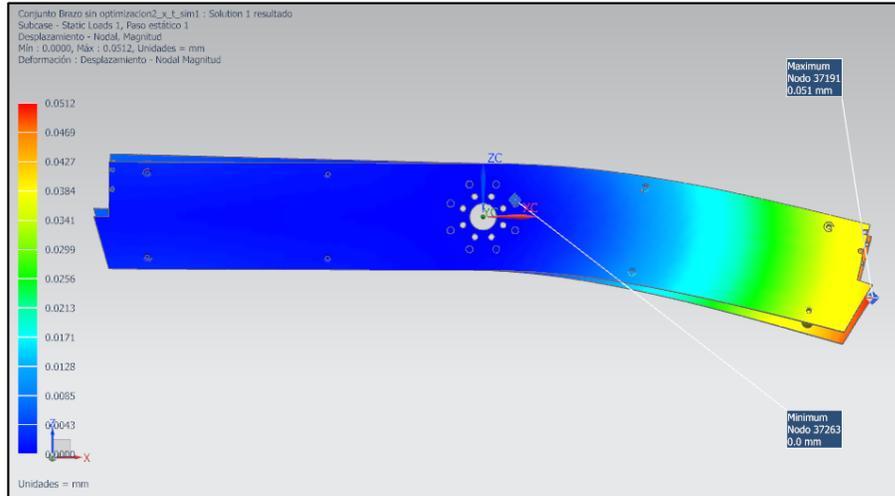
En la siguiente figura se ilustra el brazo a simular;

Figura 70. Conjunto brazo palanca



Fuente: Siemens NX 9

Figura 71. Desplazamiento conjunto de brazo

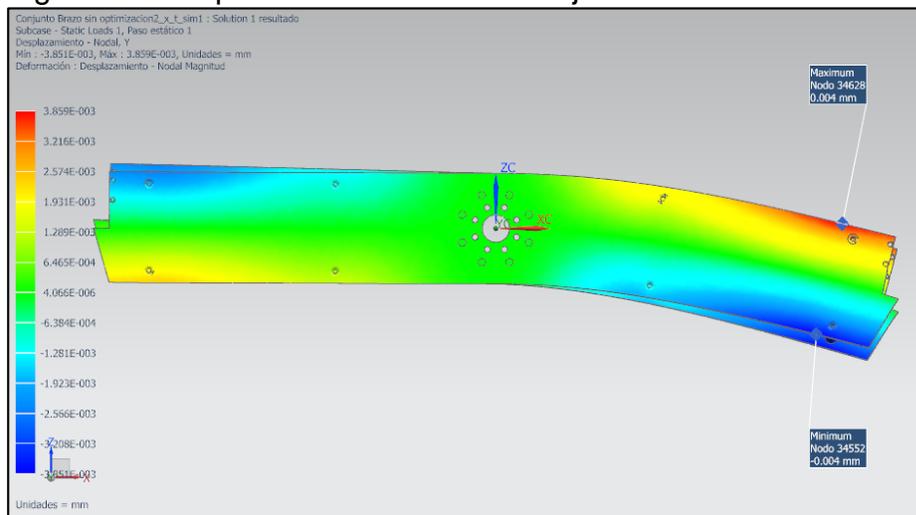


Fuente: Siemens NX 9

En este conjunto se obtuvo un desplazamiento máximo de 0,051 mm, este valor es menor al obtenido en la simulación de desplazamiento de la placa, esto quiere decir, que con la confirmación de todos los elementos se disminuye en un 60% el desplazamiento.

Se continúa analizando la simulación y se observa que el desplazamiento axial del conjunto tiene un aumento del 29,70%, cabe anotar que, aunque haya tenido un aumento no es un valor de gran consideración. En la siguiente figura se observa la simulación;

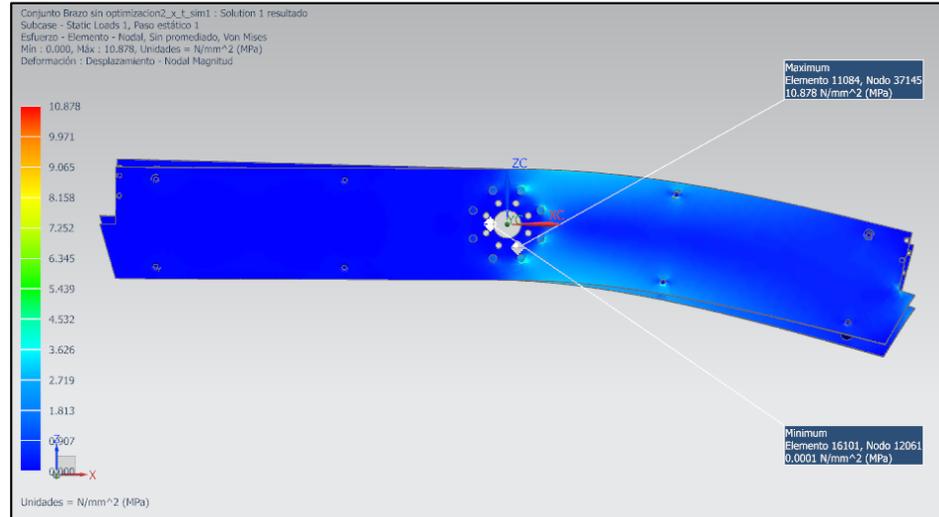
Figura 72. Desplazamiento axial del conjunto



Fuente: Siemens NX 9

Por último, se analiza la simulación del esfuerzo de Von Mises;

Figura 73. Esfuerzo Von Mises conjunto

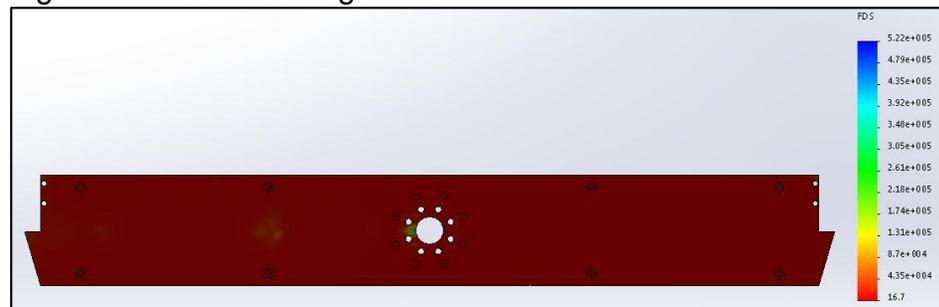


Fuente: Siemens NX9

El esfuerzo máximo de Von Mises es de 10,878 MPa. Realizando una comparación al esfuerzo obtenido en la simulación de la placa, se puede observar que este esfuerzo tiene una disminución del 16%.

Para concluir, se realiza la simulación del factor de seguridad;

Figura 74. Factor de seguridad



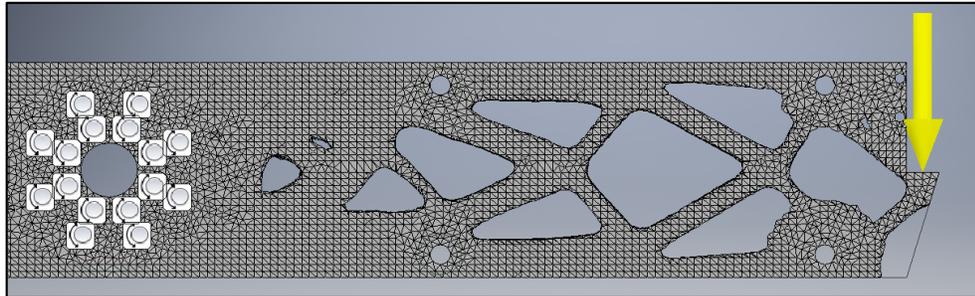
Fuente: SolidWorks 2.017

Luego de realizar la simulación, se puede observar que todos los elementos cumplen, ya que el mínimo valor es de 16,7 y sabiendo que el factor de seguridad tomando para el diseño de la máquina es 2. Cabe resaltar que el incremento del factor de seguridad se debe al aumento hecho en el espesor de la placa.

Por petición de la empresa se realiza una optimización topológica al brazo, con el fin de disminuir el peso al brazo. Esta operación es posible ya que la pieza se encuentra muy por encima del factor de seguridad que se tomó (F.S.= 2). Para llevar a cabo esta optimización se utilizó el software Inventor 2.017 de compañía Autodesk.

Realizado la operación de optimización se obtiene la siguiente figura;

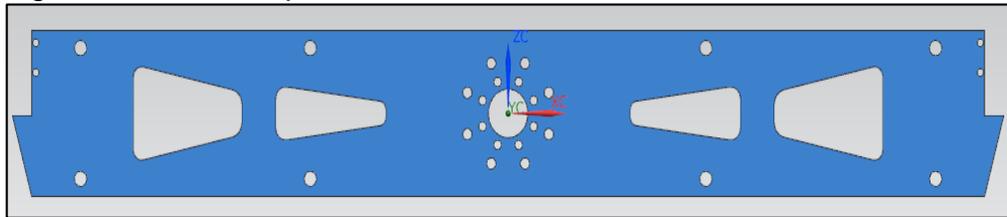
Figura 75. Optimización topológica



Fuente: Inventor 2.017

Luego de realizar la simulación se obtiene una posible configuración estructural del brazo. Teniendo en cuenta esta simulación se realizó el siguiente modelo;

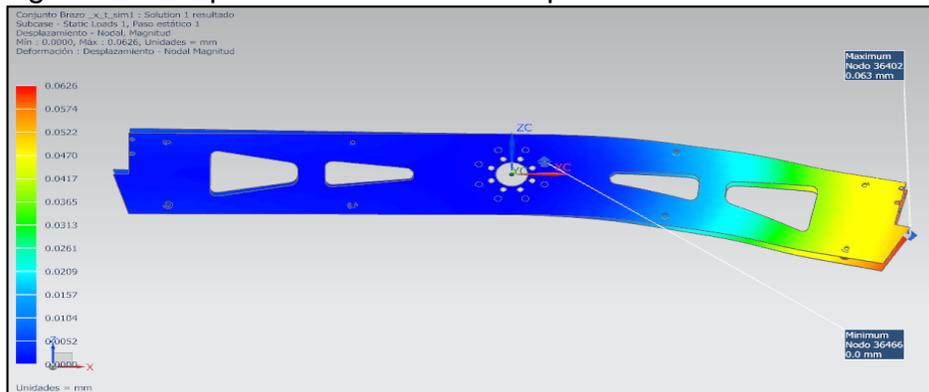
Figura 76. Modelo optimizado



Fuente: Siemens NX 9

La figura 76 ilustra el modelo optimizado del brazo, el cual permite una reducción del 16% en su peso. Para confirmar si el modelo propuesto es admisible se realizaron las simulaciones de desplazamiento y esfuerzo.

Figura 77. Desplazamiento del brazo optimizado

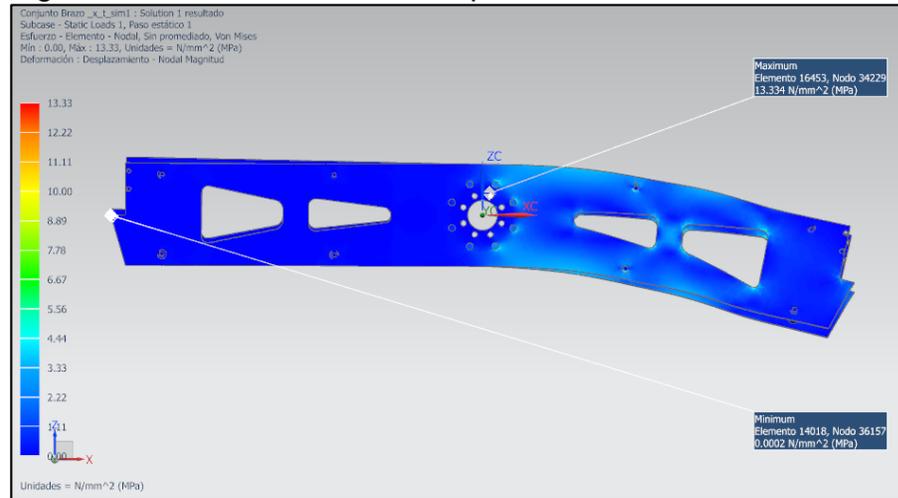


Fuente: Siemens NX 9

Como se observó en la figura anterior el máximo desplazamiento del brazo con la optimización realizada es de 0,063 mm, esto indica que la optimización aumenta el

desplazamiento en un 18,21%. Aunque se haya generado un aumento en el desplazamiento del brazo, este valor es menor a 0,1 mm, es decir que el valor obtenido es bueno.

Figura 78. Esfuerzo Von Mises optimización



Fuente: Siemens NX 9

Realizando la simulación del esfuerzo Von Mises se determina que su valor máximo es de 13,334 MPa, este valor tiene un aumento del 18,42% en comparación con el obtenido en la simulación del conjunto. Revisando los valores obtenidos el modelo presentado cumple con las expectativas.

6.1 SIMULACIÓN DE LA ESTRUCTURA

6.1.1 Columna cilíndrica. Las condiciones iniciales de entrada para la simulación de la columna son las siguientes;

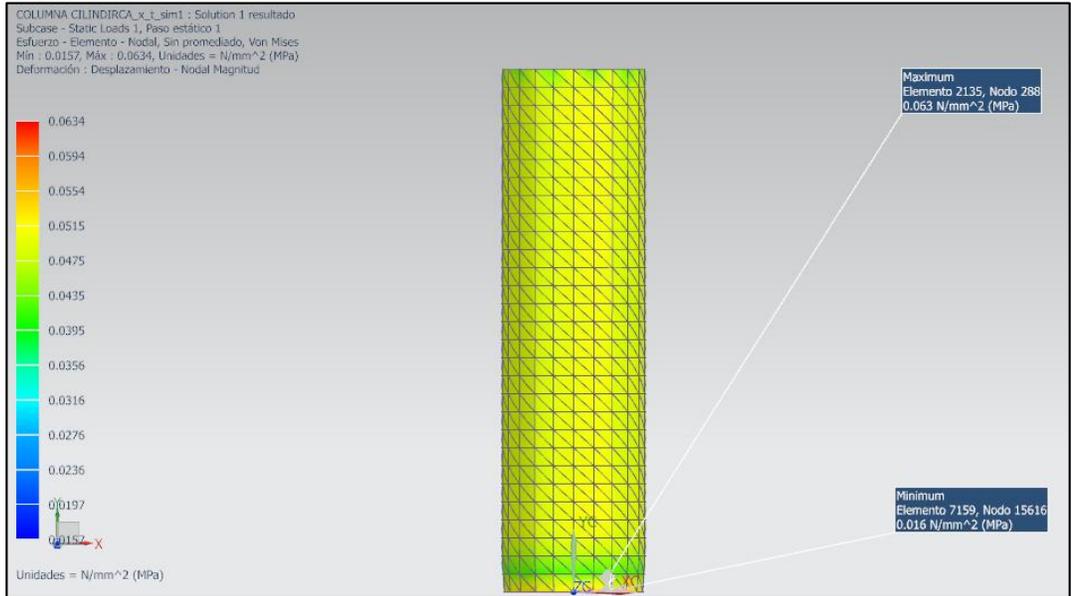
✘ Enmallado de 30 mm

✘ La componente de la fuerza va en sentido negativo del eje z, y su valor es de 244,5 N, este valor corresponde al peso de la bancada

✘ Las restricciones se sitúan en la parte inferior de la columna

La siguiente figura corresponde al esfuerzo Von Mises;

Figura 79. Esfuerzo Von Mises columna cilíndrica

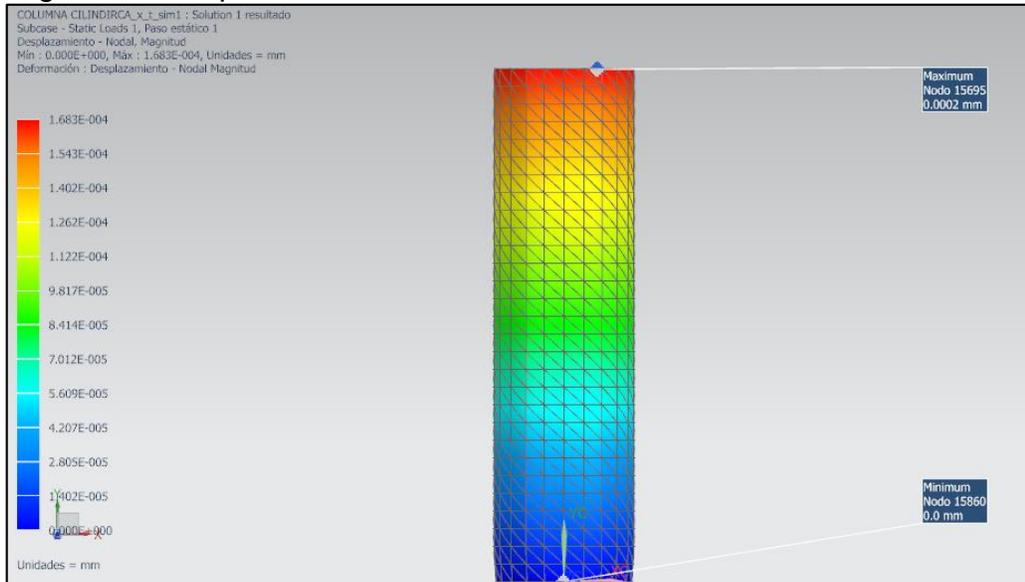


Fuente: Siemens NX 9

El esfuerzo Von Mises máximo es de 0,63 MPa, esto indica que la columna cilíndrica va a soportar el peso generado por la bancada. Se puede establecer que las dimensiones seleccionadas de la columna cumplen.

La siguiente figura corresponde al desplazamiento nodal que se presenta en la columna;

Figura 80. Desplazamiento de columna



Fuente: Siemens NX 9

El desplazamiento máximo es de 0,0002 mm, este desplazamiento no representa ningún cambio significativo en la estructura.

6.1.2 Columna principal. Las condiciones iniciales de entrada para la simulación de la columna principal son las siguientes;

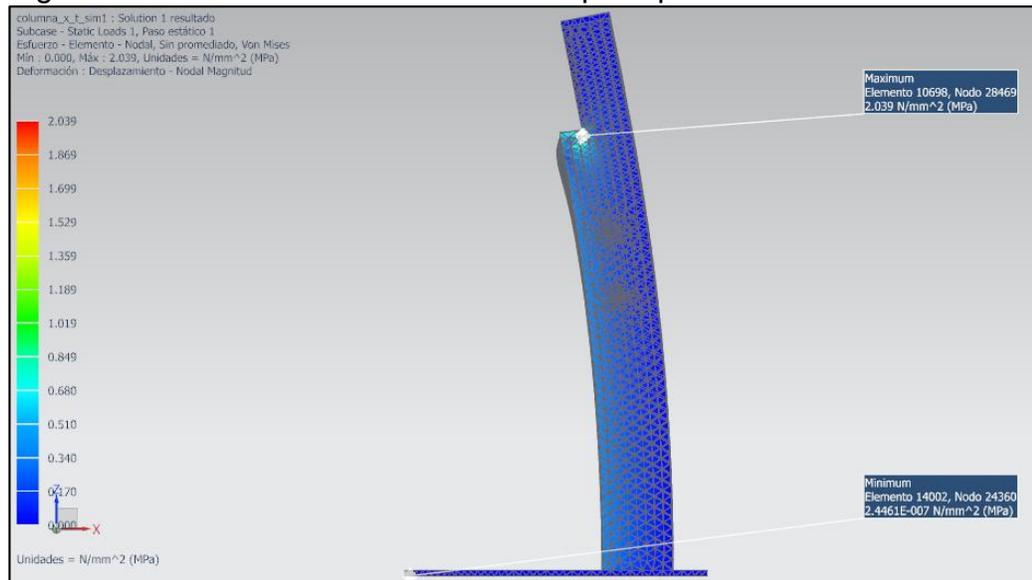
✗ Enmallado de 30 mm

✗ La componente de la fuerza va en sentido negativo del eje z, y su valor es de 368 N, este valor corresponde al peso del conjunto del brazo

✗ Las restricciones se sitúan en la parte inferior de la columna

La siguiente figura corresponde al esfuerzo Von Mises;

Figura 81. Esfuerzo Von Mises columna principal

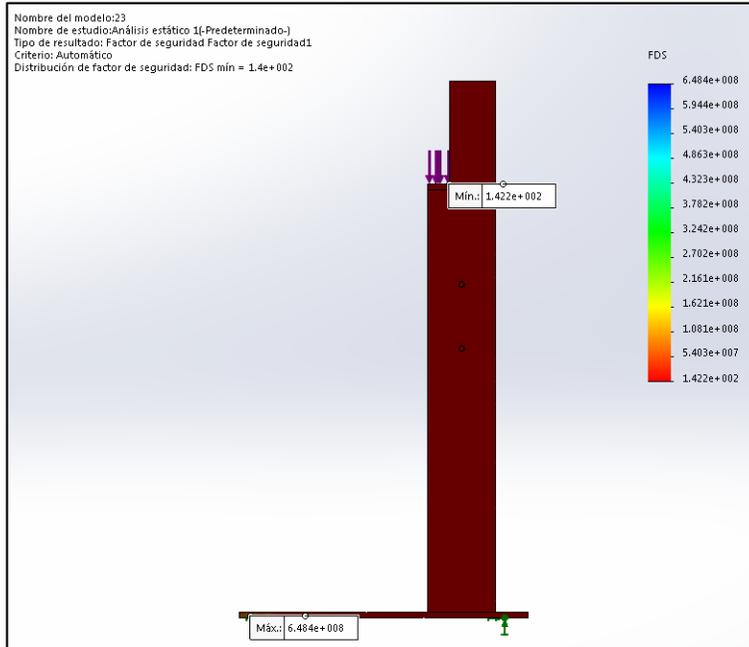


Fuente: Siemens NX9

El esfuerzo Von Mises máximo es de 2,039 MPa, este valor permite identificar que la columna principal estará sometida a un esfuerzo muy bajo, así mismo se puede concluir que la columna podrá soportar la carga del conjunto del brazo sin ningún problema.

Para tener una mayor certeza se realiza la siguiente simulación para conocer el factor de seguridad;

Figura 82. Factor de seguridad de columna

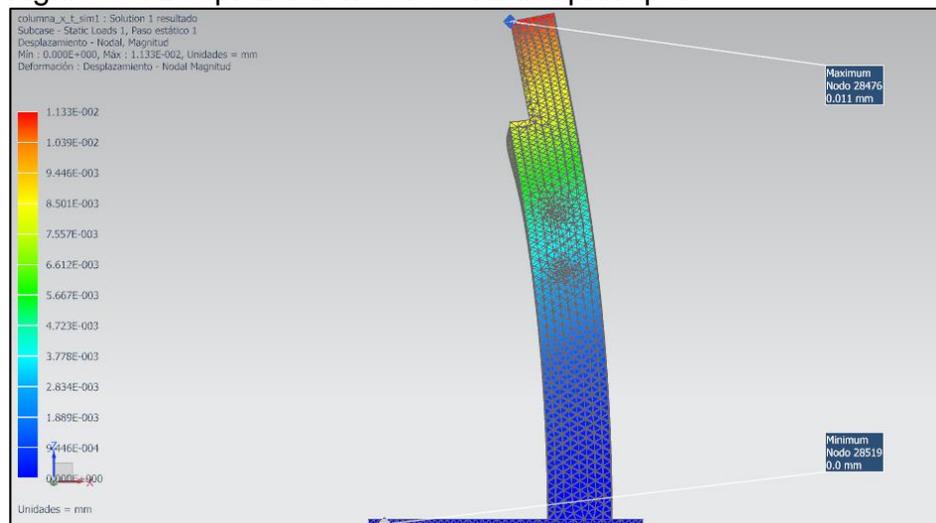


Fuente: SolidWorks 2.016

Observando la figura 82 se comprueba que la columna soporta la carga sin ningún problema, teniendo un factor de seguridad de 142,2. Aunque es un valor de seguridad muy alto es necesario mantener estas dimensiones para que se pueda generar una buena medición del par torsional.

La siguiente figura se ilustra el desplazamiento de la columna principal;

Figura 83. Desplazamiento de columna principal



Fuente: Siemens NX9

El desplazamiento máximo de la columna será de 0,011 mm, este desplazamiento no representa ningún cambio significativo que pueda afectar la medición.

6.2.3 Conjunto de contrareacción. Las condiciones iniciales de entrada para la simulación del conjunto de contrareacción son los siguientes;

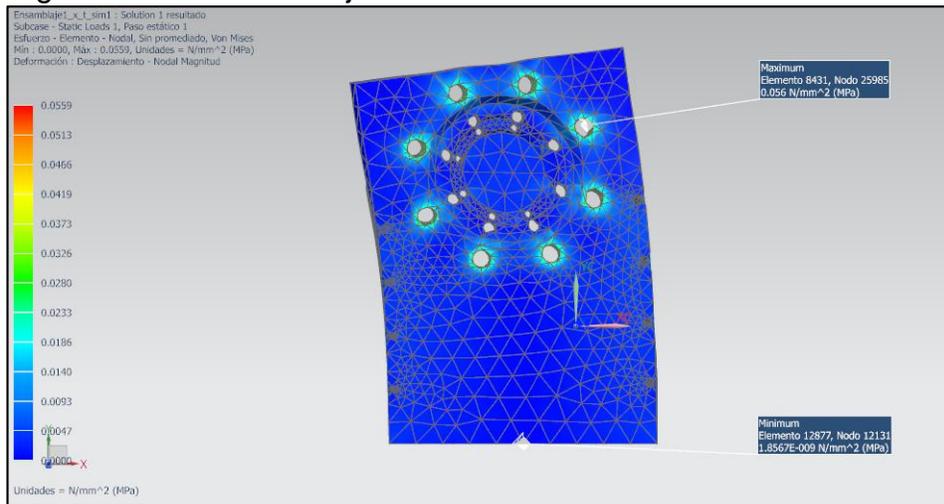
× Enmallado de 30 mm

× Este elemento va a estar sometido a un momento par de 2.000 N.m, este valor el máximo valor de medición del equipo

× Las restricciones se sitúan en la parte inferior del conjunto de contrareacción

La siguiente figura ilustra el esfuerzo de Von Mises;

Figura 84. Esfuerzo conjunto contrareacción

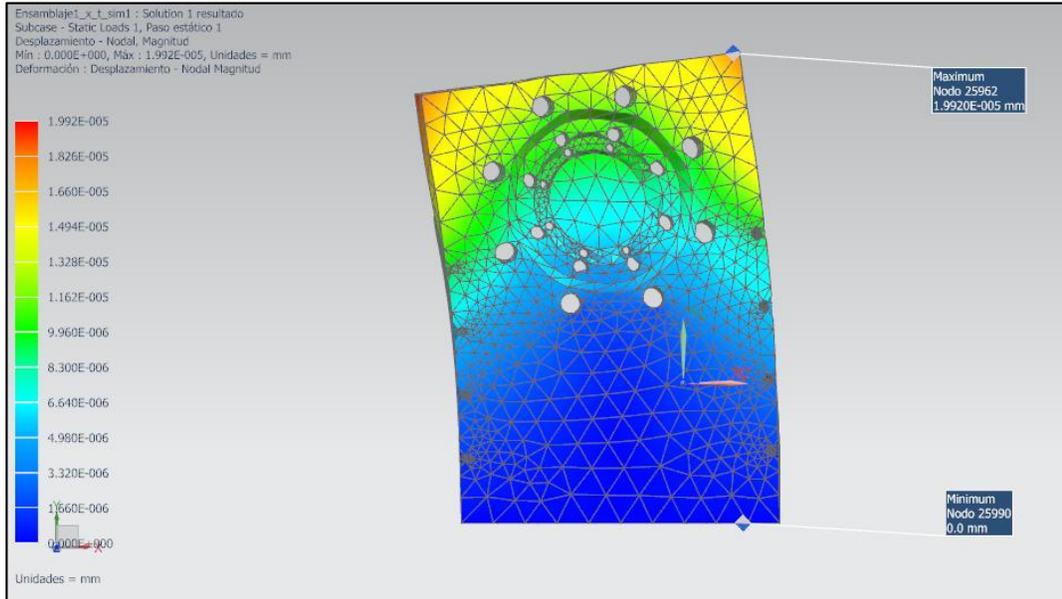


Fuente: Siemens NX9

El máximo esfuerzo de Von Mises que se genera durante la aplicación del momento es de 0,056 MPa. Este valor indica que la placa puede soportar sin ningún problema este momento.

La siguiente figura ilustra el desplazamiento del conjunto de contrareacción;

Figura 85. Desplazamiento del conjunto contrareacción



Fuente: Siemens NX9

El máximo desplazamiento del conjunto será de $1,992 \times 10^{-5}$ mm, como se puede observar el valor del desplazamiento es casi nula, esto permite tener una seguridad que este elemento no influirá en la medición.

7. MANUAL DE OPERACIÓN



Advertencia!

Lea cuidadosamente este manual antes de operar el sistema primario. Para garantizar la exactitud de la medición es muy importante que el operario tenga presente las pautas dadas en este manual.

Cabe resaltar que el sistema deber ser operado por personal con entrenamiento, de lo contrario se puede ocasionar accidentes o daños en la máquina.

Nota: Esta máquina ha sido diseñada inicialmente para el uso exclusivo de empresa Calibration Servicios S.A.S., la cual utilizara el dispositivo para la calibración de sus transductores de par. El intervalo de medida del dispositivo es de 1 N.m a 2.000 N.m.

Las mediciones que se pueden realizaran en el sistema son: Repetibilidad, sensibilidad, reproducibilidad, valor residual, reversibilidad y desviación. Para realizar estas mediciones es importante que el operario conozca y maneje el procedimiento ME -013 del Centro Español de Metrología.

Operaciones previas a la calibración;

× Comprobar que los instrumentos a calibrar estén perfectamente identificados; marca, modelo, número de serie, capacidad nominal y sentida aplicación del par. En caso de que no exista identificación alguna, se procede a la identificación de los instrumentos de la mejor forma posible

× Verificar que el instrumentó a calibrar no tenga ningún daño o golpe. Si se identificada algún golpe o daño, informar esta situación al propietario del instrumentos

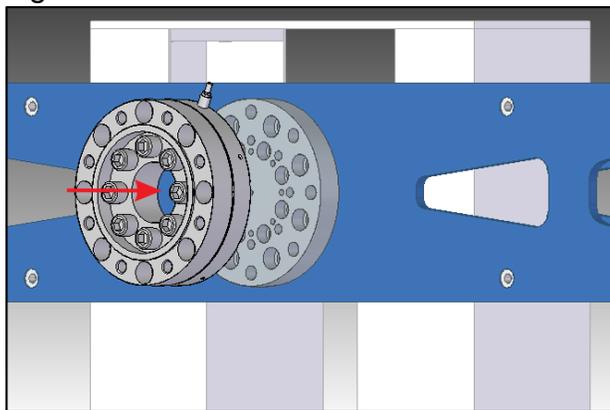
× Acondicionar la sala de calibración a una temperatura estable. Es recomendable mantener una temperatura entre 18 °C y 28 °C. La variación máxima durante la calibración es debe ser de 1°C

× Es recomendable que los transductores e indicadores de par hallan estado 12 horas antes en la sala de calibración, con el fin de que adquieran la temperatura de la sala

Siga las siguientes instrucciones para una correcta operación del equipo;

- × Realizar los ajustes y operaciones previas que indique el manual de uso del fabricante del transductor
- × Identifique el tipo de transductor a calibrar
- × Utilizando el inclinómetro digital GIM 60 L se posiciona el brazo en 0°, para esta tarea es necesario que el operario se apoye en los componentes de nivelación que tiene el brazo
- × Coloque el transductor a calibrar en el brazo como se muestra en la figura 86

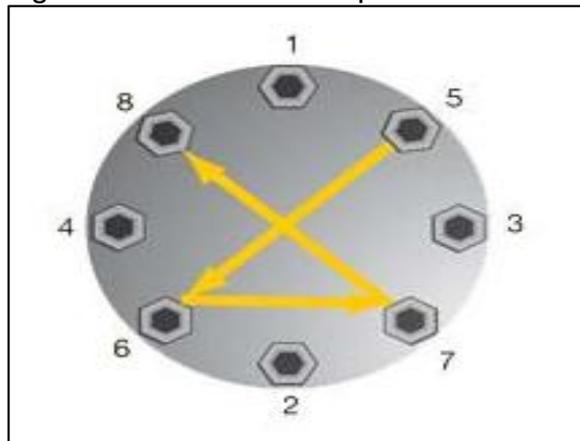
Figura 86. Posición transductor



Fuente: Solid Edge 7

- × Colocar los tornillos brístol con cabeza M18 SAE – Grado 5 al transductor y se aprietan a 40 N.m, en la figura 87 se ilustra la forma de aplicar el par para evitar cargas puntuales y dispersión de cargas

Figura 87. Secuencia de par



Fuente: ENERPAC. [En línea]. [12-04-17]
 Disponible en: <<http://www.enerpac.com/es/apriete-con-torque>>

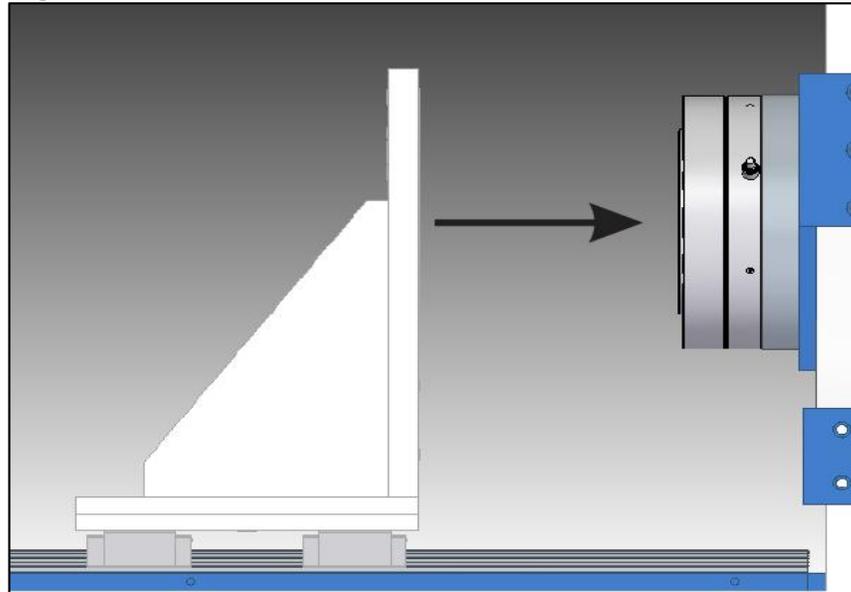
× Conectar el indicador HBM de par torsional al transductor (figura 88)

Figura 88. Indicador de par torsional



× Mover el sistema de contrareacción a la parte posterior del transductor y realizar la misma operación de apriete. En la figura 89 se ilustra esta operación;

Figura 89. Posición contrareacción



Fuente: Solid Edge ST7

× Se quitan los soportes de nivel del brazo, dejando el dispositivo listo para la medición

× Por último, se sitúan las pesas en el vástago y se realizan la medición del par



Recomendaciones!

Seguir la norma ISO/IEC 17025: 2.005 para mantener un ambiente controlado y poder realizar una buena medición.

No sobrepasar la fuerza de apriete en los tornillos, esta acción podría generar daños en los transductores o en la máquina.

La utilización de implementos de seguridad y protección son indispensables para la salud del operario y para no afectar la medición.

Es de gran importancia tener en cuenta que cualquier inclinación en el brazo genera una descomposición vectorial de la fuerza, lo cual disminuye par efectivo final.

8. MANUAL MANTENIMIENTO



Advertencia!

Lea cuidadosamente este manual antes de realizar cualquier operación de mantenimiento al equipo.

Cabe resaltar que las operaciones deben ser realizadas por personal con entrenamiento, de lo contrario se puede ocasionar accidentes o daños en la máquina.

Nota: Este manual ha sido realizado con base en las recomendaciones hechas por los fabricantes.

8.1 ANTES DE EMPEZAR.

Antes de comenzar se deben tener en cuenta los siguientes aspectos;

× Según el fabricante (HBM) el transductor TB1A es un elemento libre de mantenimiento, es decir que la única acción de mantenimiento para este elemento es la limpieza de impureza diariamente

× Otro aspecto que se debe tener muy en cuenta es que el rodamiento va a estar sometido a movimientos muy leves, es decir que durante la calibración la rotación del rodamiento será casi nula. Teniendo como presente lo anterior mencionado la lubricación e inspección del rodamiento se planta en margen de cada seis meses

8.2 OPERACIONES DE MANTENIMIENTO

× Limpieza. Con un trapo o estopa remueva el polvo de las diferentes piezas que conforman el sistema, teniendo cuidado de no rayar o golpear las piezas durante la operación

× Estado del equipo. Realizar una verificación de todas las partes de la máquina, tomando nota del estado de las piezas y comprobar que estén completas

× Cada tres meses se deben comprobar y volver asegurar los espárragos, tornillos y tuercas del equipo, tanto del sistema de contrareacción como del brazo

× Cada año se deben inspeccionar con partículas magnéticas y/o tintas penetrantes las uniones soldados para garantizar que no se encuentra ninguna fisura que genere concentración de esfuerzos y cause un daño significativo a la máquina

× Cada tres meses revisar el estado de la pintura de la estructura

Cuadro 25. Actividades de mantenimiento

Actividad	Observaciones	Método	Componente	Frecuencia
Limpieza	Suciedad	Sentidos	Equipo en general	Diario
Lubricación	Ubicación de las grasas lubricantes	Inspección visual y tacto	Chumaceras	Cada tres meses
Ajuste	-	Torquimetro	Espárragos, tornillos y tuercas del equipo	3 Meses
Inspección	Pintura / estado general	Inspección visual	Equipo en general	3 Meses

Es necesario realizar las actividades recomendadas para garantizar el buen estado y funcionamiento de la máquina.

9. EVALUACIÓN FINANCIERA

En este capítulo se realizará el análisis y evaluación financiera del proyecto, se toma como punto de partida que el sistema se va a construir. Esta acción permite analizar la viabilidad del proyecto para la empresa.

Con la construcción del sistema primario de par torsional, la empresa tendrá el beneficio de ser autónomo en su trazabilidad. Este beneficio se verá reflejando en la disminución de costos, ya que no se tendrá la necesidad de contratar laboratorios adyacentes; creando un nuevo nicho de mercado el cual no ha sido explotado en el país.

9.1 CÁLCULO DE INVERSIÓN INICIAL

La inversión inicial para Calibration Service S.A.S., comprende una fase 1 de investigación y diseño. Para ellos se tomaron los valores de la fase 1 del proyecto.

La fase 1 consta de la investigación, diseño e ingeniería del proyecto por eso los costos de estas son: honorario del diseñador (estudiante), orientador y director del proyecto. Además de los recursos físicos que fueron necesarios para la realización como es papelería, impresiones, libros, equipos de cómputo y software especializados.

En el siguiente cuadro se ilustran los costos necesarios para esta fase. Estos costos iniciales son asumidos en su totalidad por la empresa.

Cuadro 26. Costos fase1

ITEMS	UNIDAD	CANT.	\$/UNIDAD	TOTAL
Talento Humano				
Proyectista	H-H	1400	\$ 7.000	\$ 9.800.000
Director	H-H	320	\$ 30.000	\$ 9.600.000
Orientador	H-H	64	\$ 15.000	\$ 960.000
Total Talento Humano				\$ 20.360.000
Gastos Máquinas y Equipos				
Equipos de Laboratorio	H	200	\$ 8.000	\$ 1.600.000
Computadora	Uni	1	\$ 800.000	\$ 800.000
Software Solid Edge Licencia	H	80	\$ 3.000	\$ 240.000
Software SolidWorks Licencia	H	120	\$ 3.000	\$ 360.000
Software AutoCAD 2017 Licencia	H	90	\$ 3.000	\$ 270.000
Software NX-9 Licencia	H	110	\$ 3.000	\$ 330.000

Cuadro 26. (Continuación)

ITEMS	UNIDAD	CANT.	\$/UNIDAD	TOTAL
Total Máquinas y Equipo				\$ 3.600.000
Fungibles				
Libros	Uni	4	\$ 150.000	\$ 600.000
Papel	Resmas	3	\$ 25.000	\$ 75.000
Tomos	Uni	4	\$ 32.000	\$ 128.000
Tinta	Cartuchos	4	\$ 15.000	\$ 60.000
Total Fungibles				\$ 863.000
Otros gastos				
Transporte	Pasajes	500	\$1.500	\$ 750.000
Total otros gastos				\$ 750.000
TOTAL ANTES DE IMPREVISTOS				\$ 25.573.000
Imprevistos 4%				\$ 1.022.920
COSTO TOTAL FASE 1 (Σ GASTOS)				\$ 26.595.920

Como se observó en el cuadro anterior la inversión inicial del proyecto tiene un costo de \$26.595.920 pesos colombianos.

9.2 COSTOS FABRICACIÓN

En esta sección se calculan los costos totales de los materiales necesarios para la construcción y la mano de obra. Cabe resaltar que también se tendrán en cuenta los costos de los equipos auxiliares necesarios para la operación del sistema. En el siguiente cuadro se ilustran estos costos;

Cuadro 27. Costos de fabricación

DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
MATERIALES BRAZO				
Placa unión brazo	Kilo	2	\$ 150.000	\$ 300.000
Lamina de esfuerzo	Kilo	2	\$ 120.000	\$ 240.000
Placa porta lamina	Kilo	2	\$ 150.000	\$ 300.000
Tornillo Bristol 1/2" UNC	Uni	16	\$ 1.900	\$ 30.400
Tornillo bristol 3/8" UNC	Uni	20	\$ 1.800	\$ 36.000
Mordaza frontal	Kilo	2	\$ 480.000	\$ 960.000
Vástago de pesas	Kilo	2	\$ 950.000	\$ 1.900.000

Cuadro 27. (Continuación)

DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Brazo frontal	Kilo	1	\$1.800.000	\$ 1.800.000
Wasa de presión 1/2"	Uni	16	\$ 150	\$ 2400
Tornillo brístol 3/4" UNC	Uni	8	\$ 1.900	\$ 15.200
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	8	\$ 1.900	\$ 15.200
Disco posición transductor	Kilo	1	\$ 300.000	\$ 300.000
Tornillo Bristol 1/2" UNC	Uni	24	\$ 1.900	\$ 45.600
Barra unión brazo	Kilo	8	\$ 75.000	\$ 600.000
Mordaza interna	Kilo	2	\$ 480.000	\$ 960.000
Pernos unión de lamina	Kilo	2	\$ 80.000	\$ 160.000
Brazo posterior	Kilo	1	\$ 1.800.000	\$ 1.800.000
Perno 3/8" - UNC- 65 mm	Kilo	8	\$ 2.500	\$ 20.000
Tuerca Hexagonal 5/8"	Uni	8	\$ 950	\$ 7.600
Wasa de presión 5/8"	Uni	8	\$ 150	\$ 1.200
Disco posterior	Kilo	1	\$ 480.000	\$ 480.000
Eje	Kilo	1	\$ 280.000	\$ 280.000
SUB TOTAL BANCADA				\$ 10.253.600
MATERIALES BANCADA				
Cilindro Base	Kilo	2	\$ 25.000	\$ 50.000
Placa inferior Columna Cilíndrica	Kilo	1	\$ 80.000	\$ 80.000
Columna Cilíndrica	Kilo	1	\$ 850.000	\$ 850.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	4	\$ 1.900	\$ 7.600
Placa superior columna cilíndrica	Kilo	1	\$ 50.000	\$ 50.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	12	\$ 1.900	\$ 22.800
Placa frontal bancada	Kilo	1	\$ 80.000	\$ 80.000
Placa inferior contrareacción	Kilo	1	\$ 95.000	\$ 95.000
Espárragos	Uni	16	\$ 500	\$ 8.000
Placa superior contrareacción	Kilo	1	\$ 95.000	\$ 95.000
Placa lateral contrareacción	Kilo	2	\$ 200.000	\$ 400.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	4	\$ 1.9000	\$ 7.600

Cuadro 27. (Continuación)

DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Placa frontal contrareacción	Kilo	1	\$ 800.000	\$ 800.000
Tornillo brístol 1/4" UNC	Uni	8	\$ 1.900	\$ 15.200
Patín lineal "Hiwin" – HGH25HA	Uni	4	\$ 58.000	\$ 232.000
Tornillo brístol 1/4" UNC	Uni	34	\$ 1.900	\$ 64.600
Guía Hiwin – HGR25CA	Uni	2	\$ 334.500	\$ 699.000
Placa lateral bancada	Kilo	2	\$ 80.000	\$ 160.000
Perfil Estructural HEA	Kilo	1	\$ 2.000.000	\$ 2.000.000
Placa unión columna	Kilo	2	\$ 180.000	\$ 360.000
SUB TOTAL BANCADA				\$ 5.997.400
MATERIALES COLUMNA				
Cilindro base	Kilo	4	\$25.000	\$ 100.000
Placa base columna	Kilo	1	\$900.000	\$ 900.000
Columnas	Kilo	2	\$ 2.000.000	\$ 4.000.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	4	\$ 1.900	\$ 7.600
Placa unión bancada	Kilo	1	\$ 120.000	\$ 120.000
Placa porta rodamiento	Kilo	1	\$ 350.000	\$ 350.000
Tornillo brístol 3/8" UNC	Uni	4	\$ 1.900	\$ 7.200
Perfil de alineación	Kilo	2	\$ 15.000	\$ 30.000
Tuerca Hexagonal 3/8"	Uni	8	\$ 1.000	\$ 8.000
Placa base porta rodamiento	Kilo	2	\$ 120.000	\$ 240.000
Placa porta tapa superior	Kilo	2	\$ 90.000	\$ 180.000
Tapa superior columna	Kilo	1	\$ 300.000	\$ 300.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	4	\$ 1.900	\$ 7.600
Tornillo brístol 5/8" UNC – 1,875"	Uni	4	\$ 1.800	\$ 7.600
Wasa de presión 5/8"	Uni	4	\$ 150	\$ 600
Chumacera UCP-214	Uni	1	\$ 125.000	\$ 125.000
Tornillo brístol 5/8" UNC	Uni	4	\$ 1.900	\$ 7.600
SUB TOTAL BRAZO				\$ 6.391.600
MANO DE OBRA				
Mano de obra	H-H	80	\$ 80.000	\$ 6.400.000

Cuadro 27. (Continuación)

DESCRIPCION	UNIDAD	CANT.	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
Sub Total				\$ 6.400.000
EQUIPOS AUXILIARES				
Inclinómetro digital GIM 60L	Uni	1	\$ 737.000	\$ 737.000
Indicador de par	Uni	1	\$ 783.000	\$ 783.000
Conjunto de pesas	Uni	14	\$ 120.00	\$ 1.680.000
SUB TOTAL EQUIPOS AUXILIARES				\$ 3.200.000
VALOR TOTAL DEL EQUIPO				
SUB-TOTAL				\$ 32.242.600
IVA (19%)				\$ 6.126.094
TOTAL				\$ 38.368.694

Luego de realizar la cotización de los materiales, mano de obra y equipos auxiliares se encontró que el costo de fabricación será de \$38.368.694 este valor incluye el IVA.

Tomando el valor encontrado en la fase 1 y la fabricación se obtiene que el valor final del equipo sea de \$ 64.964.614 pesos.

9.3 EVALUACIÓN FINANCIERA

El objetivo principal, que se busca con la fabricación de la máquina es poder realizar la calibración de transductores de par torsional, debido a que en el país no hay compañías que presten este servicio. Debido a esta carencia, las empresas dedicadas al servicio de calibración se han visto en la necesidad de buscar instituciones o empresas extranjeras, lo cual conlleva a un aumento en sus costos.

Se realizó un estudio para poder cuantificar la cantidad de transductores que se podrían calibrar en un año. Este estudio arrojó un promedio de 20 transductores anualmente. Consultando al gerente de la compañía, se llegó a la conclusión que el valor promedio por la calibración de un transductor sería de 3.500.000 pesos y con un incremento del 5% anual.

Por último, se analizaron los costos necesarios para poner en funcionamiento el sistema: en primer lugar, se tienen los costos de mantenimiento para las condiciones ambientales que son de 200.000 pesos mensuales; en segundo lugar, el salario del empleado que es de 1.500.000 pesos mensuales y por último el valor

de mantenimiento del equipo que es de 50.000 mensuales. Cabe resaltar que se propone un incremento anual de estos costos de un 5%

El área financiera de la empresa tiene establecido un periodo de 3 años para verificar la viabilidad del proyecto, el cual no puede superar los \$150.000.000 pesos, por lo cual el proyecto es evaluado en este tiempo. En la figura 83 se ilustra el comportamiento del proyecto en tres años.

Figura 90. Flujo de inversión



Fuente: CorelDraw X4

Observando la figura se establece el siguiente cuadro para halla la viabilidad del proyecto;

Cuadro 28. Resumen del flujo

Año	Ingresos	Gastos	Valor Neto
0	\$ -	\$ 64.964.614	\$ - 64.964.614
1	\$ 70.000.000	\$ 1.750.000	\$ 68.250.000
2	\$ 73.500.000	\$ 1.837.500	\$ 71.662.500
3	\$ 73.858.750	\$ 1 929.375	\$ 71.929.375

Luego de conocer los valores se realiza el calculo de la tasa interna de oportunidad (TIO), la cual es la tasa de interes mínima a la que el gestor o el inversor, esta dispuesto a ganar al invertir en el proyecto.

Para Calibration Service S.A. la TIO es de 25,8% efectivo anual, este valor es el que maneja actualmente el departamento financiero de la empresa. Conociendo este dato se espera que el proyecto tenga un valor mayor o igual.

A continuación, se calcula el valor presente neto (VPN), el cual permite determinar al formulador del proyecto, si hay ganancias o perdidas. Con la siguiente ecuación se calcula VPN;

$$VPN = -I + \sum_{i=0}^n \frac{X}{(1+i)^n}$$

Donde;

I = inversión inicial

X = flujo neto de efectivo del periodo n

i = tasas de descuento

$$VPN = -64.926.614 + \frac{68.250.000}{(1+0,258)^1} + \frac{71.662.500}{(1+0,258)^2} + \frac{71.929.375}{(1+0,258)^3} = 70.738.397,710$$

Calculando el VPN se observa que durante este periodo se genera una ganancia de \$ 70.738.397,710. Ahora se calcula la tasa interna de retorno (TIR), es un indicador financiero de gran importancia en la elaboración de proyectos, permite medir la rentabilidad de un proyecto de inversión cuando las ganancias son reinvertidas al proyecto. La siguiente ecuación que representa el TIR;

$$VPN = 0 = -I + \sum_{i=0}^n \frac{X}{(1+i)^n}$$

Donde;

I = inversión inicial

X = flujo neto de efectivo del periodo n

i = tasa interna de retorno

$$VPN = 0 = -64.926.614 + \frac{68.250.000}{(1+i)^1} + \frac{71.662.500}{(1+i)^2} + \frac{71.929.375}{(1+i)^3}$$

TIR = 94%

Para evaluar si el proyecto es viable se tiene esos criterios;

- × TIR > TIO el proyecto es viable
- × TIR < TIO el proyecto no es viable
- × TIR = TIO el proyecto es indiferente

Observando los criterios se puede garantizar que el proyecto tiene viabilidad ya que el TIR es mayor a TIO propuesto por la empresa.

10. CONCLUSIONES

- × La implementación de un sistema primario de par torsional permitirá que Colombia sea independiente en su trazabilidad en la magnitud de par torsional, así mismo tendrá un mayor reconocimiento internacional como país garante de la magnitud
- × Realizando un control eficaz en la temperatura y humedad del laboratorio se puede garantizar que con un Acero ASTM-A36 se puede realizar una óptima medición de par torsional, ya que realizando una comparación con un material de baja expansión térmica (Súper invar 32-5), se encontraron que la deformación del acero ASTM-A36 es 28% menor
- × El sistema de apoyo y las pesas son los elementos que aportan la mayor incertidumbre a la medición
- × Con la utilización del software de elementos finitos, se pudo comprobar que los cálculos analíticos realizados al brazo palanca son correctos, así mismo se ratificó que el desplazamiento que se genera en el brazo no afecta de gran manera la medición
- × La evaluación financiera del proyecto presenta viabilidad, debido a que se obtiene una tasa de retorno del 93%

11. RECOMENDACIONES

- × Realizar un proyecto de automatización del sistema de pesas, el cual permita eliminar la oscilación de las pesas y así mismo disminuir la manipulación de ellas
- × Hacer una revisión de sistemas de acoplamiento que permitan abarcar otros tipos de transductores de par torsional
- × Buscar sistemas de alineación de mayor eficacia y que faciliten el trabajo del operario
- × Investigar acerca de los nuevos sistemas de apoyo que garanticen la menor fricción a un bajo costo
- × La fabricación de las pesas debe tener la mayor exactitud posible la variación de ella puede generar un aumento en la incertidumbre del par torsional

BIBLIOGRAFÍA

CENTRO NACIONAL DE METROLOGIA. Metrología de Par Torsional. Queretano: CENAM, 2005. Serie de informe Técnico: CNM-MMF-PT-002.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Documentación: Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. NTC 1486. 6 ed. Bogotá D.C.: ICONTEC., 2008. 36p.

_____. Referencias Bibliográficas: Contenido, forma y estructura. NTC 5613. 6 ed. Bogotá D.C.: El Instituto., 2008. 33p.

_____. Referencias documentales para fuentes de información electrónicas. NTC 4490. 6 ed. Bogotá D.C.: El Instituto., 2008. 23p.

_____. Metrología: Sistema internacional de unidades. NTC 1000. 5 ed. Bogotá D.C.: El Instituto., 2004. 28p.

McCORMAC, Jack C.; CSERNAK, Stephen F.. Diseño de estructuras de acero. 5 ed. México: Alfaomega Grupo Editor, S.A. de C.V., 2012. 736p.

MINISTERIO DE AMBIENTE, VIVIENDA Y DESARROLLO TERRITORIAL. Reglamento Colombiano de construcción sismo resistente: NSR. Bogotá: Asociación Colombiana de ingeniera Sísmica, 2010. (Título F – Estructuras metálicas)

MOTT, Robert L.. Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. México: Pearson Educación, 2006. 944p.

RAMÍREZ AHEDO, Daniel; TORRES G., Jorge. Diseño y construcción del patrón primario nacional de par torsional en México. En: Simposio de Metrología. Querétaro, México Mayo, 2001.

R.C. Hibbeler. Mecánica de materiales. 6ta ed. México: Pearson Educación, 2006. 896p.

SHIGLEY, Joseph Edwar. Diseño en ingeniería mecánica. 8 ed. Mexico: Mc Graw Hill, 2008.

ANEXOS

ANEXO A
FICHA TÉCNICA DEL INCLINÓMETRO

Ficha de datos del producto



Inclinómetro digital

GIM 60 L

Transferencia de inclinaciones a larga distancia con precisión láser

Datos técnicos

Longitud	60 cm
Margen de medición	0 - 360° (4 x 90°)
Exactitud de medida del sistema electrónico 0°/90°	± 0,05°
Exactitud de medición del sistema electrónico en 1-89°	± 0,1°
Área de trabajo (láser)	30 m
Peso aprox.	0,91 kg
Tipo de láser	635 nm, < 1 mW
Radio de alcance del láser	30 m
Clase de láser	2
Precisión de nivelación del láser	± 0,5 mm/m
Unidades de medida	°, %, mm/m
Alojamiento del trípode	1/4"

Ventajas:

- Nivel láser de puntos integrado para medir inclinaciones a una longitud de hasta 30 m
- Potentes imanes y dos cintas para la sujeción segura en cualquier pieza de trabajo
- Pie ajustable en altura, para un ajuste preciso en superficies irregulares
- Posibilidad de ajustar cualquier valor a 0° como alternativa
- Posibilidad de adaptar ángulos manualmente para una transferencia más fácil
- La señal acústica conduce hasta el ángulo deseado, incluso sin estar viendo la pantalla



ANEXO B
ERROR MÁXIMO ADMISIBLE DE LAS PESAS

Nominal value*	Class E ₁	Class E ₂	Class F ₁	Class F ₂	Class M ₁	Class M ₁₋₂	Class M ₂	Class M ₂₋₃	Class M ₃
5 000 kg			25 000	80 000	250 000	500 000	800 000	1 600 000	2 500 000
2 000 kg			10 000	30 000	100 000	200 000	300 000	600 000	1 000 000
1 000 kg		1 600	5 000	16 000	50 000	100 000	160 000	300 000	500 000
500 kg		800	2 500	8 000	25 000	50 000	80 000	160 000	250 000
200 kg		300	1 000	3 000	10 000	20 000	30 000	60 000	100 000
100 kg		160	500	1 600	5 000	10 000	16 000	30 000	50 000
50 kg	25	80	250	800	2 500	5 000	8 000	16 000	25 000
20 kg	10	30	100	300	1 000		3 000		10 000
10 kg	5.0	16	50	160	500		1 600		5 000
5 kg	2.5	8.0	25	80	250		800		2 500
2 kg	1.0	3.0	10	30	100		300		1 000
1 kg	0.5	1.6	5.0	16	50		160		500
500 g	0.25	0.8	2.5	8.0	25		80		250
200 g	0.10	0.3	1.0	3.0	10		30		100
100 g	0.05	0.16	0.5	1.6	5.0		16		50
50 g	0.03	0.10	0.3	1.0	3.0		10		30
20 g	0.025	0.08	0.25	0.8	2.5		8.0		25
10 g	0.020	0.06	0.20	0.6	2.0		6.0		20
5 g	0.016	0.05	0.16	0.5	1.6		5.0		16
2 g	0.012	0.04	0.12	0.4	1.2		4.0		12
1 g	0.010	0.03	0.10	0.3	1.0		3.0		10
500 mg	0.008	0.025	0.08	0.25	0.8		2.5		
200 mg	0.006	0.020	0.06	0.20	0.6		2.0		
100 mg	0.005	0.016	0.05	0.16	0.5		1.6		
50 mg	0.004	0.012	0.04	0.12	0.4				
20 mg	0.003	0.010	0.03	0.10	0.3				
10 mg	0.003	0.008	0.025	0.08	0.25				
5 mg	0.003	0.006	0.020	0.06	0.20				
2 mg	0.003	0.006	0.020	0.06	0.20				
1 mg	0.003	0.006	0.020	0.06	0.20				

ANEXO C
FICHA TÉCNICA TRANSDUCTOR TB1A

TB1A

Reference Torque Measuring Discs

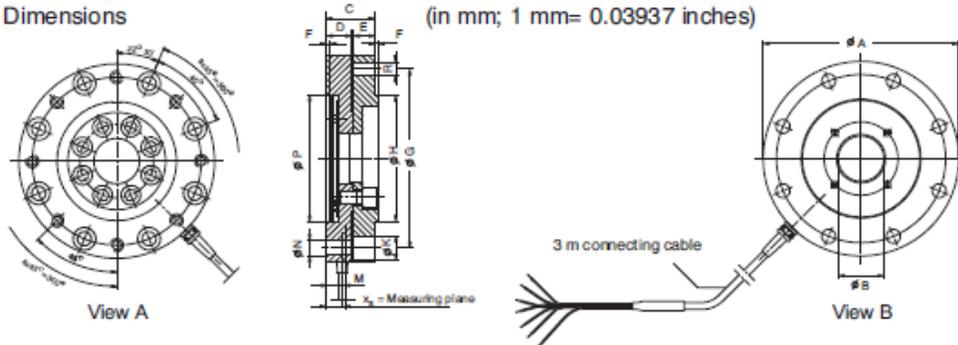


Special features

- Accuracy class 0.05
- Nominal torques from 100 N·m to 10 kN·m
- Little space required due to low profile
- Extremely insensitive to lateral and axial forces and to bending moments
- High permissible oscillation amplitude

Dimensions

(in mm; 1 mm= 0.03937 inches)



Nominal torque	∅A	∅B _{±0.1}	C	D	E	F _{±0.2}	∅G _{±0.1}	∅H _{g6}	∅K	M	∅N	∅PH7	R	x _s
100 N·m	100	40.2	25	15.5	7.5	2.5	87	75	11	7.8	6.4	75	8xM6	13
200 N·m	121	40.2	30.5	17.5	11	2.5	105	90	14	8.8	8.4	90	8xM8	14
500 N·m	156	41	40.5	20.5	18	2.5	133	110	20	9	13	110	8xM12	15.5
1 kN·m	156	41	40.5	20.5	18	2.5	133	110	20	9	13	110	8xM12	15.5
2 kN·m	191	69	42.5	22.5	18	2.5	165	140	24	9	15	140	8xM14	16.5
5 kN·m	238	79	64	28.5	33.5	2.5	206	174	30	9	19	174	8xM18	19.5
10 kN·m	238	79	69	33.5	33.5	2.5	206	174	30	9	19	174	8xM18	22.5

Specifications

Type	TB1A							
Accuracy class	0.05							
Torque measuring system								
Nominal torque M_N	N·m	100	200	500	1 k	2 k	5 k	10 k
Nominal sensitivity (nominal signal span between torque = zero and nominal torque)	mV/V	1.5						
Sensitivity tolerance (deviation of the actual output quantity at M_N from the nominal signal span)	%	< ± 0.1						
Temperature effect per 10 K in the nominal temperature range								
On output signal (related to actual value)	%	< ± 0.05						
On zero signal (related to nominal sensitivity)	%	< ± 0.05						
Linearity deviation, including hysteresis (related to nominal sensitivity)	%	< ± 0.03						
Relative standard deviation of repeatability according to DIN 1319 (related to variation of output signal)	%	< ± 0.01						
Input resistance at reference temperature	Ω	1750 ± 200						
Output resistance at reference temperature	Ω	1400 ± 30						
Reference excitation voltage	V	5						
Maximum permissible excitation voltage	V	20						
Operating range of the excitation voltage	V	2.5...12						
Reference temperature	°C [°F]	+23 [+73.4]						
Nominal temperature range	°C [°F]	+10 ... +60 [+50 ... +140]						
Operating temperature range	°C [°F]	-10 ... +60 [-14 ... +140]						
Storage temperature range	°C [°F]	-20 ... +70 [-13 ... +158]						
Load limits ¹⁾								
Limit torque, related to M_N	%	200						
Breaking torque, related to M_N	%	>400						
Axial limit force	kN	2	4	7	7	12	22	31
Lateral limit force	kN	1	3	6	8	15	30	40
Bending limit moment	N·m	70	140	500	500	1000	2500	4000
Oscillation bandwidth according to DIN 50100 (peak-to-peak) ²⁾	kN·m	0.16	0.32	0.8	1.6	3.2	8.0	12.0
Mechanical data								
Torsional stiffness	kN·m/rad	160	430	1000	1800	3300	9900	15000
Rotation angle	degree	0.036	0.027	0.028	0.032	0.034	0.029	0.038
Max. deflection at axial limit force	mm	<0.03						
Additional max. concentricity error at lateral limit force	mm	<0.01		<0.02		<0.03		
Additional plumb parallel deviation at bending limit moment	mm	<0.2						
Mass moment of inertia of the rotor (around the axis of rotation) $\times 10^{-3}$	kg·m ²	1.3	3.4	13.2	13.2	29.6	110	120
Pro rata mass moment of inertia (measurement side)	%	51	44	39	39	38	31	33

¹⁾ Each type of irregular stress can only be permitted with its given limit value (bending moment, lateral force or axial force, exceeding the nominal torque) if none of the others can occur. Otherwise the limit values must be reduced. If for instance 30 % of the bending limit moment and also 30 % of the lateral limit force are present, only 40 % of the axial limit force are permitted, provided that the nominal torque is not exceeded. With maximum additional loading, measuring errors of the order of approx. 1 % of the nominal torque can occur.

²⁾ The nominal torque must not then be exceeded.

Specifications (continued)

Nominal torque M_N	N·m	100	200	500	1 k	2 k	5 k	10 k	
Additional reliability data									
Impact resistance, test severity level to IEC 68; part 2-27; IEC 68-2-27-1987									
Number of impacts	n					1000			
Duration	ms					3			
Acceleration (half-sine)	m/s ²					650			
Vibration resistance, test severity level to IEC 68; part 2-6; IEC 68-2-6-1987									
Frequency range	Hz					5...65			
Duration	h					1.5			
Acceleration (amplitude)	m/s ²					50			
Degree of protection according to EN 60 529						IP 54			
Weight, approx.		kg	0.95	1.8	3.5	3.5	5.8	14.0	15.2

Complementary data for classification using DKD measurement according to DIN 51309.

Type	TB1A							
Class	0.1 (typically 0.05)							
Nominal torque M_N	N·m	100	200	500	1 k	2 k	5 k	10 k
Rel. error of the zero signal f_0 (zero point return), related to the full scale	%	< ± 0.025 (typically < ± 0.012)						
Rel. repeatability and reproducibility errors (0.2M_N to M_N), rel. to actual value	in unchanged mounting position b'	< 0.025 (typically < 0.01)						
	in different mounting positions b	< 0.05 (typically < 0.02)						
Rel. reversibility error (0.2M_N to M_N) h , related to the actual value	%	< 0.12 (typically < 0.06)						

Accessories, to be ordered separately:

Connector mounting

Factory-made cable extension 1-Kab0304A-10

Cable extension Kab8/00-2/2/2, length from 10 m

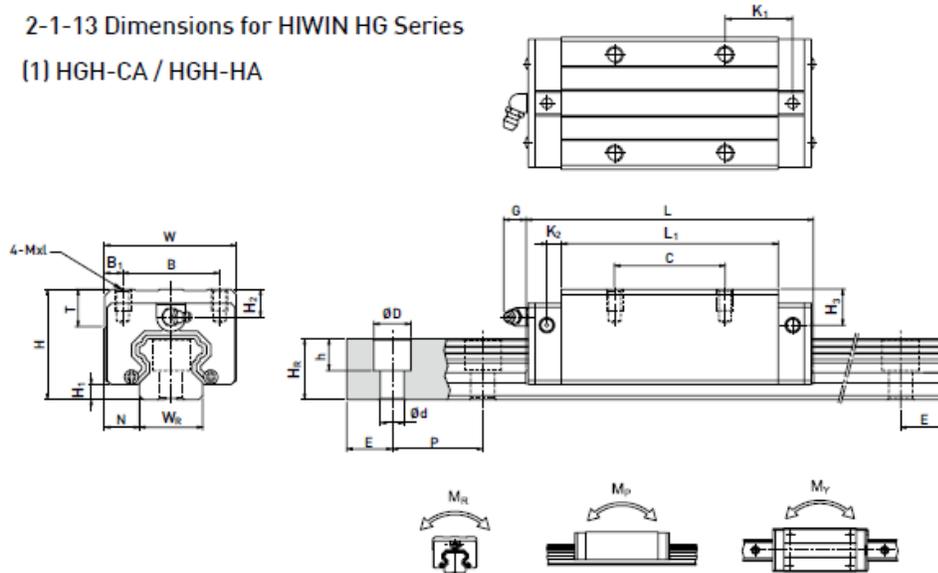
ANEXO D
FICHA TÉCNICA HIWIN

HG Series

Heavy Load Ball Type

2-1-13 Dimensions for HIWIN HG Series

(1) HGH-CA / HGH-HA



Model No.	Dimensions of Assembly (mm)				Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)						Mounting Bolt for Rail	Basic Dynamic Load Rating	Basic Static Load Rating	Static Rated Moment			Weight				
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	G	Mx1	T	H ₁	H ₂	W ₁	H ₂	D	h				d	P	E	C (kN)	C ₁ (kN)	M _x (kN-m)	M _y (kN-m)	M _z (kN-m)
HGH1SCA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45
HGH20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21
HGH20HA							50	65.2	92.2	12.6															21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.39	
HGH25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	15.7	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21
HGH25HA							50	78.6	104.6	18.5															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.69	
HGH30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47
HGH30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.16	
HGH35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30
HGH35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.92	
HGH45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41
HGH45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	126.46	2.63	2.68	2.68	3.61	
HGH55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08
HGH55HA							95	155.8	204.8	36.4															139.35	196.20	4.88	4.57	4.57	5.49	
HGH65CA	90	15	31.5	126	76	25	70	144.2	200.2	43.1	14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	163.63	215.33	6.65	4.27	4.27	7.00	21.18
HGH65HA							120	202.6	259.6	47.8															208.36	303.13	9.38	7.38	7.38	9.82	

Note : 1 kgf = 9.81 N

ANEXO E
PROPIEDADES MECÁNICA Y FÍSICAS AISI 301

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE

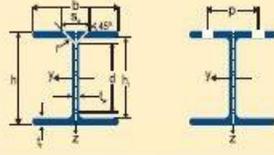
SERIE 300 -

Acero al Cromo Níquel

DESIGNACIÓN	TIPO ASTM (AISI)	301	302	303	304	304 L	321	
	COMPOSICIÓN QUÍMICA		C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 16,0018,00 Ni% 6,008,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00 S% 0,15 Min.	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0010,50	C% 0,030 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0012,00	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 9,0012,00 Ti%-6xC%0,07
PROPIEDADES FÍSICAS	PESO ESPECÍFICO (g/cm ³)	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm ²)	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000	
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	
	CALOR ESPECÍFICO A 20C (J/Kg K)	500	500	500	500	500	500	
	CONDUCTIBILIDAD TÉRMICA (W/m K)	a 100 C	16	16	16	16	16	16
		a 150 C	21	21	21	21	21	21,5
	COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICO MEDIO (x 10 ⁻⁶ C ⁻¹)	0100 C	16,92	17,28	17,3	17,30	17,30	16,74
		0300 C	17,10	17,82	17,8	17,80	17,80	17,10
		0500 C	18,18	18,36	18,4	18,40	18,40	18,54
		0700 C	18,72	18,72	18,7	18,80	18,80	19,26
INTERVALO DE FUSIÓN (C)	13981420	13981420	13981420	13981454	13981454	13981427		
PROPIEDADES ELÉCTRICAS	PERMEABILIDAD TÉRMICA EN ESTADO SOLUBLE RECOCIDO	AMAGNÉTICO 1,02	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	AMAGNÉTICO 1,008	
	CAPACIDAD DE RESISTENCIA ELÉCTRICA A 20C (μΩm)	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	
PROPIEDADES MECÁNICAS A 20°	DUREZA BRINELL RECOCIDO HB CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HB	135185 210930	135185 180330	130180 180330	130150 180330	125145 -	130185 -	
		DUREZA ROCKWELL RECOCIDO HRB CON DEFORMACIÓN EN FRÍO HRC	7592 2541 1/4 DURO-DURO	7090 1035	7090 -	7088 1035	7085 -	7088 -
	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rm(N/mm ²)	RECOCIDO 590750 8701200 1/4 DURO-DURO	560720 6801180	530700 -	500700 7001180	500680 -	520700 -	
	ELASTICIDAD CON DEFORMACIÓN EN FRÍO Rp (0,2)(N/mm ²)	RECOCIDO 215340 500900 1/4 DURO-DURO	205340 340900	205340 350900	195340 340900	175300 -	205340 -	
	RECOCIDO Rp(1) (N/mm ²) MÍNIMO	225	245	255	235	215	245	
	ALARGAMIENTO 50mm. A(%)	6555 258 1/4 DURO-DURO	6050 5010	6050 -	6550 5010	6550 -	6040 -	
	ESTRICCION RECOCIDO Z (%)	7060	7555	Min. 50	7560	7560	6550	
	RESILIENCIA	KCUL (J/cm ²)	130	160	Min. 100	160	160	120
		KVL (J/cm ²)	140	180	-	180	180	130
	PROPIEDADES MECÁNICAS EN CALIENTE	ELASTICIDAD DIFERENTES TEMPERATURAS	Rp(0,2) (N/mm ²)	a 300 C -	-	-	125	115
a 400 C -			-	-	-	97	98	135
a 500 C -			-	-	-	93	88	120
Rp(1) (N/mm ²)			a 300 C -	-	-	147	137	186
a 400 C -			-	-	-	127	117	161
a 500 C -			-	-	-	107	108	152
LÍMITE DE FLUENCIA	a 500 C -	-	-	-	68	58,5	102	
	a 600 C -	-	-	-	42	36	64	
	a 700 C -	-	-	-	14,5	10,5	16,5	
	σ1 / 100.000/l (N/mm ²) a 800 C -	-	-	-	4,9	3,9	5,8	
TRATAMIENTOS TÉRMICOS	RECOCIDO COMPLETO (0C)	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	ENFR. RÁPIDO	
	RECOCIDO INDUSTRIAL (I)	10081120	10081120	10081120	10081120	10081120	9631120	
	TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	NO COGE TEMPLE	
	INTERVALO DE FORJA TEMPER. INICIAL TEMPER. FINAL	1200 925	1200 925	1200 925	1200 925	1200 925	1175 925	
	TEMPERATURA FORMACIÓN CASCARILLA SERVICIO CONTINUO SERVICIO INTERMITENTE	900 810	900 810	- 815	925 840	925 840	900 810	
OTRAS PROPIEDADES	SOLDABILIDAD	MUY BUENA	MUY BUENA	NO ACONSEJABLE	MUY BUENA	MUY BUENA	BUENA	
	MAQUINABILIDAD COMPARADO CON UN ACERO BESSEMER PARA a. B1112	45%	45%	55%	45%	45%	36%	
	EMBTUCIÓN	BUENA	BUENA	REGULAR	MUY BUENA	MUY BUENA	BUENA	

ANEXO F
CATALOGO PERFIL ESCTUCTURAL HEA

Tabla 1-b



PERFIL H AMERICANO DE ALA ANCHA - WF
ASTM A 6/A 6M - 07

Dimensiones y propiedades para el diseño

Designación	Altura		Ala		Distancia				Área mm ²	Peso		Superficie		Eje Y-Y		Eje Y-Y		Mód. plástico		Inercia Tors.			
	h	t	b	t	r	h ₁	d	P _{min}		P _{max}	A ₁	A ₂	L _y	W _x	L _y	W _x	L _y	W _x	L _y		W _x		
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	kg/m	lbs/ft	m ² /m	m ² /ft	mm ⁴	mm ⁴	mm ⁴						
W 10 x 49	253	8,6	254	14,2	13	224,6	196,6	102	148	92,9	73,0	49	1,482	20,328	11,290	892,10	11,02	3,880	305,50	6,46	986,1	463,3	57,94
W 10 x 54	256	9,4	255	15,6	13	224,8	198,8	102	150	102,1	80,0	54	1,491	18,594	12,570	982,40	11,10	4,314	388,30	6,50	1,091,0	513,3	76,15
W 10 x 60	260	10,7	256	17,3	13	225,4	199,4	104	150	114,1	89,0	60	1,500	16,744	14,280	1,097,00	11,18	4,841	378,20	6,51	1,226,0	574,5	104,40
W 10 x 68	264	11,9	257	19,6	13	224,8	198,8	106	152	128,9	101,0	68	1,510	14,916	16,380	1,241,00	11,27	5,549	431,90	6,56	1,388,0	656,6	150,30
W 10 x 77	269	13,5	259	22,1	13	224,8	198,8	108	154	146,3	115,0	77	1,525	13,278	18,940	1,408,00	11,38	6,405	494,60	6,62	1,589,0	752,8	215,30
W 10 x 88	275	15,4	261	25,1	13	224,8	198,8	108	156	167,1	131,0	88	1,541	11,747	22,150	1,611,00	11,52	7,446	570,60	6,68	1,847,0	869,7	315,90
W 10 x 100	282	17,3	263	28,4	13	225,2	199,2	110	158	189,8	149,0	100	1,559	10,464	25,940	1,840,00	11,69	8,622	695,70	6,74	2,129,0	1,001,0	466,50
W 10 x 112	289	19,2	265	31,8	13	225,4	199,4	112	160	213,3	167,0	112	1,577	9,421	30,020	2,078,00	11,87	9,879	746,60	6,81	2,427,0	1,139,0	639,30
W 12 x 14	303	5,1	101	5,7	8	291,6	275,6	-	-	26,8	21,0	14	0,986	46,636	3,708	244,80	11,75	98	194,7	1,91	287,1	31,2	3,17
W 12 x 16	305	5,6	101	6,7	8	291,6	275,6	-	-	30,4	23,8	16	0,989	41,428	4,280	280,70	11,87	116	228,9	1,95	328,6	36,7	4,50
W 12 x 19	309	6	102	8,9	8	291,2	275,2	-	-	36,2	28,3	19	1,000	35,222	5,431	351,60	12,27	158	30,99	2,09	406,9	49,2	7,72
W 12 x 22	313	6,6	102	10,8	8	291,4	275,4	-	-	41,8	32,7	22	1,007	30,681	6,507	415,80	12,47	192	37,62	2,14	480,9	59,6	12,36
W 12 x 26	310	5,8	165	9,7	8	290,6	274,6	80	84	49,4	38,7	26	1,255	32,345	8,527	590,10	13,12	727	88,10	3,83	611,8	134,8	12,76
W 12 x 30	313	6,6	166	11,2	8	290,6	274,6	80	84	56,9	44,5	30	1,263	28,271	9,934	634,80	13,21	855	103,00	3,88	708,3	157,8	19,30
W 12 x 35	317	7,6	167	13,2	8	290,6	274,6	82	86	66,7	52,0	35	1,273	24,306	11,850	747,70	13,32	1,026	122,90	3,92	838,5	188,6	31,10
W 12 x 40	303	7,5	203	13,1	15	276,8	246,8	90	113	75,9	60,0	40	1,377	23,122	12,860	848,90	13,02	1,829	180,20	4,91	940,7	275,2	39,15
W 12 x 45	306	8,5	204	14,6	15	276,8	246,8	90	114	85,0	67,0	45	1,385	20,754	14,510	948,40	13,06	2,069	202,80	4,93	1,057,0	310,3	54,03
W 12 x 50	310	9,4	205	16,3	15	277,4	247,4	90	115	94,8	74,0	50	1,395	18,744	16,450	1,061,00	13,17	2,344	228,70	4,97	1,188,0	350,2	74,05
W 12 x 53	306	8,8	254	14,6	15	276,8	246,8	90	164	100,5	79,0	53	1,585	20,095	17,670	1,155,00	13,26	3,990	314,20	6,30	1,275,0	477,8	66,49
W 12 x 58	310	9,1	254	16,3	15	277,4	247,4	90	164	110,0	86,0	58	1,592	18,441	19,850	1,280,00	13,43	4,455	350,80	6,36	1,417,0	533,1	86,96
W 12 x 65	308	9,9	305	15,4	15	277,2	247,2	102	200	123,3	97,0	65	1,790	18,496	22,240	1,444,00	13,43	7,286	477,80	7,89	1,591,0	724,7	91,50
W 12 x 72	311	10,9	306	17	15	277	247	104	200	136,2	107,0	72	1,798	16,825	24,790	1,594,00	13,49	8,123	530,90	7,72	1,765,0	805,8	122,10
W 12 x 79	314	11,9	307	18,7	15	276,6	246,6	106	202	149,7	117,0	79	1,806	15,376	27,510	1,753,00	13,56	9,024	587,90	7,76	1,949,0	892,8	161,10
W 12 x 87	318	13,1	308	20,6	15	276,8	246,8	106	202	165,1	129,0	87	1,816	14,013	30,770	1,935,00	13,65	10,040	651,90	7,80	2,164,0	990,9	214,50
W 12 x 96	323	14	309	22,9	15	277,2	247,2	108	204	182,3	143,0	96	1,828	12,778	34,780	2,153,00	13,81	11,270	729,40	7,86	2,419,0	1,109,0	288,30
W 12 x 106	327	15,5	310	25,1	15	276,8	246,8	108	204	200,5	158,0	106	1,837	11,676	38,630	2,363,00	13,88	12,470	804,80	7,89	2,672,0	1,225,0	380,30
W 12 x 120	333	18	313	28,1	15	276,8	246,8	112	208	227,7	179,0	120	1,856	10,387	44,530	2,675,00	13,99	14,380	916,70	7,95	3,053,0	1,401,0	543,70
W 12 x 136	341	20,1	315	31,8	15	277,4	247,4	114	210	258,0	202,0	136	1,876	9,262	51,982	3,049,00	14,19	16,590	1,053,00	8,02	3,510,0	1,608,0	782,70
W 12 x 152	348	22,1	317	35,6	15	276,8	246,8	116	212	288,8	226,0	152	1,894	8,354	59,580	3,423,00	14,36	18,930	1,194,00	8,10	3,975,0	1,825,0	1,089,00
W 12 x 170	356	24,4	319	39,6	15	276,8	246,8	118	214	322,1	253,0	170	1,913	7,567	68,230	3,833,00	14,55	21,460	1,346,00	8,16	4,490,0	2,059,0	1,495,00
W 12 x 190	365	26,9	322	44,1	15	276,8	246,8	120	216	360,4	283,0	190	1,938	6,852	78,680	4,311,00	14,78	24,590	1,527,00	8,26	5,098,0	2,340,0	2,062,00
W 12 x 210	374	30	325	48,3	15	277,4	247,4	124	220	399,1	313,0	210	1,962	6,263	89,560	4,789,00	14,98	27,700	1,705,00	8,33	5,716,0	2,617,0	2,742,00
W 12 x 230	382	32,6	328	52,6	15	276,8	246,8	126	222	437,2	342,0	230	1,985	5,784	100,500	5,262,00	15,16	31,020	1,892,00	8,42	6,334,0	2,907,0	3,552,00

ANEXO G
PLANOS

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Yo **Edgar Esteban Martínez Almansa** en calidad de titular de la obra **Sistema Primario de Par Torsional para la Calibración de Transductores**, elaborada en el año **2.016**, autorizo al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que me corresponde y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autor manifestamos conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autor establezco las siguientes condiciones de uso de mi obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	<input checked="" type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	<input type="checkbox"/>

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a su autor.

De igual forma como autor autorizo la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

AUTORIZO	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	x	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación		x

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaré, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		x

Para constancia se firma el presente documento en Bogotá, D.C., a los 14 días del mes de agosto del año 2.017.

EL AUTOR:

Nombres Edgar Esteban	Apellidos Martínez Almansa
Documento de identificación No C.C. 1.030.634.835	Firma 

Nota: Incluya un apartado (copie y pegue el cuadro anterior), para los datos y la firma de cada uno de los autores de la obra.