

**DIRECCIÓN DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ
INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANÁLISIS EXPERIMENTAL PARA LA DETERMINACIÓN DE LA FUERZA
AXIAL DE UN DISPOSITIVO DE TOPE DE IMPACTO EN FUNCIÓN DEL
TORQUE DE APRIETE.**

**INFORME TÉCNICO
DE RESIDENCIA PROFESIONAL
P R E S E N T A:
ENRIQUE ESPINOSA DILMAN**

ASESOR EXTERNO

DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA

ASESOR INTERNO

ING. RUTILO MORALES ÁLVAREZ

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, México. Junio del 2015.

RESUMEN

En este trabajo se buscó la relación que existe entre el torque y la fuerza de transmisión que se aplica en un dispositivo de tope de impacto con aros deformables. Para lograr lo anterior se instrumentó un elemento estratégico del tope de impacto y se construyó un sensor de fuerza a partir de una configuración de puente de Wheatstone con 4 galgas extensométricas. Se realizaron pruebas con dos tipos de torquímetros y se cambió la posición de los aros en el elemento móvil del tope de impacto con la finalidad de ver la influencia de estos en el sistema.

ABSTRACT

In this paper the relationship between the torque and force transmission is applied on a stop device impact with deformable rings are sought. To achieve this strategic element of the bump stop was implemented and a force sensor is constructed from a Wheatstone bridge configuration with 4 strain gauges. Testing was performed using two types of torque wrenches and position of the rings are shifted in the moving element of the bump stop in order to see the influence of these on the system.

Contenido

Simbología	iv
Alfabeto griego	v
Lista de figuras	vi
Lista de tablas	ix

Capítulo 1. Estado del arte

1.1 Introducción	3
1.2 Impacto.....	4
1.3 Fricción	5
1.3.1 Tipos de fricción.	6
1.3.2 Ventajas y desventajas de la fricción.	8
1.4 Tornillos.	9
1.4.1 Terminología.....	10
1.4.2 Relación Torque-Fuerza de precarga.	12
1.5 Aros cónicos deformables.	14
1.6 Tope de impacto.....	15
1.7 Extensometría.	18
1.7.1 Características de las Galgas Extensométricas.....	19
1.8 Referencias.	21

Capítulo 2. Descripción del dispositivo

2.1 Introducción	24
2.2 Funcionamiento del tope de impacto.	25
2.2.1 Dimensiones de los componentes del tope de impacto.....	27
2.3 Análisis de fuerzas.	29
2.3.1 Fuerza para la eliminación de claros.....	29
2.3.2 Fuerzas de fricción en los aros.	32
2.4 Conclusiones.	34
2.5 Referencias.	35

Capítulo 3. Caracterización del sensor de fuerza

3.1 Introducción.....	36
3.2 Consideraciones.....	37
3.3 Construcción del sensor de fuerza.....	37
3.3.1 Selección de galgas.....	38
3.3.2 Pegado de las galgas.....	38
3.3.3 Soldado del circuito.....	41
3.4 Calibración del sensor de fuerza.....	44
3.4.1 Balanceo del amplificador.....	44
3.4.2 Calibración en la máquina universal.....	45
3.5 Conclusiones.....	47
3.6 Referencias.....	48

Capítulo 4. Pruebas experimentales y resultados

4.1 Introducción.....	49
4.2 Ensamblaje del elemento móvil.....	50
4.3 Pruebas con el torquimetro de carátula.....	51
4.3.1 Primera prueba experimental aros internos arriba.....	51
4.3.1.1 Resultados de la primera prueba aros internos arriba.....	51
4.3.2 Prueba experimental con los aros internos abajo.....	53
4.3.2.1 Resultados de la primera prueba aros internos abajo.....	53
4.4 Pruebas con el torquimetro ajustable.....	55
4.4.1 Segunda prueba experimental aros internos arriba.....	55
4.4.1.1 Resultados de la segunda prueba aros arriba.....	55
4.4.2 Segunda prueba con los aros internos hacia abajo.....	57
4.5 Comparación de resultados.....	59
4.6 Conclusiones.....	62

Capítulo 5. Conclusiones y recomendaciones

5.1 Conclusiones.....	63
5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.....	64

Simbología

a	Radio interno
A	Sección transversal del alambre
b	Radio externo
C_s	Holgura entre el anillo interior y la flecha
C_i	Holgura entre el anillo exterior y el cubo
d	Diámetro mayor del tornillo
d_m	Diámetro medio
d_p	Diámetro de paso
d_r	Diámetro de la raíz
d_i	Diámetro interior del aro interior
D	Diámetro exterior aro exterior
D_f	Diámetro de la deformación
D_o	Diámetro antes de la deformación
E	Módulo de Young
f	Fuerza de fricción
F	Fuerza axial de compresión
F_e	Fuerza de fricción estática
F_d	Fuerza de fricción dinámica
F_N	Fuerza normal
F_o	Fuerza de eliminación de claros
h	Desplazamiento axial
l	Longitud del alambre
L	Avance de la rosca
M_{tor}	Torque máximo aplicado
N_1	Suma de las componentes radiales de la superficie cónica
P	Paso de la rosca
P_L	Par de torsión requerido para bajar la carga
P_R	Par de torsión requerido para elevar la carga
R	Resistividad eléctrica total
T_1	Fuerza de rozamiento del primer elemento
T_2	Fuerza de rozamiento del segundo elemento
T_o	Torque de apriete
T_t	Fuerza de fricción total
V_a	Velocidad del cuerpo a
V_b	Velocidad del cuerpo b

Alfabeto griego

α	Ángulo de la rosca
λ	Ángulo de avance
μ_k	Coefficiente de fricción dinámico
μ_s	Coefficiente de fricción estático
θ	Ángulo de conicidad
ρ	Resistividad del alambre
ψ	Ángulo de la hélice
ψ^*	Coefficiente radial
ν	Coefficiente de Poisson

Lista de figuras

Figura 1.1 Tipos de impacto donde: a) Impacto central directo, b) Impacto central oblicuo [7].

Figura 1.2 Fases de impacto [8].

Figura 1.3 Deslizamiento de dos superficies en contacto. 1) Superficie rugosa- fricción elevada. 2) Superficie lisa- fricción reducida [12].

Figura 1.4 Fuerza de fricción opuesta al movimiento.

Figura 1.5 Comparación entre un perno y un tornillo. a) Perno de cabeza hexagonal, b) Tornillo de cabeza de presión hexagonal [18].

Figura 1.6 Terminología de roscas de tornillo [19].

Figura 1.7 Parte de un tornillo de potencia [19].

Figura 1.8 Diagramas de fuerza: a) al subir la carga; b) al bajar la carga [19].

Figura 1.9 La fuerza normal en la rosca aumenta debido al ángulo α [19].

Figura 1.10 Aros cónicos deformables.

Figura 1.11 Esquema de montaje conexión flecha-cubo [21].

Figura 1.12 Absorbedor de choque para trabajo pesado Enertrols® [23].

Figura 1.13 Algunas de las aplicaciones de los absorbedores de choque [23].

Figura 1.14 Prototipo de tope de impacto diseñado por Romero [26].

Figura 1.15 Partes de una galga extensométrica [32].

Figura 2.1 Elemento móvil del dispositivo de tope de impacto.

Figura 2.2 Funcionamiento del dispositivo [3].

Figura 2.3 Dimensiones de los aros cónicos Ringfeder® [4].

Figura 2.4 Elementos del tope de impacto.

Figura 2.5 Variables que intervienen para la determinación de las fuerzas en la unión flecha-cubo-aros elásticos, donde: a) es el esquema general de las variables que intervienen en la unión, y b) es el diagrama de fuerzas en la región A [8].

Figura 2.6 Relación de desplazamientos.

Figura 2.7 Fuerzas que se generan en el interior de la unión y los aros cónicos.

Figura 2.8 Distribución de fuerzas en un sistema de dos pares de aros cónicos.

Figura 3.1 Fuerzas generadas por el torque de apriete.

Figura 3.2 Galga extensométrica CEA-06-125UW-350 [mm].

Figura 3.3 Terminales de conexión CEG-75C [mm].

Figura 3.4 Arreglo general del circuito, a) Puente completo, b) Arreglo de las galgas para esfuerzo uniforme uniaxial [5].

Figura 3.5 Extensómetros y terminales de conexión pegados en la superficie del separador.

Figura 3.6 Extensómetros pegados en el separador formando un puente de Wheatstone completo.

Figura 3.7 Materiales utilizados para el pegado de los extensómetros. 1) Alcohol isopropílico. 2) Papel lija. 3) Gasas. 4) Cinta adhesiva transparente. 5) Pinza de filatelista. 6) Adhesivo de cianocrilato. 7) Escuadra. 8) Bolígrafo de punta fina. 9) M-Prep Neutralizer y M-Prep Conditioner.

Figura 3.8 Par de omegas soldadas con las terminales de la galga y la terminal externa.

Figura 3.9 Terminal tipo Bendix PT06A-14-15-SR.

Figura 3.10 Circuito de entrada para un puente completo con su respectiva conexión a la terminal Bendix [8].

Figura 3.11 Circuito del sensor de fuerza completamente terminado.

Figura 3.12 Material utilizado para el soldado del circuito. 1) Cautín tipo lápiz punta plana. 2) Alambre de cobre calibre 34. 3) Estaño 60/40 4) Pasta para soldar. 5) Pinza de corte diagonal. 6) Cúter.

Figura 3.13 Montaje del sensor de fuerza en la máquina universal. a) Partes de la máquina universal. b) Detalle A. Platos de compresión actuando sobre el separador.

Figura 3.14 Esquema del proceso de calibración del sensor de fuerza.

Figura 3.15 Curva de calibración del sensor de fuerza.

Figura 4.1 Elemento móvil ensamblado.

Figura 4.2 Elemento móvil montado en el tornillo de banco.

Figura 4.3 Torquimetro de carátula Urrea 3/8 con capacidad de 2 a 10 N.

Figura 4.4 Curva de calibración de la primera prueba aros internos arriba.

Figura 4.5 Curva de calibración de la primera prueba aros internos abajo.

Figura 4.6 Torquimetro ajustable 1/4 con capacidad de 1 a 6 N.

Figura 4.7 Curva de calibración de la segunda prueba aros internos arriba.

Figura 4.8 Curva de calibración de la segunda prueba aros internos abajo.

Figura 4.9 Comparación de resultados del torquimetro Urrea con los aros internos hacia arriba y hacia abajo.

Figura 4.10 Comparación de resultados del torquimetro ajustable con los aros internos hacia arriba y hacia abajo.

Figura 4.11 Comparaciones de los resultados experimentales contra el analítico.

Lista de tablas.

Tabla 1.1 Coeficientes de fricción estática y dinámica aproximados para superficies en contacto.

Tabla 2.1 Especificaciones de los aros cónicos Ringfeder® [4].

Tabla 2.2 Propiedades del Acero AISI 1018 [5].

Tabla 2.3 Propiedades de los resortes del tope de impacto [1].

Tabla 3.1 Características de funcionamiento del sensor de fuerza.

Tabla 4.1 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia arriba en la primera prueba.

Tabla 4.2 Valores estadísticos de la primera prueba con los aros internos hacia arriba.

Tabla 4.3 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la primera prueba aros internos arriba.

Tabla 4.4 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia abajo en la primera prueba.

Tabla 4.5 Valores estadísticos de la primera prueba con los aros internos hacia abajo.

Tabla 4.6 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la primera prueba aros internos abajo.

Tabla 4.7 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia arriba en la segunda prueba.

Tabla 4.8 Valores estadísticos de la segunda prueba con los aros internos hacia arriba.

Tabla 4.9 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la segunda prueba aros internos arriba.

Tabla 4.10 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia abajo en la segunda prueba.

Tabla 4.11 Valores estadísticos de la segunda prueba con los aros internos hacia abajo.

Tabla 4.12 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la segunda prueba aros internos abajo.

Tabla 4.13 Equivalencias de fuerza y torque de los resultados experimentales y el resultado analítico.

Introducción

Un impacto es un suceso que suele tener lugar en un intervalo de tiempo muy corto. Suele ir acompañado de fuerzas de reacción entre los cuerpos relativamente intensas, lo que da lugar a fuertes cambios de velocidad de uno o ambos cuerpos. Las intensas fuerzas de reacción también originan una deformación considerable de los cuerpos en colisión y en consecuencia, la conversión de energía mecánica en sonido y calor [1].

En principio, todos los procesos de fabricación implican movimientos de algún tipo. Todo objeto en movimiento contiene energía cinética y si este objeto cambia de dirección o si es detenido bruscamente, la disipación de dicha energía puede resultar en fuerzas de choque destructivas en las partes estructurales u operativas de la máquina.

Un aumento de los índices de producción solamente será posible disipando la energía cinética suavemente y en consecuencia eliminando las fuerzas destructivas de la desaceleración. La solución óptima se logra con los amortiguadores de choque [2].

La disipación de energía se logra mediante la introducción de dispositivos especiales en una estructura, con el fin de reducir las deformaciones y esfuerzos sobre ella [3]. Los absorbedores de choque o disipadores de energía de tipo viscoso funcionan mediante la conversión de energía cinética a energía térmica. La energía térmica se transfiere al cuerpo del cilindro y sin causar daño la disipa hacia la atmósfera [4].

Por otra parte, los amortiguadores de fricción o histéresis se basan en la plastificación de metales por flexión, torsión, cortante, extrusión o bien en la fricción entre superficies. Son dispositivos que dependen básicamente del desplazamiento [5]. La capacidad de disipar energía, está directamente ligado al coeficiente de rigidez y de fricción del material del que se encuentre elaborado el dispositivo.

En este trabajo se analiza un dispositivo de tope de impacto que disipa energía mediante fricción, se trata de encontrar la relación que existe entre el par de apriete y la fuerza de transmisión. Una vez encontrada esa relación servirá para aplicar un par de apriete determinado que lleve al tope de impacto a disipar una cantidad específica de energía.

En el capítulo 1 se presenta el estado del arte con respecto a los dispositivos de tope de impacto o también llamados absorbedores de choque, además de otros conceptos que se ven involucrados en el desarrollo de este trabajo.

En el capítulo 2 se describe a detalle la forma en que opera el tope de impacto, los elementos que lo conforman y también las ecuaciones que describen el comportamiento de todo el sistema de funcionamiento.

En el capítulo 3 aparece la descripción paso a paso de la construcción de un sensor de forma elaborado con galgas extensométricas, para determinar la relación torque-fuerza axial.

En el capítulo 4 se muestran los resultados de las pruebas experimentales realizadas en el tope de impacto con dos tipos de torquímetros. En esta parte se encontró la relación torque-fuerza axial, además se determinó la influencia de los aros en el sistema.

Por último, en el capítulo 5 se concluye de manera general y se hacen recomendaciones para trabajos futuros con el tope de impacto.

Capítulo 1

Estado del Arte

1.1 Introducción.

En este capítulo abordaremos los conceptos fundamentales referentes a los dispositivos de tope de impacto. Además, se presenta una revisión bibliográfica de los disipadores de energía, aros cónicos deformables, sensores de fuerza y las diferentes metodologías que se han aplicado en el estudio de topes de impacto. El objetivo de este capítulo es facilitar la comprensión del texto ya que a lo largo de este trabajo haremos, con frecuencia, uso de esos conceptos.

1.2 Impacto.

La física define al fenómeno de *impacto* como la colisión de dos objetos en un breve lapso de tiempo. Por otra parte (Juvinall y Marshek, 1991) consideran que una carga es de impacto cuando su tiempo de aplicación y/o variación es menor a la mitad del período natural de vibración del sistema a diseñar [6].

La normal común a las superficies en contacto durante el impacto se conoce como línea de impacto. Si los centros de masa en los dos cuerpos que chocan se ubican sobre esta línea, el impacto es un impacto central. En otro caso, se dice que el impacto es excéntrico [7].

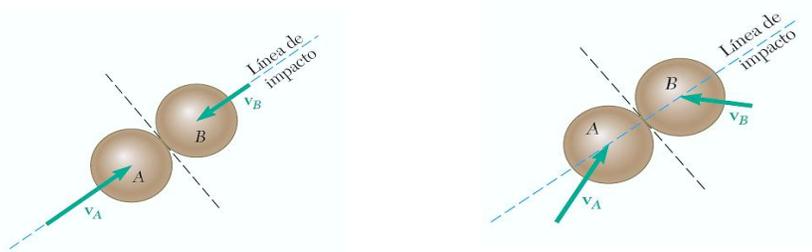


Figura 1.1 Tipos de impacto donde: a) Impacto central directo, b) Impacto central oblicuo [7].

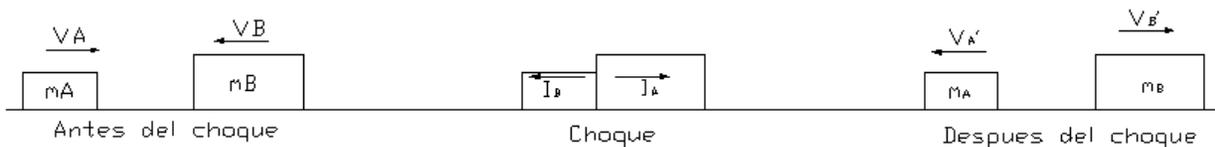


Figura 1.2 Fases de impacto [8].

Los cuerpos antes del choque tienen las velocidades \vec{V}_A y \vec{V}_B respectivamente, en la misma dirección y de sentidos contrarios. Al ponerse en contacto comienza el período de deformación hasta obtener la máxima *deformación* y por ser cuerpos elásticos, sigue un período de *restitución* hasta separarse (Fig. 1.2).

Sin embargo, la fase de recuperación no es total. Parte de la energía en el momento del choque, se disipa en forma de calor y sonido, consecuencia de la deformación residual de los cuerpos y de las vibraciones que se generan durante y después del impacto.

Las cargas de impacto resultan ser un problema para el diseño de equipo y maquinaria. Dichas fuerzas causan estragos en los componentes de los equipos, ya sea desgaste, deformaciones plásticas y fallo total de la maquinaria. Por lo general se trata de minimizar sus consecuencias ya que sus efectos son inevitables [9]. Harris (2002) propone en uno de sus métodos, la reducción de la respuesta para el control del choque y la vibración, también sugiere la disipación de energía como alternativa [10].

1.3 Fricción

Cuando hablamos de fricción nos referimos a la resistencia producida por las superficies de los materiales en contacto. La superficie de cualquier material en apariencia es lisa, pero si observamos a nivel microscópico nos damos cuenta que existen irregularidades. Cuantas más imperfecciones existan, mayor será la fricción producida. Esta resistencia está presente con todos los tipos de medios (sólidos, líquidos y gases), y se caracteriza como fuerza de fricción (f) [11].

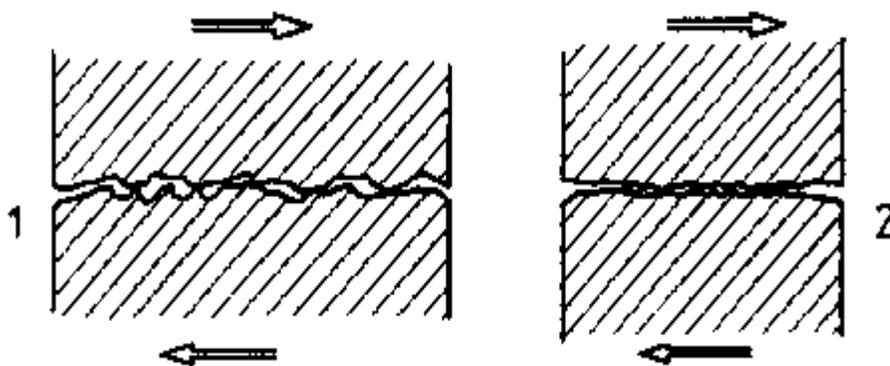


Figura 1.3 Deslizamiento de dos superficies en contacto. 1) Superficie rugosa- fricción elevada. 2) Superficie lisa- fricción reducida [12].

Históricamente el estudio del comportamiento de las fuerzas de rozamiento comienza con Leonardo da Vinci (1452-1519), fue el primero en introducir el concepto de coeficiente de fricción como la relación entre la fuerza y la carga normal, pero sus cuadernos permanecieron sin publicar durante 200 años [13].

El físico francés Guillaume Amontons (1663-1705) redescubrió en el siglo XVII de las leyes del rozamiento. Estudió el deslizamiento seco de dos superficies planas y planteó las siguientes conclusiones [14]:

- La fuerza de fricción se opone al movimiento de un bloque que desliza sobre un plano.
- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal que ejerce el plano sobre el bloque.
- La fuerza de rozamiento no depende del área aparente de contacto.

Medio siglo después, Coulomb (1736-1806), añadió una propiedad más:

- Una vez empezado el movimiento, la fuerza de rozamiento es independiente de la velocidad.

1.3.1 Tipos de fricción.

- Rozamiento estático.

Es aquella en que la fuerza de fricción es suficiente para impedir un movimiento relativo entre las superficies. Supongamos que vamos a empujar un bloque. Aplicamos una fuerza horizontal a ese bloque, pero no se mueve. La fuerza de fricción estática entre la superficie del bloque y la del piso se opone a la fuerza horizontal que aplicamos (Fig. 1.4)

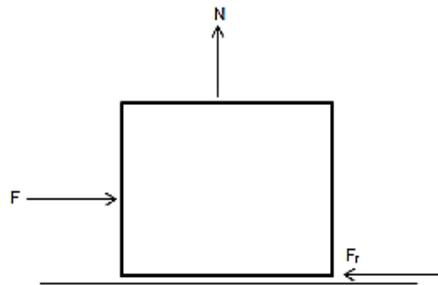


Figura 1.4 Fuerza de fricción opuesta al movimiento.

Ahora bien, si se aumenta la fuerza de empuje del bloque del ejemplo anterior la fuerza de fricción tendrá que aumentar, y si se lograra mover el bloque la fuerza de fricción estática deja de existir y ahora toma el control la fuerza de fricción dinámica, ya que la fuerza de fricción máxima se ha superado justo un instante antes de que el bloque se comenzara a mover. La fuerza de fricción estática máxima está dada por:

$$F_e(\text{máx}) = \mu_s F_N \quad [1.1]$$

Dónde: μ_s = Coeficiente de fricción estática.
 F_N = Magnitud de la fuerza normal.

➤ Rozamiento dinámico.

La fuerza de fricción dinámica aparece en cuanto existe deslizamiento entre dos superficies en contacto. La fuerza de fricción dinámica actuara siempre en la misma dirección, pero en sentido contrario al movimiento del bloque. Una vez iniciado el movimiento la fuerza de fricción dinámica se mantiene constante, independientemente de que la magnitud sea grande o pequeña.

$$F_d = \mu_k F_N \quad [1.2]$$

Dónde: μ_k = Coeficiente de fricción dinámico.
 F_N = Magnitud de la fuerza normal.

El coeficiente de fricción dinámica típicamente es menor que el coeficiente de fricción estática, reflejando la experiencia común, de que es más fácil mantener algo en movimiento a lo largo de una superficie horizontal, que iniciar el movimiento desde el reposo. La tabla 1 nos muestra valores aproximados para los coeficientes de fricción estática y dinámica para algunas superficies en contacto, estos valores han sido obtenidos a lo largo del tiempo mediante la experimentación y la mayoría de los investigadores coinciden en los resultados.

Tabla 1.1 Coeficientes de fricción estática y dinámica aproximados para superficies en contacto.

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Madera-Madera	0.7	0.4
Acero-Acero	0.15	0.09
Metal-Cuero	0.6	0.5
Madera-Cuero	0.5	0.4

1.3.2 Ventajas y desventajas de la fricción.

Cuando existe algún tipo de rozamiento en cualquier máquina o elemento, generalmente se presenta desgaste entre sus componentes. Si no se tiene el suficiente cuidado para lubricar las piezas en contacto se puede producir un sobrecalentamiento, y a su vez, causar deformaciones permanentes entre estas, afectando el funcionamiento general del sistema. También gran parte de la energía suministrada en las máquinas se pierde en forma de calor no aprovechable que se produce por la fricción.

Aunque pareciera que las fuerzas de fricción solo nos traen consecuencias negativas, las ventajas de este fenómeno son muchos mayores. La fuerza de fricción se manifiesta en la vida diaria prácticamente en todo momento, se presenta cuando caminamos, ya que sin la fricción de los zapatos con el suelo nos resbalaríamos. También gracias a la fricción es posible frenar un auto, ya que el roce de las balatas con el tambor de los neumáticos permiten detenerlo si se desea; pulir metales, joyerías; incluso desintegran los meteoritos que entran a la atmosfera por el calor producido al

rozar con el aire [15]. Incluso si nos ponemos a pensar detenidamente el descubrimiento del fuego se dio gracias a la fricción, si es que nuestros antepasados aprendieron a generar fuego mediante el roce de la madera, rocas u algún otro material.

1.4 Tornillos.

Se dice que el inventor del tornillo fue el griego Arquitas de Tarento (430-360 a.C.), al que también se le atribuye el invento de la polea. Arquímedes (287-212 a.C.) perfeccionó el tornillo y lo llegó a utilizar para elevar agua. También fue Arquímedes el que inventó el tornillo “sin fin”, comúnmente llamado de esta forma dado que daría vueltas y vueltas. Se utiliza habitualmente en tolvas y sin fines (tuberías especiales) para llevar granos y mover variedad de productos.

Pero no fue hasta la revolución industrial un elemento muy usado, principalmente porque debían ser producidos artesanalmente y nunca dos eran iguales, sobre todo el agujero o también llamada tuerca en la que debía enroscar. Llegado el nacimiento de las máquinas este problema fue solucionado con la producción masiva (mismos patrones). Igualmente había un problema, los fabricantes producían medidas diferentes y era un “caos” el conseguir las mismas piezas o en su defecto algo que se pudiera parecer.

Por ello en 1841 el británico Joseph Whitworth (1803-1887) sugirió e inventó un sistema de fileteado de rosca distinto al universal, es lo que hoy conocemos por pasos ingleses o también denominados pasos Whitworth.

Hoy existe la rosca universal, que es la más usada habitualmente, pero tenemos también las roscas “Whithworh” que se miden por número hilos (vueltas que da la rosca) en una pulgada, roscas métricas que se componen de rosca fina, rosca superfina, rosca gruesa y rosca a izquierdas, todas estas últimas siempre medidas por la separación entre hilo e hilo de rosca [16].

Los sujetadores conectan o unen dos o más componentes. Los tipos más comunes son los pernos y los tornillos. Debemos saber identificar cada sujetador ya que parecía que fuesen lo mismo pero no es así. Robert Mott (2006) los define de la siguiente manera.

Un *perno* es un sujetador con rosca, diseñado para pasar por orificios en los miembros unidos, y asegurarse al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a la cabeza del perno. Un *tornillo* es un sujetador con rosca, diseñado para introducirse en un orificio de uno de los elementos que se van a unir, y también en un orificio con rosca en el elemento acoplado [17].

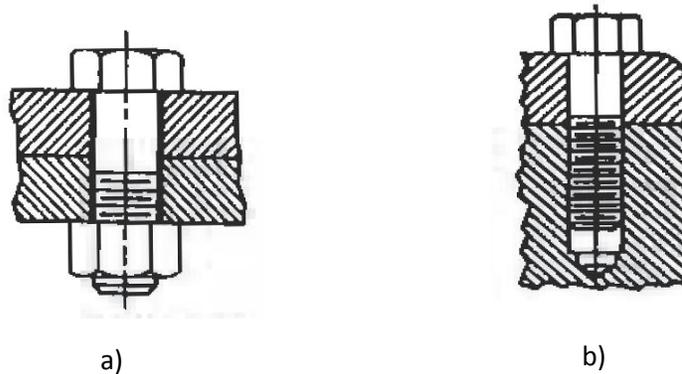


Figura 1.5 Comparación entre un perno y un tornillo. a) Perno de cabeza hexagonal, b) Tornillo de cabeza de presión hexagonal [18].

1.4.1 Terminología.

Para comprender con facilidad el análisis de las fuerzas que intervienen en los sujetadores roscados, primero debemos conocer su terminología.

Shigley *et al* (2008), lo explican de la manera siguiente (véase Figura 1.6):

P =El paso es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N .

d = El diámetro mayor, es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

d_r = El diámetro menor (o raíz) es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

d_p = El diámetro de paso es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

L =El avance, que no se muestra, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la figura 1.6, el avance es igual al paso.

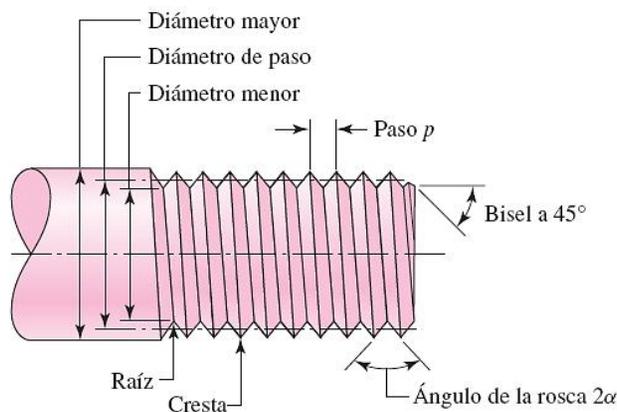


Figura 1.6 Terminología de roscas de tornillo [19].

Los productos estandarizados como tornillos, pernos y tuercas tienen roscas sencillas: un tornillo de rosca doble tiene un avance igual al doble del paso, el avance de un tornillo de rosca triple es igual a 3 veces el paso, y así sucesivamente.

Todas las roscas se hacen de acuerdo con la regla de la mano derecha, a menos que se indique otra cosa. La norma para roscas American National (Unified) ha sido aprobada en Estados Unidos y Gran Bretaña para su empleo en todos los productos roscados estandarizados. El ángulo de la rosca es 60° y sus crestas pueden ser aplanadas o redondas [19].

Aunque existen diferentes estilos y configuraciones de pernos y tornillos nos limitaremos a mostrar solo a los tornillos de rosca, ya que el presente trabajo así lo demanda. De cualquier forma el análisis se hace de la misma forma para cada uno de ellos.

1.4.2 Relación Torque-Fuerza de precarga.

En la figura 1.7 se presenta un tornillo de potencia de rosca cuadrada con rosca simple, con un diámetro medio d_m , un paso p , un ángulo de avance λ , y el ángulo de la hélice ψ sometido a la fuerza de compresión axial F . Se desea encontrar la expresión del par de torsión requerido para elevar la carga (P_R), y otra expresión del par de torsión necesario para bajarla (P_L).

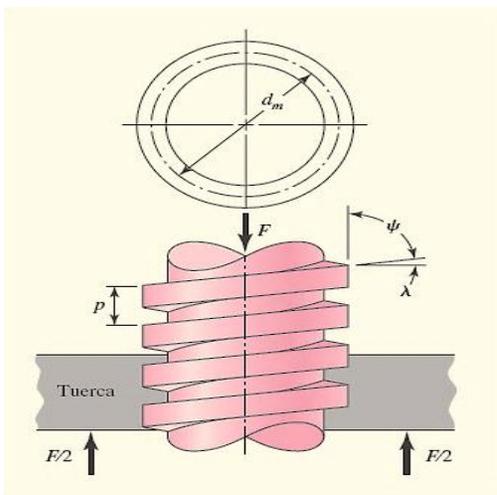


Figura 1.7 Parte de un tornillo de potencia [19].

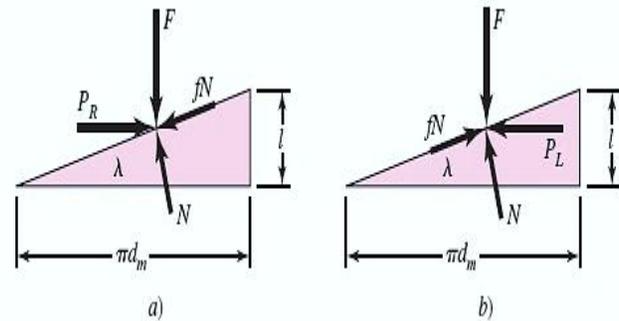


Figura 1.8 Diagramas de fuerza: a) al subir la carga; b) al bajar la carga [19].

De acuerdo al análisis de las fuerzas que intervienen en el diagrama de la figura 1.8 se determinaron las siguientes ecuaciones [19]:

$$P_R = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{p + \pi\mu d_m}{\pi d_m - \mu p} \right) \quad [1.3]$$

$$P_L = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{\pi\mu d_m - p}{\pi d_m + \mu p} \right) \quad [1.4]$$

Las ecuaciones anteriores se desarrollaron para roscas cuadradas, donde las cargas normales en las roscas son paralelas al eje del tornillo. En el caso de roscas ACME o de otros tipos, la carga normal en la rosca está inclinada hacia el eje debido al ángulo de la rosca 2α y al ángulo del avance λ . Como los ángulos de avance son pequeños, esta inclinación se puede despreciar y sólo se considera el efecto del ángulo de la rosca (vea la figura 1.9). El efecto del ángulo α se necesita para incrementar la fuerza de fricción debida a la acción de cuña de las roscas. Por lo tanto, los términos de la fricción en la ecuación (1.3) deben dividirse entre $\cos \alpha$. Para elevar la carga o para apretar un tornillo o perno, esto da

$$P_R = \frac{Fd_m}{2} \left(\frac{p + \pi\mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu p \sec \alpha} \right) \quad [1.5]$$

El ángulo de la rosca se calcula a partir de:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi d_m} \right) \quad [1.6]$$

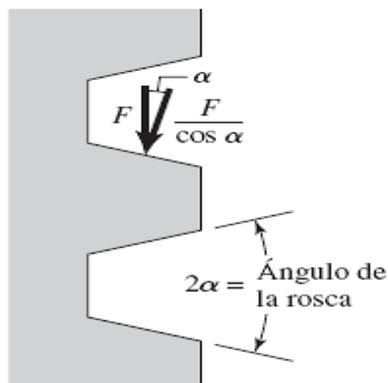


Figura 1.9 La fuerza normal en la rosca aumenta debido al ángulo α [19].

1.5 Aros cónicos deformables.

Si se usa un anillo de acero comprimido firmemente alrededor de un eje liso, el par torsional puede transmitirse entre el cubo de un elemento de transmisión de potencia y un eje, sin haber entre ellos una cuña.

Al momento de ser colocados existe una pequeña holgura entre el diámetro interior del dispositivo fijador y el eje, así como con el barreno del cubo. Esta holgura facilita la instalación y posicionamiento del cubo. Una vez colocado el cubo en el lugar deseado se procede al apriete de los tornillos, hasta un par torsional especificado, para vencer las holguras. Una vez vencidas las holguras iniciales, un mayor apriete a los tornillos causa una gran presión contra el eje y el cubo. Cuando los tornillos tienen el par de apriete correcto, la presión final de contacto, combinada con la fricción, permite la transmisión de una cantidad predeterminada de par torsional, entre el eje y el cubo [17].

Este tipo de elementos es una alternativa de unión flecha-cubo, en la cual no se modifica la sección transversal de los componentes a unir, y los aros cónicos son los que se deforman para lograrla unión [20].



Figura 1.10 Aros cónicos deformables.

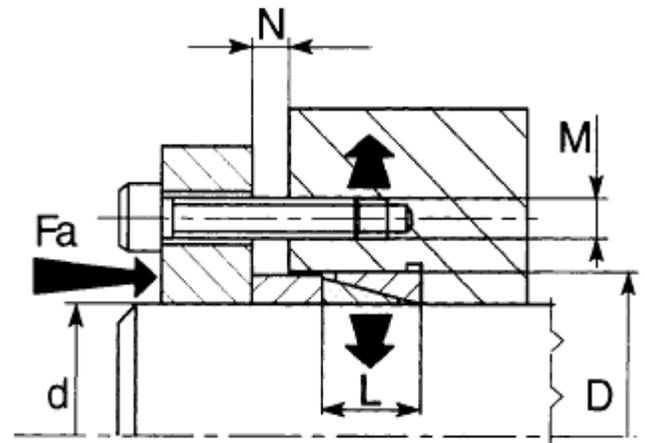


Figura 1.11 Esquema de montaje conexión flecha-cubo [21].

La importancia de mencionar este componente, es porque es uno de los elementos del dispositivo de tope de impacto que se estudia en el presente trabajo. La función de los aros elásticos deformables en el amortiguador de impacto es disipar energía cuando tienen contacto con la carcasa y existe un deslizamiento entre estas piezas, lo que genera fuerzas de fricción [22].

1.6 Tope de impacto.

Una energía no controlada puede producir roturas en la máquina y paradas de producción costosas. Los mejores resultados se obtienen cuando la energía disminuye lineal y progresivamente en una distancia dada.

Cualquier mecanismo que se mueve y que debe ser detenido es una aplicación potencial para controlar la desaceleración [23]. En el mercado existen *absorbedores de choque* como el de Enertrols®, estos son capaces de detener de forma rápida y segura cualquier tipo de movimiento, incluyendo: lineal, rotativo, en caída libre, deslizamiento, laminados, etc. No hace ninguna diferencia si el movimiento es de accionamiento eléctrico, mecánica, hidráulica o neumática.

A su vez la empresa Enertrols® presenta una serie de condiciones que deben cumplir los absorbedores de choque:

- Mejora del rendimiento (aumento de la velocidad de producción).
- Construcción simplificada.
- Mejora de la calidad de producción.
- Mayor duración de las máquinas.

Por otra parte el grupo Gantry® comercializa topes amortiguadores hidráulicos como elemento de seguridad en caso de impacto al chocar con el final del recorrido de caminos de rodadura: puentes-grúa, funiculares, rodaduras por tierra, etc.

En caso de impacto, el émbolo es forzado a penetrar dentro del cilindro desplazando el aceite hacia su interior, provocando la transformación de la energía de impacto en energía calorífica que se disipa en la atmósfera. Un sistema automático asegura el retroceso del émbolo a su posición inicial [24].

Almesa® fabrica topes de hule, estos topes absorben elásticamente el impacto producido por la energía del equipo; en movimiento, protegiendo principalmente el equipo eléctrico se evitan vibraciones en las naves o edificios, disminuyen el ruido del impacto y no permiten el rebote, como por ejemplo con topes de resorte [25].

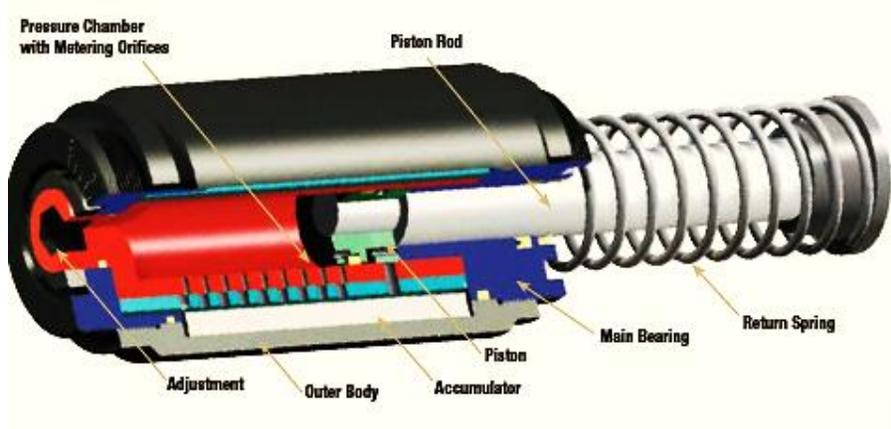


Figura 1.12 Absorbedor de choque para trabajo pesado Enertrols® [23].

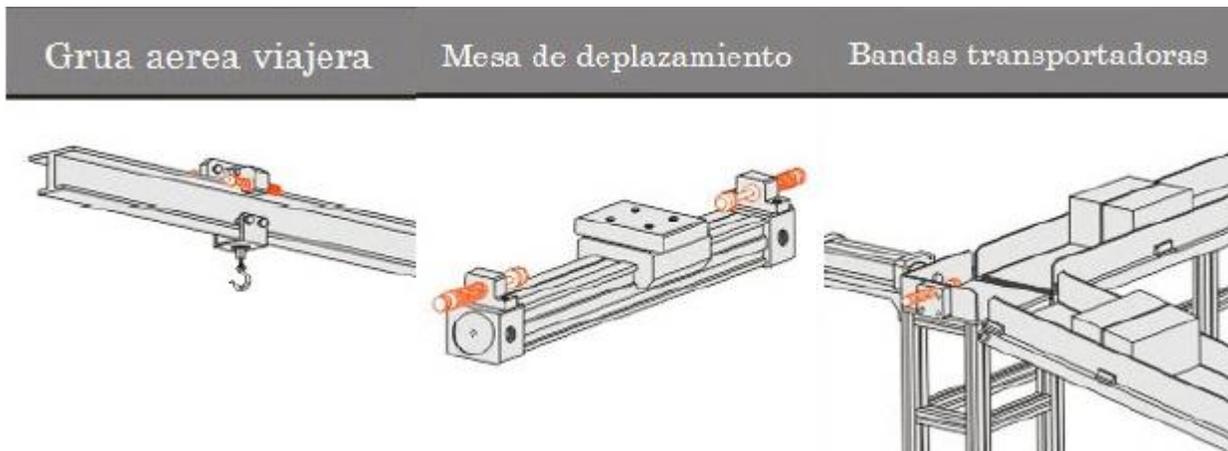


Figura 1.13 Algunas de las aplicaciones de los absorbedores de choque [23].

El objeto de estudio es el prototipo de tope de impacto diseñado por Romero [26]. El cual consta de 3 elementos principales: elemento móvil, carcasa, y resortes.

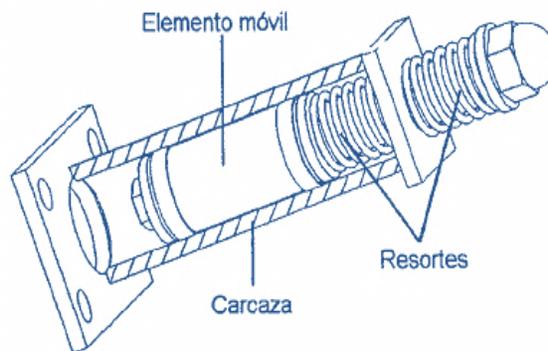


Figura 1.14 Prototipo de tope de impacto diseñado por Romero [26].

El elemento móvil es el componente que entra en contacto directo con el cuerpo del cual se desea disipar energía. Como resultado del impacto, el elemento móvil, adquiere energía cinética y la elimina a través de la fricción. El mecanismo que genera la fricción se conforma en parte, por los aros cónicos deformables, los cuales al comprimirse, debido a la fuerza axial del torque de apriete, se deforman radialmente y entran en contacto con la superficie interior de la carcasa, generándose la fuerza de fricción necesaria para que ocurra la disipación de energía [26].

En el CENIDET se han hecho estudios sobre los beneficios que tiene la aplicación de esos dispositivos como absorbedores de energía. Estrada [27] analizó el efecto de la precarga en los topes de impacto, llegó a la conclusión que la precarga tiene un efecto indirecto en la disipación de energía, además observo que la deformación de los aros no es uniforme a los torques aplicados, sin embargo se comprobó que el aro inferior tiene una mayor deformación radial respecto al superior.

Morales [22] desarrollo un modelo numérico para verificar si los valores analíticos correspondían con los de elemento finito. Resulto que existen discrepancias entre esos valores, En la simulación numérica la presión de contacto no es uniforme como en el modelo teórico. La máxima distribución de la presión se presenta en las zonas más

delgadas de los aros elásticos deformables, y este efecto no se representa en el modelo teórico.

Cortés [28] concentro su análisis en modelos numéricos que mostraran el comportamiento de las zonas de contacto entre los aros cónicos deformables y la carcasa del tope de impacto, también tomo en cuenta las irregularidades que existen en la superficie de los aros. Demostró que el área de contacto de los aros dependía de la rugosidad de su superficie y de la fuerza de apriete. El coeficiente de fricción también tuvo que ver en el modelo, ya que se comprobó que un coeficiente de fricción alto disipa mayor cantidad de energía, aun cuando provoca un menor desplazamiento del elemento móvil.

1.7 Extensometría.

La extensometría es uno de los métodos experimentales más conocido y utilizado en centros de investigación y universidades para caracterizar el estado tensional de aquellos solidos cuya geometría o comportamiento es muy complejo de modelizar a través de la elasticidad o resistencia de materiales. Normalmente suelen acompañar a los modelos numéricos que gracias a la aparición del ordenador han tenido un gran desarrollo en el siglo XX [29].

Las galgas extensométricas se basan en la variación de la resistencia de un conductor o un semiconductor cuando es sometido a un esfuerzo mecánico [30]. Este efecto fue descubierto por Lord Kelvin en 1856. Si se considera un hilo metálico de longitud l , sección A y resistividad ρ , su resistividad eléctrica R es

$$R = \rho \left(\frac{l}{A} \right) \quad [1.7]$$

Si se le somete a un esfuerzo en dirección longitudinal, cada una de las tres magnitudes que intervienen en el valor de R experimenta un cambio y, por lo tanto, R también cambia de la forma

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \quad [1.8]$$

El área de la sección $A=\pi D^2$ y su variación dA depende de la deformación transversal a través del coeficiente de Poisson. El diámetro posterior a la deformación es:

$$D_f = D_0 \left(1 - \mu \frac{dl}{l}\right) \quad [1.9]$$

Donde el término D_0 es el diámetro antes de la deformación.

Por lo tanto, la variación del área se puede presentar como:

$$\frac{dA}{A} = \frac{\pi(D_f^2 - D_0^2)}{\pi D_0^2} = \frac{D_f^2}{D_0^2} - 1 = -2\mu \frac{dl}{l} + \mu^2 \left(\frac{dl}{l}\right)^2 \cong -2\mu \frac{dl}{l} \quad [1.10]$$

Sustituyendo en la ecuación [1.8]:

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} (1 + 2\mu) \quad [1.11]$$

1.7.1 Características de las Galgas Extensométricas.

A continuación veremos algunas características de las galgas extensométricas así como algunas propiedades que hay que tener en cuenta [31]:

- Anchura y Longitud: Estos dos parámetros hay que tenerlos en cuenta cuando escogemos el sensor para adherirlo al material, por tanto escogeremos el tamaño que más se adecue al tamaño del material.
- Peso: El peso de una galga suele ser del orden de gramos, y en aplicaciones donde se necesita mucha precisión puede influir a la medida de la deformación realizada.

- Tensión obtenida: Es el rango de variación de longitud de la galga, cuando ésta se somete a una deformación. Este rango viene expresado en un tanto por cien respecto a la longitud de la galga.
- Influencia de la Temperatura: La temperatura puede afectar al funcionamiento de la galga, si esta varía durante una medida con bandas extensométricas, la deformación real puede desviarse de la deformación medida. Para ello el fabricante de la galga proporciona dos curvas para poder corregir los efectos dados por la variación de temperatura.
- Resistencia de la galga: Es la resistencia de referencia que se da cuando el sensor no sufre ninguna deformación, es decir, el valor nominal de resistencia, suele venir acompañada por un porcentaje que indica su tolerancia.
- Factor de galga: Factor de galga es una constante K característica de cada galga. Este factor es función de muchos parámetros, pero especialmente de la aleación empleada en la fabricación. Viene acompañado de su tolerancia.

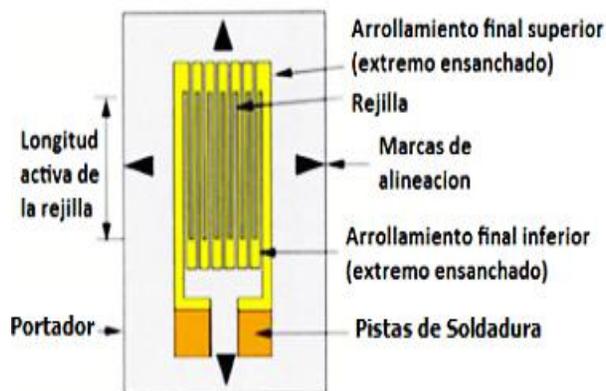


Figura 1.15 Partes de una galga extensométrica [32].

1.8 Referencias.

- [1] William F. Riley, Leroy D. Sturgen- 1996 “Ingeniería mecánica dinámica”, Editorial Reverte.
- [2] Amortiguadores serie MC-SC (catalogo PDE2524TCES-ab), Parker hannifin plc, pneumatic división, Edition 03.11.
- [3] Sigweb, “Disipación de energía”. [En línea] Recuperado de: www.sigweb.cl/biblioteca/DisipacionEnergia.pdf
- [4] Catalogo Enidine, “Schock absorbers and rate controls”. [En línea]. Recuperado de: www.enidine.com/core/medialibrary/enidine7website/Tools-Resources/pdf/SHK_cat_2013.pdf
- [5] Cahis Carola, “Desarrollo de un nuevo disipador de energía para diseño sismorresistente”, Universidad de Catalunya, Tesis doctoral, Barcelona, Octubre 2000.
- [6] Juvinall, RC and Marshek K. M., Fundamentals of Machine Components Design, 2nd, Editorial Wiley, New York, 1991.
- [7] Beer F., John E.R., Cornwell J.P., “Mecánica vectorial para ingenieros”, 9^{na} Ed, Mc Graw Hill.
- [8] Impulso y cantidad de movimiento, “Física 1”, Facultad de ingeniería, Centro de estudiantes de Ingeniería.
- [9] Szedowicz D., Espino P., Martinez E., Bedolla J., Cortes C. (2005), “Banco experimental para pruebas de impacto de un amortiguador tipo elastómero”, Memorias del XI Congreso Internacional Anual SOMIM, Congreso Bolivariano de ingeniería mecánica.
- [10] Harris C. y Cyril M. Harris, .M. 2002, “Harris’ Shock and Vibration Handbook”, 5th Ed, McGraw-Hill, New York.
- [11] Wilson, Jerry D. y Buffa, Anthony J, (2003), “Física”, 5ta Edición, Pearson Educación.
- [12] Wolfgang Wosnizek, “Manuales de la formación profesional”, Institut für berufliche Entwicklung e.V.berlin, Primera edición.
- [13] Gutiérrez Villegas A., “Tecnología de la fricción”, Tesis de ingeniería, universidad veracruzana, Xalapa, Veracruz 2011.
- [14] Departamento de física y química del IES, “Leonardo da Vinci”, rozamiento por deslizamiento y rozamiento por rodadura. [En línea]. Recuperado de: <http://intercentres.edu.gva.es/iesleonardodavinci/Fisica/Rozamiento/Rozamiento.htm>
- [15] Pérez Montiel H. (2014), “Física general”, 4ta edición, Grupo Editorial Patria.

- [16] Cofan La Mancha S.A.(2012), “Historia del tornillo”, Ciudad real, España. [En línea] Recuperado de: <http://blog.cofan.es/blog/2012/10/23/historia-de-el-tornillo/>
- [17] Mott I. R., P.E.(2006), “Diseño de elementos de máquinas, 4 ed, Pearson educación.
- [18] R.P. Hoelscher *et al.* (1998),” Graphics for engineers”, Nueva York, John Wiley and sons.
- [19] Budynas G. R., Keith N. J., (2008), “Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley”. Editorial Mc Graw Hill.
- [20] Hernández, J. B., Wasik, D. S., García, C. C., & Rayón, E. M (2008). “Influencia de la fricción en la longitud de contacto y frecuencias naturales de uniones con elementos cónicos”. Memorias del 14 congreso internacional anual de la SOMIM .Puebla, México
- [21] Catalogo Tecnotrans. “Uniones de fijación mecánica”. Barcelona, España. [En línea]. Recuperado de: <http://www.tecnotrans.com/catalogo.php?idS=55>
- [22] Morales A. L. (2007), “Desarrollo del modelo numérico de un amortiguador con elementos deformables y su verificación con datos experimentales”, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.
- [23] Catalogo Nº. 200-0102 de Enertrols. “Industrial shock absorbers”. Farmington Hills, MI. [En línea]. Recuperado de: <http://www.enertrols.com/>
- [24] The Gantry Group. “Topes hidráulicos”. [En línea]. Recuperado de: www.gantry.com/code/es/prod_11.osp
- [25] Catalogo de Almesa. “Topes de hule”. [En línea]. Recuperado de: <http://www.almesa.com.mx/catalogos/2%20Componentes%20para%20gruas/Catalogo%20de%20topes%20de%20hule.pdf>
- [26] Romero L.R.(2006), “Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe energía mediante fricción”, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.
- [27] Estrada B.Q.(2009), “Análisis del efecto de la rigidez de precarga en topes de impacto”, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.
- [28] Cortés G.C.(2014), “Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales”, Tesis de doctorado, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.
- [29] Romero G. M. (2002), “Resistencia de materiales”, Volumen 12 de Treballs d'Informàtica i Tecnologia, Ed. Universitat Jaume I.

[30] Pallas A. M. (2004), "Sensores y acondicionadores de señal", Ed. Marcombo.

[31] Ciscar Martínez V.A., "Trabajo de instrumentación industrial, galgas extensométricas". [En línea]. Recuperado de: <http://www.infoplac.net/documentacion/12-instrumentacion-deteccion/51-galga-extensionometricas>.

[32] Idrovo Urgiles P.X., Quintanilla Molina L.M. (2010), "Aplicación de galgas extensométricas en el laboratorio mecánica de la carrera de ingeniería mecánica para la obtención de deformaciones en elementos sometidos a cargas combinadas". Tesis de ingeniería. Universidad politécnica salesiana sede cuenca.

Capítulo 2

Descripción del dispositivo.

2.1 Introducción

Como se mencionó en el apartado 1.6 del presente trabajo, el objeto de estudio es el dispositivo de tope de impacto que disipa energía mediante fricción. Para que este dispositivo cumpla con su trabajo es necesario que el torque de apriete en el tornillo de ajuste genere una fuerza de transmisión tal que los aros cónicos se deformen una longitud radial específica, para que a su vez se cree una fuerza de fricción entre la carcasa y los aros que logren disipar una cantidad de energía en concreto. En este capítulo se presenta las ecuaciones que surgen al encontrar una fuerza de apriete determinada para que se cumpla lo antes mencionado, pero antes se describe brevemente el funcionamiento general del tope de impacto.

2.2 Funcionamiento del tope de impacto.

De acuerdo al diseño de Romero [1] el tope funciona de la siguiente manera.

En el elemento móvil se localizan los mecanismos de generación y regulación de la fuerza de fricción. El mecanismo que genera la fuerza de fricción se conforma, en parte, por dos pares de aros elásticos deformables, los cuales al comprimirse, se deforman radialmente y entran en contacto con la superficie interior de la carcasa, generándose la fuerza de fricción necesaria para que ocurra la disipación de energía.

El ajuste de la fuerza de fricción se realiza al variar el apriete del tornillo de ajuste, el cual se ubica en la parte posterior del elemento móvil. El separador y la rondana posterior permiten transferir la fuerza de compresión del tornillo hacia los aros.

La carcasa completa el par de fricción. Al hacer contacto los aros deformables con la superficie interior de la carcasa, se produce la fuerza de fricción.

El mecanismo de restitución está compuesto por un par de resortes de compresión, los cuales permiten al elemento móvil alcanzar el estado de reposo en una posición próxima a la inicial y estar en condiciones de recibir un nuevo impacto.

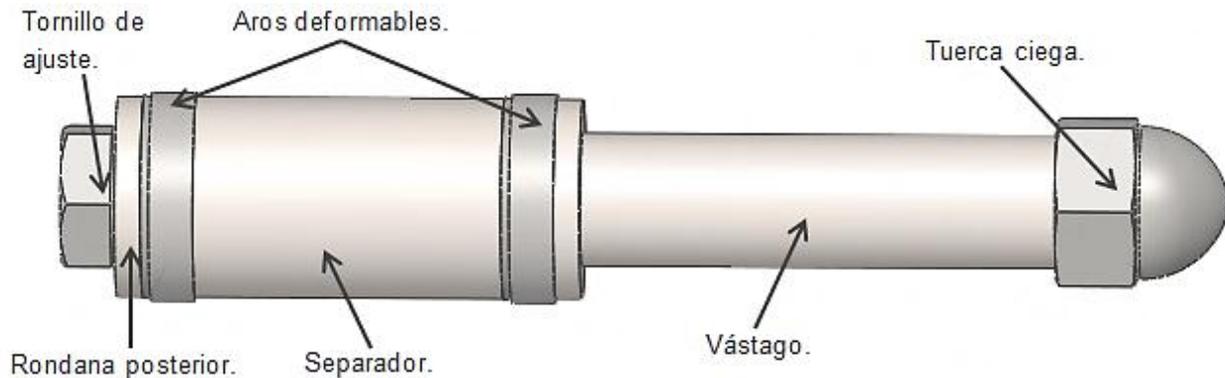


Figura 2.1 Elemento móvil del dispositivo de tope de impacto.

Cuando se aplica una fuerza de impacto en dirección axial sobre el elemento móvil, se genera una onda de compresión que viaja desde el punto de aplicación de dicha fuerza hasta el extremo opuesto del elemento móvil. Esta fuerza genera deformaciones radiales en los aros cónicos (Figura 2.2), las cuales son transmitidas a la carcasa en forma de fuerza de fricción. Esta fuerza genera la disipación de energía transmitida por la carga de impacto [2].

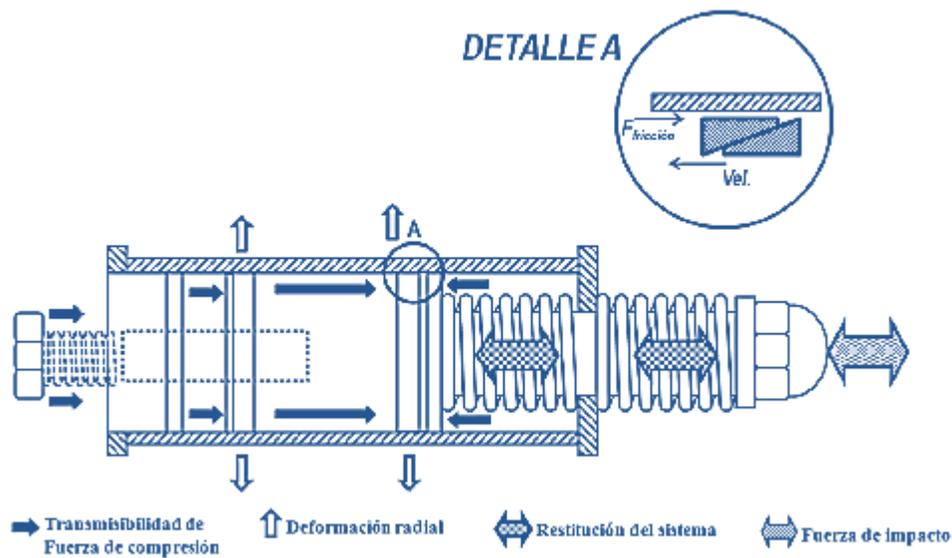


Figura 2.2 Funcionamiento del dispositivo [3].

En el detalle A se muestra lo que sucede al interior de la carcasa, se observan las fuerzas que intervienen en el desplazamiento y estas a su vez en la disipación de energía.

Nótese la importancia de los aros deformables, sin ellos el elemento móvil se desplazaría con mayor facilidad, ya que no habría contacto con la carcasa y por lo tanto no se generarían las fuerzas de fricción necesarias para disipar un tanto de la energía de la fuerza de impacto.

2.2.1 Dimensiones de los componentes del tope de impacto.

En la tabla 2.1 se muestran las especificaciones técnicas de los aros cónicos deformables. A parecen las dimensiones individuales de cada aro.

Tabla 2.1 Especificaciones de los aros cónicos Ringfeder® [4].

Marca	Ringfeder
Modelo	Locking Elements RfN 8006 20x25
Material	Acero para resortes especial
D	24.99 mm
d	19.98 mm
L (fuerza de compresión nula)	6.29 mm
l	5.30 mm
Ajuste	E7-f7 (0.04 mm-0.02 mm)
θ	15.57°

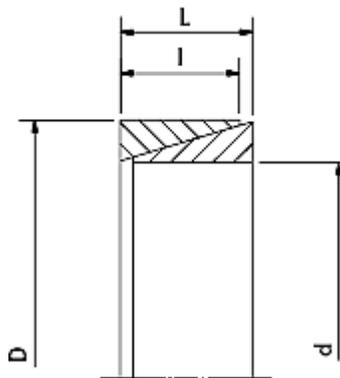


Figura 2.3 Dimensiones de los aros cónicos Ringfeder® (Vista simétrica) [4].

En la figura 2.3 se describe la nomenclatura de las dimensiones nominales. El diámetro (D) corresponde al diámetro exterior del aro externo y el diámetro (d) al diámetro interior del aro interior. Las longitudes (l) y (L) corresponden al grosor de cada aro y al grosor cuando se encuentran ensamblados respectivamente.

La capacidad de transmisión de par de la conexión Ringfeder es directamente proporcional a la fuerza de sujeción efectiva F_a . Como elementos de bloqueo normalmente se utilizan tornillos que actúan sobre los elementos de bloqueo a través de una brida de sujeción de empuje.

Como elemento de ajuste de fuerza de fricción se seleccionó un tornillo con designación M10x1.25 para contar con mayor control al momento de regular la fuerza normal.

En la figura 2.4 se muestra una fotografía de los elementos que conforman al dispositivo de tope de impacto. Se utilizó roscado métrico en el vástago y en el tornillo de ajuste.



Figura 2.4 Elementos del tope de impacto [2].

En las tablas 2.2 y 2.3 se presentan las propiedades mecánicas del material Acero AISI 1018 de las que fueron hechos los elementos que se presentaron en la figura 2.4 y las propiedades físicas de los resortes, respectivamente.

Tabla 2.2 Propiedades del Acero AISI 1018 [5].

Material	ACERO AISI 1018
Densidad	7870 kg/m ³
Módulo de Young	205 GPa
Coefficiente de Poisson	0.29
Esfuerzo de fluencia	370 MPa.

Tabla 2.3 Propiedades de los resortes del tope de impacto [1].

Material	Alambre de piano calibre 11
Numero de espiras	5
Longitud libre	31 mm
Diámetro externo	23.5 mm
Extremos	Escuadra y planos
Rigidez	30 KN/m

2.3 Análisis de fuerzas.

En este apartado se exponen las ecuaciones del modelo matemático de Krukowski [6] y Bedolla [7] para determinar la fuerzas que intervienen en los aros cónicos deformables. El modelo matemático se considera como una unión flecha-cubo con aros elásticos deformables, donde la flecha sería el vástago y el cubo la carcasa.

2.3.1 Fuerza para la eliminación de claros.

En la tabla 2.1 se indicó el valor de las tolerancias de ajuste entre los aros y la unión flecha-cubo. En la figura 2.5 se muestra el esquema del modelo matemático y el diagrama de fuerzas para determinar la fuerza encargada de eliminar los claros entre los aros y la unión.

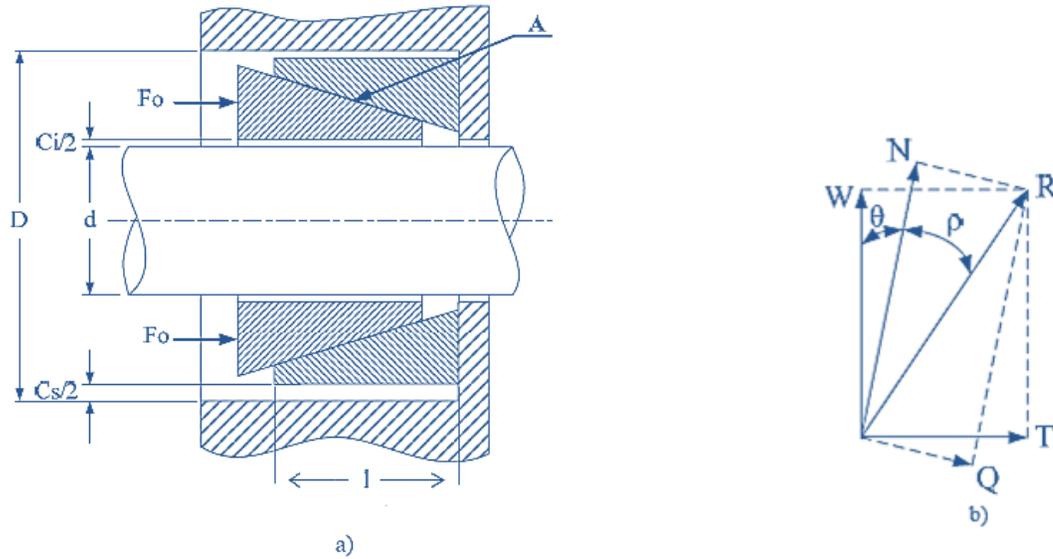


Figura 2.5 Variables que intervienen para la determinación de las fuerzas en la unión flecha-cubo-aros elásticos, donde: a) es el esquema general de las variables que intervienen en la unión, y b) es el diagrama de fuerzas en la región A [8].

La fuerza para la eliminación de claros está dada por la ecuación siguiente [6]:

$$F_0 = \pi E l \left(C_s + C_i \frac{D-d}{D+d} \tan \theta + \rho \right) \quad [2.1]$$

C_s y C_i en la expresión [2.1] son, respectivamente: holgura entre el anillo interior y la flecha y la holgura entre el anillo exterior y el cubo.

Bedolla y Szwedowicz [7] desarrollaron una alternativa para aplicar apriete axial a los aros cónicos deformables mediante desplazamiento axial. Para el análisis consideraron cualquier punto en la región cónica de los aros, durante el apriete se moverá siguiendo la dirección de la superficie de contacto. En la figura 2.6 aparecen las deformaciones tanto radial como axial.

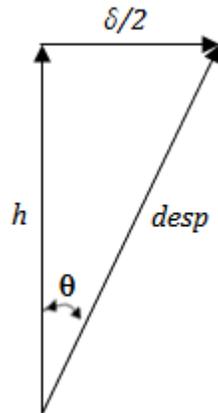


Figura 2.6 Relación de desplazamientos.

El desplazamiento axial está dado por:

$$h = \frac{1.1M_{\text{tor}}\psi}{\pi d l \mu \tan \theta} \quad [2.2]$$

Dónde:

M_{tor} = Torque máximo aplicado.

1.1= Relación de diseño entre espesores.

μ = Coeficiente de fricción.

El coeficiente radial ψ se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\psi = \left(\frac{1}{E_c} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} + \nu \right)_c + \frac{1}{E_e} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu \right)_e \right) \quad [2.3]$$

El subíndice (c) hace referencia al cubo y el subíndice (e) a la flecha. Las letras (a) y (b) indican los radios internos y externos, respectivamente. La letra E es el módulo de Young y la letra ν es el coeficiente de Poisson.

2.3.2 Fuerzas de fricción en los aros.

Las fuerzas de rozamiento T_1 y T_2 actúan en dirección tangencial a la superficie de contacto. La fuerza de apriete F_1 hace que el aro interno se comprima y el aro externo se expanda, dando lugar al contacto entre los aros y la unión flecha-cubo. La fuerza normal N_1 es la suma de las componentes radiales de toda la superficie cónica [2] y el valor del ángulo de conicidad θ se indicó en la tabla 2.1. En la figura 2.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre de estas fuerzas.

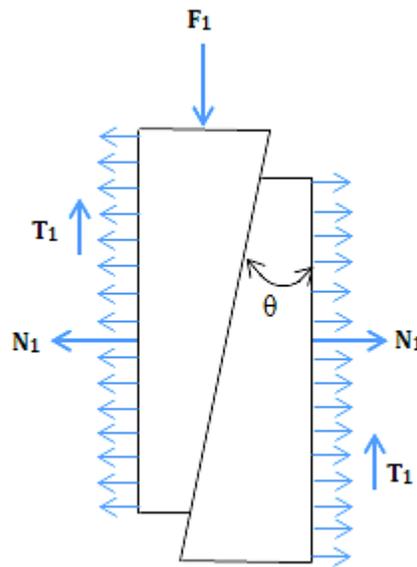


Figura 2.7 Fuerzas que se generan en el interior de la unión y los aros cónicos.

La fuerza normal está dada por:

$$N_1 = \frac{F_1}{\tan\theta} \quad [2.4]$$

Y la fuerza de rozamiento T_1 se determina mediante la siguiente expresión:

$$T_1 = N_1\mu = \frac{F_1\mu}{\tan\theta} \quad [2.5]$$

La fuerza de rozamiento T_2 es la fuerza de oposición a la fuerza F_2 . La fuerza F_2 es la transmitida por el aro externo del primero par de aros al aro interno del segundo par debido a la acción de la fuerza F_1 (Figura 2.7), se determina por la ecuación:

$$F_2 = F_1 - 2T_1 = F_1 \left(1 - \frac{2\mu}{\tan\theta} \right) \quad [2.6]$$

Las fuerzas de rozamiento en el segundo par de aros son:

$$T_2 = \frac{F_2}{\tan\theta} = \frac{F_1}{\tan\theta} \left(1 - \frac{2\mu}{\tan\theta} \right) \quad [2.7]$$

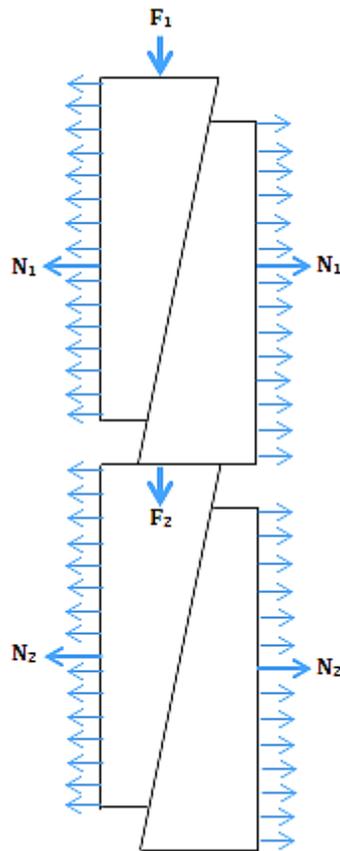


Figura 2.8 Distribución de fuerzas en un sistema de dos pares de aros cónicos.

La fuerza de fricción total en el ensamble de los dos pares de aros cónicos es:

$$T_t = T_1 + T_2 \quad [2.8]$$

Cabe mencionar que las fuerzas que se mostraron en los diagramas anteriores, no son los únicos que existen, solamente que para los propósitos de este trabajo se omitieron.

2.4 Conclusiones.

En este capítulo se describió el funcionamiento del dispositivo de tope de impacto, además de las propiedades mecánicas de cada uno de los elementos que lo conforman. Se expusieron las ecuaciones que surgen del análisis de las fuerzas internas de la unión flecha-cubo-aros. Las ecuaciones serán necesarias más adelante, para la validación de los resultados de los modelos numéricos y experimentales de otros autores, además se comparará también con el análisis experimental propio.

2.5 Referencias.

[1] Romero. R. (2006), “Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe energía mediante fricción”, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.

[2] Cortés. C. (2014), “Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales”, Tesis de doctorado, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.

[3] Estrada .Q. (2009), “Análisis del efecto de la rigidez de precarga en topes de impacto”, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.

[4] Catalogo de Ringfeder. “Ringfeder Locking Elements RfN 8006”. [En línea]. Recuperado de: www.ringfeder.com

[5] Sumitec. Acero grado maquinaria. “Acero AISI-SAE 1018 (UNC G10180)”. [En línea]. Recuperado de: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

[6] Krukowski, A., Tutaj, G., 1987, “Uniones Deformables,” PWN, Warszawa.

[7] J. Bedolla, D. Szwedowicz (2007). “Análisis de modificación de la región nominal de contacto en uniones mecánicas cónicas por fricción”. *Caos conciencia*, Vol. 1 (2007), pp. 73-82.

[8] Morales. L. (2007), “Desarrollo del modelo numérico de un amortiguador con elementos deformables y su verificación con datos experimentales, Tesis de maestría, Centro de Investigación y Desarrollo Tecnológico. Cuernavaca, Morelos.

Capítulo 3

Caracterización del sensor de fuerza.

3.1 Introducción.

En el capítulo anterior se determinaron las ecuaciones que intervienen en el dispositivo de tope de impacto, ahora se encontrara la fuerza de transmisión que surge a la hora de aplicar un torque de apriete al tornillo de ajuste. Para ello se implementara un sensor de fuerza en el separador, ya que este es el encargado de transmitir la fuerza axial del torque de apriete al segundo par de aros. En este capítulo se describirá con detalle el procedimiento que conlleva la construcción del sensor de fuerza.

3.2 Consideraciones

La finalidad del tope de impacto es la disipación de energía mediante las fuerzas de fricción que se generan al momento del contacto de los aros con la unión flecha-cubo. Se decidió encontrar la fuerza axial que transmite el torque de apriete en el tornillo de ajuste; ya que si se determina la fuerza de transmisión mediante las ecuaciones presentadas en el capítulo 2, es posible determinar las fuerzas de fricción adecuadas para un eficiente funcionamiento del tope de impacto. Una vez entendido lo anterior se decide construir un transductor de fuerza mediante galgas extensométricas que sea capaz de relacionar el torque de apriete y la fuerza axial que estamos buscando.

3.3 Construcción del sensor de fuerza.

Debido a la dificultad de instrumentar el dispositivo de tope de impacto completamente ensamblado por cuestiones de espacio, se decidió instrumentar solamente el separador ya que este recibe la fuerza de transmisión del torque de apriete aplicado en el tornillo de ajuste y a su vez transmite la fuerza F_2 al segundo par de aros.

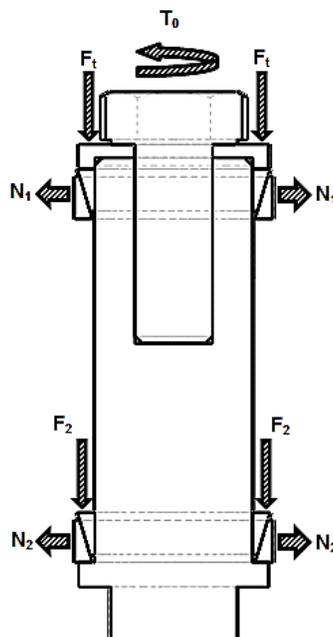


Figura 3.1 Fuerzas generadas por el torque de apriete.

3.3.1 Selección de galgas.

Siguiendo los criterios de selección de galgas extensométricas de la nota técnica TN-505-4 de Vishay [1], se tomaron en cuenta los siguientes parámetros:

- El tipo de trabajo al que estará sometido el elemento. En este caso el separador estará sometido a cargas estáticas.
- Material. El material del separador es Acero AISI 1018.
- Resistencia de los extensómetros. Se eligió 350 ohm.

Los parámetros anteriores dieron lugar a que se eligieran las galgas con número de serie CEA-06-125UW-350 [2] y sus respectivas terminales de conexión CEG-75C [3].

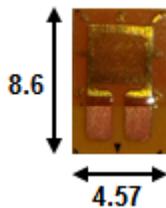


Figura 3.2 Galga extensométrica CEA-06-125UW-350 [mm].

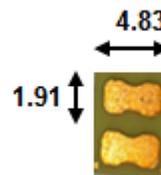


Figura 3.3 Terminales de conexión CEG-75C [mm].

3.3.2 Pegado de las galgas.

Para la fijación de las galgas al separador se siguieron las instrucciones del boletín de Vishay B-127-14 [4] y se formó un puente de Wheatstone completo de tipo esfuerzo uniforme uniaxial (dos a tensión y dos a compresión), como se puede observar en la figura 3.4.

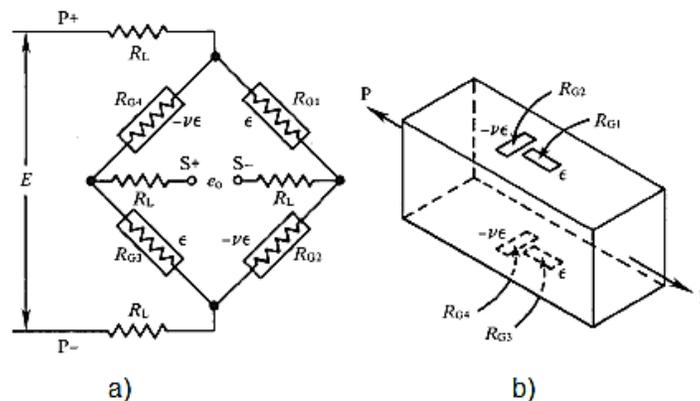


Figura 3.4 Arreglo general del circuito, a) Puente completo, b) Arreglo de las galgas para esfuerzo uniforme uniaxial [5].

Los pasos para el pegado de las galgas fueron los siguientes.

- **Desengrasado de la superficie:** Para eliminar cualquier tipo de aceites, grasa y otros contaminantes en la probeta, se empapó una gasa con alcohol isopropílico y se lavó la superficie. Cada gasa que se usó se desechó y se tuvo cuidado en nunca introducir una gasa usada en el recipiente con el agente limpiador, de igual manera se tuvo especial atención en avanzar progresivamente en la zona de pegado hasta cubrirla completamente sin regresar a limpiar nuevamente para evitar introducir nuevas partículas sucias en la zona limpia.
- **Lijado:** Preliminarmente se lija la probeta con un papel lija 240 al 360 con la finalidad de eliminar el óxido y dejar la superficie lo más lisa posible. Para el lijado final se usó un papel lija 400 mojándola ligeramente con M-Prep Conditioner; a continuación se secó con una gasa limpia, se repitió el procedimiento de secado hasta que la superficie quedó totalmente sin residuos y siempre utilizando una gasa diferente para cada operación de secado.
- **Marcado de la superficie:** Con un bolígrafo de punta fina y una escuadra se marcaron los ejes para alinear las galgas según la dirección del esfuerzo principal a medir. Con la ayuda de un palillo de algodón humedecido con un poco de M-Prep Conditioner se froto repetidamente en la parte donde se marcaron los ejes hasta remover toda la tinta del bolígrafo. A continuación se limpió nuevamente con una gasa el exceso de acondicionador.
- **Alcalinización de la superficie:** Se aplicó una cantidad suficiente de M-Prep Neutralizer sobre la superficie y se froto repetidamente con un palillo de algodón. Se secó el exceso de neutralizador con una gasa limpia, siendo cuidadoso de hacerlo en una sola dirección y sin reusar la gasa.
- **Posicionamiento de la galga:** Con la ayuda de una pinza de filatelista se sacó la galga de su envoltura y se colocó sobre una superficie previamente tratada químicamente con la superficie de adhesión hacia abajo. Se utilizaron también terminales de soldadura y se alinearon en el centro de la galga aproximadamente a 1.6 mm. Se cortó un pedazo de cinta transparente de aproximadamente 10 cm y se colocó sobre la galga y la terminal de soldadura de tal manera de que ambas quedaran centradas en la cinta. En seguida se levantó la cinta

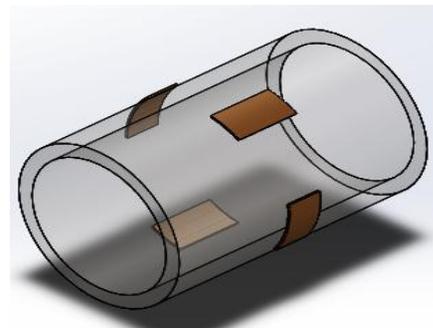
cuidadosamente en un ángulo aproximado de unos 30° de la superficie, trayendo consigo la galga y la terminal adheridas.

- Alineación de la galga: Se situó la cinta con la galga y la terminal en la probeta de tal manera que las marcas de alineación coincidieran con las marcas de la probeta. Se repitió la operación para cada una de las 4 galgas hasta formar el puente de Wheatstone.
- Aplicación del adhesivo: Una vez alineadas las galgas con la probeta se procedió a despegarlas en un ángulo de aproximadamente 30° hasta que la terminal quedara 1 cm libre de la probeta. Posteriormente se aplicaron unas gotas de adhesivo de cianocrilato en la unión de la cinta con la probeta. Inmediatamente se desdobló la cinta en un ángulo agudo, haciendo una ligera tensión en la cinta y aplicando una presión deslizante con la ayuda de una gasa hasta llegar a la posición deseada. Una vez la cinta ubicada en su lugar se aplicó una presión firme con el dedo pulgar durante alrededor de 2 minutos.

En la figura 3.5 se observan los extensómetros y las terminales pegadas en la superficie del separador. Se repitió el procedimiento para cada una de las galgas, hasta formar el puente de Wheatstone completo, como se ve en la figura 3.6.



Figura 3.5 Extensómetros y terminales de conexión pegados en la superficie del separador.



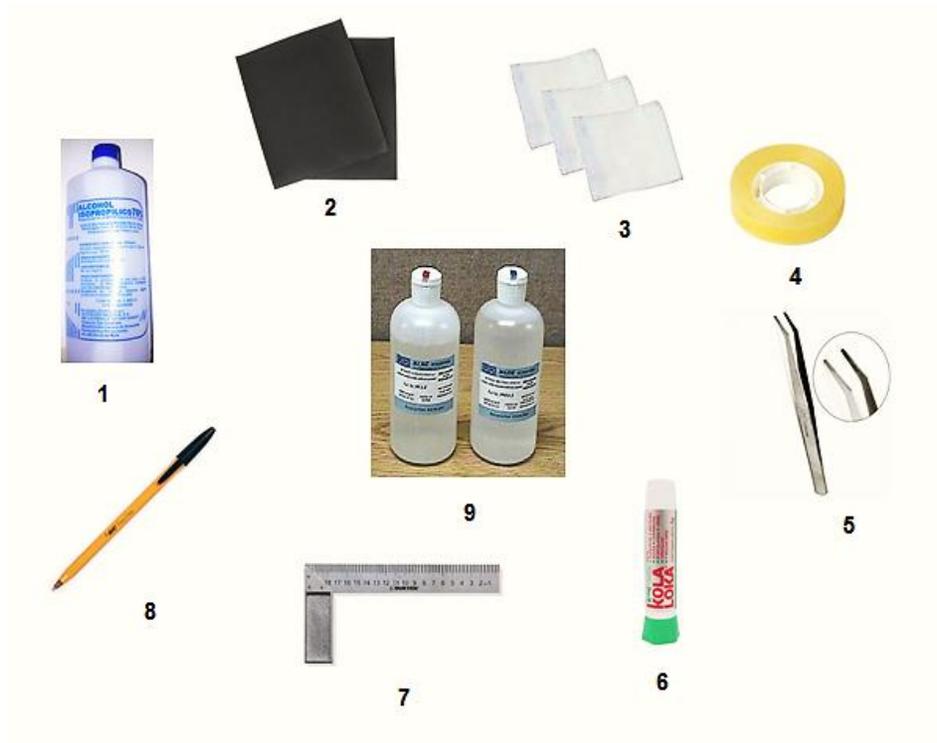


Figura 3.7 Materiales utilizados para el pegado de los extensómetros. 1) Alcohol isopropílico. 2) Papel lija. 3) Gasas. 4) Cinta adhesiva transparente. 5) Pinza de filatelista. 6) Adhesivo de cianocrilato. 7) Escuadra. 8) Bolígrafo de punta fina. 9) M-Prep Neutralizer y M-Prep Conditioner.

3.3.3 Soldado del circuito.

Para aplicar la soldadura a las galgas y las terminales se siguieron las recomendaciones de las notas técnicas para soldadura de Vishay TT-606 [6] y TT-609 [7].

Los pasos para la operación de soldadura fueron los siguientes.

- Preparación de las omegas: Empleando una pinza de corte se cortaron dos trozos de alambre de cobre por cada galga de aproximadamente 8 mm. Con la ayuda de un cúter se retiró el recubrimiento del alambre a 2 mm de ambos extremos. Finalmente se formó una omega con cada uno de los alambres. Estas omegas sirvieron como conectores entre las galgas y las terminales. Además sirven como protección del circuito, ya que si la soldadura estuviera directa en la

galga un esfuerzo extremo podría arrancar los cables e incluso dañar parcial o totalmente la galga.

- Soldado de las omegas: Como paso previo antes de soldar, las terminales de la galga, las terminales externas y las omegas fueron estañadas. Además se cubrió la galga con un trozo de cinta para protegerla del exceso de calor. Para soldar las terminales con las omegas se colocó el cautín sobre la omega y la terminal estañada y se dejó que el calor del cautín los uniera, este procedimiento duro cuando mucho 2 segundos. El resultado se puede ver en la figura 3.8.

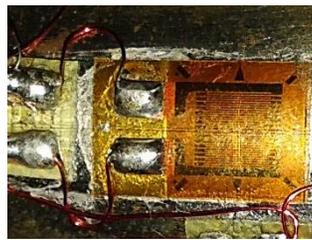


Figura 3.8 Par de omegas soldadas con las terminales de la galga y la terminal externa.

- Soldado del Bendix: Una vez soldadas las omegas en las terminales se procedió a soldar el puente de Wheatstone a un cable conector, con el mismo procedimiento de soldado del paso anterior. El otro extremo del cable se soldó a la terminal tipo Bendix PT06A-14-15-SR (figura 3.9) siguiendo las instrucciones del manual de Vishay [8]. En la figura 3.10 se puede observar la configuración en la que se soldó el cable conector a la terminal Bendix para un puente de Wheatstone completo; donde A y L son las terminales de voltaje de alimentación, J y K son las terminales del voltaje de salida.



Figura 3.9 Terminal tipo Bendix PT06A-14-15-SR.

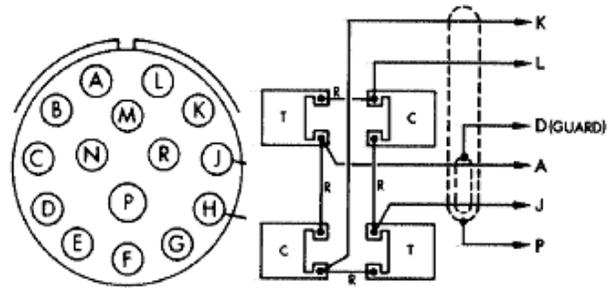


Figura 3.10 Circuito de entrada para un puente completo con su respectiva conexión a la terminal Bendix [8].

En la figura 3.11 se muestra el sensor de fuerza terminado, obsérvese que la cinta jamás se retiró hasta en toda la operación de soldadura. En la figura 3.12 se presentan los diversos artículos requeridos para soldar el circuito.

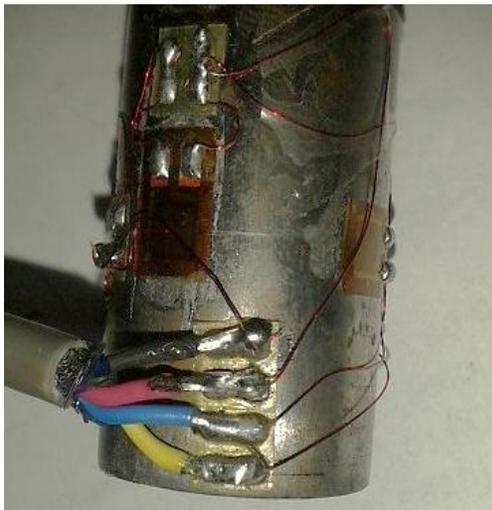


Figura 3.11 Circuito del sensor de fuerza completamente terminado.



Figura 3.12 Material utilizado para el soldado del circuito. 1) Cautín tipo lápiz punta plana. 2) Alambre de cobre calibre 34. 3) Estaño 60/40 4) Pasta para soldar. 5) Pinza de corte diagonal. 6) Cúter.

3.4 Calibración del sensor de fuerza.

El proceso de calibración es necesario para asegurar la exactitud y la linealidad del instrumento. Más a menudo, es necesaria una calibración escalar para medir la sensibilidad del instrumento, con el fin de que la salida registrada corresponda convenientemente y con precisión a algunos datos de entrada predeterminados.

3.4.1 Balanceo del amplificador.

- Se determinó el voltaje de excitación del circuito mediante la nota técnica de Vishay TN-502 [9], se obtuvo un valor de 7 Volts para una resistencia de 350 Ohm.
- Se conectó la terminal Bendix a la entrada del amplificador de señales 2300 de Vishay.
- Se conectó un voltímetro a la salida del amplificador de ± 10 Volts.
- Antes de conectar el amplificador a la toma de corriente se ajustó la perilla de excitación a 7 Volts, la ganancia en X100 y la palanca de excitación en OFF. A continuación se conectó el amplificador a la toma de corriente, se presionó el botón rojo POWER y de inmediato una de las lámparas de salida se encendió, con un pequeño destornillador se giró el tornillo de ajuste AMP BAL hasta que ambas luces quedaron totalmente apagadas. Se comprobó con el voltímetro una salida de voltaje de cero Volts.
- Se situó la palanca de excitación en ON y de nuevo una de las luces de salida se encendió, se giró la perilla TRIMP hasta apagar ambas luces y nuevamente se comprobó un voltaje cero a la salida del amplificador.

3.4.2 Calibración en la máquina universal.

- Logrado el balanceo del puente se colocó el separador instrumentado en la máquina universal Shimadzu AGX junto con el amplificador de señales 2300 de Vishay, se utilizó la celda de carga de 100 KN y los platos para pruebas a compresión. La figura 3.13 muestra la forma en la que se montó el separador en la máquina universal para su calibración.
- Se aplicaron cargas de 500 N hasta 10 KN y se registraron las lecturas del voltímetro para cada una de ellas. Las cargas se aplicaron de manera programada con el software Trapezium®. En la figura 3.14 se puede apreciar con mejor detalle el montaje del sensor sobre la máquina universal para realizar la calibración.

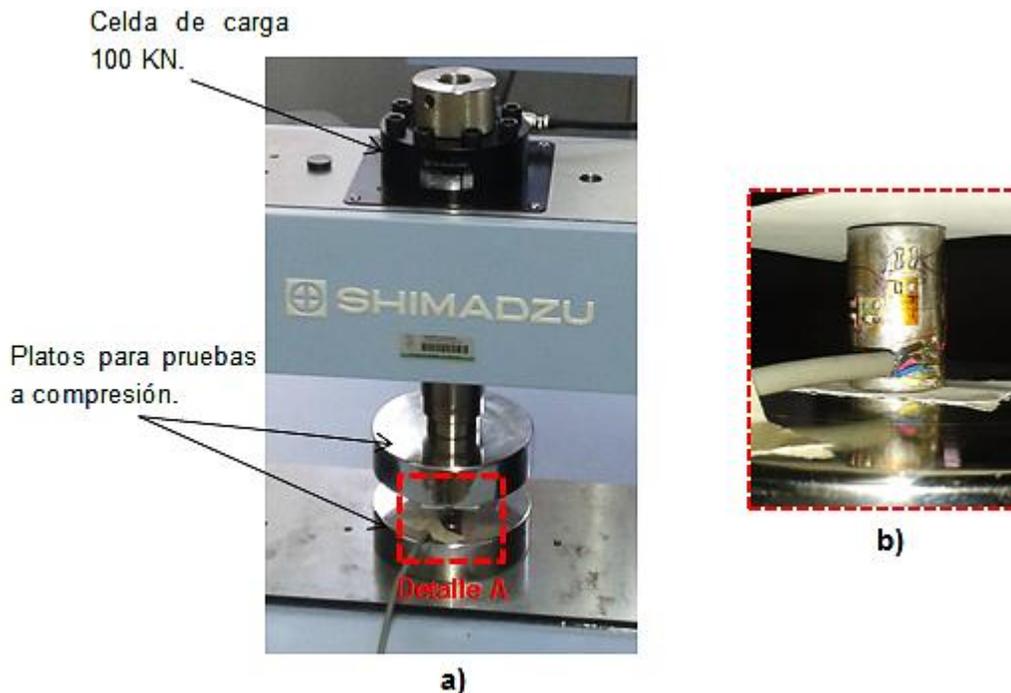


Figura 3.13 Montaje del sensor de fuerza en la máquina universal.
a) Partes de la máquina universal. b) Detalle A. Platos de compresión actuando sobre el separador.

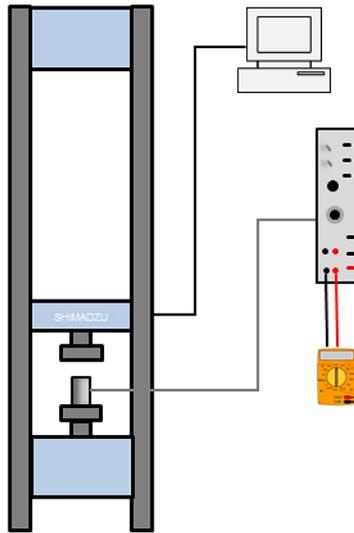


Figura 3.14 Esquema del proceso de calibración del sensor de fuerza.

Después de haber realizado el proceso de calibración se presenta en la figura 3.15 la curva de calibración obtenida del sensor de fuerza.

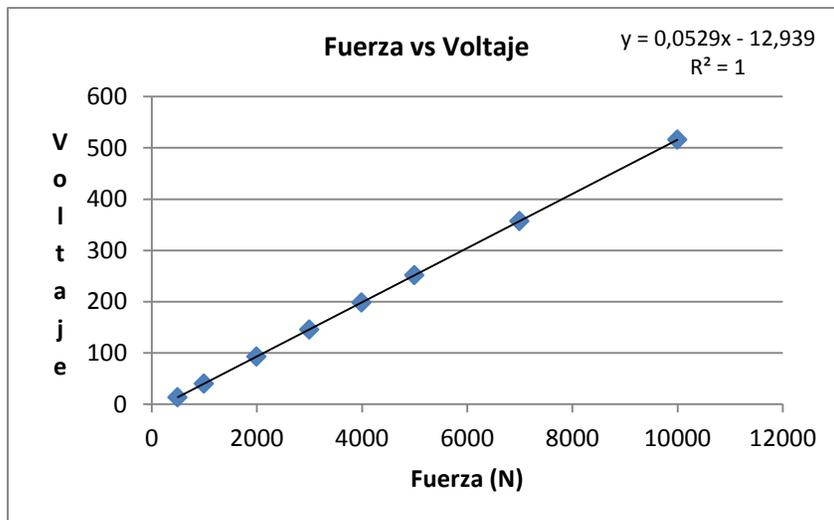


Figura 3.15 Curva de calibración del sensor de fuerza.

En la tabla 3.1 se presentan las características de funcionamiento del sensor de fuerza calibrado, obtenidos con base en las pruebas de caracterización realizadas.

Tabla 3.1 Características de funcionamiento del sensor de fuerza.

Voltaje de excitación	Potenciómetro	Ganancia	Sensibilidad	Salida
7 Volts	1	X100	1 KN= 40 mV	0 a 524 mV ± 0.1 mV

3.5 Conclusiones.

Se utilizó para la calibración del sensor de fuerza la máquina universal Shimadzu AGX con la celda de carga de 100 KN, se observa que se conserva la linealidad a partir de 1 KN, debajo de esos valores la linealidad se desvía. Se obtuvo un coeficiente de correlación de 0,9975 (gráfica sin ajuste) por lo que no fue necesario repetir las pruebas. Se utilizará entonces la ecuación de ajuste de calibración de la figura 3.15 para obtener la relación que existe entre el torque de apriete y la fuerza axial.

3.6 Referencias.

[1] Vishay Precision Group. Strain Gages and Instruments (Tech Note TN-505-4). "Strain Gage Selection: Criteria, Procedures, Recommendations. [En línea]. Recuperado de: www.intertechnology.com

[2] Vishay Precision Group. 125 UW. "General purpose strain gages- linear pattern". [En línea]. Recuperado de: www.vpgsensors.com

[3] Vishay Precision Group. Bondable terminal. "Terminal details and descriptions". [En línea]. Recuperado de: www.micro-measurements.com

[4] Micro-Measurements and VPG Brand. Instruction bulletin B-127-14. "Strain gage installation with M-Bond 200 adhesive". [En línea]. Recuperado de: www.micro-measurements.com

[5] Vishay Precision Group. Strain Gages and Instruments (Tech Note TN-514). "Shunt calibration of strain gage instrumentation". [En línea]. Recuperado de: www.intertechnology.com

[6] Vishay Precision Group. Strain Gages and Instruments (Tech Note TN-606). "Soldering techniques for lead attachment to strain gages with solder dots". [En línea]. Recuperado de: www.micro-measurements.com

[7] Vishay Precision Group. Strain Gages and Instruments (Tech Note TN-609). "Strain gage soldering techniques". [En línea]. Recuperado de: www.micro-measurements.com

[8] Vishay Micro-Measurements. Signal Conditioning Amplifier. "2310 Instruction Manual"

[9] Vishay Precision Group. Strain Gages and Instruments (Tech Note TN-502). "Optimizing Strain Gage Excitation Levels" [En línea]. Recuperado de: www.micro-measurements.com

Capítulo 4

Pruebas experimentales y resultados.

4.1 Introducción.

En esta sección se presentan las pruebas realizadas con el torquimetro de carátula de Urrea y el torquimetro ajustable, con la finalidad de encontrar la fuerza axial correspondiente al par aplicado por cada torquimetro sobre el tornillo de ajuste del tope de impacto. Además se cambió la posición de los aros internos para ver la influencia de estos en el elemento móvil.

4.2 Ensamblaje del elemento móvil.

Inicialmente se montaron los aros deformables y el separador sobre el vástago, después se colocó la rondana posterior y se apretó el tornillo de ajuste con los dedos. Una vez ensamblado el elemento móvil se procedió a situarlo sobre un tornillo de banco, y se presionó la parte plana del vástago con las mordazas del tornillo de banco. A continuación se conectó la terminal del Bendix al acondicionador de señal, se puso en cero y se verificó con el voltímetro en la salida de ± 10 Volts.

La forma en que se ensambló el elemento móvil y su montaje en el tornillo de banco se pueden apreciar en las figuras 4.1 y 4.2 respectivamente.



Figura 4.1 Elemento móvil ensamblado.



Figura 4.2 Elemento móvil montado en el tornillo de banco.

4.3 Pruebas con el torquimetro de carátula.

4.3.1 Primera prueba experimental aros internos arriba.

Para la primera prueba experimental se utilizó el torquimetro de carátula de la marca Urrea 3/8. Se aplicaron torques de 2 a 10 N debido a que esos son los límites del torquimetro. Para la primera toma de datos se colocaron los aros internos hacia arriba. Las pruebas se hicieron con una velocidad lenta y constante hasta llegar al valor que indica la aguja de la carátula del torquimetro Urrea.



Figura 4.3 Torquimetro de carátula Urrea 3/8 con capacidad de 2 a 10 N.

4.3.1.1 Resultados de la primera prueba aros internos arriba.

Los datos de la tabla 4.1 muestran los valores de voltaje (mV) obtenidos durante la aplicación de los torques de 2 a 10 N, con los aros internos hacia arriba. Las pruebas se repitieron 10 veces para cada valor de torque.

Tabla 4.1 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia arriba en la primera prueba.

Aros internos arriba				
2 N·m	4 N·m	6 N·m	8 N·m	10 N·m
4	13	28	49	84
4	13	31	54	84
5	15	31	62	86
6	20	33	62	90
6	20	38	62	106
7	23	55	81	115
7	23	56	95	124
8	27	57	96	136
8	31	58	111	146
13	46	83	112	149

En la tabla 4.2 se muestran los datos estadísticos necesarios para tomar criterios de valores a utilizar. Se tomaron los valores de la media geométrica, ya que esta considera todos los valores de la distribución y no se ve afectada por los valores en los extremos.

Tabla 4.2 Valores estadísticos de la primera prueba con los aros internos hacia arriba.

Datos					
Media	6,8	23,1	47	78,4	112
Media Armo.	6,07544231	20,0600367	41,7150514	72,1813088	106,77334
Media Geom.	6,41167041	21,4534771	44,2090377	75,2105175	109,340309
Mediana	6,5	21,5	46,5	71,5	110,5
Moda	4	13	31	62	84
Varianza	6,84444444	98,9888889	312,444444	561,155556	668,666667
Desviación	2,61618892	9,949316	17,6760981	23,6887221	25,8585898

En la figura 4.4 aparece el ajuste de la curva de los datos de voltaje de la media geométrica de la primera prueba con los aros internos hacia arriba. Nótese que el coeficiente de correlación está muy lejos de la unidad, por lo tanto ese ajuste no es muy bueno.

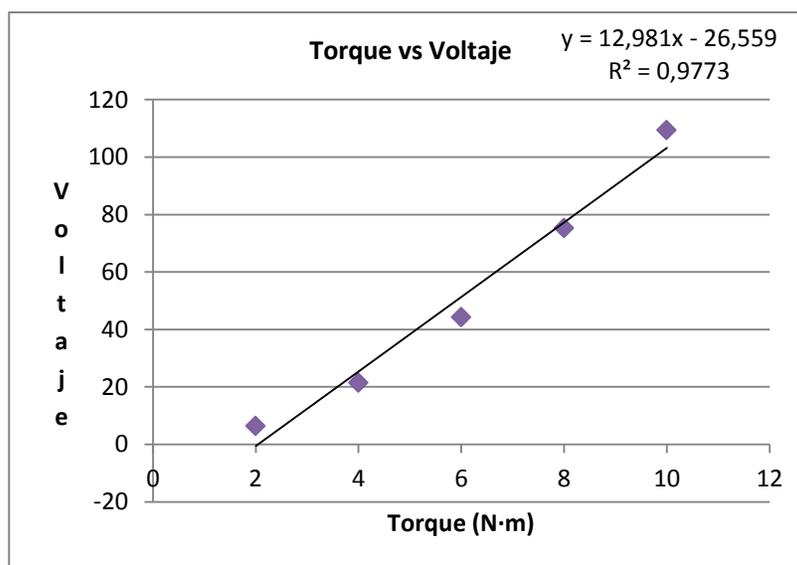


Figura 4.4 Curva de calibración de la primera prueba aros internos arriba.

En la tabla 4.3 se muestra la fuerza axial que transmite cada torque aplicado, para la primera prueba aros internos arriba. Para la conversión de torque a fuerza se utilizó la ecuación de ajuste de calibración de la sección 3.4.2 y la ecuación de la figura 4.4.

Tabla 4.3 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la primera prueba aros internos arriba.

Torque (N·m)	Fuerza (N)
2	233.308129
4	724.083176
6	1214.85822
8	1705.63327
10	2196.40832

4.3.2 Prueba experimental con los aros internos abajo.

Para esta segunda prueba se hicieron nuevamente 10 ensayos para cada valor de torque, se cambió la posición de los aros hacia abajo con la finalidad de ver la influencia de la posición de los aros en el elemento móvil.

4.3.2.1 Resultados de la primera prueba aros internos abajo.

La tabla 4.4 muestra los valores de voltaje registrados de los ensayos para cada valor de torque con los aros internos hacia abajo.

Tabla 4.4 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia abajo en la primera prueba.

Aros internos abajo				
2 N·m	4 N·m	6 N·m	8 N·m	10 N·m
3	15	40	59	83
4	15	40	62	85
4	17	43	62	89
5	18	46	67	95
5	20	47	76	101
6	21	48	79	116
6	26	56	84	116
7	34	60	87	122
8	39	63	90	123
9	40	73	97	151

Los datos estadísticos de estos ensayos se muestran en la tabla 4.5, de nuevo se utilizó la media geométrica para hacer la curva de calibración de la figura 4.5 y se observa un coeficiente de correlación de 0,9923 por lo que el ajuste es bastante bueno.

Tabla 4.5 Valores estadísticos de la primera prueba con los aros internos hacia abajo.

Datos					
Media	5,7	24,5	51,6	76,3	108,1
Media Armo.	5,13971038	21,558889	49,701708	74,2015265	104,529408
Media Geom.	5,41740655	22,9125281	50,6137838	75,2482434	106,269586
Mediana	5,5	20,5	47,5	77,5	108,5
Moda	4	15	40	62	116
Varianza	3,56666667	94,9444444	120,711111	176,9	458,988889
Desviación	1,88856206	9,74394399	10,9868608	13,3003759	21,424026

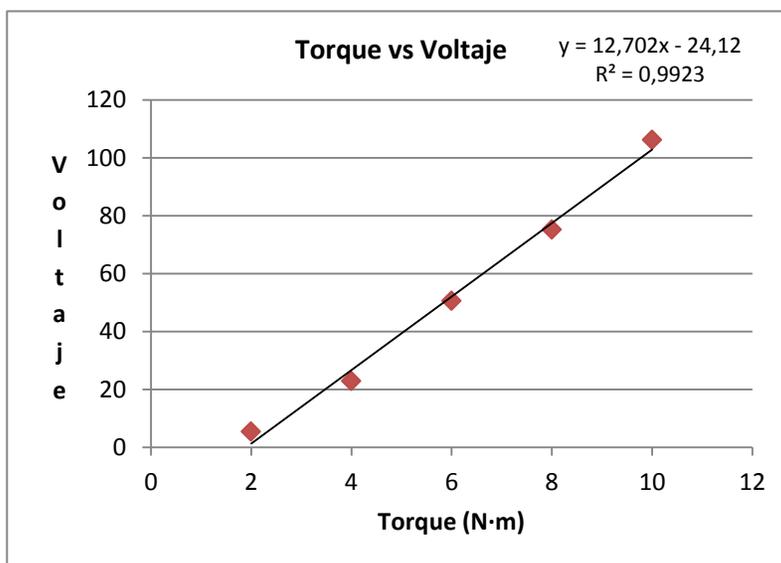


Figura 4.5 Curva de calibración de la primera prueba aros internos abajo.

En la tabla siguiente se muestran los valores de fuerza que surgen de cada valor de torque. Para la transformación de torque a fuerza se utilizó la ecuación de ajuste de calibración de la sección 3.4.2 y la ecuación de la figura 4.5.

Tabla 4.6 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la primera prueba aros internos abajo.

Torque (N·m)	Fuerza (N)
2	268,8657845
4	749,0926276
6	1229,319471
8	1709,546314
10	2189,773157

4.4 Pruebas con el torquimetro ajustable.

4.4.1 Segunda prueba experimental aros internos arriba.

Para la segunda prueba experimental se usó el torquimetro ajustable de 1/4. Se aplicaron torques de 1 a 6 N, se colocaron los aros internos hacia arriba en el elemento móvil. Cada torque fue aplicado hasta que se sintió un cabeceó en la parte superior de la matraca. Se utilizó una extensión de 1/4 a 3/8 para poder colocar el dado que va al tornillo de ajuste.



Figura 4.6 Torquimetro ajustable 1/4 con capacidad de 1 a 6 N.

4.4.1.1 Resultados de la segunda prueba aros arriba.

La tabla 4.7 muestra los valores de voltaje (mV) obtenidos al aplicar cada torque en la tuerca de ajuste del elemento móvil con los aros internos arriba. Los ensayos se repitieron 10 veces para cada torque. De igual manera se ordenaron los datos para su mejor análisis.

Tabla 4.7 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia arriba en la segunda prueba.

Aros internos arriba					
1 N·m	2 N·m	3 N·m	4 N·m	5 N·m	6 N·m
3	8,2	16,2	24,4	37,1	48
4	9,3	16,5	27,2	40,3	49,2
4,1	10	17,4	27,9	41	51,7
4,8	10,5	20,9	29	41	57,3
5,6	12	21	31,3	42	58,4
6,2	12,5	22	33	44,2	58,6
6,2	12,7	22	33	46,6	61
6,8	13	23,2	35	47,4	61
6,9	13,3	24,3	37	48	61,8
7	13,3	25,8	38,3	50,6	63,8

En la tabla 4.8 aparecen los valores estadísticos de la segunda prueba con el torquimetro ajustable con los aros internos hacia arriba. Nótese que la desviación estándar es bastante menor que la de las pruebas con el torquimetro Urrea y que la diferencia entre la media geométrica y la media estándar es pequeña, y de igual forma que las pruebas anteriores se tomaron los valores de la media geométrica.

Tabla 4.8 Valores estadísticos de la segunda prueba con los aros internos hacia arriba.

Datos						
Media	5,46	11,48	20,93	31,61	43,82	57,08
Media Armo.	5,07211358	11,1845726	20,4416981	31,0234875	43,4527611	56,5664823
Media Geo.	5,27549698	11,3371207	20,6893721	31,3184434	43,6362503	56,8280926
Mediana	5,9	12,25	21,5	32,15	43,1	58,5
Moda	6,2	13,3	22	33	41	61
Varianza	1,98044444	3,37733333	10,7756667	20,141	17,8773333	30,6395556
Desviación	1,40728265	1,83775225	3,28263106	4,48787255	4,22815957	5,53530086

La gráfica de la figura 4.7 presenta el ajuste de la curva de los datos de torque contra los valores de voltaje de la media geométrica de la tabla 4.8. El coeficiente de correlación es de 0,9857 se encuentra dentro del rango de lo que se puede tomar como un buen ajuste.

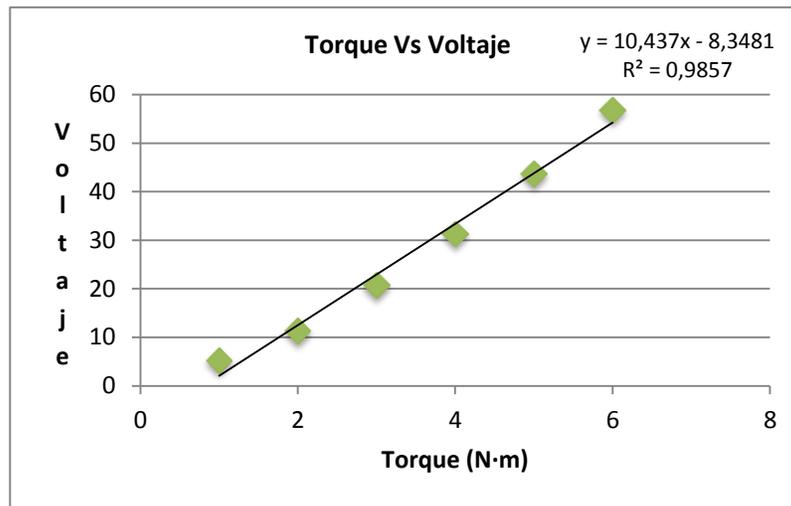


Figura 4.7 Curva de calibración de la segunda prueba aros internos arriba.

La conversión de torque a fuerza axial se presenta en la tabla 4.9, para la conversión de estos valores se utilizó la ecuación de ajuste de calibración de la sección 3.4.2 y la ecuación de la figura 4.7.

Tabla 4.9 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la segunda prueba aros internos arriba.

Torque (N·m)	Fuerza (N)
1	284,08128
2	481,37807
3	678,67485
4	875,97164
5	1073,26843
6	1270,56522

4.4.2 Segunda prueba con los aros internos hacia abajo.

Para la segunda ronda de ensayos con el torquimetro de ajuste se invirtieron los aros internos, de forma que esta vez quedaron hacia abajo. Los valores de voltaje se registraron en la tabla siguiente.

Tabla 4.10 Valores de voltaje obtenidos con los aros internos hacia abajo en la segunda prueba.

Aros internos abajo					
1 N·m	2 N·m	3 N·m	4 N·m	5 N·m	6 N·m
2	5,5	10	17	30	71
2	6	13	22	34	71
2	6	13	23	37	71
2	7	14	26	37	72,2
2	7,2	14	29	41	73
2,7	9,1	15	40	48	73,4
4	11	24,3	42	55,7	73,5
4,4	14	26	42	62	83
8	19	33	51	62	85
10	24,4	37	52	80	96

Los datos estadísticos de la tabla 4.10 se muestran en la tabla 4.11, de igual forma se tomaron los valores de la media geométrica.

Tabla 4.11 Valores estadísticos de la segunda prueba con los aros internos hacia abajo.

Datos						
Media	3,91	10,92	19,93	34,4	48,67	76,91
Media Armo.	2,79904814	8,60037124	16,6579539	30,1061278	44,497027	76,1837706
Media Geom.	3,22486575	9,57591157	18,1281269	32,2411324	46,4810283	76,5312268
Mediana	2,35	8,15	14,5	34,5	44,5	73,2
Moda	2	6	13	42	37	71
Varianza	8,19655556	40,7551111	89,7156667	157,6	253,533444	70,3521111
Desviación	2,86296272	6,38397299	9,47183544	12,5538839	15,9227336	8,38761653

La desviación estándar de la tabla 4.11 es ligeramente mayor que la de la tabla 4.8 y además el coeficiente de correlación de la gráfica de la figura 4.8 no es aceptable ya que tiene un valor de 0.9296, por lo que estos resultados no son confiables.

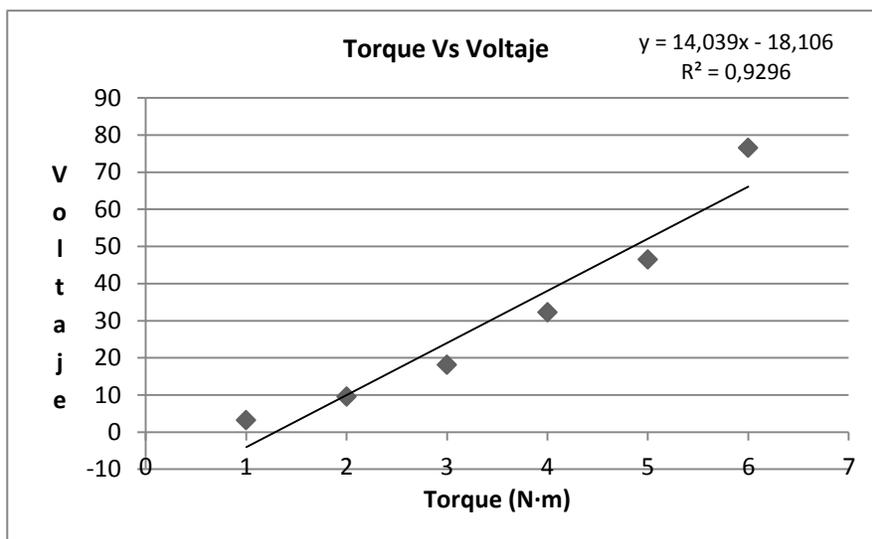


Figura 4.8 Curva de calibración de la segunda prueba aros internos abajo.

Los valores de fuerza para cada valor de torque se presentan en la tabla 4.12, para la conversión de torque a fuerza se utilizó la ecuación de ajuste de calibración de la sección 3.4.2 y la ecuación de la figura 4.8.

Tabla 4.12 Fuerza axial de transmisión de los torques aplicados en la segunda prueba aros internos abajo.

Torque (N·m)	Fuerza (N)
1	167,7126
2	433,1002
3	698,4877
4	963,8752
5	1229,2627
6	1494,6503

4.5 Comparación de resultados.

Con la finalidad de ver que tanto influyen los aros deformables en el elemento móvil se han graficado los resultados de las tablas 4.3 y 4.6 en la figura 4.9 para el torquimetro Urrea y los valores de las tablas 4.9 y 4.12 en la figura 4.10 para el torquimetro ajustable.

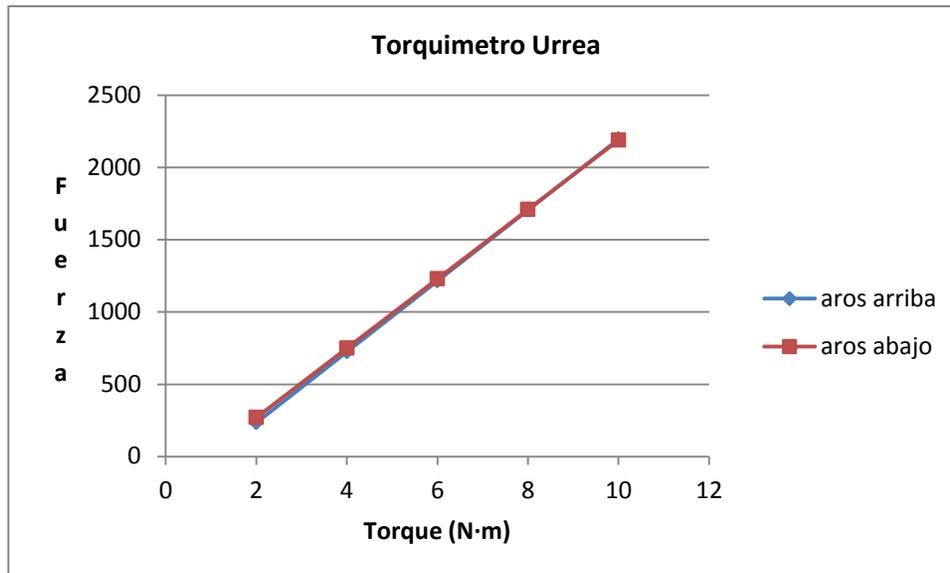


Figura 4.9 Comparación de resultados del torquimetro Urrea con los aros internos hacia arriba y hacia abajo.

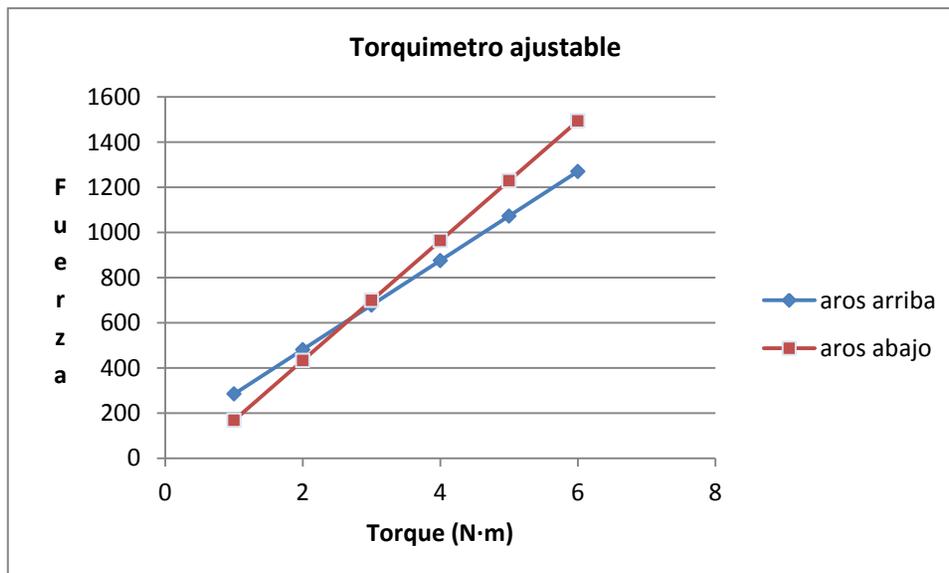


Figura 4.10 Comparación de resultados del torquimetro ajustable con los aros internos hacia arriba y hacia abajo.

En la figura 4.9 se puede observar como las líneas parecieran estar una sobre otra colinealmente, pero existe un pequeño porcentaje de error del 3.65%, mientras que en la gráfica de la figura 4.10 la diferencia es notable con un 20% de error promedio por cada valor de torque.

Para hacer una comparación entre las ecuaciones analíticas y las pruebas experimentales, se utilizaran los valores de las tablas 4.6 y 4.9 ya que se eligieron estos valores por tener mayor confiabilidad debido a su baja desviación estándar y un coeficiente de correlación cercano a 1. La gráfica se presenta en la siguiente figura.

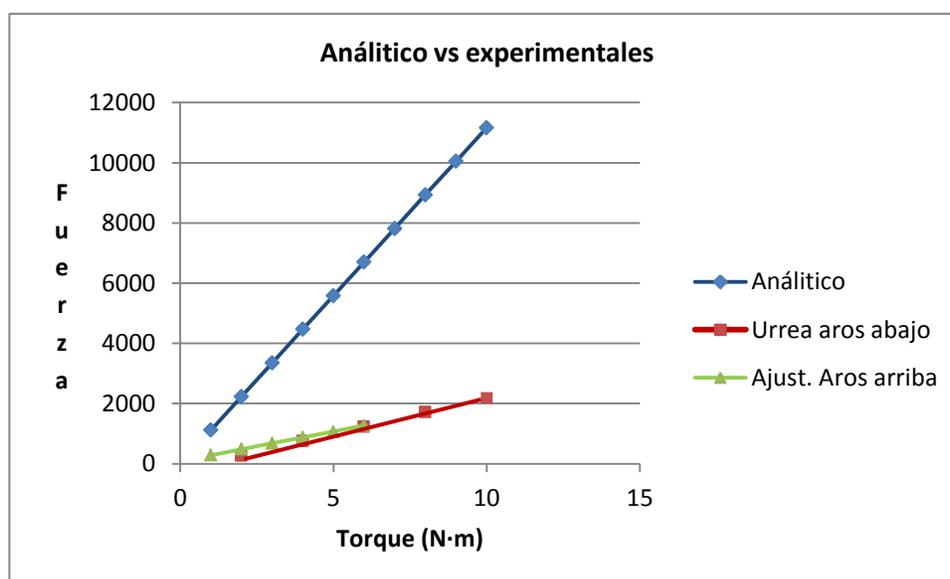


Figura 4.11 Comparaciones de los resultados experimentales contra el analítico.

Es notable la enorme diferencia que existe entre el resultado analítico y los resultados experimentales. Las relaciones fuerza contra torque de cada uno de los resultados de la figura 4.11 se presenta en la tabla siguiente.

Tabla 4.13 Equivalencias de fuerza y torque de los resultados experimentales y el resultado analítico.

Valores	Fuerza	Torque
Analítico	1.1 KN	1 N·m
Ajustable	1 KN	4.66 N·m
Urrea	1 KN	5.08 N·m

4.6 Conclusiones.

De acuerdo a las pruebas anteriores se determinó que los resultados más confiables son los de la segunda prueba con el torquimetro ajustable de 1/4, es decir, con los aros internos hacia arriba. El torquimetro ajustable ofreció mayor control a la hora de aplicar los torques, es por eso que la desviación estándar fue mucho menor que con el torquimetro de carátula Urrea.

Como se puede observar en las gráficas de las figuras 4.9 y 4.10 se puede concluir que la posición de los aros no influye en los resultados de las pruebas, sin embargo, la fuerza axial que el torque transmite si se reduce abruptamente, por el simple hecho de que los aros formen parte del sistema.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones.

5.1 Conclusiones.

Las pruebas con el torquimetro de carátula Urrea y el torquimetro ajustable nos hacen concluir que los aros reducen alrededor del 82 % de la capacidad efectiva que tiene el torque de transmitir fuerza a los demás elementos, ya que como se vio en la comparación de resultados experimentales y analíticos, la relación torque-fuerza para los experimentales resulta de $4.66 \text{ N}\cdot\text{m} = 1\text{KN}$ y $5.08 \text{ N}\cdot\text{m} = 1\text{KN}$ para el torquimetro ajustable y el de carátula respectivamente, mientras que para el analítico la relación es de $1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1.1\text{KN}$.

Los resultados del torquimetro ajustable dieron mayor confiabilidad, debido al mejor control que se tiene a la hora de aplicar el torque, además la desviación estándar de los resultados fue mucho menor en comparación con los del torquimetro de carátula.

5.2 Recomendaciones para trabajos futuros.

A lo largo de la realización del presente trabajo se notaron algunas cuestiones que podrían haber afectado a las pruebas experimentales y por tanto los resultados. Las recomendaciones siguientes podrían dar un resultado más preciso de la relación existente del torque y la fuerza de transmisión y del comportamiento de los aros en el sistema.

- Construir un sensor de fuerza mucho más sensible a cargas pequeñas.
- Calibrar el sensor con la celda de carga de 10 KN. Para este trabajo se calibro el sensor con una celda de 100 KN lo que dio lugar de que la linealidad se desviara por valores debajo de 1 KN.
- Cambiar la rigidez del separador del separador, esto ayudaría al sensor de fuerza a darnos voltajes para cargas pequeñas.
- Reemplazar la rondana posterior, se notó contacto no uniforme entre la superficie de la rondana y la superficie de los aros posteriores.
- Lubricar las cuerdas del tornillo de ajuste, probablemente un coeficiente de fricción menor entre la superficie de las cuerdas del tornillo y de la rosca del vástago aumentaría la fuerza de transmisión.
- Volver a realizar las pruebas ahora sin los aros deformables, reemplazarlos por un separador más grande que ocupe el espacio que dejaran los aros. Esto con la finalidad de verificar que los resultados experimentales sean similares a los analíticos.
- Realizar más ensayos por cada valor de torque, esto ayudaría que se pudiesen tomar otros métodos estadísticos más precisos.
- Conseguir y utilizar un torquimetro de mayor precisión y con un mejor control del torque.