



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Desarrollo de un instrumento para
evaluar el desempeño de ruedas
de reacción de los sistemas de
control de orientación de
nanosatélites**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecatrónico

P R E S E N T A

Alejandro Morquecho Pedraza

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Saúl de la Rosa Nieves



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2019

Jurado asignado:

Presidente: Dr. Vicente Borja Ramírez

Vocal: Dr. Saúl de la Rosa Nieves

Secretario: Dr. Fernando Velázquez Villegas

1er. Suplente: M.I. Yahvé Abdul Ledezma Rubio

2do. Suplente: Dr. Ricardo Yáñez Valdez

Lugar donde se realizó la tesis:

Laboratorio de Instrumentación Electrónica de Sistemas Espaciales (LIESE)
Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM)
Ciudad Universitaria, CDMX.

Director de Tesis

Dr. Saúl de la Rosa Nieves

Firma

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Definición del problema.....	1
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Alcance del trabajo.....	3
1.4. Justificación.....	3
2. ANTECEDENTES	4
2.1. Clasificación de los satélites pequeños.....	5
2.2. Estándar CubeSat	5
2.3. Aplicaciones y tendencias de los CubeSats	6
2.4. Sistemas de un satélite.....	9
2.4.1. Sistema de Determinación y Control de Orientación	9
3. METODOLOGÍA	12
4. ESTADO DEL ARTE	14
4.1. Bancos de prueba para Sistemas de Determinación y Control de Orientación de Nanosatélites	14
4.3. Propuesta de banco de pruebas con base en la investigación del estado del arte	20
5. DISEÑO	22
5.1. Esclarecimiento de la tarea a desarrollar.....	22
5.2. Requerimientos y especificaciones.....	23
5.3. Diseño conceptual.....	24
5.3.1. Identificación de los problemas esenciales.....	24
5.3.2. Bloques o estructuras funcionales del sistema solución	24
5.3.3. Investigación preliminar: dispositivos y técnicas existentes.....	25
5.3.4. Soluciones con base en el principio de funcionamiento	28
5.3.5. Consolidación de las propuestas o variables conceptuales	30
5.3.6. Primera evaluación técnica: principio de funcionamiento.	31
5.3.7. Segunda evaluación técnica de las propuestas conceptuales: limitantes tecnológicas	38
5.3.8. Tercera evaluación técnica: situaciones particulares de las propuestas conceptuales.....	52
5.3.9. Rediseño para cumplir con frecuencia natural.....	65
5.3.10. Consolidación de la propuesta conceptual	80
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS	83
7. CONCLUSIONES	85

8. TRABAJO A FUTURO	86
APÉNDICES	87
APÉNDICE A. HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL MOTOR FAULHABER 1202BH	88
APÉNDICE B. FRECUENCIA ASOCIADA CON LA VELOCIDAD MÁXIMA DE LAS RUEDAS DE REACCIÓN.	89
LISTA DE ACRÓNIMOS	91
LISTA DE FIGURAS	92
LISTA DE TABLAS	95
REFERENCIAS	96

1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo muestra el desarrollo de una nueva propuesta para evaluar el rendimiento del Sistema de Control de Orientación (ADCS por sus siglas en inglés) específicamente, los sistemas utilizados en nanosatélites bajo el estándar CubeSat y actuados por ruedas de reacción.

En este Capítulo 1 se definen los puntos fundamentales del trabajo los cuáles son: la definición del problema, el objetivo que se persigue, así como el alcance que se pretende cubrir en el presente trabajo y la justificación de este.

En el Capítulo 2 se introduce al lector a los conceptos manejados en esta tesis como son ¿Qué es un nanosatélite? ¿qué es el ADCS de un satélite?, ¿Qué es el estándar CubeSat?, ¿Cuál es la relevancia del desarrollo de satélites en la actualidad?, entre otros términos y panoramas necesarios para poder entender el desarrollo del presente trabajo.

En el Capítulo 3 se describe la metodología seguida para dar solución a la problemática establecida en el Capítulo 1 a partir de un proceso de investigación del estado del arte y de un proceso de diseño utilizado en ingeniería.

El Capítulo 4 muestra los últimos desarrollos que se han hecho para dar solución a la misma problemática que este trabajo pretende solucionar, se describen sus pros y contras y se discuten los resultados que han logrado de manera breve.

En el Capítulo 5 se describen todos los pasos seguidos para obtener un diseño adecuado que pretende dar solución a la problemática existente apegado a criterios de ingeniería.

En el Capítulo 6 se discuten los resultados obtenidos a partir del diseño consolidado en el Capítulo 5.

Por último, en los Capítulos 7 y 8 se establecen las conclusiones a las que se llegó a partir del análisis de los resultados obtenidos y se proponen las siguientes etapas a seguir como el trabajo a futuro correspondiente.

1.1. Definición del problema.

Como cualquier dispositivo comercial, los satélites deben de ser sometidos a pruebas para garantizar su funcionamiento, además los satélites presentan características únicas que incrementan la importancia de realizarles pruebas antes de ponerlos en operación ya que desarrollarlos requiere de una gran inversión y las condiciones a la que estarán expuestos son condiciones extremas y en muchos casos difieren por completo de las condiciones que se tienen en un ambiente terrestre. Algunas de las características del ambiente de operación de un satélite son:

- Ambiente de micro gravedad
- Sin una atmosfera terrestre (en mayor o menor medida dependiendo de la órbita)
- Condiciones extremas de temperatura
- Campo magnético variable, entre otras

Estas condiciones hacen que las pruebas para garantizar el funcionamiento de los diferentes sistemas de un satélite sean imprescindibles y exijan todo un reto de ingeniería para realizarlas ya que tienen que ser ejecutadas en un ambiente terrestre.

Evaluar el sistema de control de orientación de un sistema actuado por ruedas de reacción requiere validar que los objetivos de control se cumplan analizando la respuesta de las variables controladas (posición angular, velocidad angular del satélite relativas a un sistema de referencia local anclado al mismo satélite) con la ejecución de la ley de control diseñada para el sistema. Ver Figuras 1.1 y 1.2. Los objetivos de control pueden ser:

- Eliminar movimientos aleatorios del satélite llevando su velocidad angular a cero (estabilización).
- Mantener una orientación a pesar de que haya perturbaciones externas o internas (regulación).
- Modificar la orientación del satélite a través de una trayectoria establecida (seguimiento).
- Llevar al satélite de una posición inicial a una posición final en el menor tiempo posible y/o con el menor gasto energético (desempeño), entre otros.

Como se puede deducir fácilmente, para evaluar el sistema de control y determinación de orientación (ADCS), el ambiente de micro gravedad es la característica más importante y difícil de emular en un ambiente terrestre, por lo que se vuelve la principal problemática a solucionar, además la realimentación del lazo de control se da por medio de sensores de estrellas, magnetómetros, etc. y reproducir este ambiente resulta en otro problema para evaluar el ADCS.

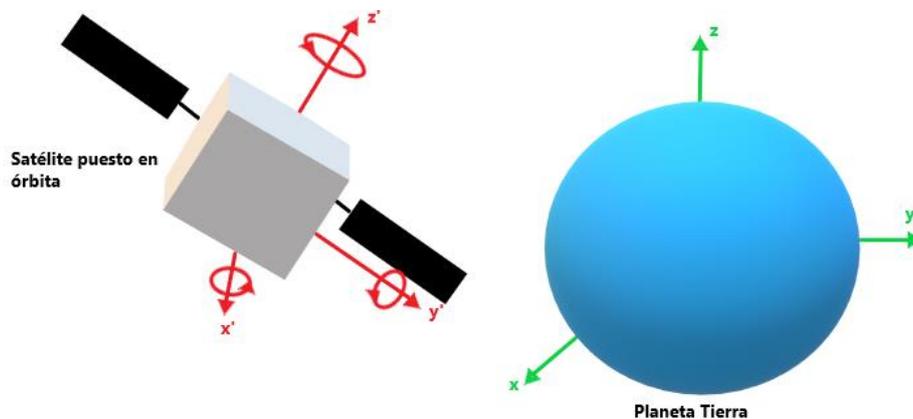


Fig. 1.1. Orientación de un satélite en el espacio.

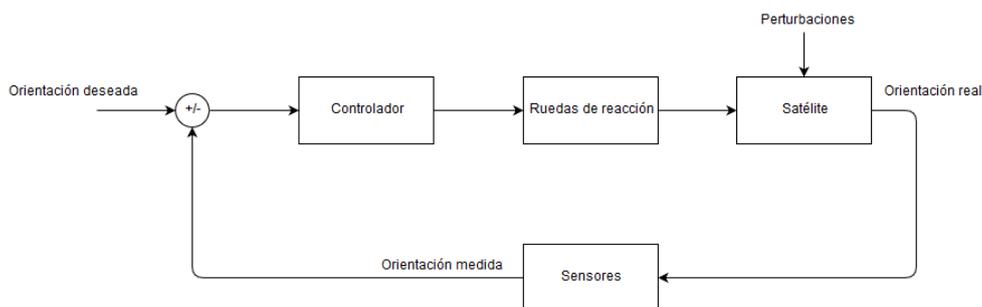


Fig. 1.2. Lazo básico de control del ADCS.

1.2. Objetivos

Se definieron dos tipos de objetivos, los objetivos generales y los objetivos particulares, los cuales son:

Objetivos generales:

1. Generar una nueva propuesta de un instrumento para evaluar el desempeño de ruedas de reacción, el cual será el módulo fundamental de un banco de pruebas que permita evaluar el control de orientación de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat.

Objetivos particulares:

1. Realizar el diseño conceptual del nuevo banco de pruebas que permita evaluar el control de orientación de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat.
2. Diseñar el instrumento para evaluar el desempeño de ruedas de reacción de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat.

1.3. Alcance del trabajo

Como lo indica el objetivo principal de este trabajo, se persigue generar una nueva propuesta para evaluar el rendimiento de ruedas de reacción de un sistema de control de orientación el cual será el módulo fundamental para el posterior desarrollo de un banco de pruebas que permita evaluar el control de orientación de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat en condiciones de laboratorio.

El alcance del presente trabajo se concentra en el diseño conceptual del instrumento para evaluar el desempeño de ruedas de reacción de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat, y se limita al diseño a detalle de la parte mecánica del instrumento.

1.4. Justificación

El desarrollo de la industria aeroespacial se encuentra en un crecimiento acelerado como se detallará en el Capítulo 2, sobre todo el desarrollo de satélites pequeños (especialmente los nanosatélites bajo el estándar CubeSat) es un área que se está expandiendo a diferentes tipos de aplicaciones, ya sean comerciales, militares, de investigación y más. Cada vez, las nuevas aplicaciones de nanosatélites requieren de un sistema de control de orientación más preciso y eficiente, por lo que se necesita un banco de pruebas que pueda garantizar dichas demandas del sistema, este es el motivo principal del desarrollo del presente trabajo.

En el Laboratorio de Instrumentación Electrónica de Sistemas Espaciales (LIESE) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM se está desarrollando un sistema de control de orientación actuado por ruedas de reacción que se pretende implementar en Nanosatélites CubeSat, por lo que una vez terminado, requerirá de su evaluación por medio de un banco de pruebas como el que este trabajo busca realizar, lo cual es una motivación más para el desarrollo de este proyecto.

2. ANTECEDENTES

Por definición un satélite es un cuerpo natural o artificial que se mueve alrededor de un cuerpo celeste como un planeta o una estrella. Los satélites artificiales son aquellos dispositivos diseñados por el hombre y puestos en una órbita deseada que tienen cargas útiles dependiendo de la aplicación [1]. En lo que respecta a este trabajo se utilizará el término “satélite” para referirse a los satélites artificiales únicamente.

Existen diferentes aplicaciones de los satélites, por ejemplo, en telecomunicaciones el satélite es un tipo de repetidor de señal (Figura 2.1), en una observación remota de la tierra el satélite toma fotografías de regiones de interés durante su movimiento periódico (Figura 2.2). Un satélite puede hacer el trabajo de un espía en el caso de aplicaciones militares o de explorador cuando es lanzado para aplicaciones científicas [1].



Fig. 2.1. Comunicación por satélite.



Fig.2.2. Observación satelital de la tierra.

En los inicios de la era espacial, los primeros satélites debían ser pequeños y ligeros ya que la tecnología de lanzamiento estaba limitada y esto limitaba también el alcance de las misiones de los satélites. A medida que se fueron desarrollando sistemas de propulsión más sofisticados, los satélites también fueron diseñados para misiones más complejas y, por lo tanto, su tamaño y peso aumentaron. Con la miniaturización de los dispositivos electrónicos, el desarrollo de nuevos materiales, el perfeccionamiento y aparición de nuevos procesos de manufactura, el desarrollo de satélites pequeños (satélite con una masa inferior a los 500 Kg) se incrementó, ya que pueden ser diseñados para misiones complejas, incluso comparados con las misiones de los satélites grandes.

2.1. Clasificación de los satélites pequeños

Hasta este punto vale la pena hacer una aclaración de los términos satélites grandes y satélites pequeños, la clasificación más aceptada de acuerdo a la masa del satélite es la siguiente:

- Satélite grande: >1000 kg
- Satélite mediano: De 500 a 1000 kg
- Satélite pequeño: Menor a 500 kg

Dentro de los satélites pequeños existe otra clasificación [2], la cuál es:

- Minisatélite: de 100 a 500 kg
- Microsatélite: de 10 a 100 kg
- Nanosatélite: de 1 a 10 kg
- Pico-satélite: de 100 g a 1 kg
- Femtosatélite: de 10 g a 100 g

2.2. Estándar CubeSat

Los CubeSats son un tipo de satélites pequeños que son construidos bajo la Especificación de Diseño CubeSat (CDS por sus siglas en inglés) o también conocida como el estándar CubeSat. Esta estandarización fue desarrollada por la Universidad Politécnica Estatal de California (Cal Poly) en conjunto con la Universidad de Stanford en el año 1999 [2].

Los nanosatélites CubeSat como su nombre lo indica, tienen la característica de ser construidos por unidades cúbicas, cada unidad cúbica debe de tener una dimensión de 10x10x10 [cm] (con un peso máximo de 1.33 [kg]) y puede configurarse el tamaño de un satélite en incrementos de una unidad completa o media unidad, como se muestra en la Figura 2.3. En la Figura 2.4 se muestra un satélite CubeSat 1U.

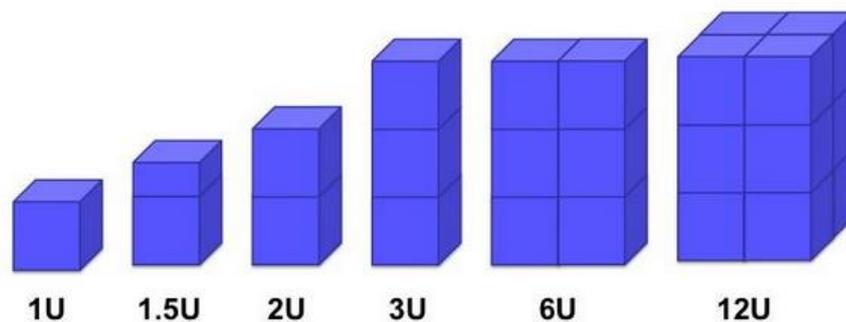


Fig. 2.3. Diferentes configuraciones para el estándar CubeSat [2].



Fig. 2.4. Satélite CubeSat 1U [3].

2.3. Aplicaciones y tendencias de los CubeSats

El desarrollo de los Nanosatélites, especialmente los CubeSats ha sido acelerado en los últimos años, basta mencionar que desde el año 1998 hasta enero de 2019 se han lanzado al espacio 1100 nanosatélites, de los cuales 1030 han sido construidos bajo el estándar CubeSat [2]. La gráfica de la Figura 2.5 muestra la evolución de estos lanzamientos, los lanzamientos anunciados y la proyección que se tiene para los próximos 4 años. En esta grafica se puede observar una tendencia de crecimiento sostenido en el lanzamiento de Nanosatélites y en la gráfica de la Figura 2.6 se observa el dominio del estándar CubeSat en esta tendencia.

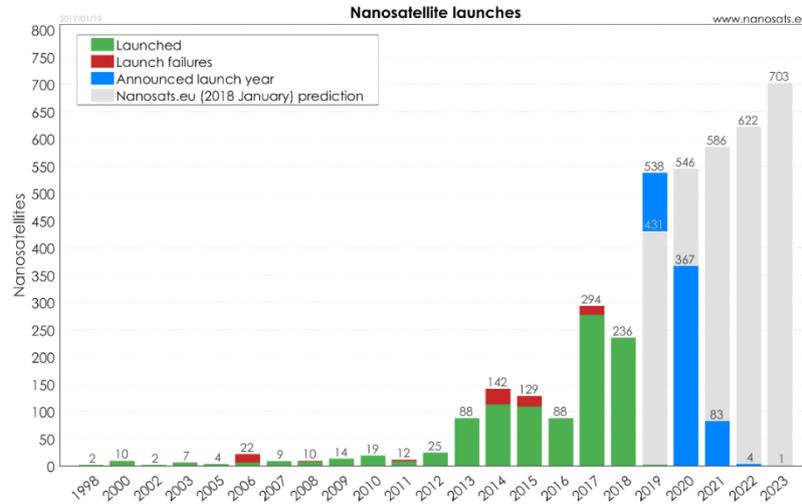


Fig. 2.5. Nanosatélites lanzados y perspectivas de lanzamientos [2].

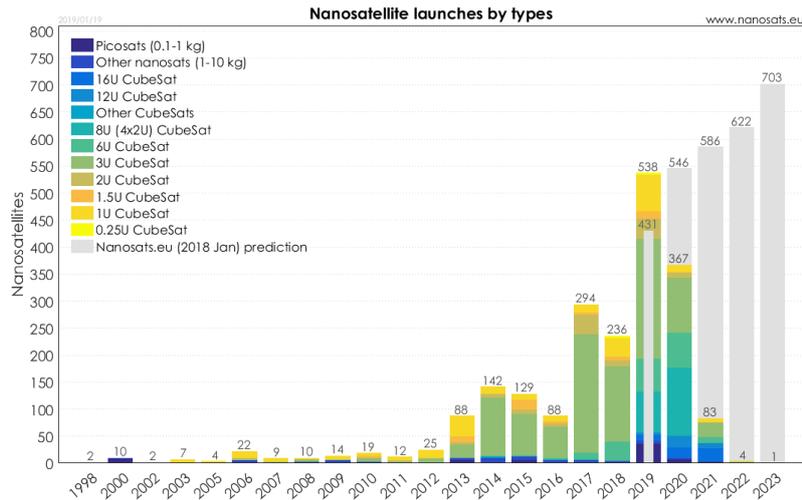


Fig. 2.6. Tipos de nanosatélites lanzados [2].

Es importante mencionar, para encontrar un área de oportunidad en el mercado de los Cubesats, que dentro de los nanosatélites construidos bajo este estándar que se han puesto en órbita y las perspectivas que se tienen para los próximos cuatro años, el modelo 3U es el dominante, como se muestra en la Figura 2.7.

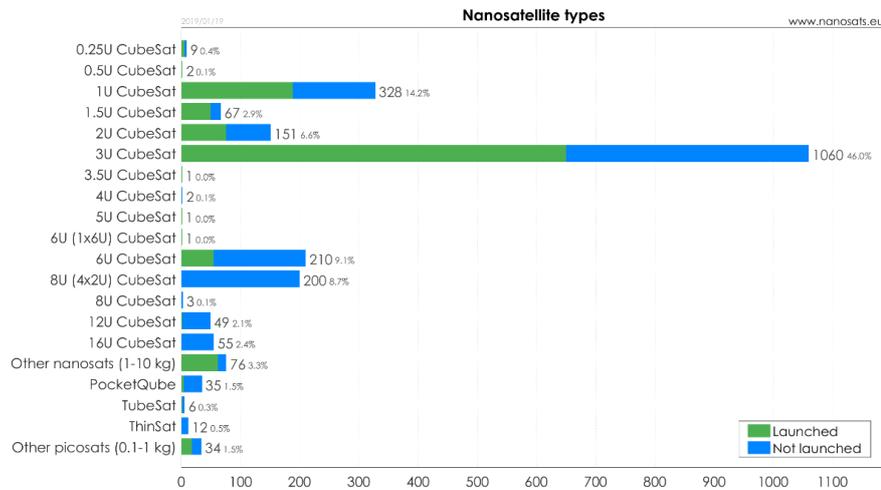


Fig. 2.7. Dominio de la configuración 3U en los CubeSats desarrollados [2].

Para entender el crecimiento acelerado de los Nanosatélites, podemos ver que las empresas privadas dedicadas al desarrollo de Nanosatélites o que tienen alguna actividad relacionada con estos han incrementado en número y cada año se siguen fundando decenas de estas compañías en todo el mundo, como lo indica la gráfica de la Figura 2.8. Además, a pesar de que los nanosatélites empezaron a desarrollarse para proyectos educativos principalmente, la participación de empresas privadas para aplicaciones comerciales ya domina en el desarrollo de Nanosatélites como lo indica la Figura 2.9.

Por último, vale la pena mencionar que muchos países cuentan ya con algún Nanosatélite, Estados Unidos con 766, seguido por China con 58, Japón con 48 y Alemania con 25 son los países con mayor productividad de Nanosatélites. Sin embargo, países de economías

emergentes también tienen participación en esta industria, tal es el caso de países sudamericanos como Brasil, Perú, Argentina, entre otros, que ya cuentan con más de 3 nanosatélites puestos en órbita, mientras que nuestro país no cuenta hasta la fecha con ningún Nanosatélite puesto en órbita, como se muestra en la figura 2.10.

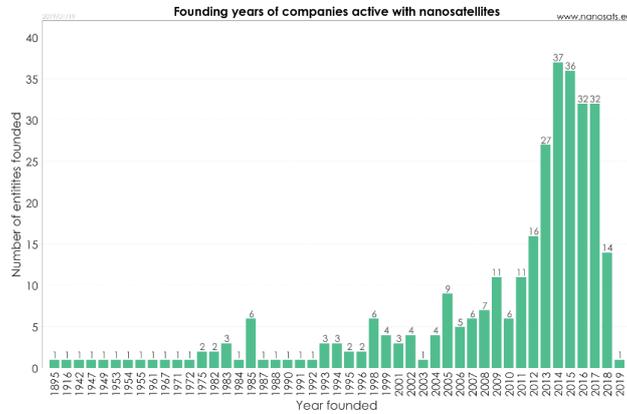


Fig. 2.8. Empresas fundadas alrededor del mundo con actividades relacionadas a la industria de nanosatélites [2].

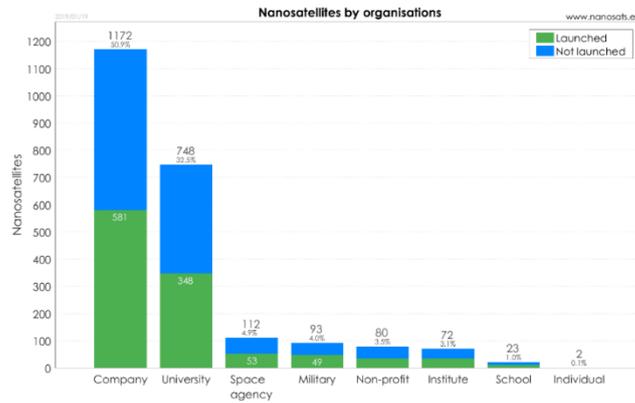


Fig. 2.9. Dominio de empresas privadas en el desarrollo de nanosatélites [2].

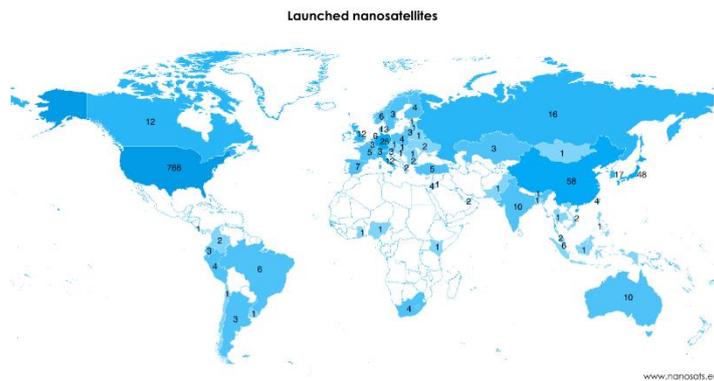


Fig. 2.10. Número de nanosatélites lanzados por país [2].

2.4. Sistemas de un satélite

Existen diferentes maneras de clasificar los sistemas de un satélite, todas son muy parecidas y aplican para cualquier tipo de satélite. Basados en la clasificación hecha en [4] podemos establecer cinco sistemas principales de un satélite, los cuales son:

- *Sistema de carga útil:* es la parte del satélite que transporta la instrumentación requerida para realizar su función prevista la cual depende de su misión. Por ejemplo, un satélite científico tiene una variedad de carga útil que pueden ser telescopios, espectrógrafos, detectores de plasma, magnetómetros, etc.
- *Sistema de control:* controla la ruta orbital que es necesaria para garantizar que el satélite se encuentre en la ubicación correcta en el espacio. También proporciona control de orientación, que es esencial para prevenir que el satélite se pierda en el espacio asegurando que las antenas permanezcan apuntadas hacia un punto fijo en la superficie de la tierra. Este sistema puede dividirse en dos sistemas, los cuales son:
 - Sistema de Determinación y Control de Orientación (ADCS por sus siglas en inglés)
 - Sistema de Navegación y Control de trayectoria.
- *Sistema de procesamiento de a bordo:* es la computadora central del satélite que controla todas las actividades de este.
- *Sistema de comunicaciones y potencia:* monitorea y controla al satélite a lo largo de toda su vida útil. La parte de potencia se encarga de recolectar la energía solar, transformarla a energía eléctrica y distribuirla a los diferentes sistemas del satélite, adicionalmente el satélite lleva a bordo baterías para los periodos de eclipse. Este sistema puede dividirse en dos sistemas:
 - Sistema de telemetría, rastreo y comando
 - Sistema de potencia
- *Sistema de estructura y control térmico:* Provee la estructura para montar todos los subsistemas del satélite y también es la interfaz entre el satélite y el vehículo de lanzamiento. Además, se encarga de mantener el satélite dentro de los límites de temperatura de funcionamiento de los dispositivos que van a bordo. Este sistema puede dividirse en dos sistemas, los cuales son:
 - Estructura y mecanismos
 - Control térmico del satélite
- *Sistema de propulsión:* Es usado para proveer los cambios de velocidad necesarios para ejecutar maniobras durante la vida útil del satélite.

Como se ha mencionado, este trabajo pretende realizar una propuesta de banco de pruebas para el sistema de control de orientación del satélite

2.4.1. Sistema de Determinación y Control de Orientación

El sistema de determinación y control de orientación contempla dos tareas fundamentales, las cuales son:

- **Determinar la orientación del satélite:** es el proceso de calcular la orientación del satélite relativa a un sistema de referencia inercial, normalmente fijo a la tierra. Generalmente este proceso involucra el uso de diferentes tipos de sensores y sofisticados algoritmos de procesamiento de datos. La combinación de los algoritmos

de procesamiento de datos y los sensores utilizados determinan la exactitud del sistema para esta tarea.

- **Control de orientación:** Como se anticipó en el Capítulo 1, esta tarea tiene la misión llevar las acciones de control utilizando los actuadores del sistema ya sea para estabilizar al satélite, mantenerlo en una orientación determinada, llevar su orientación a una diferente de la que tiene en un determinado momento o llevar a cabo un movimiento de cambio de orientación siguiendo una trayectoria predeterminada.

Como se ha mencionado en los objetivos y alcances del presente trabajo, la tarea que se pretende evaluar con el desarrollo de un nuevo banco de pruebas es la tarea de Control de Orientación, que es llevada a cabo por el Subsistema de Control de Orientación (ACS por sus siglas en inglés). La evaluación de esta tarea radica en medir la capacidad de los actuadores del sistema y el rendimiento de los sistemas electrónicos y algoritmos de control implementados.

Existen diferentes maneras de generar un par de control utilizadas en el Sistema de Control de Orientación de un satélite, como son:

- Par magnético a través de imanes permanentes
- Par electromagnético por medio de bobinas
- Par por arrastre aerodinámico
- Par por ruedas de reacción
- Par giroscópico

Como se puede deducir algunas de estas técnicas son técnicas pasivas y otras activas (depende de si el sistema necesita suministrar energía para generar el par de control).

En el caso de los nanosatélites el par generado por imanes permanentes en interacción con el campo magnético de la tierra es el sistema que más se ha implementado, sin embargo su baja precisión ha hecho que los sistemas actuados por ruedas de reacción cobren mayor importancia ya que proveen un alto grado de precisión y esto impacta enormemente en el tipo de misión que puede llevar a cabo el satélite, por lo que el desarrollo de nanosatélites actuados por ruedas de reacción está en constante crecimiento. Como un dato extra, la implementación de arreglos de ruedas de reacción va de la mano con otro tipo de actuadores (como bobinas electromagnéticas) que se utilizan para que las ruedas de reacción puedan descargar la energía cinética almacenada una vez que llegan a la saturación de momento angular.

2.4.1.1. Ruedas de reacción como actuadores

Las ruedas de reacción utilizan el principio de conservación del momento angular para generar un par interno que modifica la orientación del satélite. Esto puede explicarse mejor a través de la tercera Ley de Newton, de la siguiente manera:

En un sistema motor-rueda de reacción como el que se muestra en la Figura 2.11, el estator genera un par sobre el rotor sobre el que se encuentra la rueda de reacción (la rueda de reacción sufre una aceleración), aplicando la tercera ley de Newton sabemos que el mismo par, pero en dirección contraria se aplica sobre el estator o la base fija del motor, como se observa en la Figura 2.11.

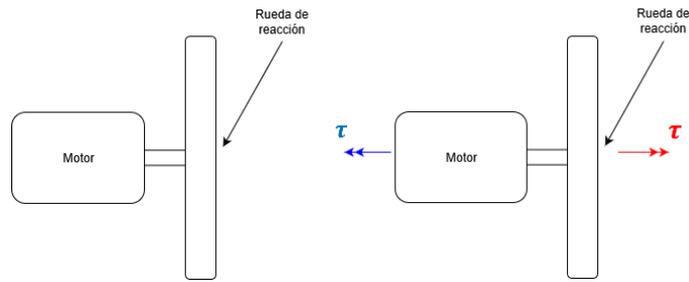


Fig. 2.11. Principio de funcionamiento de las ruedas de reacción.

Si el motor está anclado o fijo a la estructura del satélite (Figura 2.12), se genera un par sobre el satélite que modifica su velocidad angular, esto ocurre si el satélite no cuenta con restricciones en su movimiento.

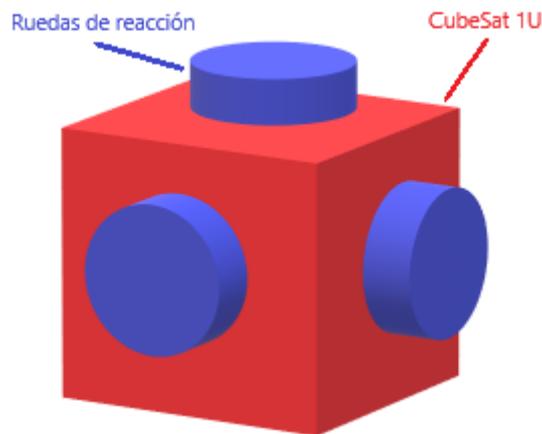


Fig. 2.12. Esquema de tres ruedas de reacción colocadas en un CubeSat 1U.

Es necesario aclarar que este es el principio básico de funcionamiento pero que existen más variables involucradas en todo el proceso descrito, por ejemplo, las fricciones presentes en el rotor (como fricción seca, fricción viscosa, entre otras) provocan que el par generado por el motor sea diferente de cero a pesar de que la rueda de reacción no sufra ninguna aceleración. Además, si el satélite cuenta con una velocidad angular cuando la rueda de reacción tiene una velocidad angular también y estas velocidades no tienen la misma dirección, es probable que se genere un par giroscópico en el satélite, entre otros factores.

Las principales ventajas de los sistemas actuados por ruedas de reacción son: poseer una alta precisión, control en los tres ejes con una configuración adecuada de por lo menos tres ruedas de reacción y control de la magnitud de los pares generados. Sus desventajas son: que presentan desgaste en los elementos mecánicos, cuando la velocidad de las ruedas de reacción es cero existen comportamientos no lineales (difíciles de caracterizar) y además presenta un límite de saturación en la velocidad angular.

3. METODOLOGÍA

Para cumplir con los objetivos propuestos, se siguió la siguiente metodología:

Primero se llevo a cabo un estudio del Estado del Arte de los bancos de prueba desarrollados para evaluar el Sistema de Determinación y Control de Orientación de satélites, con atención a los satélites pequeños y también con mayor énfasis en los bancos desarrollados para evaluar la tarea de Control de Orientación, esto es: evaluar los actuadores del sistema, los algoritmos de control del sistema y los elementos electrónicos involucrados para generar el control de orientación, sin importar la evaluación de los componentes involucrados en la tarea de determinación de orientación del satélite.

Después de realizar el estudio de Estado del Arte de los bancos de pruebas, se obtuvieron ventajas y desventajas de estos, y se formuló una nueva propuesta de banco de pruebas a partir de las características más importantes de los bancos de prueba analizados.

Una vez realizada la propuesta del nuevo banco de pruebas, se delimitó la tarea de diseño a los componentes mecánicos involucrados (como lo marca el objetivo secundario número 2 de este trabajo).

Posteriormente se siguió el modelo de proceso de diseño establecido por Pahl y Beitz [5] y que se describe en la Figura 3.1. Siguiendo este modelo y describiendo de forma breve sus partes fundamentales, el diseño se desarrolló de la siguiente manera:

- Se esclareció la tarea a desarrollar
- Se establecieron los requerimientos y especificaciones
- Se formularon los bloques funcionales del sistema a desarrollar
- Se realizó una investigación preeliminar de los sistemas existentes que coinciden con los bloques funcionales que se pretenden desarrollar.
- Se establecieron las propuestas conceptuales a desarrollar con base en el principio de funcionamiento
- Se evaluó la validez del principio de funcionamiento de las diferentes propuestas conceptuales.
- Se realizó una evaluación técnica de la viabilidad de las propuestas y se consolido el diseño conceptual.

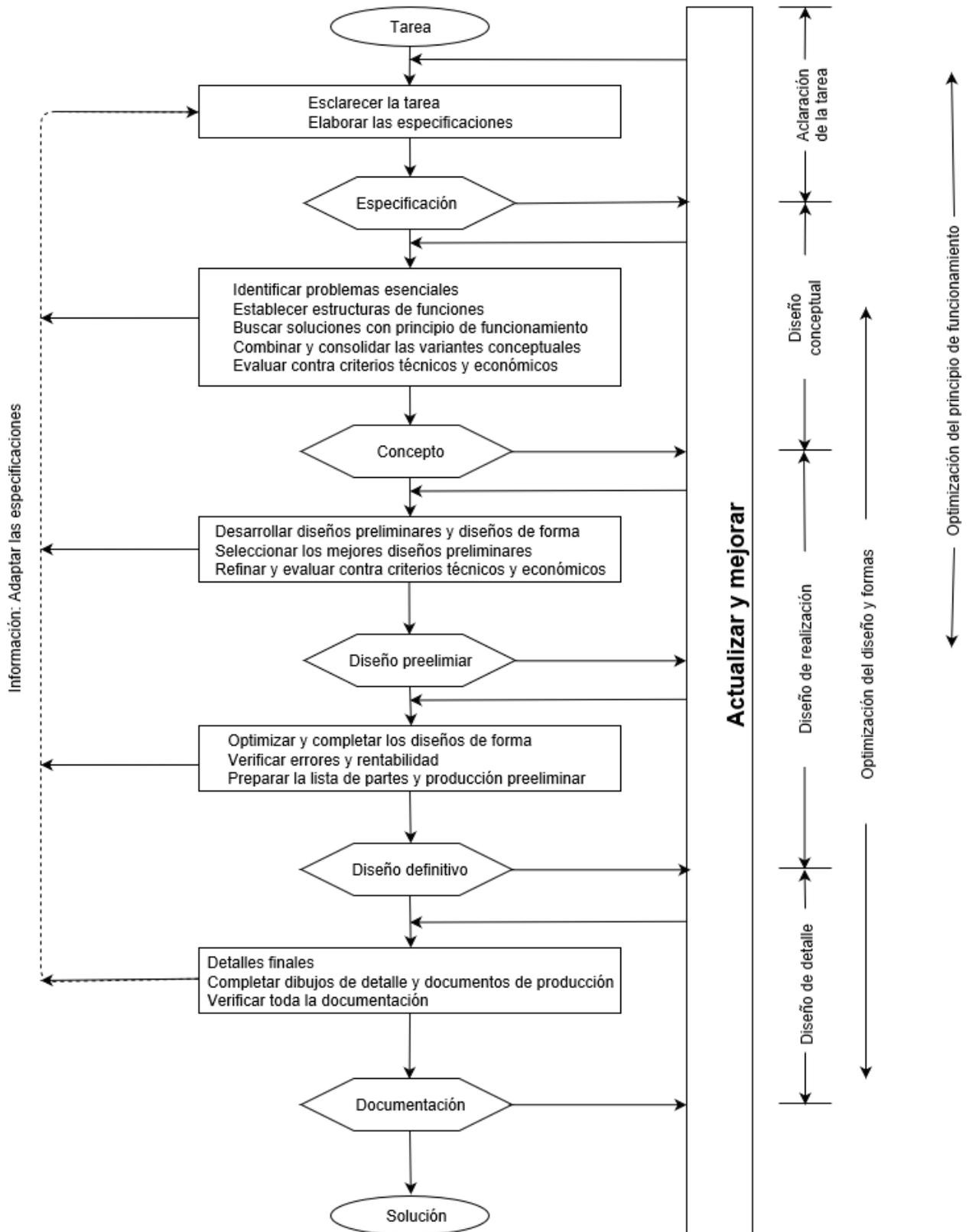


Fig. 3.1. Modelo de proceso de diseño seguido en esta tesis establecido por Pahl y Beitz [5].

4. ESTADO DEL ARTE

4.1. Bancos de prueba para Sistemas de Determinación y Control de Orientación de Nanosatélites

Para los ingenieros, evaluar el sistema de control de orientación es muy importante, ya que se pueden corregir o perfeccionar los algoritmos de control a utilizar.

Un sistema de control de orientación resulta difícil de evaluar antes de que el satélite sea puesto en órbita, ya que reproducir las características del ambiente a las que va a estar sometido es muy difícil de llevar a cabo. Por estas razones, el desarrollo de bancos de prueba (o también conocidos como simuladores) para sistemas de control de orientación satelital es un campo de profundo interés y hasta la fecha con gran actividad en centros de investigación y universidades.

A lo largo de la historia de la exploración espacial han existido diversos tipos de simuladores para los sistemas de control de orientación, uno de los primeros sistemas en desarrollarse y más utilizado es la mesa con cojinete de aire. En este tipo de simuladores, el Sistema de Control de Orientación (con actuadores normalmente más grandes que los reales) del satélite es montado en una plataforma que se encuentra en la parte móvil del cojinete (dicha plataforma es diseñada exclusivamente para este fin y no forma parte del satélite). Aire presurizado pasa a través de los orificios de la sección del cojinete fija y crea una película de aire muy fina entre la parte móvil y la parte fija del cojinete, con lo cual se mantiene suspendida la plataforma donde se encuentra el Sistema de Control de Orientación. El primer precedente del que se tiene registro fue desarrollado en 1959 por Haeussermann y Kennel en el centro de vuelo espacial Marshall [6] como el que se muestra en la Figura 4.1. Desde entonces se han desarrollado nuevas versiones de simuladores bajo el mismo principio, permitiendo los tres grados de libertad (de rotación) en rangos limitados.

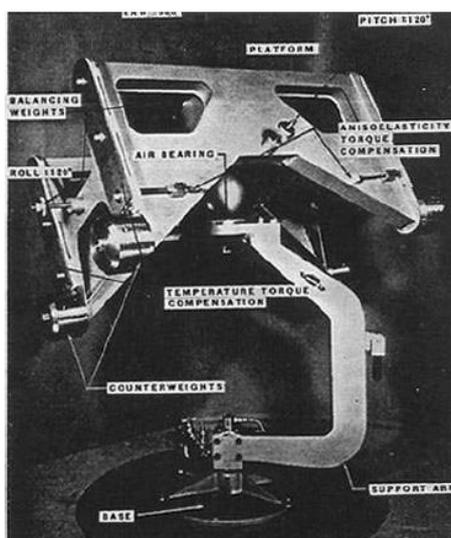


Fig. 4.1. Simulador desarrollado por Haeussermann y Kennel en 1959 [6].

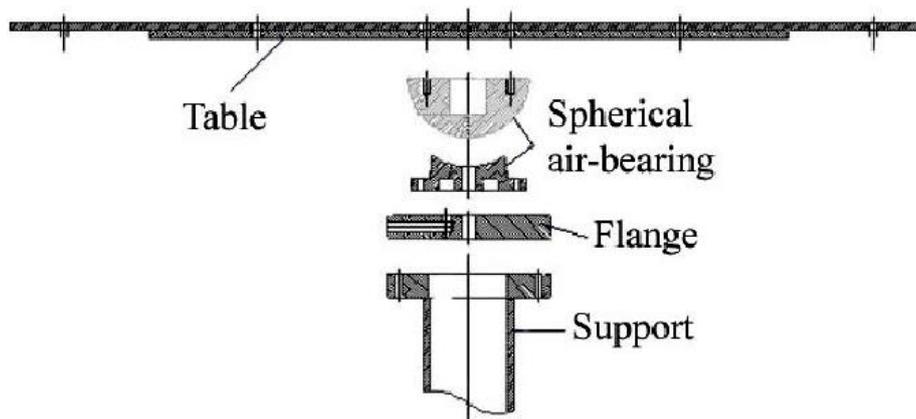


Fig. 4.2. Partes de un banco de pruebas de mesa con cojinete de aire.

Un banco de pruebas típico por cojinete de aire presenta problemas importantes, entre los que se encuentran: en la mayoría de los casos solo es posible mover el satélite alrededor de un eje de rotación, al desalinearse el centro de gravedad de la plataforma móvil del eje de rotación se provoca una desestabilización de la plataforma (debida a un par generado por el desacople del centro de masa y el eje de rotación, se colocan contrapesos para estabilizar la plataforma y esto aumenta la inercia del sistema, por lo tanto, se necesitan actuadores más grandes que los que tendría el satélite. Todo esto vuelve al sistema bajo prueba un sistema totalmente diferente al Sistema de Control de Orientación que será implementado en el satélite.

Para evaluar ADCS de nanosatélites, se ha tratado de implementar el mismo principio de operación de mesas con cojinete de aire, tal es el caso del trabajo desarrollado en [7] para el ADCS de un satélite CubeSat 6U en el cuál utilizan finos contrapesos para mantener estabilizado el centro de gravedad y el eje de rotación de la plataforma móvil, como se observa en la Figura 4.3. Es un banco de pruebas muy útil para ver el rendimiento del sistema de control utilizando actuadores reales (esto es, involucra todos los pares generados en el actuador, ya sea por cambio de velocidad en la rueda de reacción y todas las no linealidades que puedan existir dentro de este) y el cambio de orientación del satélite en un eje, sin embargo, los problemas antes mencionados persisten ya que los actuadores utilizados son actuadores más grandes que los que se pretenden implementar en el satélite, las inercias de la plataforma son diferentes las inercias del satélite y además no hay una cuantificación par ejercido por el arrastre del flujo de gas que sostiene a la plataforma móvil.

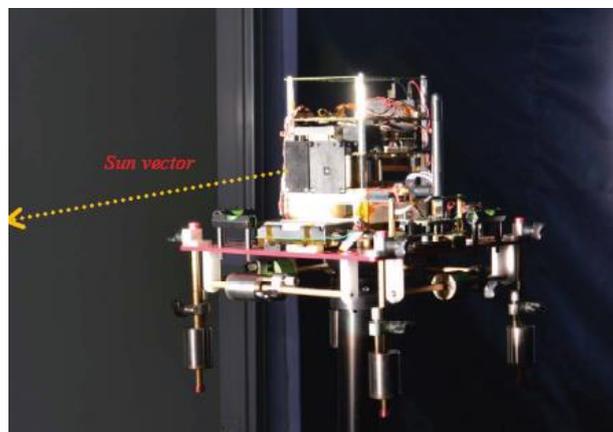


Fig. 4.3. Nanosatélites sobre una mesa con cojinete de aire [7].

El trabajo desarrollado por [8], que se muestra en a Figura 4.4 es una nueva versión de la mesa con cojinete de aire en el cual desarrollan la propuesta de un banco de pruebas para satélites CubeSat que pueden ir desde configuraciones 1U hasta 3U. Permite los tres grados de libertad (GDL) de rotación completos (sin ninguna restricción física). El simulador está compuesto de dos partes “esféricas” principales, una interna y una externa. La estructura interna consiste en pequeños y ligeros segmentos semiesféricos concéntricos que albergara al satélite. La esfera externa está constituida por cojinetes de aire alineados a cada uno de los segmentos semiesféricos internos. La estructura externa donde se fijan los cojinetes de aire (esfera externa), necesita seguir el movimiento de la ficticia esfera interna en la que se monta el satélite, para lograr esto, se utiliza una muñeca robótica redundante de 4 GDL que mantiene alineados los cojinetes de aire externos con los segmentos semiesféricos internos que sostienen al CubeSat. La esfera externa es independiente del CubeSat montado, por lo que no tiene influencia en los resultados de la prueba.

El posicionamiento de la esfera externa debe de corregirse rápidamente en función de la posición actual del satélite. Para este fin, se debe de utilizar un sistema de seguimiento, el cual se propone estar constituido por sensores de distancia o cámaras de video.

Este trabajo se encuentra en desarrollo todavía para ser probado en satélites CubeSat en un futuro.

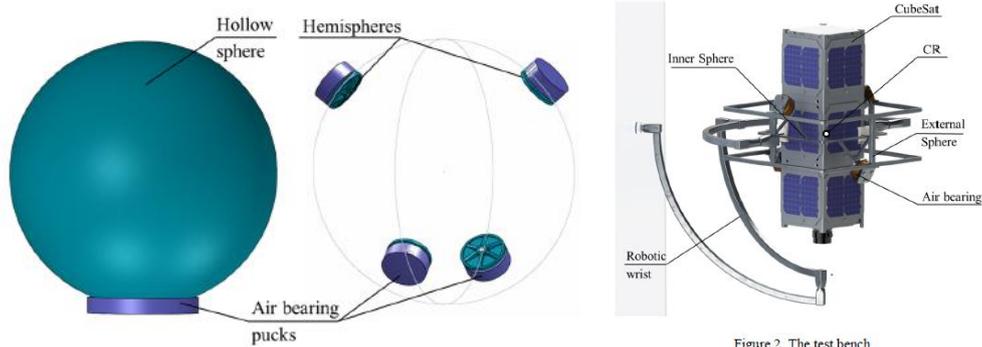


Fig. 4.4. Simulador que contempla cojinetes de aire fijos formando la esfera externa [8].

Aprovechando el principio de que, en aplicaciones espaciales, el entorno dinámicamente limpio e ingrávito del espacio permite aprovechar las leyes de conservación de la mecánica, en [9] desarrollaron una plataforma para probar el sistema de control de orientación, dicha plataforma está diseñada para girar sobre superficies planas que permite experimentar maniobras con ángulos grandes continuos, como se muestra en la Figura 4.5. EL banco de pruebas está constituido por un exoesqueleto esférico rígido, en el cual el satélite prototipo está anclado, varios sensores, procesadores y sistemas embebidos están montados. A diferencia de las plataformas con cojinete de aire, en donde se pretende disminuir la fricción por medio de una capa delgada de aire, en este sistema se pretende tener una alta fricción en la interfaz de la esfera para que pueda rodar sin deslizamiento. El sistema debe de ser perfectamente balanceado para que no se vea afectado por la gravedad (Centro de gravedad coincidente con el centro geométrico de la esfera). Al igual que en el caso anterior, este trabajo se encuentra todavía en desarrollo.

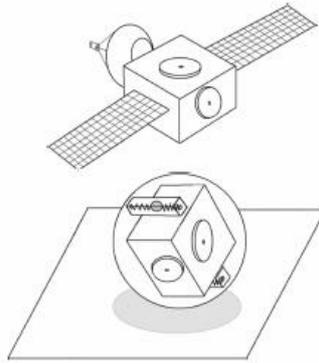


Fig. 4.5. Simulador desarrollado en [9].

Como el sistema de control de orientación tiene muchas variables dinámicas a considerar, y la validación de los algoritmos de control requieren de entornos especiales, una alternativa a los métodos tradicionales costosos y que consumen mucho tiempo, es la simulación digital en tiempo real (RTDS por sus siglas en inglés) y la simulación por hardware in the loop (HIL por sus siglas en inglés) [10].

En [10] utilizan la técnica Hardware in the Loop y simulación digital en tiempo real para evaluar el sistema de control de orientación actuado por par giroscópico (CMG por sus siglas en inglés), como se muestra en la Figura 4.6. En este sistema se utilizan componentes reales y componentes simulados para cerrar el lazo de control.

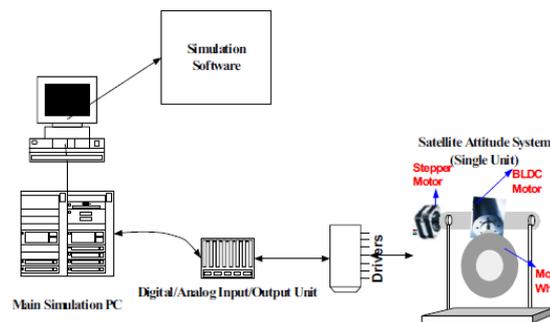


Fig. 4.6. Esquema del simulador desarrollado en [10].

Las simulaciones completamente por computadora del desempeño de un control de orientación satelital son también ampliamente utilizadas, tal es el caso del trabajo presentado en [11], en donde generaron una simulación por ordenador de la dinámica del satélite contemplando una órbita LEO con influencia del campo gravitacional, campo magnético terrestre, entre otras. En la figura 4.7 se muestra una imagen de una simulación en proceso de este trabajo.

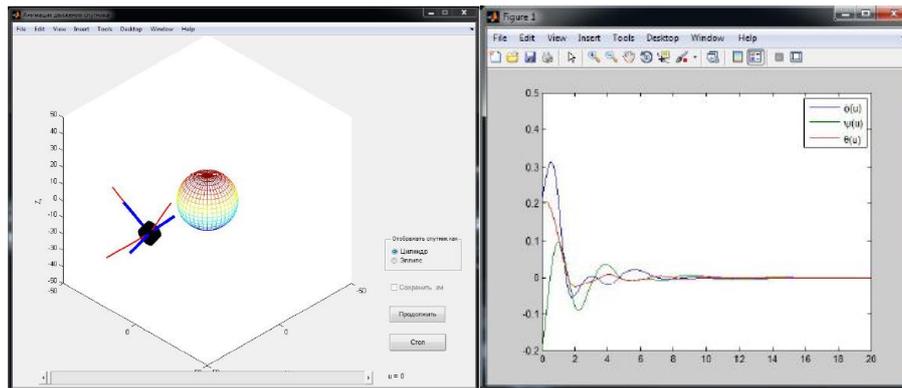


Fig. 4.7. Simulación gráfica del movimiento del satélite y gráficas de la estabilización de su orientación [11].

4.2. Conclusiones de la investigación del estado del arte

En los párrafos anteriores se expusieron algunos de los trabajos que se han realizado para los bancos de prueba de sistemas de control de orientación, empezando con el banco de pruebas más popular (mesa con cojinete de aire) que se ha implementado desde los primeros satélites hasta la actualidad y se ha intentado acoplar a los nanosatélites, sin embargo presenta diversos problemas que se acrecientan al utilizar este tipo de banco de pruebas en nanosatélites como se mencionó y se detallará más adelante. Es por esta razón que han surgido diferentes proyectos para mejorar y crear nuevos bancos de pruebas para los sistemas de control de orientación de nanosatélites, algunos de estos trabajos se expusieron anteriormente.

Podemos definir, de manera general tres categorías diferentes de bancos de prueba para sistemas de control de orientación, los cuales son:

- Bancos de prueba con elementos a evaluar totalmente físicos
- Bancos de prueba con elementos a evaluar tanto físicos y elementos a evaluar simulados por computadora
- Simuladores digitales, esto es simulaciones por computadora de todos los elementos a evaluar

Dentro de la primera categoría de bancos de prueba establecida, podemos contemplar las mesas con cojinete de aire, los manipuladores robóticos, las esferas que ruedan sobre superficies planas, y todos aquellos cuyo funcionamiento sea por completo con elementos físicos reales. Al poner a operar elementos reales, se puede observar el comportamiento y rendimiento del sistema de control de orientación, principalmente de los actuadores del sistema, los cuales presentan varias características no lineales que son difíciles de modelar. Sin embargo, como se ha mencionado, están presentes parámetros ajenos al sistema y al satélite que afectan las características de este. Estas nuevas características dependen del tipo de banco de pruebas que se está utilizando y por supuesto a las características propias de un entorno terrestre.

En el caso de los bancos de prueba descritos en la segunda categoría se incluyen aquellos cuya implementación requiera de la combinación de elementos físico-reales y simulaciones por computadora, tal es el caso de ocupar sensores y/o actuadores reales, en conjunto con una simulación del ambiente espacial de la dinámica del satélite. Es una técnica ideal para probar el rendimiento de los actuadores, además, el ambiente espacial al ser simulado no presenta los inconvenientes de un entorno terrestre y tampoco la plataforma de simulación genera cambios en los parámetros dinámicos del satélite. Uno de los retos de este tipo de bancos de prueba es

que no se puede evaluar el rendimiento del sistema de determinación de control de orientación, ya que, la orientación al ser simulada por computadora descarta el uso de los componentes y algoritmos utilizados para determinar la orientación del satélite.

La tercera categoría es simular todos los sistemas por medio de un programa de computadora, esto tiene grandes ventajas en costo y tiempo de realización como se muestra más adelante, sin embargo, es posible deducir fácilmente que el mayor problema de este tipo de evaluaciones del sistema de determinación y control de orientación radica en contar con un modelo matemático de todos los sistemas involucrados. En la Tabla I se expresan algunas ventajas y desventajas de los bancos de prueba estudiados anteriormente.

Tabla I. Ventajas y desventajas de los bancos de prueba estudiados

Banco de pruebas	Ventajas	Desventajas
Mesa con cojinete de aire	<ul style="list-style-type: none"> - Es el banco de pruebas más utilizado y con mayor desarrollo. - Permite un rango de rotación completo a lo largo de un eje. - El balanceo de la plataforma es automático. - Es posible apreciar el desplazamiento angular del satélite en un entorno real. - Todos los sistemas son reales (ninguno simulado por computadora) 	<ul style="list-style-type: none"> - Los rangos de desplazamientos angulares están limitados en dos ejes. En muchos casos, solo es posible probar los algoritmos para el ADCS en un solo eje y rearmar el sistema para probar en los otros dos ejes. - A pesar de reducir la fricción aún existe debido al arrastre de aire - Tiene un tiempo de prueba limitado por la disponibilidad del gas utilizado. - Se tiene que alinear el eje de rotación con el centro de masa. - Pequeñas alteraciones en la distribución de masa del sistema ocasionan grandes inestabilidades. - Mantener estable el sistema a partir del punto de inicio requiere grandes esfuerzos ya que cualquier movimiento inicial tarda en amortiguarse y consume recursos y tiempo. - El momento de inercia de la plataforma aumenta debido a que los componentes deben colocarse a una distancia del eje de rotación del sistema. Los resultados obtenidos en [8] la inercia supero tres veces más a la inercia del satélite original. - Sólo se monta la carga útil y el ADCS. - Sólo se puede evaluar el movimiento en un eje. - La estructura de la plataforma es sólo para el simulador. - Nunca se prueban físicamente los actuadores del ADCS. - EL algoritmo de ACS es diseñado a partir de la simulación por ordenador. - El tiempo de simulación está limitado por el aire.
Rodamientos de flujo de aire en configuración esférica	<ul style="list-style-type: none"> - Desarrollado para CubeSat 1U a 3U. - Permite 3 GDL de rotación completos. - Se observa el movimiento del satélite físicamente. - Se utilizan los actuadores reales del satélite. 	<ul style="list-style-type: none"> --Requiere un control extra para el manipulador. - Necesita sensores muy precisos en el efector final del manipulador - Estructura compleja de realizar (muñeca robótica, estructuras esféricas interna y externa). - La estructura externa debe de tener un control de seguimiento con respecto a la estructura interna (satélite). - Se requiere un sistema de seguimiento rápido y complejo. - El tiempo de simulación es limitado por el flujo de aire. - La plataforma se encuentra en fase de desarrollo todavía.
Satélite inmerso en esfera que se desliza sobre	<ul style="list-style-type: none"> - Permite los tres grados de rotación del satélite. - Se prueban los actuadores reales del sistema - La gravedad no afecta si el satélite está centrado en el cuerpo esférico. - No necesita balanceo de masa una vez puesto en operación. - Satélite real inmerso en la plataforma. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sigue conservando altas fricciones y aporte de inercias ajenas al satélite. - Necesita una alta fricción para generar rodadura sin deslizamiento - Necesita que la estructura esférica sea altamente rígida - Solo se pueden utilizar ruedas de reacción

una superficie plana.	<ul style="list-style-type: none"> - El tiempo de simulación solo restringido por la fuente de energía del satélite. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesita balancear masas para mantener el centro de gravedad en el centro de la esfera. - Se necesita alta fricción entre las superficies en contacto. - El sistema debe de estar perfectamente balanceado.
Simulación en tiempo real y sistema hardware in the loop (HIL).	<ul style="list-style-type: none"> -Menos gastos de operación que un sistema completamente físico - Mayor aproximación al ambiente de trabajo del satélite - El sistema embebido del controlador es el que se implementará. - El sistema es rápido, reconfigurable y cualquier ambiente deseado puede ser simulado. - Los actuadores reales son utilizados en la plataforma de simulación. - Permite los tres grados de libertad de rotación. 	<ul style="list-style-type: none"> - La dinámica del satélite se discretiza por el uso de simulación digital. -Su rendimiento depende del modelo matemático implementado en la computadora. - Se necesita hardware dedicado para la simulación por computadora - Se necesita el modelo matemático de todos los elementos dinámicos simulados por computadora. - El par generado por los actuadores se estima, no se mide. - No se observa movimiento físico del satélite. - Este tipo de sistema se ha desarrollado para microsatélites únicamente.
Simulaciones por computadora	<ul style="list-style-type: none"> - Menor costo de operación respecto a los otros bancos de prueba. - Reconfiguración rápida del ambiente simulado - Implementación rápida de diferentes algoritmos de control. 	<ul style="list-style-type: none"> -El rendimiento depende del modelo matemático de la dinámica de todo el sistema - Todo el comportamiento del sistema es discretizado por el uso de simulación por computadora. - Se simula también el comportamiento de los actuadores y se idealizan sus componentes y los componentes de otros subsistemas, así como los sistemas electrónicos embebidos. - El tiempo de simulación depende de la capacidad de la computadora

4.3. Propuesta de banco de pruebas con base en la investigación del estado del arte

De la investigación del estado del arte estudiando las ventajas que tienen los diferentes bancos de prueba analizados, podemos establecer bloques funcionales para la nueva propuesta:

- Se necesita que los actuadores que van a ser evaluados sean los mismos que se implementarán en el ADCS del satélite. Debido a que los actuadores presentan características no lineales difíciles de modelar, es necesario que estén en un bloque de hardware o componentes reales dentro del banco de pruebas.
- Ya que la dinámica del satélite una vez puesto en órbita (en este caso, refiriéndonos a su dinámica como los tres grados de libertad de rotación en el espacio) presenta un mayor acercamiento a las leyes de la mecánica de cuerpo rígido sin restricción de movimiento del que se tiene en un entorno terrestre, este bloque puede introducirse en una simulación por computadora.
- Se ha dejado claro que el estudio del rendimiento del ADCS que se pretende evaluar con el banco de pruebas a desarrollar en este trabajo, se limita a evaluar la tarea de control de orientación, sin importar la tarea de determinación de orientación, es por esto, que la realimentación del lazo de control puede llevarse a cabo sin utilizar los sensores ya sea en un modelo real (hardware) o a partir de un modelo simulado (software).
- El algoritmo de control, así como el sistema embebido para llevar a cabo la tarea de control de orientación deben de estar en un bloque de componentes reales (hardware) ya que evaluar estos elementos resulta imprescindible para garantizar el rendimiento de la tare de control de orientación del satélite.

La Figura 4.8 muestra el diagrama de bloques del sistema descrito.

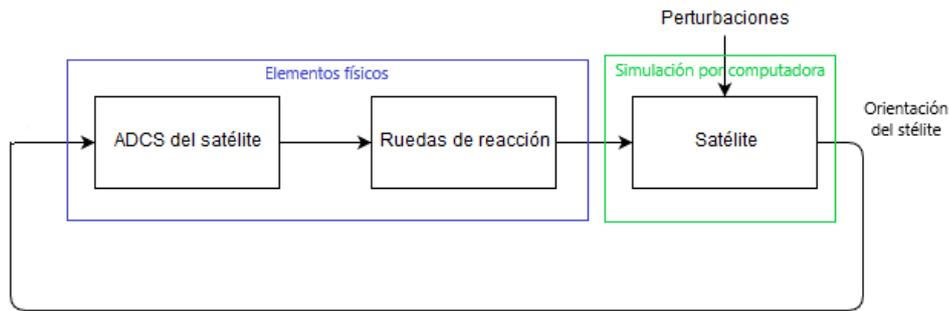


Fig. 4.8. Diagrama de bloques del banco de pruebas propuesto.

La primera pregunta que se podría hacer en este punto es ¿Qué tipo de datos son los que van de un bloque a otro?

Respondiendo a esta cuestión, de los actuadores a la simulación del satélite el dato que debe de ir es la medición del par generado por las ruedas de reacción, así como su velocidad angular; del bloque de la simulación de la dinámica del satélite a la tarjeta embebida del ADCS deben de ir los datos de posición angular del satélite, así como su velocidad angular, de la tarjeta del ADCS al bloque de los actuadores debe de ir la señal de control generada por al

Esta nueva propuesta, como se había anticipado, es compleja e involucra la aplicación de diferentes disciplinas. Explorando en los bloques del banco a desarrollar, los componentes mecánicos más importantes se encuentran en la determinación del par de salida de los actuadores, ya que este bloque necesita convertir una señal mecánica (par generado por las ruedas de reacción) a una señal eléctrica (dato digital que representa al par generado por las ruedas de reacción), como se muestra en la Figura 4.9.

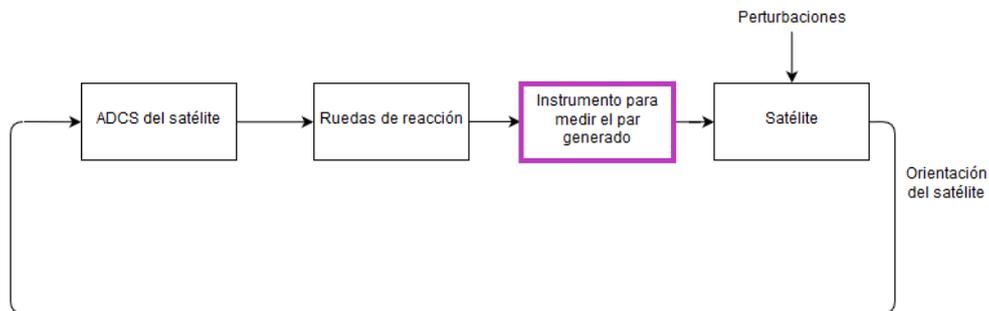


Fig. 4.9. Bloque principal del banco de pruebas.

Con el fin de resolver el principal requerimiento para el desarrollo del nuevo banco de pruebas propuesto, el presente trabajo de tesis tiene como objetivo el diseño de un nuevo instrumento para evaluar el rendimiento de ruedas de reacción de un sistema de control de orientación, el cual será el módulo fundamental para el posterior desarrollo de un banco de pruebas que permita evaluar el control de orientación de Nanosatélites bajo el estándar CubeSat en condiciones de laboratorio.

5. DISEÑO

5.1. Esclarecimiento de la tarea a desarrollar

Como se mencionó al final del capítulo anterior, este trabajo se centra en el desarrollo de un sistema electromecánico que reciba como entrada el par generado por las ruedas de reacción y como salida genere una señal eléctrica digitalizada (que guarde una relación de proporcionalidad con la señal de entrada). Siguiendo el objetivo secundario 1, el desarrollo de este trabajo se limita al diseño de la parte mecánica del sistema que se pretende desarrollar, sin embargo, el diseño del o los elementos mecánicos involucrados depende de las necesidades de los elementos electrónicos que formarán parte del sistema y viceversa, es por esta razón que el esclarecimiento de la tarea se establece para todo el sistema electromecánico (como se describió al inicio de este párrafo), dejando hasta el subtema 5.3.2 el desglose de los bloques funcionales del sistema a desarrollar y entonces establecer las tareas particulares del o los elementos mecánicos que se diseñarán. Por último, de acuerdo con el objetivo secundario 2 de este trabajo, se debe garantizar el funcionamiento del sistema a desarrollar para aplicarlo a los arreglos de rueda de reacción comerciales que existen actualmente, para esto se realizó una investigación de arreglos de ruedas de reacción comerciales, los cuales se muestran en la Tabla II, en donde también se presentan las características más importantes a tomar en cuenta.

Tabla II. Arreglos de ruedas de reacción comerciales para aplicaciones en nanosatélites CubeSats

Fabricante	Par máximo generado [mNm]	Momento angular almacenado [mNms]	Masa [g]	Dimensiones [mm ³]	Velocidad angular máxima [rpm]	Referencia
Astrofein	0.023*	0.58	24	21X21X12	16000	[12]
Blue Canyon Technologies	4	15	130	42X42X19	NE	[13]
CubeSat Pointing	0.5	4	NE	40X40X28.9	4000*	[14]
CubeSpace/Innovus	0.23*	1.77*	60	28X28X28.9	8000*	[15]
	1*	10.82*	150	46X46X31.5	6000*	
Hyperion Technologies	0.1	1.5	21	25X25X15	10000	
	0.1	3	32	25X25X15	15000	[16]
	0.1	6	48	25X25X15	15000	
Sinclair interplanetary	1	10	120	50X50X30	NE	[17]

*Nominal, NE: No especificado

5.2. Requerimientos y especificaciones

En la Tabla III se enlistan los requerimientos obtenidos a partir del esclarecimiento de la tarea (primera columna), y en la segunda columna se enlistan las especificaciones relacionadas a cada uno de los requerimientos.

Tabla III. Requerimientos y especificaciones para el sensor que medirá el par generado por las ruedas de reacción

Requerimientos	Especificaciones
1. Medir el par generado por el arreglo de ruedas de reacción	1.1. Par máximo a medir = 4 mNm 1.2. Par mínimo a medir = -4 mNm 1.3. Resolución = 0.003 mN 1.4. Capaz de medir pares generados a pesar de que el actuador esté en posición estática
2. El sistema no debe interferir en movimiento de la rueda de reacción ni provocar ningún cambio en el par generado por el actuador.	2.1. El sistema no debe de ser invasivo para las ruedas de reacción
3. El desbalanceo de las ruedas de reacción no debe de afectar el rendimiento del sistema de medición de par.	3.1. El sistema debe de poder trabajar a frecuencias de hasta 267 Hz sin que esto afecte su comportamiento.
4. El sistema debe ser capaz de enviar la información a un archivo digital y/o almacenarla en un dispositivo electrónico.	4.1 La señal de salida del sistema debe de ser una señal digital.

Los argumentos para definir cada una de las especificaciones se describen a continuación:

- El **par máximo** que el sistema de medición debe de poder medir se estableció con base en el valor de par máximo encontrado en arreglo de ruedas de reacción comerciales, de esta manera también se definió el **par mínimo** ya que corresponde a la misma magnitud de par máximo, pero en la dirección opuesta. De esta manera, el sistema debe de ser capaz de medir el par generado por la rueda de reacción ya sea en un sentido o en otro, cuya magnitud máxima es de 4 mNm y corresponde al arreglo fabricado por *Blue Canyon Technologies*.
- La **resolución** del sistema de medición se estableció a partir del valor del par generado por la fricción estática en el motor seleccionado en el Laboratorio de Instrumentación Electrónica de Sistemas Espaciales (LIESE) de la UNAM para fabricar el arreglo de ruedas de reacción que se desarrolla en este laboratorio. El motor mencionado es fabricado por la empresa *Faulhaber* con número de serie *1202004BH* y cuya magnitud de par generado por fricción estática es de 0.003 mNm (para mayor información de este motor ver Apéndice A).
- La especificación 1.4 se estableció debido a que el actuador puede generar pares a pesar de que el rotor y la rueda de reacción estén en posición estática, esto se debe principalmente a las fricciones secas (o fricción de Coulomb) que existen entre los elementos móviles (en el rotor del actuador y en los cojinetes utilizados en todo el sistema).
- La especificación 2.1 se estableció con el objetivo de seguir las ventajas mencionadas en el capítulo anterior de que el banco de pruebas no debe de modificar la dinámica de los actuadores a evaluar.

- La especificación 3.1 se obtuvo a partir de la velocidad máxima de las ruedas de reacción comerciales, esto es, si existe un desbalanceo en las ruedas de reacción, esto provocará fuerzas y/o pares a una frecuencia relacionada con la velocidad de la rueda de reacción que pueden afectar el rendimiento del sistema. El valor máximo de la velocidad angular encontrada para una rueda de reacción comercial es de 16000 [rpm] lo que equivale a 1676 [rad/s] o una frecuencia de 267 [Hz] aproximadamente, ver Apéndice B.

5.3. Diseño conceptual

5.3.1. Identificación de los problemas esenciales.

Los problemas esenciales identificados son dos, los cuales son:

- El primer problema esencial es diseñar un dispositivo en el cual el par generado por el arreglo de ruedas de reacción sea aplicado, sin que este dispositivo sea invasivo para el arreglo de ruedas de reacción.
- El segundo problema esencial consiste en que el dispositivo a diseñar genere una señal eléctrica una vez que el par de fuerzas sea aplicado sobre este, la señal eléctrica debe de guardar siempre una relación proporcional respecto del par aplicado.
- El tercer problema esencial radica en digitalizar la señal para que pueda ser procesada por dispositivos digitales.

El diseño del dispositivo debe realizarse con base en los requerimientos y especificaciones mencionadas en la Tabla III.

5.3.2. Bloques o estructuras funcionales del sistema solución

A partir de los problemas esenciales descritos, y con base en el reconocimiento de bloques funcionales de ingeniería, es posible dividir la solución en tres bloques básicos, como se muestra en la Figura 5.1.

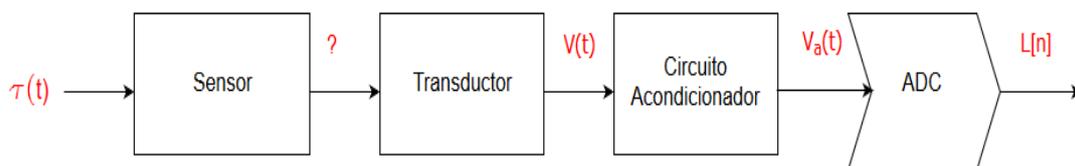


Fig. 5.1. Bloques funcionales del sistema (instrumento) solución.

La descripción de cada uno de ellos bloques funcionales se describe a continuación:

- **Sensor:** Elemento u objeto que modificará una de sus propiedades (sin importar su naturaleza mecánica, eléctrica, etc.) cuando el arreglo de ruedas de reacción genere un par de fuerzas.
- **Transductor:** Elemento que convertirá el cambio de la propiedad que se modificará en el sensor a una señal eléctrica (sin importar si es voltaje o corriente ni tampoco su magnitud).

- **Acondicionamiento de la señal:** Es el bloque encargado de realizar las siguientes tareas funcionales:
 - Linealizar la señal en caso de que el transductor no guarde una relación completamente lineal entre las señales de entrada y salida.
 - Amplificar la señal para llevarla a una escala adecuada para un convertidor analógico digital (ADC por sus siglas en inglés)
 - Realizar un primer filtrado de la señal para eliminar ruido que pueda afectar la interpretación de los datos correctos.
- **Conversión Analógica-Digital:** Como su nombre lo indica, en este bloque funcional la señal se digitaliza por medio de un ADC y se envía a un cuarto bloque para su tratamiento (filtrado digital si es necesario) y posteriormente la señal está lista para alimentar la simulación por computadora de la dinámica del satélite, que forma parte de banco de pruebas que se propuso en el Capítulo 4.3.

Una vez descritos con claridad los bloques funcionales del sistema solución y esclarecidas las especificaciones con base en los requerimientos, se procedió al diseño del sistema. Como se ha mencionado en repetidas ocasiones, este trabajo se enfocó en el diseño mecánico, sin embargo, es necesario tener en cuenta todos los bloques funcionales debido a la dependencia que existe entre cada uno de estos.

Para empezar con el diseño del sistema, se realizó una investigación preliminar de los sistemas existentes que solucionan la misma problemática a la cuál se le está tratando de dar solución (problemas esenciales 1 y 2), esta investigación se detalla a continuación.

5.3.3. Investigación preliminar: dispositivos y técnicas existentes

Casi no existen dispositivos o sensores de par de fuerzas para aplicaciones en ruedas de reacción, el único encontrado es el sensor fabricado por la empresa *FUTEK* (modelo *QTA141*) [18]. A pesar de que no se detalla el principio de funcionamiento, sabemos que el sensor debe colocarse entre el motor y la base donde va puesto el actuador, como se muestra en la Figura 5.2. Este sistema, a pesar de que no interfiere con el par generado por el actuador, debido a su disposición no resulta útil para todos los arreglos de rueda de reacción comerciales, ya que se tiene que colocar el sensor en la interfaz entre el motor y la base en la que se sujeta y en los arreglos comerciales todos los componentes incluidos el motor se encuentran dentro de una carcasa, como se muestra en la Figura 5.3.

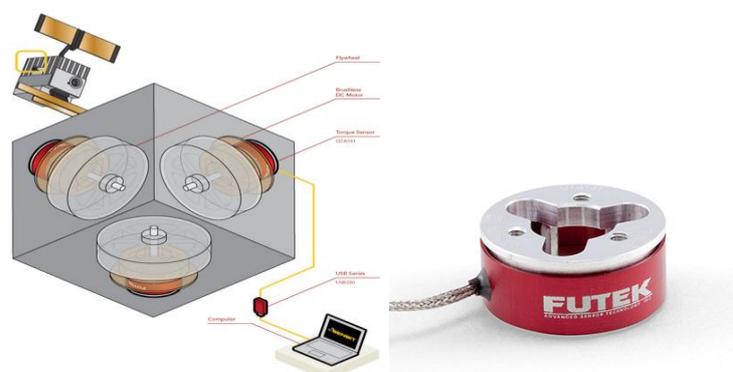


Fig. 5.2. Medidor de par de ruedas de reacción comercial [18].

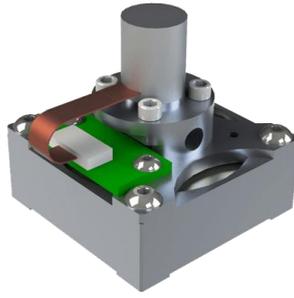


Fig. 5.3. Arreglo de ruedas de reacción comercial [19].

Algunos métodos clásicos que son utilizados para medir el par generado por motores grandes y que se han tratado de extrapolar a motores pequeños son:

- **Freno de pony:** consiste en un sensor que utiliza la fricción seca para medir el par generado por el motor. Al rotor se le coloca una especie de polea conectada por un cable a una masa y a un dinamómetro en posición vertical. Una vez puesto en operación, el rotor levanta el cable y el valor de la fuerza aplicada es registrada en el dinamómetro. La fuerza generada es directamente proporcional al par ejercido por el motor con el radio de la polea como constante de proporcionalidad. Figura 5.3.

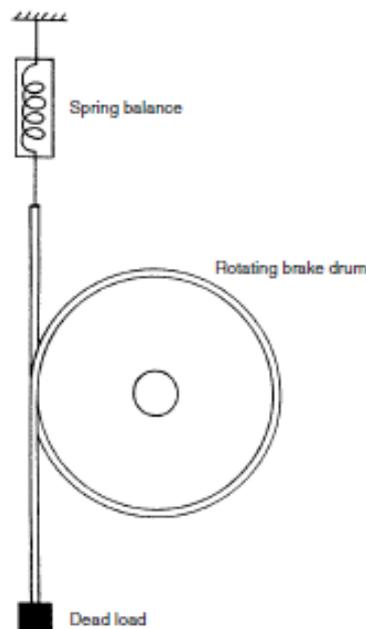


Fig. 5.3. Esquema del método por freno de pony.

- **Sistema de freno viscoso:** el principio de este sistema es usar un fluido viscoso o un campo de fuerzas para generar un par que frene al motor y determinar así el valor generado por el motor.
- **Generador eléctrico:** en este sistema, un generador cuyas características son conocidas es acoplado al eje del motor a medir. Midiendo la corriente de salida del generador, es posible determinar el par ejercido por el motor.
- **Freno de cable:** sistema propuesto por [20] que consiste en un cable o cuerda y un disco acoplados al eje del motor. La fuerza a lo largo del cable es determinada a partir de una

lámina y galgas extensiométricas (strain gauges). La dimensión de las láminas es determinada por el tipo de material, el rango de medida de la fuerza y el rango de deformación. Las galgas son colocadas en los extremos de las “láminas” que se encuentran empotradas, ya que ahí es donde se genera el esfuerzo máximo. La Figura 5.4 muestra un esquema general de este sistema.

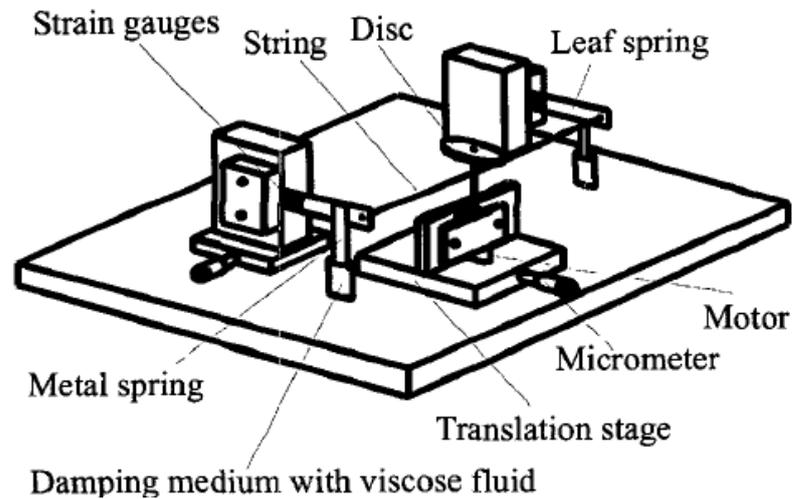


Fig. 5.4. Diagrama del método denominado freno de cable [20].

- Codificadores incrementales:** consiste en colocar dos codificadores en el eje del motor, en cada uno en los extremos del eje como se muestra en la Figura 5.5. El eje, al ser un medio elástico, tendrá una deformación angular cuando un par es aplicado sobre él, debido a esta deformación angular, los codificadores tendrán un desplazamiento angular relativo entre ellos. Sabemos que los codificadores incrementales generan una señal cuadrada cuando el rotor tiene velocidad angular, por lo que un movimiento angular relativo entre los codificadores se traduce en un desfase de sus señales cuadradas (es importante conocer como están alineados los Encoders cuando el rotor no está girando ya que pueden tener un desfase inicial que no se puede atribuir a un par generado por el motor). El desfase de las señales cuadradas en el tiempo es proporcional a la deformación angular que sufre el eje y, por lo tanto, proporcional al par aplicado al rotor. Dicha constante de proporcionalidad está descrita por las propiedades geométricas y mecánicas del rotor [21].

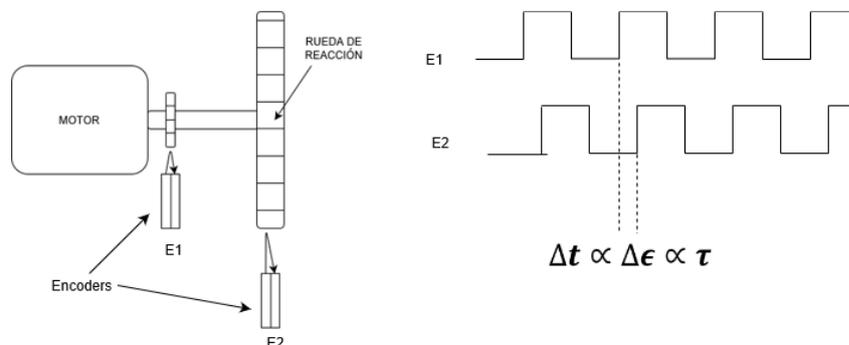


Fig. 5.5. Medidor de par utilizando codificadores incrementales.

A pesar de que su principio de funcionamiento está totalmente argumentado y muchos dispositivos utilizan alguno de estos métodos para medir el par de un motor, no pueden

ser aplicados a la medición del par generado por un arreglo de ruedas de reacción como el que se pretende diseñar debido a su naturaleza invasiva, además en algunos casos es necesario que el rotor o eje del motor esté en movimiento para poder llevar a cabo la medición.

5.3.4. Soluciones con base en el principio de funcionamiento

Con ayuda de la investigación preeliminar, se realizaron propuestas para el sensor a desarrollar (lluvia de ideas) donde el principio de funcionamiento fue el argumento a discutir. Dichas propuestas se exponen a continuación.

Propuesta 1. Juntas de contacto superficial. Se coloca el actuador (arreglo de rueda de reacción) sobre una base (con geometría cuadrada) la cual se fija por medio de juntas de contacto superficial (juntas que solo tienen una restricción de movimiento y esta es perpendicular a la superficie en la que se encuentran [22]). Para medir la magnitud de las fuerzas de reacción, se coloca un transductor de presión en la superficie entre las juntas de contacto superficial y la base cuadrada. Cuando la rueda de reacción genere un par de fuerzas, habrá dos fuerzas de reacción en dos de las cuatro juntas (dependiendo de la dirección del par generado). La magnitud de las fuerzas de reacción multiplicada por la distancia L de la base cuadrada, es igual a la magnitud del par generado por el actuador como se muestra en la Figuras 5.6 y 5.7.

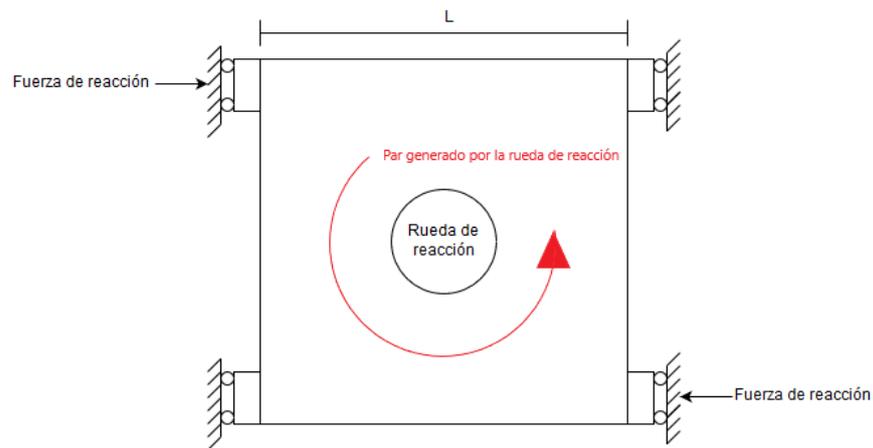


Fig. 5.6. Propuesta 1: juntas deslizantes.

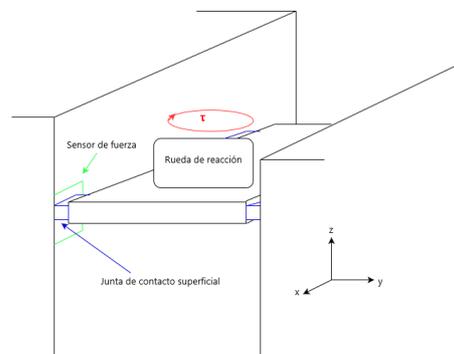


Fig. 5.7. Propuesta 1: juntas deslizantes (bosquejo en 3D).

Propuesta 2. Viga sometida a flexión.

Sobre un elemento mecánico empotrado en uno de sus extremos (viga empotrada) se coloca la rueda de reacción (Figura 5.8). Cuando la rueda de reacción genera un par, la viga estará trabajando a flexión pura como se muestra en la misma Figura 5.8. Las deformaciones en la viga se obtienen en un punto de interés por medio de galgas extensiométricas. Como existe una relación directa entre deformaciones, esfuerzos y par aplicado a una viga que trabaja a flexión pura (además esta relación es una relación lineal), se obtiene el par generado por la rueda de reacción conociendo las propiedades mecánicas de la viga y sus deformaciones.

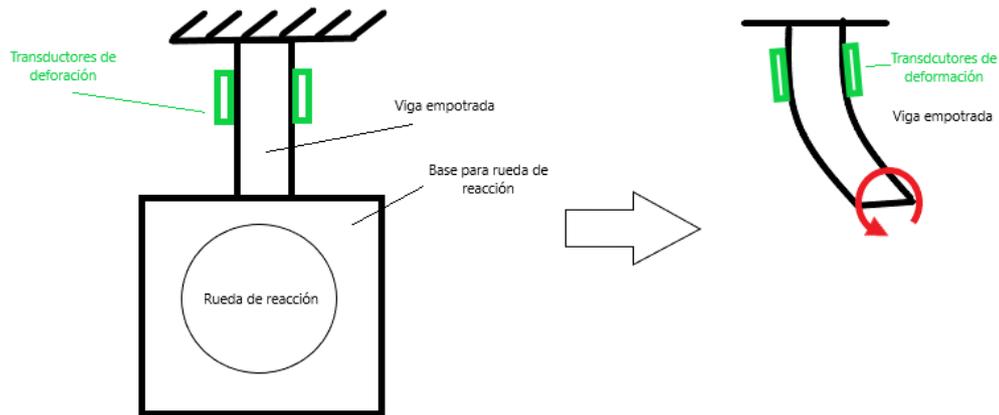


Fig. 5.8. Propuesta 2: viga empotrada.

Propuesta 3. Eje sometido a torsión.

Sobre un elemento empotrado en uno de sus extremos, se coloca el actuador en el extremo libre (Figura 5.9). Cuando la rueda de reacción genera un par, el elemento mecánico estará trabajando a torsión pura como se muestra en la Figura 5.9. Las deformaciones en el elemento se obtienen en un punto de interés por medio de galgas extensiométricas. Como existe una relación directa entre deformaciones, esfuerzos y par aplicado, además esta relación es una relación lineal, se obtiene el par generado por la rueda de reacción conociendo las propiedades mecánicas del elemento sometido a torsión y sus deformaciones.

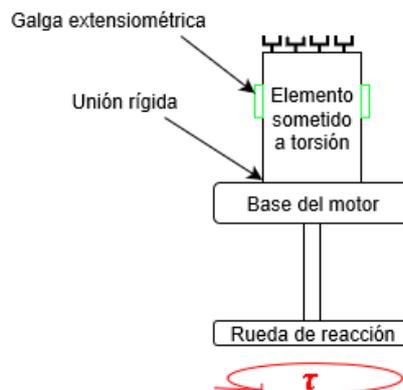


Fig. 5.9. Propuesta 3: eje empotrado.

5.3.5. Consolidación de las propuestas o variables conceptuales

La tabla IV muestra las ventajas y desventajas de las tres propuestas descritas anteriormente, además describe características que se necesitan evaluar para garantizar que el principio de funcionamiento.

Tabla IV. Ventajas y desventajas de las propuestas conceptuales

Propuesta	Ventajas	Desventajas y/o observaciones
<p>1. Juntas de contacto superficial</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se pueden medir pares a pesar de que la rueda de reacción esté en posición estática. 2. Es una configuración que puede acoplarse a cualquier arreglo de rueda de reacción. 3. No es un elemento invasivo con el arreglo de rueda de reacción. 4. Colocar el actuador en esta propuesta resulta ser más sencillo que en las otras dos 	<ol style="list-style-type: none"> 1. El transductor que se va a utilizar debe de tener la suficiente resolución para medir la presión/fuerza que se genere en cada una de las juntas o apoyos de la base. 2. Se pretende que las mismas juntas de contacto superficial soporten la base para que no exista otro tipo de reacción (ya sea de fuerza o de par), sin embargo, esto las convierte en un elemento que se aleja de las características de una junta de contacto superficial y por lo tanto puede generar reacciones en diferentes direcciones. Por esto, es necesario evaluar el principio de funcionamiento si aparecen otros componentes de reacción en las juntas o apoyos de la base.
<p>2. Viga sometida a flexión</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Las propiedades mecánicas y geométricas de la viga se pueden modificar para tener una resolución adecuada del sensor (modificando su rigidez a la flexión). 2. Se puede adecuar el tamaño de la base para diferentes tipos de arreglos de rueda de reacción. 3. Se pueden medir pares a pesar de que la rueda este en posición estática. 4. No es un elemento invasivo con la rueda de reacción. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. El transductor que se va a utilizar debe de tener la suficiente resolución para medir las deformaciones que se generen en el elemento. 3. La viga empotrada soporta el peso del arreglo de rueda de reacción, por lo que debe de haber un compromiso entre minimizar su rigidez a la flexión y mantener una resistencia a la tensión para soportar el peso del actuador. 4. La viga empotrada debe de tener una frecuencia natural o primer modo de vibrar superior a la frecuencia del motor del arreglo de rueda de reacción. 5. Colocar el actuador en esta propuesta resulta ser más difícil que en las otras dos.
<p>3. Eje sometido a torsión</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Las propiedades mecánicas y geométricas del eje se pueden modificar para tener una resolución adecuada del sensor (modificando su rigidez a la torsión). 2. Puede adecuarse el tamaño de la base para diferentes tipos de arreglos de rueda de reacción. 3. Se pueden medir pares a pesar de que la rueda este en posición estática. 4. No es un elemento invasivo al sistema. 5. Colocar el actuador en esta propuesta resulta ser más sencillo que en la propuesta 2. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. El transductor que se va a utilizar debe de tener la suficiente resolución para medir las deformaciones que se generen en el elemento. 3. El elemento mecánico soporta el peso del arreglo de rueda de reacción, por lo que debe de haber un compromiso entre minimizar su rigidez a la torsión y su resistencia a la tensión. 4. El elemento mecánico debe de tener una frecuencia natural torsional o primer modo de vibrar superior a la frecuencia del motor del arreglo de rueda de reacción. 5. Colocar el actuador en esta propuesta resulta ser más difícil que en la propuesta 1.

Hasta este punto, la evaluación que se ha hecho de las tres propuestas conceptuales no es suficiente para garantizar que el principio de funcionamiento está bien sustentado, por lo que se prosiguió a hacer un análisis más exhaustivo del principio de funcionamiento con base en las observaciones descritas en la Tabla IV. Además, este análisis sirvió como primer filtro dentro del diseño conceptual.

5.3.6. Primera evaluación técnica: principio de funcionamiento.

Evaluación técnica de la propuesta 1: juntas deslizantes

El primer análisis por orden de importancia que se tiene que hacer en esta propuesta es ver la viabilidad de la propuesta considerando casos que pueden presentarse y que alejen al modelo de su idealidad, y evaluar que tanto repercute en el principio de funcionamiento descrito anteriormente.

Primero consideramos que las juntas deslizantes trabajan de manera ideal, como se muestra en la Figura 5.10. Las juntas solo tienen una fuerza de reacción perpendicular a la superficie de contacto en una sola dirección como lo muestra la misma Figura 5.10.

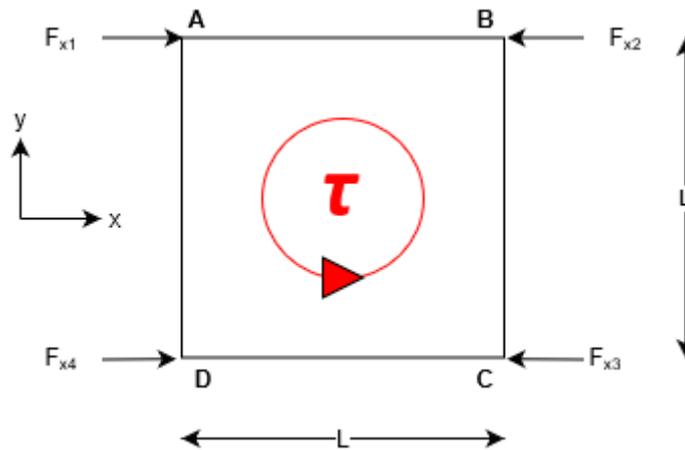


Fig. 5.10. Diagrama de cuerpo libre de la propuesta 1 con juntas ideales.

Aplicando las leyes de la estática al diagrama que se muestra en la Figura 5.10, sabemos que la suma de fuerzas totales sobre el cuerpo (en este caso la base) debe de ser igual a cero, lo mismo sucede con la suma de momentos. Las ecuaciones (5.1) y (5.2) representan esta situación.

$$(5.1) \dots \sum \vec{F} = \vec{0}$$

$$(5.2) \dots \sum \vec{\tau} = \vec{0}$$

Del diagrama que se muestra en la Figura 5.10 sabemos que solo existen fuerzas de reacción con componente "x" sobre el sistema y que solo hay un único par aplicado al mismo sistema con componente "z", por lo que las ecuaciones vectoriales (5.1) y (5.2) pueden reducirse a ecuaciones escalares como lo indican las ecuaciones (5.3) y (5.4).

$$(5.3) \dots \sum F_x = 0 \rightarrow F_{x1} - F_{x2} - F_{x3} + F_{x4} = 0$$

$$(5.4) \dots \sum \tau_{zA} = 0 \rightarrow \tau - F_{x3}L + F_{x4}L = 0$$

De esta manera se tiene el sistema de ecuaciones (5.5).

$$(5.5) \dots \begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum \tau_{zA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & -L & L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\tau \end{bmatrix}$$

Como se puede observar, si conocemos la magnitud de las fuerzas de reacción, es posible encontrar el valor del par generado por el actuador utilizando la segunda ecuación del sistema (5.5). Es importante mencionar que la dirección de las fuerzas de reacción es única y nunca cambia, por lo que solo es necesario conocer las magnitudes de estas para encontrar la dirección y magnitud del par.

Resulta fácil anticipar que, si las juntas de contacto superficial son las que sostienen a la base, como lo indica la Figura 5.7, es necesario que dichas juntas restrinjan el movimiento en el eje "z" y es muy probable entonces que haya componentes de restricción de movimiento a lo largo del eje "y" también. Si se considera que las juntas superficiales no tienen un comportamiento ideal como el antes mencionado, las fuerzas de reacción pueden tener componentes en el eje "y", por lo que el diagrama de cuerpo libre quedaría como se ilustra en la Figura 5.11.

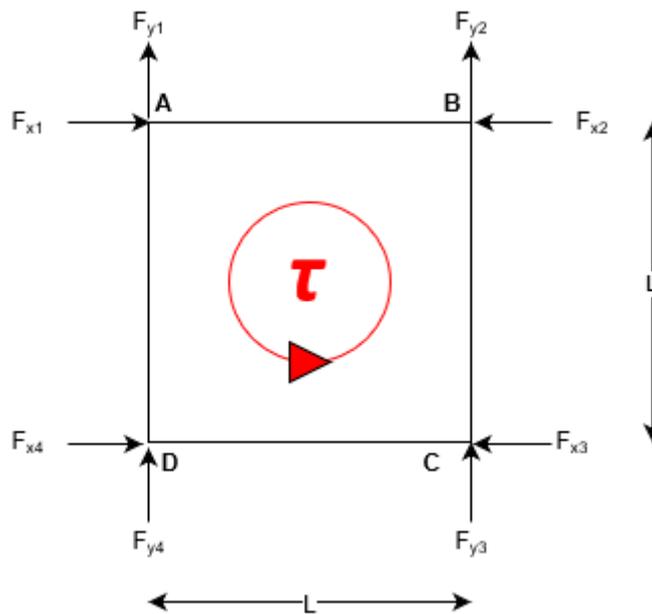


Fig. 5.11. Diagrama de cuerpo libre de la propuesta 1 con juntas reales.

Aplicamos de nuevo las leyes de estática, esto es, ecuaciones (5.1) y (5.2)

De manera similar al sistema de ecuaciones (5.5), se obtiene el sistema de ecuaciones escalares (5.6) considerando que existen componentes de fuerzas de reacción en "x" y "y", además de que los pares actuando sobre el sistema solo es uno y tiene componente "z" solamente.

$$(5.6) \dots \begin{bmatrix} \sum F_x \\ \sum F_y \\ \sum \tau_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & L & -L & L & L & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{x3} \\ F_{y3} \\ F_{x4} \\ F_{y4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\tau \end{bmatrix}$$

Sin embargo, a diferencia del sistema de ecuaciones (5.5), en el sistema de ecuaciones (5.6) las componentes en dirección “y” de las fuerzas de reacción no pueden ser medidas directamente por lo que se vuelven incógnitas al igual que el par generado por la rueda de reacción. El sistema de ecuaciones (5.6) se puede reescribir agrupando la matriz de coeficientes y el vector de incógnitas del lado izquierdo de la igualdad y el vector de términos conocidos del lado derecho de la igualdad como lo muestra el sistema de ecuaciones (5.7).

$$(5.7) \dots \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & L & L & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{y3} \\ F_{y4} \\ \tau \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} - F_{x4} \\ 0 \\ L \times F_{x3} - L \times F_{x4} \end{bmatrix}$$

Se observa que la primera ecuación hace referencia a la suma de componentes en “x” de las fuerzas de reacción, por lo que no aporta nada para obtener al vector incógnitas establecido, de esta manera solo se tienen dos ecuaciones linealmente independientes y cinco incógnitas lo que lo vuelve un sistema indeterminado (Sistema (5.8)).

$$(5.8) \dots \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & L & L & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{y1} \\ F_{y2} \\ F_{y3} \\ F_{y4} \\ \tau \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ L \times F_{x3} - L \times F_{x4} \end{bmatrix}$$

De los análisis anteriores se puede concluir que la propuesta 1 no puede implementarse ya que si las condiciones de operación se alejan un poco del modelo ideal (que sucederá con gran probabilidad) ya no es posible garantizar una relación conocida entre el par generado por la rueda de reacción y las fuerzas de reacción medidas en las juntas o apoyos de la base.

Evaluación técnica de la propuesta 2: elemento sometido a flexión

Un diagrama básico de esta propuesta se muestra en la Figura 5.12.

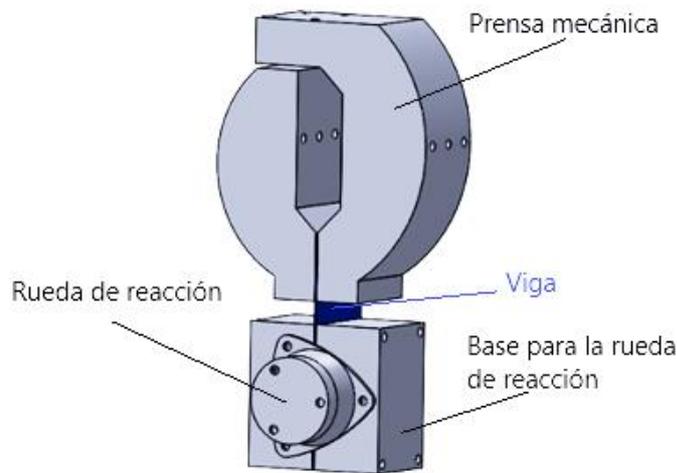


Fig. 5.12. Diagrama básico de la propuesta 2.

Debido que la viga soportará el peso del actuador, resulta evidente que no sólo trabajará a flexión pura, sin embargo, para fines de un primer análisis del principio de funcionamiento, se descartó cualquier otra carga sobre la viga que no fuera el par generado por el actuador.

Si consideramos una viga (con sección transversal rectangular) que va a trabajar a flexión pura, sabemos de [23] que los esfuerzos generados en la viga tendrán solamente componente normal σ_{xx} como se ilustra en la Figura 5.13. y que solo serán función de la coordenada "y" (teniendo valores positivos y negativos que corresponden a valores de tensión y compresión respectivamente). La ecuación (5.9) nos indica el valor de estos esfuerzos.

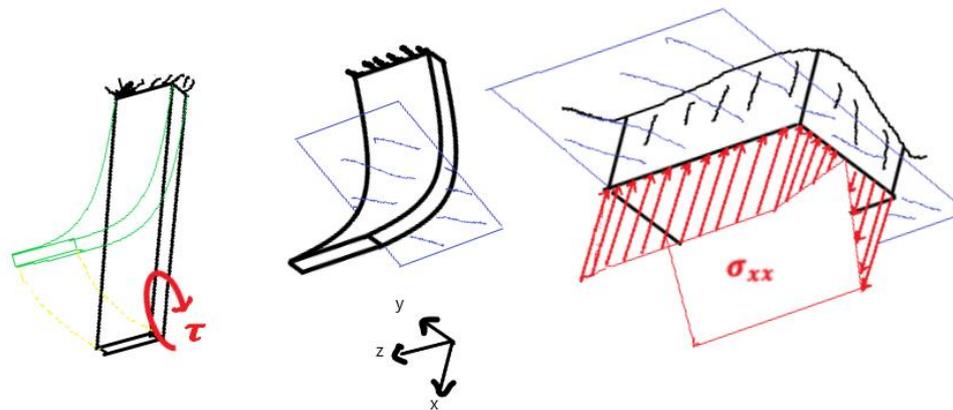


Fig. 5.13. Distribución de esfuerzos en una viga sometida a flexión pura.

$$(5.9) \dots \dots \sigma_{xx} = -\frac{M_f}{I_{zz}} d_y$$

Donde:

σ_{xx} : esfuerzo normal en dirección "x"

M_f : es el momento flector (par generado por el actuador)

I_{zz} : es el segundo momento de área de la sección transversal de la viga respecto a "z"

d_y : es la distancia del punto de análisis desde el plano neutro en dirección de la coordenada "y". (El plano neutro es el plano paralelo al plano "xz" que pasa por el centro geométrico de la sección transversal y es en donde se generan esfuerzos nulos σ_{xx})

Considerando una viga con sección transversal como la que se ilustra en la Figura 5.14

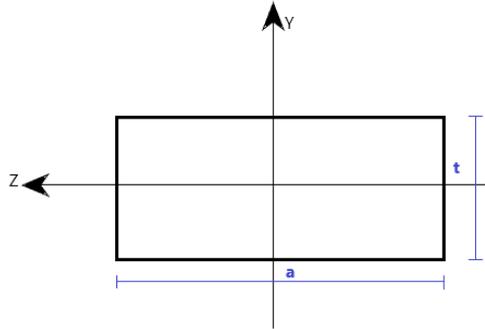


Fig. 5.14. Sección transversal de la viga sometida a flexión.

De acuerdo a los valores de la geometría de la sección transversal mostrada en la Figura 5.14, el valor del segundo momento de área de la sección transversal respecto al eje "z" se describe en la ecuación (5.10).

$$(5.10) \dots I_{zz} = \frac{1}{12} at^3$$

Sabemos también de [23] que los esfuerzos máximos (en magnitud) se presentan en las caras de la viga cuando la coordenada "y" tiene su máximo valor (positivo o negativo), esto es, cuando la variable d_y obtiene los valores de $\pm \frac{t}{2}$.

Sustituyendo los valores de I_{zz} y d_y en términos de los valores geométricos de la sección transversal de la viga, sabemos que los esfuerzos normales generados en las caras de la viga son los que se indican en la ecuación (5.11)

$$\begin{aligned} \pm \sigma_{xx} &= - \frac{M_F}{\left(\frac{1}{12} at^3\right)} \left(\pm \frac{1}{2} t\right) \\ \therefore \pm \sigma_{xx} &= \mp \frac{6M_F}{at^2} \dots (5.11) \end{aligned}$$

Por último, las deformaciones guardan un relación con los esfuerzos como lo indica la ecuación (5.12).

$$(5.12) \dots \varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} \sigma_{xx} = \frac{6}{Eat^2} M_f$$

Donde:

ε_{xx} : son las deformaciones normales en dirección "x"

E : es el módulo de Young del material

Como se observa en la ecuación (5.12) existe una relación lineal entre el valor del par generado por el actuador y las deformaciones que se encuentran en las caras de la viga, donde la constante de proporcionalidad depende de las propiedades geométricas de la sección transversal y el módulo de Young del material.

En el caso de contemplar las deformaciones ocasionadas por el peso del actuador sobre la viga, el principio de superposición puede aplicarse al análisis (siempre y cuando se encuentre en el rango elástico) y por lo tanto las deformaciones ocasionadas por el par o momento flector son las mismas.

Hasta esta etapa de análisis, podemos establecer que la propuesta 2 tiene un principio de funcionamiento válido a pesar de que las condiciones de operación se alejen un poco de las ideales.

Evaluación técnica de la propuesta 3: eje sometido a torsión

Un diagrama básico de esta propuesta se muestra en la Figura 5.15.

De la misma manera que en la propuesta 2, los esfuerzos generados por el peso del actuador no son tomados en cuenta en primera instancia para evaluar el principio de funcionamiento de esta propuesta.

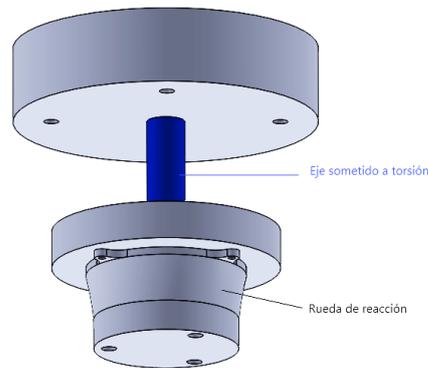


Fig. 5.15. Diagrama básico de la propuesta 2.

Si consideramos una eje que va a trabajar a torsión pura, sabemos de [23] que los esfuerzos generados en el eje tendrán solamente componente tangencial (esfuerzos cortantes) τ_{xy} como se ilustra en la Figura 5.16. y que solo serán función de la distancia radial. La ecuación (5.13) nos indica el valor de estos esfuerzos.

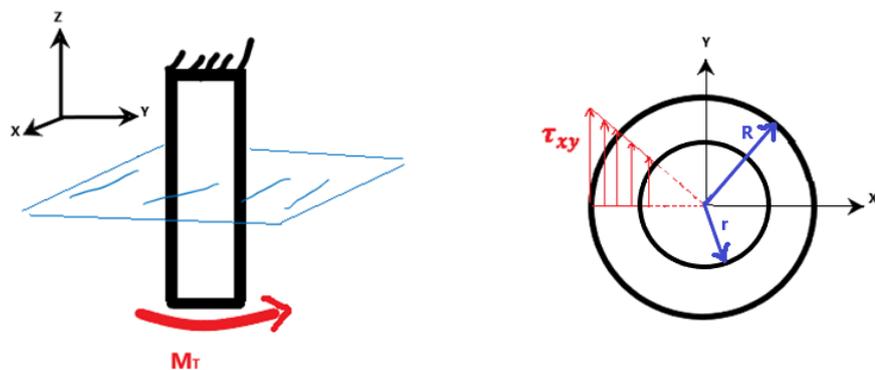


Fig. 5.16. Distribución de esfuerzos en un eje sometido a torsión pura.

$$(5.13) \dots \tau_{xy} = \frac{M_T}{I_0} \rho$$

Donde:

τ_{xy} : es el esfuerzo cortante sobre el plano "xy"

M_t : es el momento torsionante (par generado por el actuador)

I_0 : es el momento polar del área de la sección transversal

ρ : es la distancia radial desde el centro del eje al punto de interés.

Además, sabemos de [23] que los esfuerzos principales sobre la superficie del eje sometido a torsión pura están orientados como lo indica la Figura 5.17.

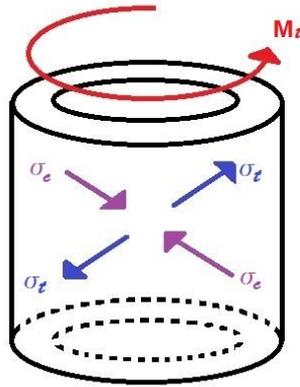


Fig. 5.17. Orientación de los esfuerzos principales.

Si consideramos que el eje empotrado va a trabajar a torsión pura, despreciando los efectos que produce la fuerza de tensión y/o compresión generada por el peso del conjunto rueda de reacción-base, la ecuación (5.14) nos indica el valor de los esfuerzos de tensión y compresión descritos en la Figura 5.17.

$$(5.14) \dots |\sigma_t| = |\sigma_c| = \left| \frac{M_T}{I_0} R \right|$$

Donde:

R es el radio externo del eje

De acuerdo a los valores de la geometría de la sección transversal mostrada en la Figura 5.16, el valor del momento polar de área de la sección transversal se describe en la ecuación (5.15).

$$(5.15) \dots I_0 = \frac{1}{2} \pi (R^4 - r^4)$$

Donde:

R : es el radio externo del eje

r : es el radio interno del eje

Sustituyendo el valor del momento polar en la ecuación (5.14), podemos obtener la magnitud de los esfuerzos generados en la superficie del eje como lo indica la ecuación (5.16).

$$(5.16) \dots |\sigma_c| = |\sigma_t| = \left| \frac{2M_T R}{\pi(R^4 - r^4)} \right|$$

Por último, al igual que en el propuesta 2, las deformaciones guardan un relación con los esfuerzos a través del módulo de Young, por lo que podemos describir las deformaciones asociadas a los esfuerzos principales como lo indica la ecuación (5.17).

$$(5.17) \dots |\varepsilon_c| = |\varepsilon_t| = \left| \frac{2R}{E\pi(R^4 - r^4)} M_T \right|$$

Donde:

ε_c : es la deformación asociada al esfuerzo principal de compresión

ε_t : es la deformación asociada al esfuerzo principal de tensión

Como se observa en la ecuación (5.17) existe una relación lineal entre el valor del par generado por el actuador y las deformaciones que se encuentran en la superficie del eje, donde la constante de proporcionalidad depende de las propiedades geométricas de la sección transversal (radio) y el módulo de Young del material.

De la misma manera que en la propuesta 2, en el caso de contemplar las deformaciones ocasionadas por el peso del actuador sobre la viga, el principio de superposición puede aplicarse al análisis (siempre y cuando se encuentre en el rango elástico) y por lo tanto las deformaciones ocasionadas por el par o momento torsionante son las mismas.

De lo anterior podemos establecer que la propuesta 3 cumple también con el objetivo de medición, siempre y cuando se mantengan las siguientes características:

- El par de la rueda de reacción debe de estar siempre orientado de tal forma que sólo produzca un momento torsionante sobre el eje.
- La frecuencia natural del sistema eje-base-rueda de reacción debe de estar por encima de la frecuencia máxima que produciría un desbalanceo en la rueda de reacción.

Hasta esta etapa de análisis, podemos establecer que la propuesta 3 tiene un principio de funcionamiento válido a pesar de que las condiciones de operación se alejen un poco de las ideales.

5.3.7. Segunda evaluación técnica de las propuestas conceptuales: limitantes tecnológicas

Hasta este punto, se han seleccionados dos propuestas con base en el principio de funcionamiento para el diseño conceptual, las cuales son:

- Propuesta 2: Viga sometida a flexión
- Propuesta 3: Eje sometido a torsión

Esta segunda evaluación consiste en aprobar o descartar alguna de las propuestas con base en las limitantes tecnológicas. Como las dos propuestas se basan en la variación de deformaciones mecánicas con la aplicación de un par generado por el sistema de ruedas de reacción, el aspecto a evaluar fue la magnitud de estas deformaciones y se comparó con la capacidad de resolución que tienen las galgas extensiométricas comerciales.

En una primera etapa se llevó a cabo una investigación de la máxima resolución con la que cuentan las galgas extensiométricas comerciales y se estableció este límite como el valor mínimo

de deformación que debe de tener el sensor cuando se le aplica el par de resolución establecido en la especificación 1.3.

Para poder evaluar las deformaciones en cada una de las propuestas se propuso un material y una geometría base, la geometría fue modificándose para poder aprobar el criterio de mínima deformación.

La parte izquierda del diagrama de flujo de la Figura 5.18 muestra el proceso seguido en esta primera etapa.

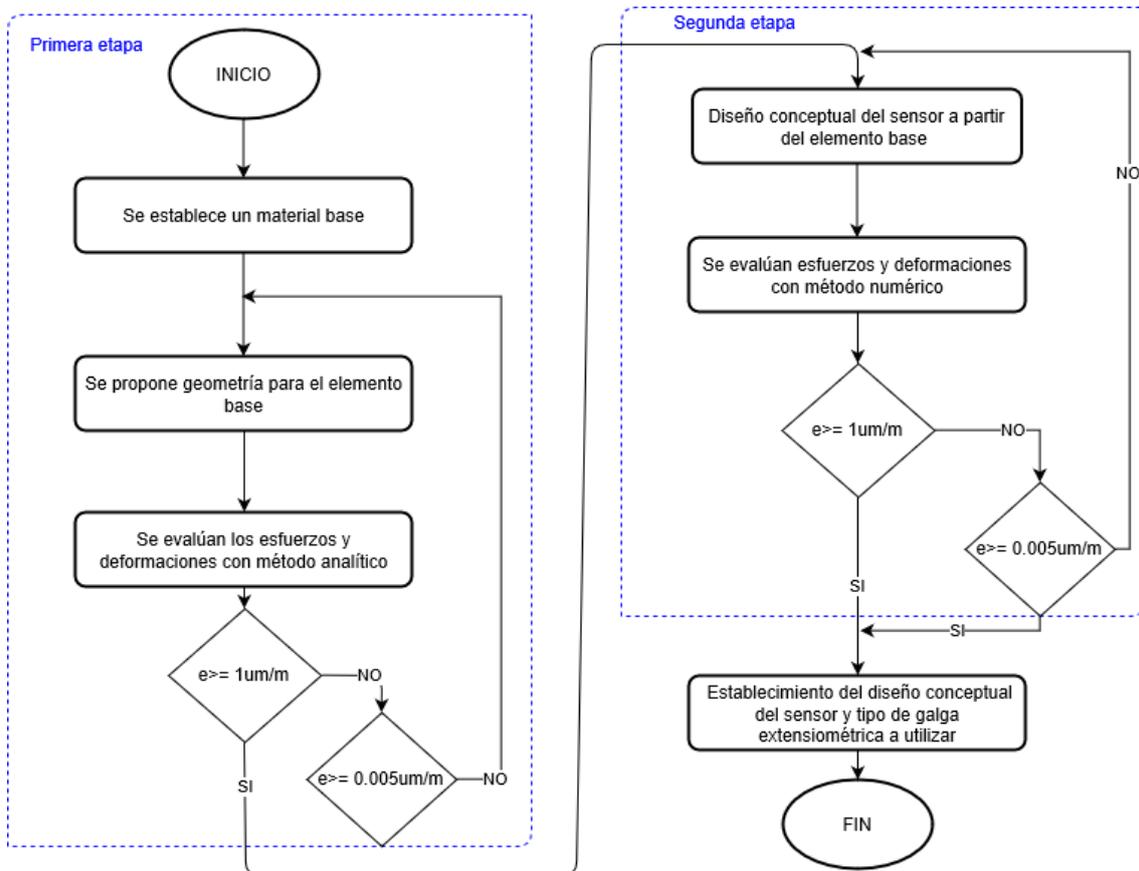


Fig. 5.18. Proceso seguido en la segunda evaluación técnica.

5.3.7.1. Primera etapa de evaluación

Resolución mínima de las galgas extensiométricas.

La resolución de una galga extensiométrica depende, sobre todo, del tipo de galga. Existen dos tipos de galgas extensiométricas principales, las cuáles son:

- Galgas metálicas: fabricadas de un material metálico, su principio de funcionamiento se basa en el cambio de resistencia eléctrica de un conductor eléctrico debido a su deformación geométrica. Llegan a tener una resolución de deformación hasta de $1 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ [24].
- Galgas semiconductoras: fabricadas de un material semiconductor, su principio de funcionamiento se basa en el cambio de resistencia de un material semiconductor

debido al cambio en la movilidad de los electrones en presencia de un campo de deformación. Llegan a tener una resolución hasta de $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ [24].

A pesar de que las galgas extensiométricas semiconductoras tienen una mayor resolución que las galgas extensiométricas metálicas, tienen desventajas importantes como son:

- Son más sensibles a cambios de temperatura
- La relación deformación/resistencia tiene una relación de mayor linealidad en las galgas metálicas
- La colocación de las galgas semiconductoras es más complicada que la de las galgas metálicas. [24].

Debido a estas desventajas, resulta conveniente optar por la selección de galgas metálicas, sin embargo, si los órdenes de magnitud de las deformaciones en el sensor están entre $1 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ y $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ no queda opción que optar por galgas extensiométricas semiconductoras.

De esta manera, los límites establecidos para la deformación mínima en el sensor son $1 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ y $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$, como se ilustra en los bloques de decisión del diagrama de flujo de la Figura 5.18.

Material propuesto

Se propuso el uso de un termoplástico y el proceso de moldeo por inyección de plástico para fabricar la pieza base (ya sea la viga o el eje) por las siguientes características:

- Máxima exactitud de forma y dimensiones en piezas inyectadas respecto a procesos de manufactura convencionales.
- Buenas propiedades de resistencia a pesar de espesores de pared finos (dependiendo de la geometría de la pieza)
- Bajo módulo de Young respecto a los metales (a menor módulo de Young, las deformaciones son de mayor orden de magnitud)

Se consideraron los termoplásticos comerciales mostrados en la Tabla V ya que son los más utilizados para realizar piezas por medio del moldeo por inyección de plásticos. Dentro de la tabla se observan las tres características más importantes a tomar en cuenta, las cuales se describen a continuación:

- Módulo de Young: A menor módulo de Young, las deformaciones son más grandes y por ende la resolución del sensor aumenta.
- Densidad: A menor densidad, el peso del elemento es menor y por lo tanto la influencia en las deformaciones que tiene su propio peso disminuye.
- Rigidez específica: La rigidez específica se define como la relación entre el módulo de Young del material y su densidad. A mayor rigidez específica disminuye la deflexión del elemento y aumenta la frecuencia natural del mismo.

Tabla V. Selección del material base

Material	Módulo de Young [GPa]	Densidad [g/cm ³]	Rigidez específica
ABS	2.10	1.040	2.0192
POM	2.90	1.420	2.0423
PMMA	2.21	1.140	1.9386
PE (alta densidad)	1.07	0.952	1.1239
PP	1.03	0.895	1.1508
PS	2.28	1.040	2.1923
PVC	2.48	1.300	1.9077

De los siete termoplásticos de la Tabla V, se seleccionaron los tres que mejor cumplen en cada una de las características descritas, siendo el termoplástico ABS el material que mejor cumple en las tres características.

Propuesta 4: elemento sometido a flexión

La geometría base para esta propuesta, es una viga con sección transversal rectangular de dimensiones como la que se muestra Figura 5.19.



Fig. 5.19. Geometría de la sección transversal propuesta para la viga sometida a flexión..

Aplicando la ecuación (5.12) para calcular los esfuerzos producidos por un momento flector sobre la viga, tenemos:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{6}{Eat^2} M_f$$

Donde:

$$a = 20[mm]$$

$$t = 1 [mm]$$

$$M_f = 0.003 [mNm]$$

$$\varepsilon_{xx} = \frac{6}{2.1 \times 10^9 \times 20 \times 10^{-3} (1 \times 10^{-3})^2} \times (0.003 \times 10^{-3}) = 0.4285 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

$$\dot{\varepsilon}_{xx} \geq 1 \left[\frac{\mu m}{m} \right] ? \rightarrow NO$$

Debido a que la geometría no cumple con el requerimiento de resolución mínima establecida de $1 \mu m/m$, se optó por modificar la sección transversal utilizando la gráfica de la Figura 5.20. En esta figura se muestra la gráfica de la superficie generada por la función deformación que depende de dos variables geométricas únicamente (ecuación (5.12)), las cuales son el espesor de pared "t" que varía desde 0.5 [mm] a 1 [mm] y el ancho de la sección transversal de la viga "a" que varía desde 10 [mm] a 20 [mm]. Asimismo, se muestra un plano con valor de altura

constante de $1 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ que representa el valor de deformación mínima requerida para obtener la resolución requerida en el transductor.

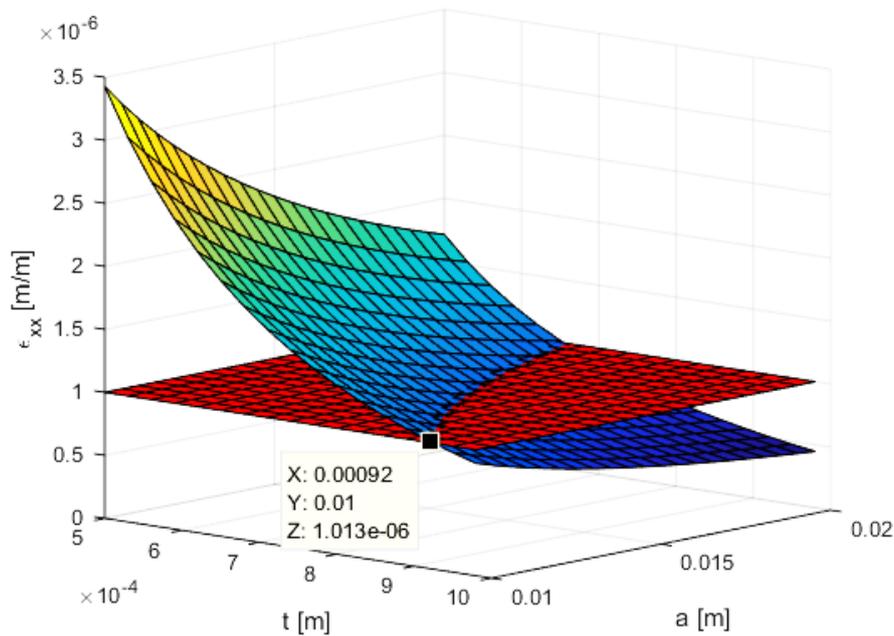


Fig. 5.20. Deformación en función de la sección transversal de la viga.

Procurando mantener un espesor de pared lo más grande posible, el punto de intersección adecuado entre la gráfica de deformación y el plano de deformación constante es el punto que se encuentra señalado en la Figura 5.20. Este punto tiene valores para:

$$\begin{aligned} t &\cong 0.92 [mm] \\ a &= 10 [mm] \\ \varepsilon_{xx} &\cong 1 \left[\frac{\mu m}{m} \right] \end{aligned}$$

Volviendo a calcular la deformación obtenida con los datos anteriores por medio de la ecuación (5.12), tenemos:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{6}{2.1 \times 10^9 \times 10 \times 10^{-3} (0.9 \times 10^{-3})^2} \times (0.003 \times 10^{-3}) = 1.0582 [\mu m/m]$$

$$\text{¿ } \varepsilon_{xx} \geq 1 \left[\frac{\mu m}{m} \right] ? \rightarrow SI$$

∴ Cumple con la primera etapa del ciclo utilizando una galga extensiométrica metálica

Propuesta 5: eje sometido a torsión

La geometría base para esta propuesta, es un eje hueco con sección transversal circular de dimensiones como lo muestra la Figura 5.21.

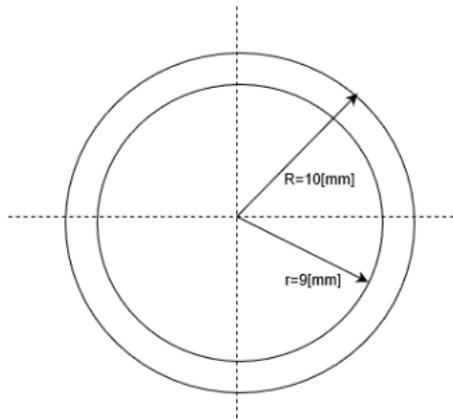


Fig. 5.21. Sección transversal del eje.

Aplicando la ecuación (5.17) para calcular las deformaciones máximas producidas por un momento torsionante sobre un eje hueco:

$$|\varepsilon_c| = |\varepsilon_t| = \left| \frac{2R}{E\pi(R^4 - r^4)} M_T \right|$$

Donde:

$$R = 10[mm]$$

$$r = 9 [mm]$$

$$M_t = 0.003 [mNm]$$

$$\varepsilon_{xx_min} = \frac{2 \times 10 \times 10^{-3}}{2.1 \times 10^9 \times \pi[(10 \times 10^{-3})^4 - (9 \times 10^{-3})^4]} \times (0.003 \times 10^{-3}) = 0.002644 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

$$\dot{\varepsilon}_{xx_min} \geq 1 \left[\frac{\mu m}{m} \right] ? \rightarrow NO$$

Debido a que la geometría no cumple con el requerimiento de resolución mínima establecida de $1 \mu m/m$, se optó por modificar la sección transversal utilizando la gráfica de la Figura 5.22. En esta gráfica se muestra la superficie generada por la función deformación que depende de dos variables geométricas únicamente, las cuales son el radio externo "R" que varía desde 5[mm] a 20 [mm] y el espesor de pared "t" que varía desde 0.5 [mm] a 1 [mm] (La definición de "t" la describe la ecuación (5.18). La ecuación (5.19) describe la función deformación que se muestra en la Figura 5.22.

$$(5.18) \dots t = R - r$$

$$(5.19) \dots \varepsilon = \frac{2R}{E\pi[R^4 - (R - t)^4]} M_T$$

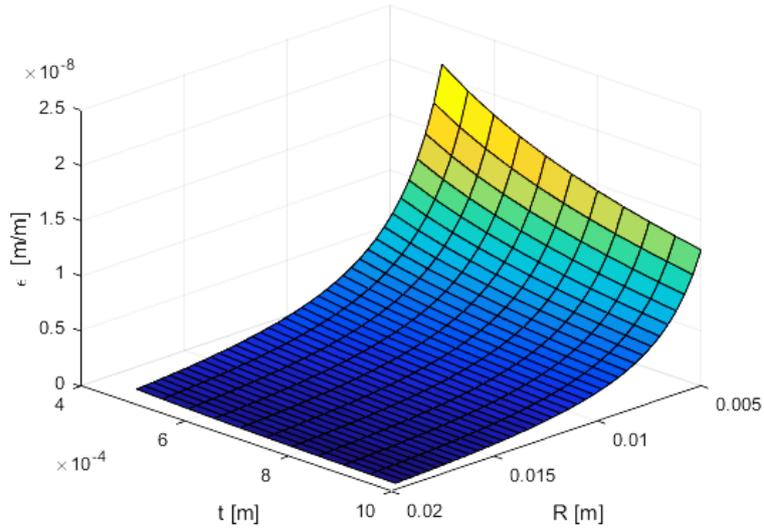


Fig. 5.22. Deformación en función de la sección transversal del eje.

Como se observa en esta gráfica, los órdenes de magnitud de las deformaciones están muy por debajo de $1 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ por lo que se puede concluir que no es posible utilizar galgas extensiométricas metálicas para esta propuesta.

Se consideró el uso de galgas extensiométricas semiconductoras para esta propuesta, por lo tanto, se estableció una deformación mínima de $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ como se observa en la gráfica de la Figura 5.23 (plano de color rojo indica una deformación constante de $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$).

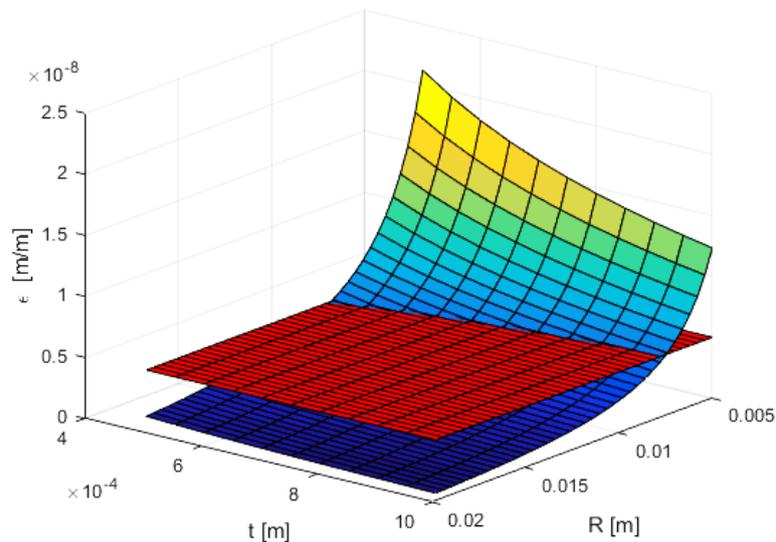


Fig. 5.23. Deformación en función de la sección transversal del eje y plano de mínima deformación aceptable.

Como se observa de la gráfica de la Figura 5.23 existen valores de geometría de la sección transversal para la propuesta 2 que pueden utilizarse para poder cumplir con la especificación de mínima resolución del sensor (especificación 1.3).

Sin embargo, a pesar de que la propuesta 2 cumple con la primera etapa de la segunda evaluación técnica (limitantes tecnológicas), se optó por aprobar únicamente a la propuesta 1 porque genera valores de deformación mucho más grandes y esto ayuda a tener un mayor margen de maniobra en el diseño, sobre todo una vez que se pasó a una etapa de diseño de forma donde se tendrán que cumplir otras especificaciones y por lo tanto las deformaciones que se generen en el elemento debidas al par hecho por el actuador pueden tener cambios significativos.

5.3.7.2. Segunda etapa de evaluación técnica

La segunda etapa de la evaluación técnica: limitantes tecnológicas consistió en realizar un diseño de forma de la propuesta que continuó con el proceso de diseño, posteriormente se evaluaron las deformaciones en el sensor debidas a la aplicación del par generado por las ruedas de reacción y se siguió un proceso igual al descrito en la primera etapa.

Una vez que la propuesta con un diseño de forma cumplió con las limitantes de resolución de deformación, se estableció como un diseño conceptual que pasa a un tercer diseño con base en especificaciones propias de la propuesta para garantizar su funcionamiento, asimismo se estableció que tipo de galga extensiométrica fue seleccionada para el diseño.

La segunda etapa de evaluación se encuentra en la parte derecha del diagrama de flujo que se siguió en esta evaluación técnica, como se muestra en la Figura 5.18.

Diseño conceptual del sensor a partir del elemento base

Como se ha descrito, se decidió continuar en el proceso de diseño con la propuesta cuyo principio de funcionamiento es una viga sometida a flexión pura.

Para llevar a cabo un diseño de forma de la propuesta conceptual se partió de la necesidad de contar con un elemento que pudiera albergar al actuador (arreglo de rueda de reacción) y también albergar a una viga en Cantilever, además, este elemento debe transmitir los esfuerzos generados por el par de la rueda de reacción a la viga en Cantilever generando un momento flector sobre esta. El modelo básico que se muestra en a Figura 5.24 fue el punto de partida para el diseño conceptual.

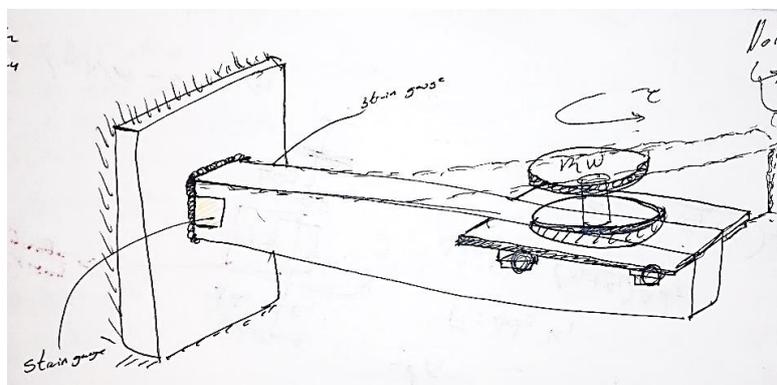


Fig. 5.24. Ilustración de la necesidad que tiene que satisfacer el diseño conceptual.

Varias fueron las propuestas para poder satisfacer la necesidad establecida, algunas de ellas se muestran en los bosquejos que se presentan a continuación.

En la Figura 5.25 se muestra un ensamble de dos partes, la viga empotrada tiene una configuración en su geometría de tal manera que pueda albergar una base sobre la que se colocaría el actuador, esta base a su vez tiene un orificio para ensamblar con la viga en Cantilever. La unión puede hacerse por ensamble a presión o por medio de algún adhesivo entre las dos partes. Las dos piezas tienen una geometría que en principio puede catalogarse como fácil de realizar por medio de inyección de plásticos. Sin embargo, la longitud de la viga es muy larga (más de lo que se aprecia en el bosquejo) con relación al espesor de pared de esta pieza que se propuso de $1[mm]$ aproximadamente, por lo que puede presentar grandes deflexiones y frecuencias naturales muy bajas.

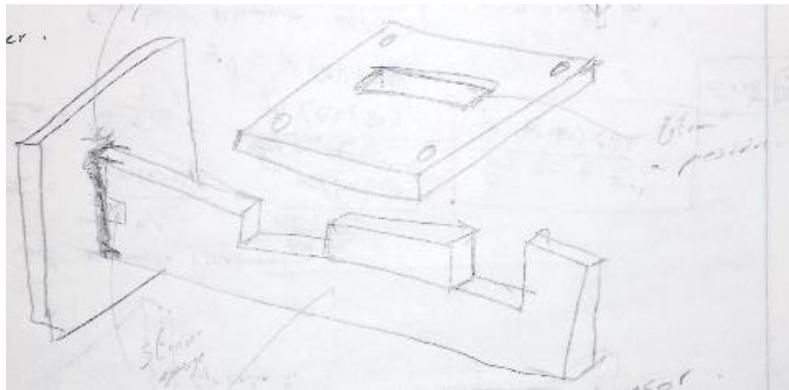


Fig. 5.25. Primer bosquejo.

El bosquejo de la Figura 26 trata de corregir las desventajas del bosquejo anterior, considerando que la viga en cantilever tenga una geometría más simple y más corta. En este bosquejo vuelven a aparecer dos piezas, una es la viga en Cantilever fabricada del termoplástico ABS (como primera propuesta considerada) y la otra es la base para albergar al actuador que puede ser de cualquier otro material. En esta configuración el ensamble es también a partir de un ajuste a presión o una unión por medio de algún adhesivo. Esta propuesta disminuye mucho la longitud de la viga en comparación con la propuesta anterior, además la pieza a fabricar por medio de inyección de plásticos, como se mencionó, es más simple. Sin embargo, la sujeción de las dos piezas puede modificarse para que sea una sujeción con más superficie de contacto. La figura 5.27 muestra un tercer bosquejo que trata de describir una mejora en la sujeción del bosquejo dos, en este bosquejo se propone un ensamble con tornillería o sujetadores mecánicos como una tercera opción de ensamble.

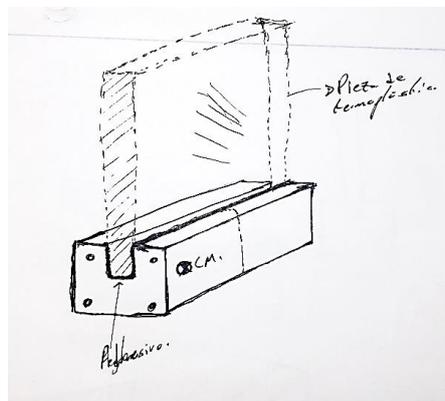


Fig. 5.26. Segundo bosquejo.

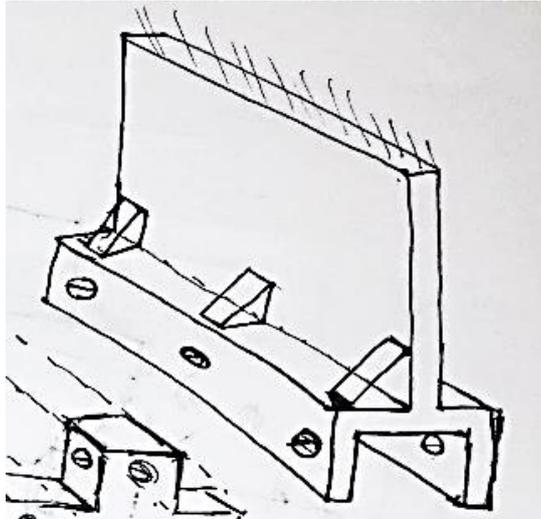


Fig. 5.27. Tercer bosquejo.

La Figura 5.28 muestra el CAD de la tercera propuesta para el diseño de forma de la viga empotrada. Asimismo, el CAD de la segunda pieza que se acoplará a la viga y además servirá como base para colocar el actuador se muestra en la Figura 5.29.

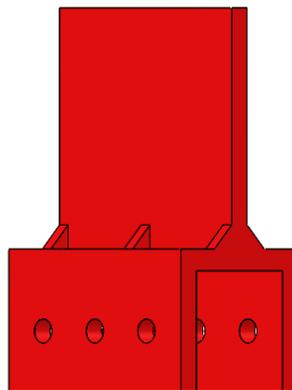


Fig. 5.28. Propuesta CAD para la viga empotrada.

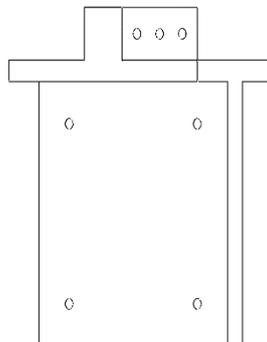


Fig. 5.29. CAD de la base para colocar el actuador.

Es necesario contar con una geometría en la viga para poder empotrarla, la configuración completa de la viga y el ensamble con la rueda de reacción se muestra en la Figura 5.30.

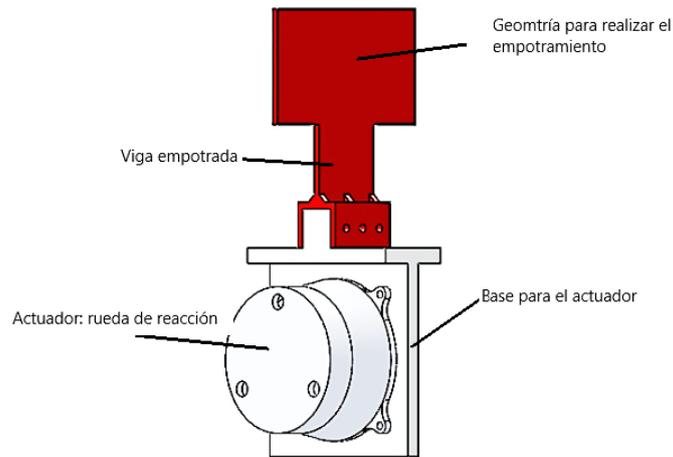


Fig. 5.30. Ensamble de la viga con el actuador.

Un bosquejo de cómo sería la sujeción (empotramiento) de la viga se presenta en la Figura 5.31 y en la Figura 5.32 se muestra el CAD asociado para esta propuesta.

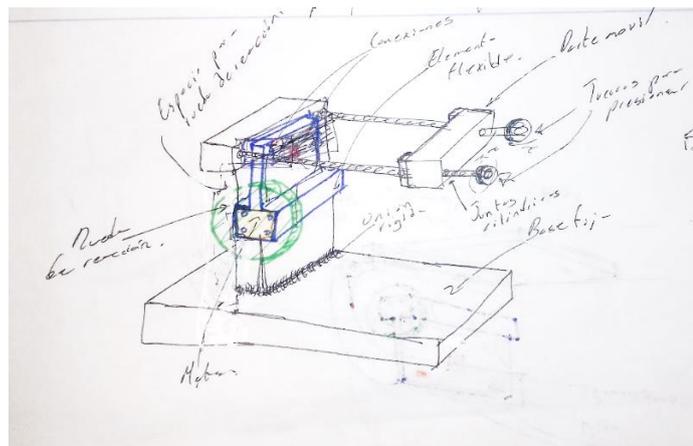


Fig. 5.31. Bosquejo de la propuesta para el empotramiento de la viga

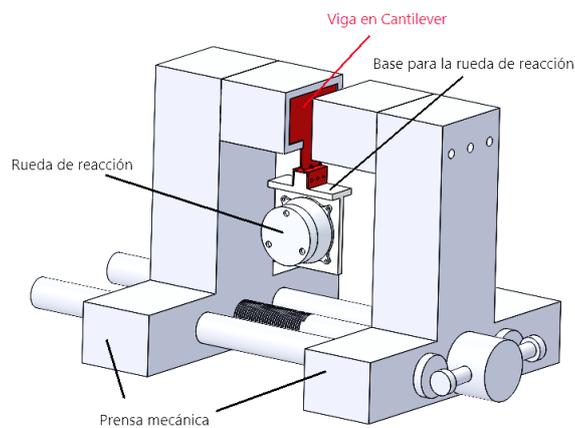


Fig. 5.32. CAD del ensamble propuesto para el diseño conceptual

Evaluación de esfuerzos y deformaciones por método numérico

Para realizar el análisis de esfuerzos por medio de la técnica de análisis por elementos finitos (FEM por sus siglas en inglés), se colocaron las cargas que se muestran en la Figura 5.33. En esta figura, el momento generado por la rueda de reacción se describe por medio del par de fuerzas de magnitud F que corresponden a las fuerzas de reacción que se producirían en la interfaz entre la viga y la base de la rueda de reacción. La magnitud de F se describe en la ecuación (5.20).

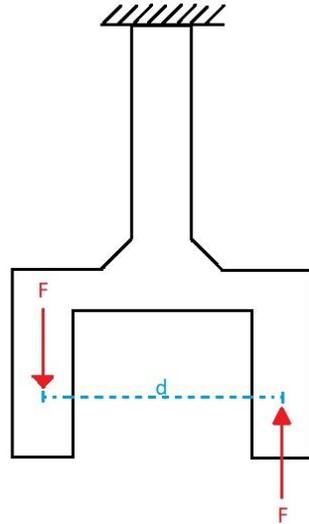


Fig. 5.33. Par de fuerzas aplicado a la viga.

$$(5.20) \dots F = \frac{M_f}{d}$$

Donde:

$$M_f = 0.003 \text{ [mNm]}$$

$$d = 5.9 \text{ [mm]} \text{ (propuesta CAD)}$$

Por lo tanto la magnitud de la fuerza que se efecturá para este análisis es de:

$$F = \frac{M_f}{d} = \frac{0.003 \text{ [mNm]}}{5.9 \text{ [mm]}} = 0.5084 \text{ [mN]}$$

Para realizar el análisis FEM se utilizó el programa Hyperworks® de la empresa Altair®.

Mallado

Se utilizaron elementos 2D para realizar el mallado, como se muestra en la Figura 34, fueron elementos cuadrados con un tamaño de 1 [mm] de lado. Los barrenos que tiene el modelo real fueron eliminados, ya que en este análisis no son de interés los esfuerzos generados en esta parte del modelo, únicamente importan los esfuerzos generados en la viga donde se encontrará el elemento transductor (galga extensiométrica).

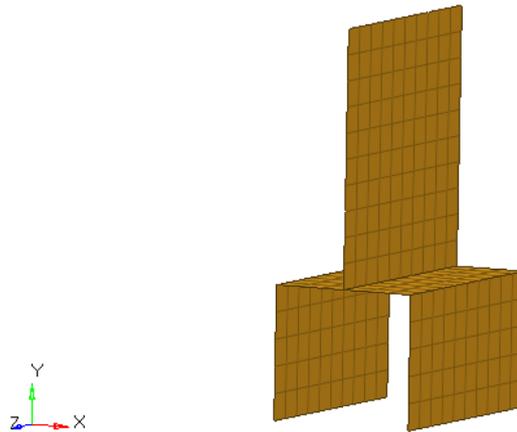


Fig. 5.34. Malla utilizada con elementos 2D cuadrados.

Condiciones de frontera

Se establecieron restricciones de todos los grados de libertad en los nodos que se encuentran en la parte superior de la viga. Asimismo, se colocaron fuerzas distribuidas en todos los nodos inferiores. La magnitud de las fuerzas aplicadas fue de $46.224 [\mu N]$ ya que son 11 nodos por cada lado los que tienen esta condición de frontera. Todo esto se ilustra en la Figura 5.35.

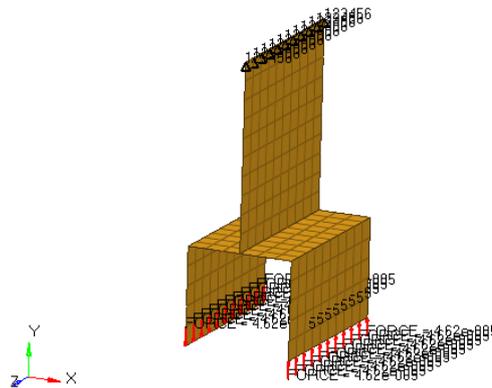


Fig. 5.35. Condiciones de frontera.

Resultados obtenidos del análisis FEM.

Como se describe en la ecuación (5.9) se espera que existan esfuerzos normales positivos y negativos en dos de las superficies diferentes de la viga, es por esto que los esfuerzos evaluados fueron los esfuerzos normales σ_{yy} en las superficies que se encuentran en la parte inferior y superior de la malla 2D utilizada (ya que esta malla representa la superficie media del sólido evaluado).

La Figura 5.36 muestra los esfuerzos obtenidos en la superficie que se encuentra en la parte inferior de la superficie media (malla 2D) y como se puede observar está sometida a esfuerzos de tensión (esfuerzos normales σ_{yy} positivos) constantes en toda la superficie (como lo indica la ecuación (5.9)) cuyo valor es aproximadamente de $2377 [\text{Pa}]$ (la escala de esfuerzos que se muestra en la Figura 5.36 se encuentra en $[\text{MPa}]$).

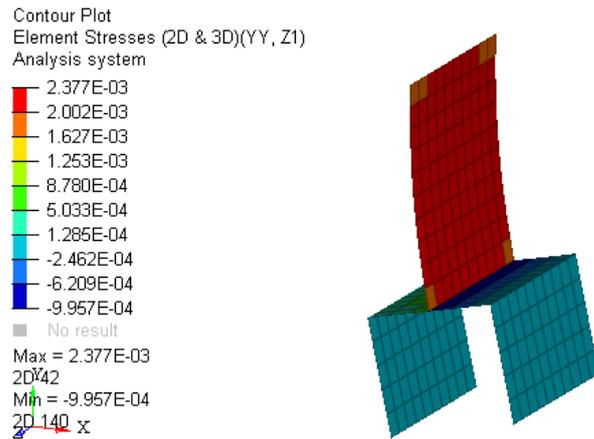


Fig. 5.36. Valor de los esfuerzos en la superficie sometida a tensión..

Para obtener el valor de las deformaciones asociadas con los esfuerzos normales obtenidos utilizamos la ecuación (5.12):

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\sigma_{yy}}{E} = \frac{2377 [Pa]}{2.1 \times 10^9 [Pa]} = 1.1319 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

$$\therefore \varepsilon_{yy} = 1.1319 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

De manera similar, La Figura 5.37 muestra los esfuerzos obtenidos en la superficie que se encuentra en la parte superior de la superficie media (malla 2D) y como se puede observar está sometida a esfuerzos de compresión (esfuerzos normales σ_{yy} negativos) constantes en toda la superficie (como lo indica la ecuación (5.9)) cuyo valor es aproximadamente de -2377 [Pa].

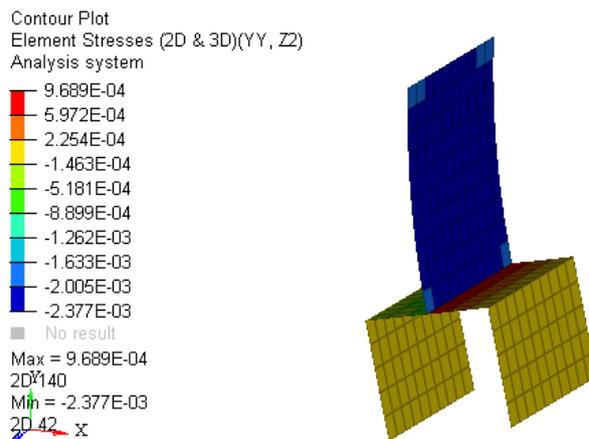


Fig. 5.37. Valor de los esfuerzos en la superficie sometida a compresión.

Para obtener el valor de las deformaciones asociadas con los esfuerzos normales obtenidos utilizamos la ecuación (5.12):

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\sigma_{yy}}{E} = \frac{-2377 [Pa]}{2.1 \times 10^9 [Pa]} = -1.1319 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

$$\therefore \varepsilon_{yy} = -1.1319 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

∴ **Cumple con la segunda etapa del ciclo utilizando una galga extensiométrica metálica**

5.3.8. Tercera evaluación técnica: situaciones particulares de las propuestas conceptuales

Hasta esta etapa del proceso de diseño, sólo existe una propuesta (de las tres propuestas conceptuales) que se escogió para seguir evaluando y complementando su diseño. *La propuesta 2: viga sometida a flexión* cumplió satisfactoriamente las evaluaciones anteriores que se enfocaron en su principio de funcionamiento y en la resolución mínima de los traductores de deformación mecánica, sin embargo, es necesario realizar más evaluaciones técnicas a fin de consolidar un diseño conceptual del sensor.

Se ha establecido o dado por hecho que la viga tendrá una orientación vertical (o paralela al vector gravedad) y esto resulta útil ya que todo el conjunto del actuador y su base serán soportados por la viga, por lo que, si esta se encuentra orientada de manera vertical, solo tendrá una precarga (debida al peso del actuador y su base) que generará esfuerzos de tensión en toda la viga. Partiendo del establecimiento de esta orientación de la viga, la primera evaluación técnica que se hizo fue con base al siguiente problema que puede presentarse en el sistema: debido a que las deformaciones en la viga mueven el centro de masa del sistema (actuador y base), el momento generado por el peso ubicado en centro de gravedad del sistema (actuador y base) cuando se aplica el par máximo por la rueda de reacción (actuador), no debe de ser mayor al par mínimo de resolución del sensor (0.003 [mNm]), esto se ilustra en la Figura 5.38.

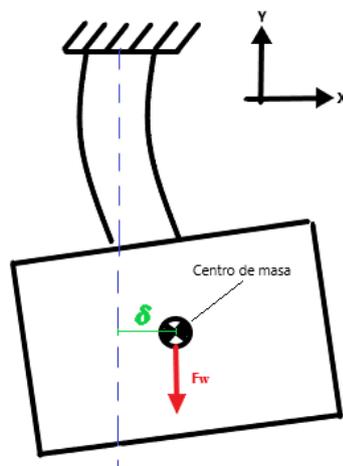


Fig. 5.38. Desplazamiento del centro de gravedad debido a la deformación de la viga.

Otro aspecto importante que evaluar y que se enuncia en la especificación 3.1 es la frecuencia natural de todo el sistema, la cuál debe de ser superior a los 267 [Hz].

Los dos análisis correspondientes a estas dos evaluaciones técnicas llevaron a modificar la geometría del sensor, como se mostrará más adelante, y posteriormente a consolidar el diseño conceptual.

Par generado por el centro de masa sobre la viga cuando el actuador aplica el par máximo

Para calcular el par generado por el centro de masa, tomamos el caso más extremo, para lo cual necesitamos los siguientes parámetros:

- Par máximo generado por el arreglo de rueda de reacción
- Masa del arreglo de rueda de reacción
- Dimensiones del arreglo de rueda de reacción

De la *Tabla II* podemos observar que el caso extremo se presenta con las dimensiones y par máximo de la rueda de reacción fabricada por *Sinclair Interplanetary* y el peso de la rueda de reacción fabricada por *CubeSat Innovus*, los parámetros son los siguientes:

- Par máximo generado: 1 [mNm]
- Masa del arreglo de rueda de reacción: 150 [g]
- Dimensiones del arreglo de rueda de reacción: 50x50x30 [mm³]

Para calcular el par generado por el centro de masa debido a su desplazamiento cuando el elemento transductor sufre una deformación provocada por el par de rueda de reacción, nos basaremos en la Figura 5.39.

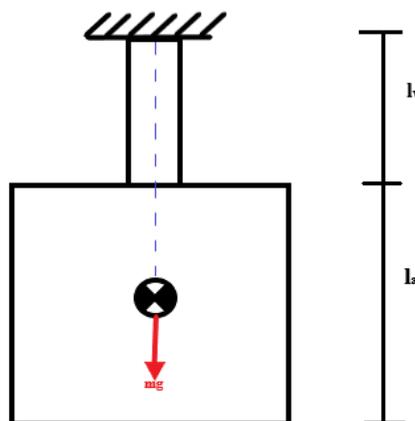


Fig. 5.39. Dimensiones para el análisis del par generado por el desplazamiento de centro de gravedad.

En la Figura 5.39 el centro de masa está colocado en el centro del arreglo de rueda de reacción, esto es considerando que:

- La masa de la viga es despreciable comparada con la masa del arreglo de rueda de reacción.
- El centro de masa del arreglo de rueda de reacción pasa por la prolongación del plano neutro o eje principal de la viga.

l_v : longitud de la viga

l_a : longitud del arreglo de rueda de reacción

De la Figura 5.38 δ representa el desplazamiento horizontal del centro de masa y por lo tanto el brazo de palanca del momento generado por el peso del arreglo de rueda de reacción. La ecuación (5.21) representa el momento generado:

$$(5.21) \dots M_{\delta} = m_a g \delta$$

Donde:

M_{δ} : Momento provocado por el desplazamiento del centro de masa del arreglo de rueda de reacción.

m_a : Es la masa del arreglo de rueda de reacción (150 [g])

g : es la constante de gravedad (considerada como 9.81 [m/s²])

Por medio de un análisis FEM podemos determinar el desplazamiento del extremo de la viga al que llamaremos δ' como se muestra en la Figura 5.40. Si consideramos al arreglo de rueda de reacción como un sólido rígido, podemos determinar el valor de δ a partir de δ' tal y como lo muestra la Figura 5.41 y la ecuación (5.22).

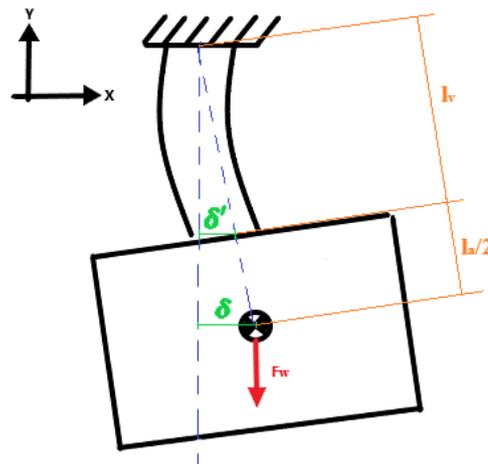


Fig. 5.40. Desplazamiento de la viga y del centro de masa del sistema.

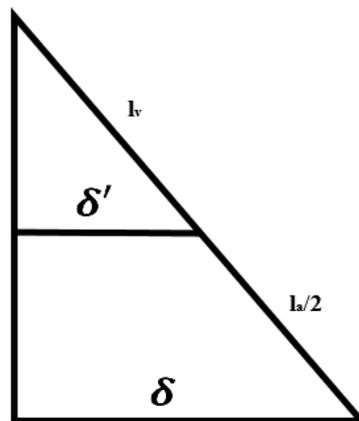


Fig. 5.41. Relación geométrica entre el desplazamiento del extremo de la viga y el desplazamiento del centro de masa del sistema.

$$(5.22) \dots \delta = \left[\frac{l_v + l_a/2}{l_v} \right] \delta'$$

Donde:

l_v : es la longitud de la viga

l_a : es la longitud del arreglo de rueda de reacción

δ' : es el desplazamiento horizontal que tiene el extremo de la viga cuando el actuador aplica el par máximo

δ : es el desplazamiento horizontal que tiene el centro de masa del sistema cuando el actuador aplica el par máximo

Utilizando el programa *Hyperworks* se calculó el desplazamiento δ' que corresponde al desplazamiento del extremo libre de la viga, aplicando el par máximo de la rueda de reacción de $1[mNm]$ como se muestra en la Figura 5.42. En esta figura se observa que el valor del desplazamiento en el extremo de la viga es de $3.79 \times 10^{-2} [mm]$ aproximadamente.

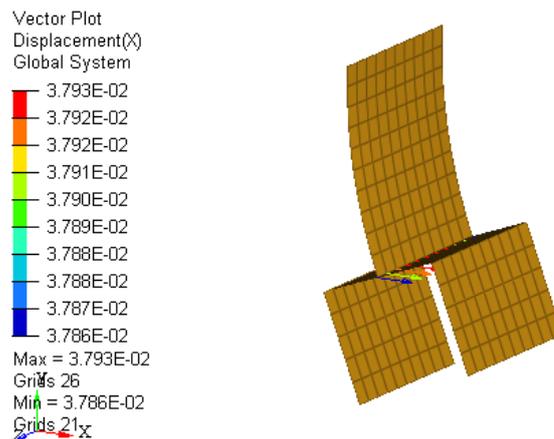


Fig. 5.42. Desplazamiento del extremo libre de la viga obtenido por medio de FEM.

Con el dato anterior y utilizando la ecuación (5.22) se calculó el valor de δ considerando:

$$\delta = \left[\frac{l_t + l_a/2}{l_t} \right] \delta'$$

$$l_t = 10 \times 10^{-3} [m]$$

$$l_a = 50 \times 10^{-3} [m]$$

$$\delta' = 3.79 \times 10^{-5} [m]$$

$$\delta = \left[\frac{10 \times 10^{-3} + 50 \times 10^{-3}/2}{10 \times 10^{-3}} \right] \times 3.79 \times 10^{-5} = 132.65 \times 10^{-6} [m]$$

Por lo que el par generado por el centro de masa es de:

$$M_{\delta} = m_a g \delta$$

$$m_a = 0.15 \text{ [kg]}$$

$$g = 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$\delta = 105.77 \times 10^{-6} \text{ [m]}$$

$$M_{\delta} = 0.15 \times 9.81 \times 132.65 \times 10^{-6} = 195.19 \times 10^{-6} \text{ [Nm]}$$

El valor del momento calculado es mayor que el valor de resolución especificado de $3 \times 10^{-6} \text{ [Nm]}$, por lo que se tuvo que modificar la geometría de la viga. Para realizar esta modificación fue necesario contar con una función de optimización, la cual se estableció de la siguiente manera:

Sabemos que una viga en voladizo a la que se le aplica una carga puntual en su extremo puede ser modelada como un sistema masa resorte como se muestra en la Figura 5.43 [26], en esta figura se establece que la masa es insignificante por lo que el sistema queda reducido únicamente a un resorte traslacional con una fuerza aplicada en su extremo libre.

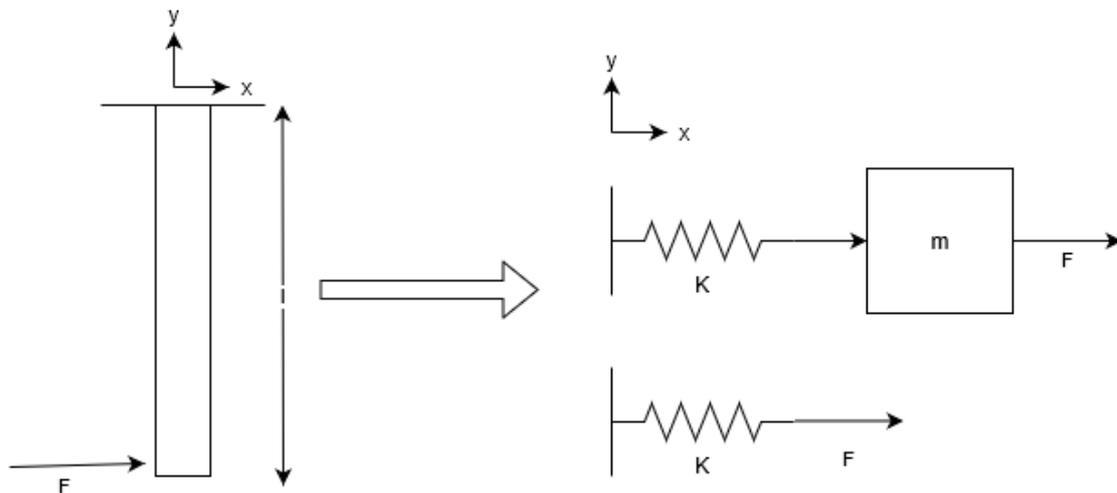


Fig. 5.43. Modelado de la viga empotrada.

La constante del resorte está definida por:

$$(5.23) \dots K = \frac{3EI_{zz}}{l^3}$$

Donde:

E es el módulo de Young del material de la viga

I_{zz} es el momento de inercia de la sección transversal de la viga respecto del eje z

l es la longitud de la viga

Por lo tanto, los desplazamientos del extremo libre de la viga en dirección del eje x pueden ser descritos con la ecuación (5.24) y se ilustra en la Figura 5.44.

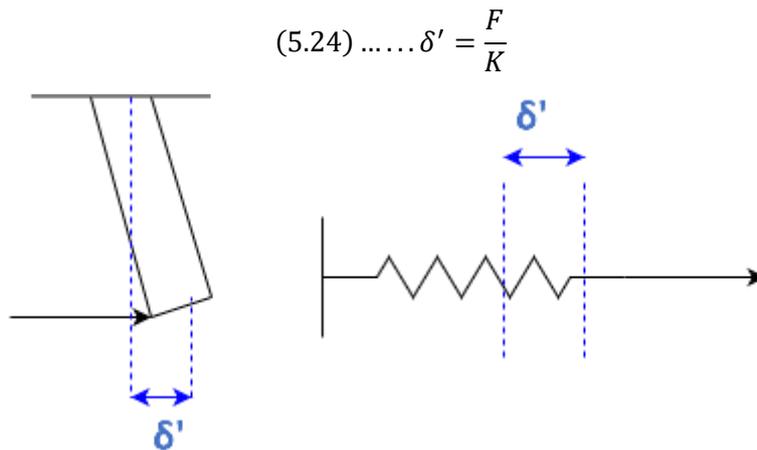


Fig. 5.44. Equivalencia del desplazamiento del extremo libre de la viga y su modelo como resorte traslacional.

Sin embargo, el modelo de la viga que estamos utilizando es una viga sometida a un momento flector únicamente, y no una fuerza puntual en su extremo libre, como se ilustra en la Figura 5.45.

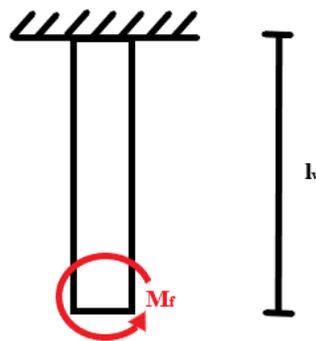


Fig. 5.45. Viga sometida únicamente a flexión pura.

Se puede hacer una aproximación de la fuerza equivalente para el modelo de la Figura 5.43 a partir del par o momento flector de la Figura 5.45, esta aproximación se describe en la ecuación (5.25) y solo se comprobó su validez para el modelo de la viga que se está utilizando en este trabajo.

$$(5.25) \dots F = \frac{1}{2} \frac{M_f}{l_v}$$

Donde:

M_f es el momento flexionante que actúa sobre el elemento transductor

l_v es la longitud del elemento transductor

Si sustituimos la ecuación (5.25) y la ecuación (5.23) en la ecuación (5.24), obtenemos:

$$(5.26) \dots \delta' = \frac{\frac{1M_f}{2l_v}}{\frac{3EI_{zz}}{l_v^3}} = \frac{M_f l_v^2}{6EI_{zz}}$$

Para obtener una función que nos permita encontrar los valores adecuados para "a" y "t" de la sección transversal de la viga, sustituimos el valor del momento de inercia por el valor de los parámetros geométricos de la viga, esto es:

$$I_{zz} = \frac{1}{12}at^3$$

La ecuación de desplazamiento del extremo libre del elemento transductor queda descrita por:

$$(5.27) \dots \delta' = \frac{M_f l_v^2}{6EI_{zz}} = \frac{4M_f l_v^2}{6E \left(\frac{1}{12}at^3 \right)} = \frac{8M_f l_v^2}{Eat^3}$$

Sustituyendo la ecuación (5.27) en la ecuación de desplazamiento del centro de masa del arreglo de rueda de reacción (ecuación (5.22)) y sustituir a la vez este resultado en la ecuación de momento generado por el desplazamiento del centro de masa (ecuación (5.21)), el desplazamiento del centro de masa del arreglo de rueda de reacción (δ) y el momento generado por el centro de masa desplazado (M_δ) quedan descritos por las ecuaciones (5.28) y (5.29) respectivamente.

$$(5.28) \dots \delta = \left[\frac{l_t + l_a/2}{l_v} \right] \delta' = \left[\frac{l_v + l_a/2}{l_v} \right] \left[\frac{8M_f l_v^2}{Eat^3} \right] = (l_v + l_a/2) \left(\frac{8M_f l_v}{Eat^3} \right)$$

$$(5.29) \dots M_\delta = m_a g \delta = m_a g (l_v + l_a/2) \left(\frac{8M_f l_v}{Eat^3} \right)$$

La ecuación (5.29) es una función que depende de las variables geométricas de la viga y del momento flexionante aplicado a dicha viga. Los parámetros constantes de la ecuación (5.29) son:

$$\begin{aligned} E &= 2.1 \times 10^9 [Pa] \\ m_a &= 0.15 [kg] \\ g &= 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \\ l_a &= 50 \times 10^{-3} [m] \end{aligned}$$

Como se estableció, el par mínimo generado por el centro de masa debe de ser menor a 3 [μNm] cuando la rueda de reacción genere el par máximo de 1 [mNm].

Debido a que la longitud de la viga es el parámetro geométrico que más influye en la frecuencia natural de esta, se estableció un valor constante de la longitud de la viga ($l_t = 10$ [mm]) y se graficó la función del momento generado por el centro de masa como se muestra en la Figura 5.46. Es la Figura 5.47 se muestra la función del momento $M_\delta(a, t)$ y un plano con valor constante de 3 [μNm] de color rojo.

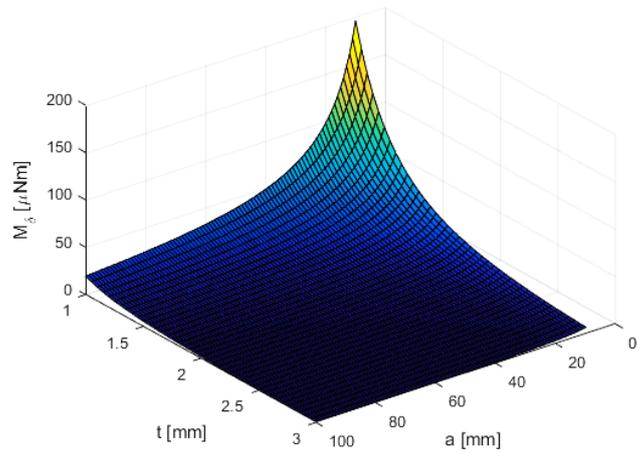


Fig. 5.46. Momento producido por el desplazamiento del centro de masa en función de la sección transversal de la viga.

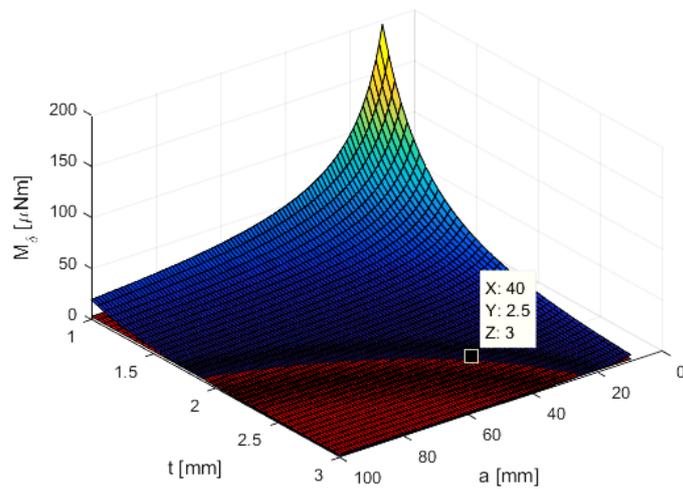


Fig. 5.47. Momento producido por el desplazamiento del centro de masa en función de la sección transversal de la viga y plano de momento máximo establecido.

Todos los valores de la función M_δ que se encuentren en la intersección con el plano rojo o por debajo de él, corresponden a valores que cumplen con el requerimiento de mantener el par generado por el centro de masa por debajo del par mínimo o par de resolución del sensor.

Con el objetivo de mantener un espesor de pared mínimo y también no alargar demasiado el ancho del elemento se seleccionó el punto indicado en la Figura 5.47, y las dimensiones correspondientes son:

$$a = 40 \text{ [mm]}$$

$$t = 2.5 \text{ [mm]}$$

La Figura 5.48 muestra las modificaciones en la geometría del elemento base y la Figura 5.49 muestra el análisis de desplazamientos por medio de método FEM.

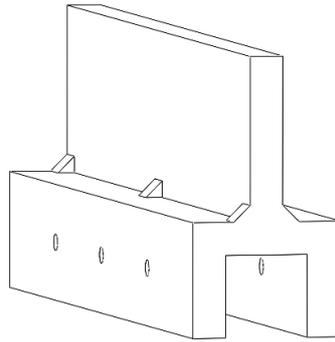


Fig. 5.48. Modificación a la geometría de la sección transversal.

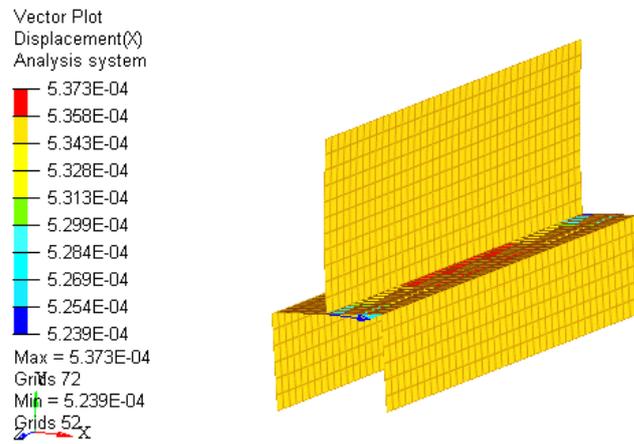


Fig. 5.49. Evaluación de los desplazamientos del extremo libre de la viga modificada.

$$\delta' \cong 5.3 \times 10^{-4} [mm]$$

$$\delta = \left[\frac{l_t + l_a/2}{l_t} \right] \delta'$$

$$l_t = 10 \times 10^{-3} [m]$$

$$l_a = 50 \times 10^{-3} [m]$$

$$\delta' = 5.3 \times 10^{-7} [m]$$

$$\delta = \left[\frac{10 \times 10^{-3} + 50 \times 10^{-3}/2}{10 \times 10^{-3}} \right] \times 5.3 \times 10^{-7} = 1.855 \times 10^{-6} [m]$$

Por lo que el par generado por el centro de masa es de:

$$M_\delta = m_a g \delta$$

$$m_a = 0.15 [kg]$$

$$g = 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\delta = 1.888 \times 10^{-6} [m]$$

$$M_\delta = 0.15 \times 9.81 \times 1.888 \times 10^{-6} = 2.7796 \times 10^{-6} [Nm] < 3 \times 10^{-6} [Nm]$$

\therefore Cumple

Frecuencia natural del sistema

Para obtener la frecuencia natural del conjunto conformado por la rueda de reacción, su base, y la viga nos basamos en las siguientes idealizaciones:

- Las dimensiones y masa del arreglo de rueda de reacción son mucho mayores que las de la base en donde va a ir colocado, por lo tanto, con el fin de hacer un análisis vibratorio se desprecian las dimensiones y masa de la base, de tal forma que el conjunto formado por el arreglo de ruedas de reacción y la base se idealizará como un prisma rectangular de dimensiones y masa con los siguientes valores, que corresponden a los valores máximos encontrados en arreglos de ruedas comerciales
 - Dimensiones: 50X50X50 [mm]
 - Masa: 150 [g]
 - El centro de masa del arreglo de rueda de reacción coincide con su centro geométrico.
 - El material del elemento que representa al arreglo de rueda de reacción se tomará de Aluminio (módulo de Young $E = 70 [GPa]$) (Ver apéndice 1).
- La viga se idealizó como un prisma rectangular con las características:
 - Dimensiones: 10x40x2.5 [mm] (largo x ancho x espesor respectivamente)
 - Masa despreciable
 - Material ABS (módulo de Young $E = 2.1 [GPa]$)

La figura 5.50 muestra los elementos idealizados para la viga y el arreglo de rueda de reacción.

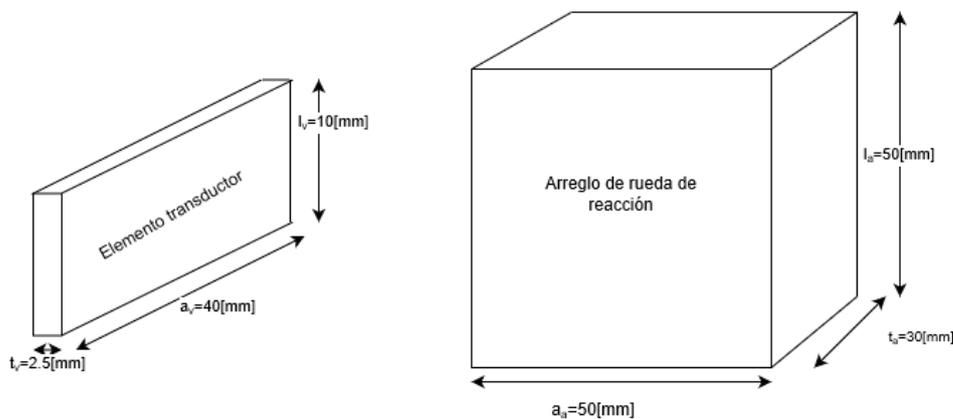


Fig. 5.50. Elementos idealizados para su análisis frecuencial.

Con las características antes mencionadas, el conjunto (viga, rueda de reacción, masa) puede idealizarse como lo muestra la Figura 5.51.

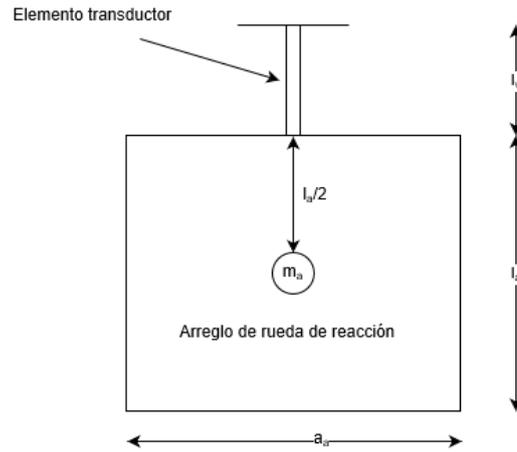


Fig. 5.51. Sistema idealizado para su análisis frecuencial.

El modelo vibratorio para obtener la frecuencia natural del conjunto puede modelarse como lo muestra la Figura 5.52.

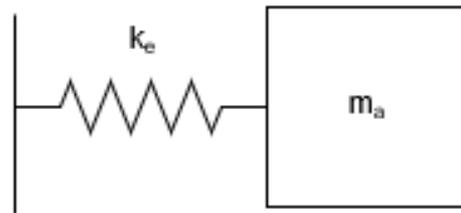


Fig. 5.52. Modelo físico del sistema idealizado para su análisis frecuencial.

Las constantes de resorte K_v hace referencia a los elementos viga y arreglo de rueda de reacción respectivamente. La ecuación (5.30) indica cómo se define la constante de resorte “ k ” de un sistema vibratorio masa-resorte que modela a una viga en voladizo [25].

$$(5.30) \dots k = \frac{3EI}{l^3}$$

Donde:

E : es el módulo de Young del material

I : es el segundo momento de área de la sección transversal respecto al eje de giro de la viga

l : es la longitud de la viga

Es importante tener en cuenta que la ecuación (5.30) modela una viga en voladizo con una masa puntual en su extremo, sin embargo, el sistema de la Figura 5.51 consta de dos elementos, la viga y el arreglo de ruedas de reacción, por lo tanto ya no es válido modelarlo sin considerar la porción del arreglo de ruedas de reacción, y para incluir esto en el modelo se considera la distancia del arreglo de ruedas de reacción hacia su centro de masa como una extensión de la

viga, señalada en la Figura 5.51 como $l_a/2$. Por lo tanto, la constante de resorte K_v se calculó como lo indica la ecuación (5.31).

$$(5.31) \dots k_v = \frac{3E_v I_v}{(l_v + 0.5l_a)^3} = \frac{3E_v \left(\frac{1}{12} a_v t_v^3 \right)}{(l_v + 0.5l_a)^3}$$

$$\therefore k_v = \frac{3 \times 2.1 \times 10^9 \left(\frac{1}{12} \times 50 \times 10^{-3} \times (2 \times 10^{-3})^3 \right)}{(25 \times 10^{-3} + 10 \times 10^{-3})^3} = 4898 \left[\frac{N}{m} \right]$$

La frecuencia natural del conjunto queda descrita por:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_v}{m_a}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4898}{0.15}} = 28.75 [Hz]$$

Con el fin de validar el modelo matemático se realizó el análisis de los elementos idealizados utilizando FEM. Para esto se utilizó el modelo CAD idealizado del conjunto viga arreglo de ruedas de reacción mostrado en la Figura 5.53.

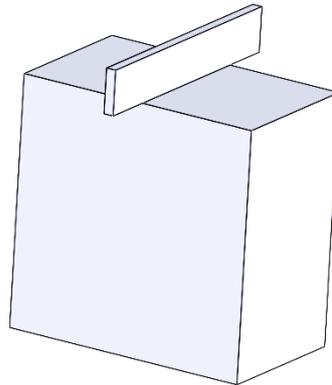


Fig. 5.53. Modelo CAD idealizado del conjunto viga arreglo de ruedas de reacción.

El resultado del análisis FEM se muestra en la Figura 5.54, en donde obtenemos la frecuencia natural o primer modo normal del sistema igual a 26.164 Hz, quedando demostrado la validez del análisis matemático previo.

Nombre del modelo: Ensamblaje1
 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1
 Forma modal: 1 Valor = 26.164 Hz
 Escala de deformación: 0.00174627

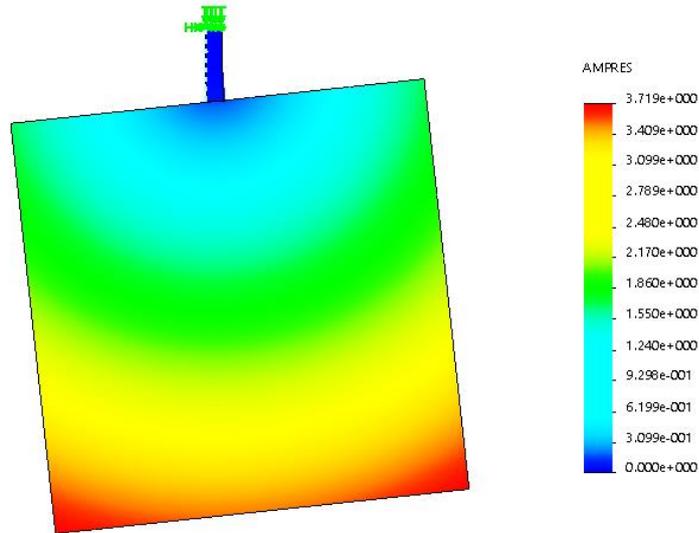


Fig. 5.54. Modelo de análisis FEM.

La especificación de diseño marca como requerimiento una frecuencia natural del sistema mayor a 267 Hz, la cual no se cumple como se ve después de realizar el análisis matemático y por FEM, ya que se obtiene una frecuencia natural entre 26 a 28 Hz, por lo que es necesario modificar el sistema para obtener una frecuencia natural superior.

Retomando la ecuación para obtener la frecuencia natural tenemos

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_v}{m_a}}$$

Y si el requerimiento de f_n es:

$$f_n = 267 \text{ [Hz]}$$

Entonces la k_v que se necesita para obtener la frecuencia natural que se requiere es:

$$k_v = (2\pi f_n)^2 m_a = (2\pi \times 267)^2 \times 0.15 = 422.16 \times 10^3 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Sabemos que:

$$(5.32) \dots k_v = \frac{3E_v I_v}{l_v^3}$$

De la ecuación (5.32) se observa que para incrementar el valor de k_v a partir de l_v , es necesario disminuir el valor de l_v , y si se sustituye el valor para k_v y despejando el valor de l_v :

$$l_v = \sqrt[3]{\frac{3E_v I_v}{k_v}} = \sqrt[3]{\frac{3E \left(\frac{1}{12} a_v t_v^3 \right)}{k_v}} = \sqrt[3]{\frac{3 \times 2.1 \times 10^9 \left(\frac{1}{12} \times 50 \times 10^{-3} \times (2 \times 10^{-3})^3 \right)}{422.16 \times 10^3}}$$

$$l_v \cong 7.92 \text{ [mm]}$$

Lo que resulta imposible de realizar, ya que el tamaño del arreglo de ruedas de reacción no se puede modificar y es de 25 [mm] respecto a su centro de masa.

5.3.9. Rediseño para cumplir con frecuencia natural

Ya que no es viable continuar con la propuesta de una sola viga empotrada, es necesario por lo tanto dar mayor rigidez al sistema, para aumentar su frecuencia natural, y una forma para alcanzar esto es modificar el diseño con dos vigas como se muestra en la Figura 5.55. En el nuevo diseño se propusieron dos puntos de apoyo empotrados para dar mayor rigidez al conjunto y aumentar su frecuencia natural o primer modo de vibrar. Estos puntos de apoyo parten de separar al elemento en Cantilever del diseño previo en dos elementos empotrados, ubicados en los extremos como se muestra en la Figura 5.56. El espesor de pared de estos elementos de apoyo, así como su ancho se mantuvieron en 40 y 2.5 mm, mientras que el largo se acortó a 30 mm que coincide con el ancho del elemento idealizado para el arreglo de rueda de reacción y comenzar el análisis de validación.

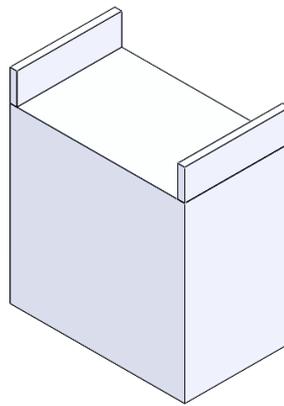


Fig. 5.55. Rediseño para cumplir con frecuencia natural del modelo idealizado.

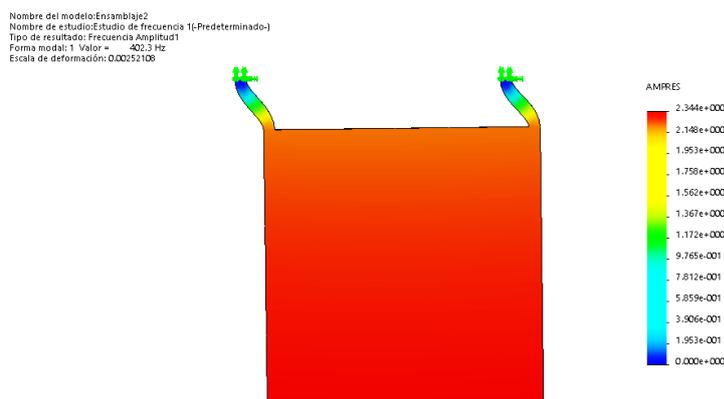


Fig. 5.56. Resultado del estudio de frecuencia del rediseño.

Como se observó, el primer modo de vibrar llega a tener un valor superior a 400 Hz que es superior a la frecuencia establecida en la especificación de diseño, sin embargo, el principio de funcionamiento fue modificado también (ya que las dos vigas no van a trabajar a flexión pura

cuando se aplique un par por el actuador), por lo cual se tiene que realizar un modelo matemático de las deformaciones que van a sufrir las vigas empotradas.

La figura 5.57 muestra un diagrama simplificado del nuevo sistema para realizar el análisis de esfuerzos.

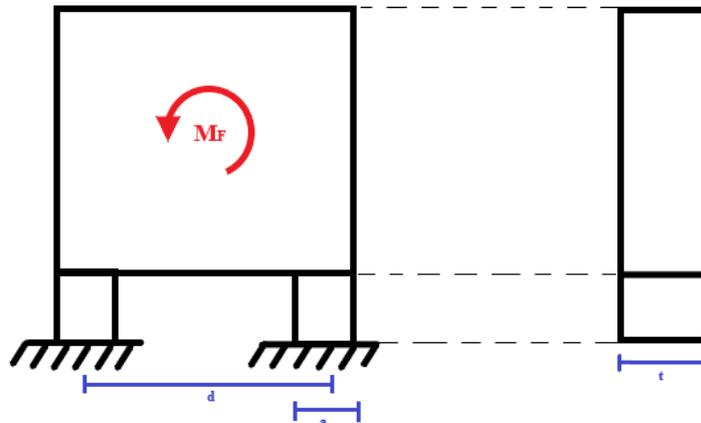


Fig. 5.57. Diagrama simplificado del nuevo sistema.

Se sabe que hay seis reacciones en el sistema: dos fuerzas en el eje X, dos fuerzas en el eje Y, y dos pares o momentos de reacción en los empotramientos. Por lo cual se tiene seis incógnitas y solo se cuenta con tres ecuaciones para un análisis estático en dos dimensiones, por lo que para conocer el estado de esfuerzos se podría realizar un análisis estructural tratando al sistema como una viga o un marco doblemente empotrado, el cual es bastante complejo. Otra forma de solucionarlo es por medio de un análisis FEM pero esto no nos daría un modelo analítico para llevar a cabo la optimización del diseño.

Para analizar este caso, se buscó realizar un análisis más simplificado, se partió del concepto de la generación de un momento, el cual se genera por la existencia de dos fuerzas en sentido contrario las cuales tendrán reacción en los apoyos del cuerpo, como se muestra en la Figura 5.57, fuerzas verticales en el eje Y con la misma magnitud y sentido contrario. A partir de la simplificación asumida, al aplicar un momento o par de fuerzas sobre el elemento, y suponiendo que las reacciones correspondientes tomen la dirección que describe la Figura 5.58, se puede asumir que las partes delimitadas por la línea de color morado estarán sometidas a compresión y tracción como se muestra en la misma figura.

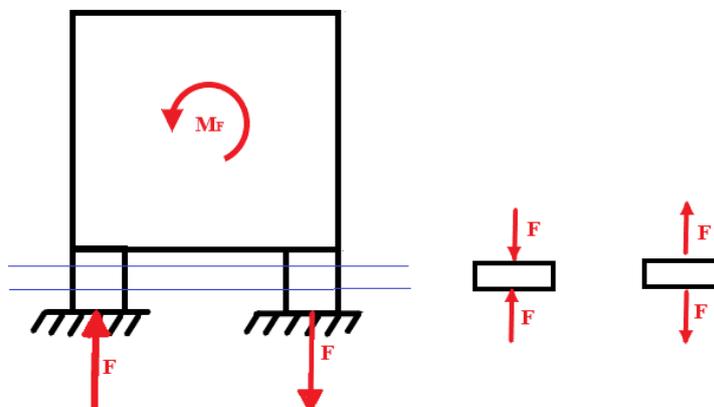


Fig. 5.58. Diagrama paso de la muerte.

Asumiendo las suposiciones anteriores, las fuerzas de reacción F tendrán la misma magnitud, pero dirección contraria, donde la magnitud está dada por:

$$F = \frac{M}{d}$$

Por lo tanto, la magnitud del esfuerzo normal generado en las partes descritas quedará determinada por:

$$(5.33) \dots \sigma_{yy} = \frac{F}{A}$$

Donde A es el área de la sección transversal correspondiente a la parte del elemento que se está analizando.

La relación lineal entre el par generado por la rueda de reacción y el esfuerzo normal generado en los apoyos del sistema está descrita con la siguiente relación:

$$(5.34) \dots \sigma_{yy} = \frac{M}{d \times a \times t}$$

Donde:

M es el momento o par de fuerzas generado por la rueda de reacción

d es la distancia entre los apoyos del elemento transductor

a es el ancho de la sección transversal de los apoyos

t es el espesor de pared de los apoyos del elemento transductor

De la ecuación (5.34) podemos obtener las deformaciones normales (o en dirección Y) que se generan en los apoyos:

$$(5.35) \dots \varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} \frac{M}{d \times a \times t}$$

Donde:

E es el módulo de Young

Perfeccionamiento del sistema.

Para establecer las dimensiones de los apoyos del sistema, se requiere proponer un nuevo espesor de las vigas de apoyo t el cual se establece de 1 mm, dimensión que está dentro del rango definido en el punto 5.3.7.1 y que es adecuado para su fabricación por moldeo por inyección de plásticos. El resto de los parámetros se mantiene igual.

$$E = 2.1 [GPa]$$

$$M = 0.003 [mNm]$$

$$t = 1 [mm]$$

$$\varepsilon_{yy} = 0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$$

Por consiguiente, a partir de la ecuación (5.35) se puede obtener el valor de los dos parámetros (d y a) con los cuales se puede alcanzar el valor de deformación mínima medible por la resolución de la galga extensiométrica semiconductor.

$$d \times a = \frac{M}{Et\epsilon_{yy}} = 285.71[\text{mm}^2]$$

En las gráficas de la Figura 5.59 se muestran las superficies generadas por la función $f(d, a) = d \times a$ (de color azul) y el plano en rojo con valor constante de 285.7 mm² que indica el valor máximo del producto $d \times a$ para alcanzar la resolución mínima establecida. De lo anterior se puede deducir que los valores para a y d que llevan al sistema a cumplir con la resolución mínima son los que se encuentran en la intersección de las superficies o por debajo de esta.

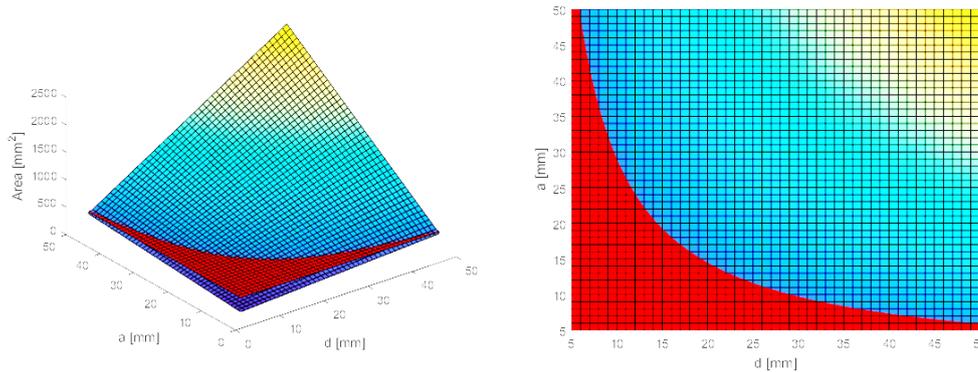
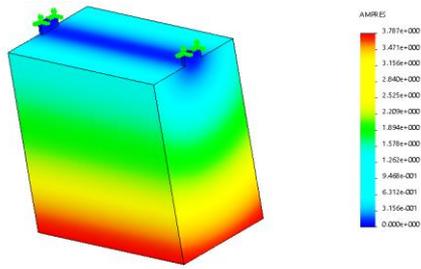
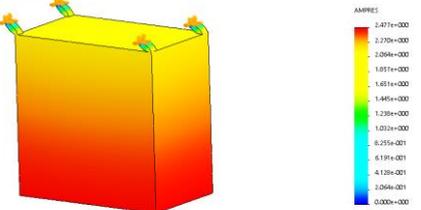


Fig. 5.59. Gráfica de la función $F(a,d) = a \times d$ con un plano de valor constante de 285.71 mm².

Tabla VI. Obtención mediante simulación FEM de la frecuencia natural del sistema a partir de diferentes valores de a y d

Modelo	Obtención de $f_n(a,d,l)$				Imagen
	a	d	l	f_n	
1	30	9	3	324.66	<p>Nombre del modelo: Ensamblaje4 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1j (Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud Forma modal: 1 Valor = 324.66 Hz Escala de deformación: 0.020157077</p>
2	16	16	3	255.9	<p>Nombre del modelo: Ensamblaje4 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1j (Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud Forma modal: 1 Valor = 255.9 Hz Escala de deformación: 0.020421250</p>

3	6	49	3	58.124	<p>Nombre del modelo: Ensamblaje4 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1 (Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Angular 1 Forma modal: 1. Valor = 58.124 Hz Escala de deformación: 0.000+007</p> 
4	6	49	3	325.31	<p>Nombre del modelo: Ensamblaje4 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 1 (Predeterminado) Tipo de resultado: Frecuencia Angular 1 Forma modal: 1. Valor = 325.31 Hz Escala de deformación: 0.000+007</p> 

De los resultados obtenidos en la Tabla 6 para el primer modo de vibrar, se puede observar que las dos configuraciones que satisfacen el valor mínimo que debe de tener la frecuencia natural del conjunto son:

- Modelo 1: $a = 30$ [mm] en dos elementos de apoyo, $d = 9$ [mm], ver figura en la Tabla.
- Modelo 4: $a = 6$ [mm] distribuida en cuatro elementos de apoyo, $d = 49$ [mm], ver figura en la Tabla.

Ambas configuraciones llevan a tener la mínima deformación que puede medir la galga extensiométrica con la mayor resolución que se ha encontrado ($0.005e-6$ [m/m]), y esto ocurre cuando se aplica un par o momento igual al par mínimo que debe de tener como resolución el banco de pruebas ($3e-6$ [Nm]).

Con el fin de facilitar el diseño y conociendo que el material que se utiliza es un material isotrópico, se optó por mantener los puntos de apoyo en la parte inferior como se muestra en la Figura 5.60.

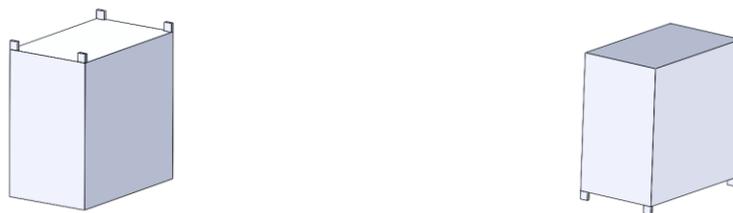


Fig. 5.60. Cambio de orientación del sistema para para contar con empotramiento en la parte inferior.

El siguiente paso de diseño consiste en proporcionar un espacio para colocar a las ruedas de reacción de acuerdo a su presentación usual comercial, la cual requiere de una pared para

instalarse de forma perpendicular a ella y la cual tenga como base a los cuatro puntos de apoyo determinados para el sistema, ver Figura 5.61.

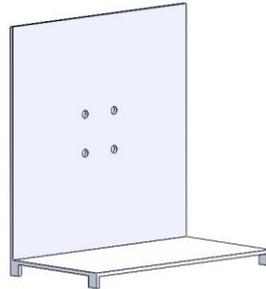


Fig. 5.61. Diseño de forma a partir de modelo idealizado con cuatro puntos de apoyo.

Al observar la nueva propuesta (Figura 5.61), es evidente que una vez empotrado el arreglo de ruedas de reacción este provocará que la pared de soporte sufra desplazamientos. No está especificado el valor de desplazamiento máximo permitido, pero para fines de diseño este debe ser por lo menos 10 veces menor al espesor de la pared de soporte, que en este caso es de 1 mm.

A partir de la condición de diseño para el desplazamiento máximo de la pared se realizó un análisis estático por medio de FEM en el sistema y se obtuvieron desplazamientos máximos de 1.817 mm, ver figura 5.62, lo que es mucho mayor que el límite establecido.

Nombre del modelo: Analisis_estatico1
Nombre de estudio: Analisis_estatico_1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 3.6959

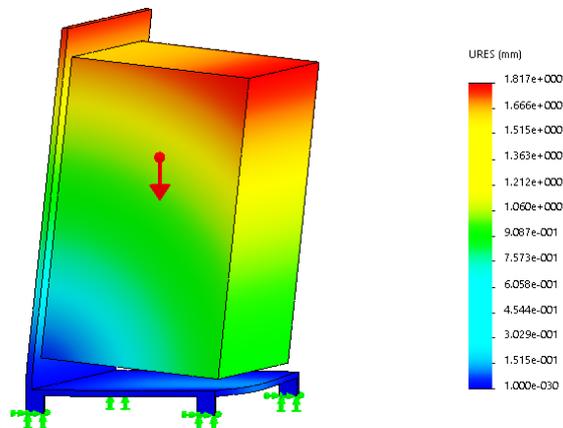


Fig. 5.62. Análisis estático por medio de FEM para determinar el desplazamiento de una pared de 1 mm de espesor del sistema.

Con el fin de mitigar el desplazamiento de la pared se modificó el sistema agregando dos refuerzos laterales triangulares que se apoyan en la base del sistema y con el fin de darle mayor soporte en la base se modificaron los elemento de apoyo frontales a un solo elemento de apoyo instalado a por toda la base frontal, ver Figura 5.63, esto amentará la rigidez del sistema y por lo tanto su frecuencia natural, y sin afectar significativamente los esfuerzos generados en los apoyos traseros, lugar donde se medirán las deformaciones generadas por el arreglo de ruedas de reacción.

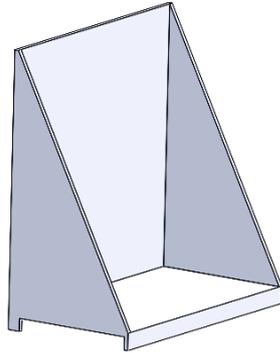


Fig. 5.63. Modificación del sistema para mitigar el desplazamiento de la pared de soporte del arreglo de ruedas de reacción.

Mediante el análisis estático FEM se evaluó el comportamiento del sistema con las modificaciones y se obtuvo un desplazamiento máximo menor a $10\ \mu\text{m}$, con lo que satisface el requerimiento establecido, ver Figura 5.64.

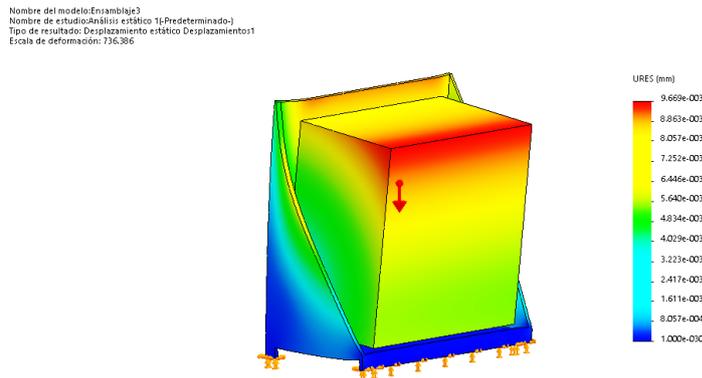


Fig. 5.64. Análisis estático FEM de la evaluación del sistema con las modificaciones.

Como se han realizado modificaciones al sistema es necesario nuevamente evaluar su frecuencia natural, para esto se realizó un análisis de frecuencia por medio de FEM y se obtuvo una frecuencia natural de 126.84 Hz como se muestra en la Figura 5.65, por lo que no se cumple con el requerimiento mínimo para esta variable por lo que nuevamente se tiene que continuar modificando el sistema ahora en base al criterio de frecuencia natural.

Nombre del modelo:Ensamblaje3
Nombre de estudio:Estudio de frecuencia 1(Predeterminado)
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1
Forma modal: 1 Valor = 126.84 Hz
Escala de deformación: 0.00167834

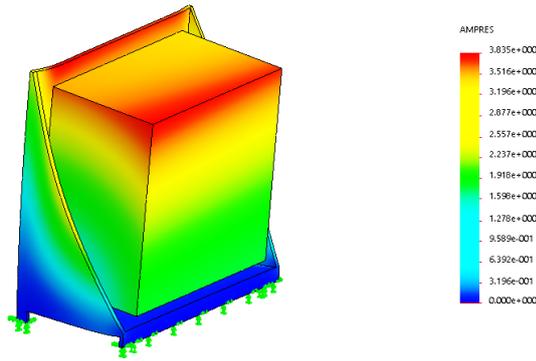


Fig. 5.65. Evaluación de frecuencia natural del sistema modificado.

Se observa que el primer modo de vibrar tiene un movimiento igual al generado por la acción del propio peso del arreglo de ruedas de reacción hacia la parte posterior, por lo que se opto por poner dos refuerzos iguales en la parte posterior del sistema como se observa en la Figura 6.66.

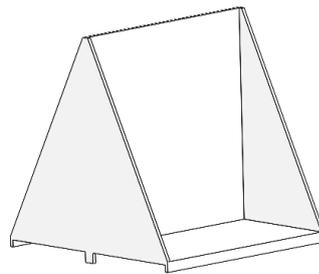


Fig. 5.66 Aplicación de refuerzos en la parte posterior del sistema para aumentar su frecuencia natural.

Despues de la aplicación de los refuerzos en la parte posterior es necesario nuevamente evaluar su frecuencia natural, para esto se realizó un análisis de frecuencia por medio de FEM y se obtuvo una frecuencia natural de 172.95 Hz como se muestra en la Figura 5.67, por lo que no se cumple con el requerimiento mínimo para esta variable por lo que nuevamente se tiene que continuar modificando el sistema para el criterio de frecuencia natural.

Nombre del modelo:Ensamblaje4
Nombre de estudio:Estudio de frecuencia 1(Predeterminado)
Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1
Forma modal: 1 Valor = 172.95 Hz
Escala de deformación: 0.00178319

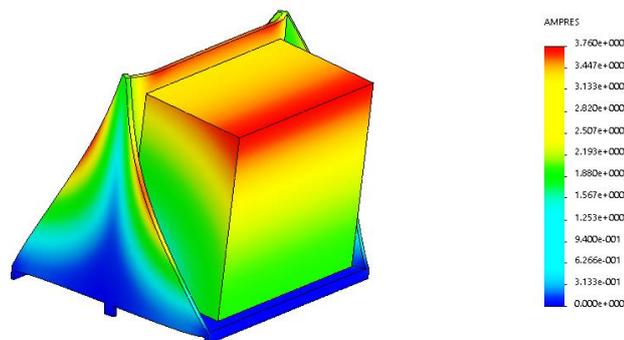


Fig. 5.67. Evaluación de frecuencia natural con los refuerzos en la parte posterior.

Para aumentar la rigidez del sistema se volvió a aumentar la longitud de los elementos de apoyo laterales de la base para conseguir más superficie de apoyo y de esta forma conseguir una mayor frecuencia natural del sistema, ver Figura 5.68.

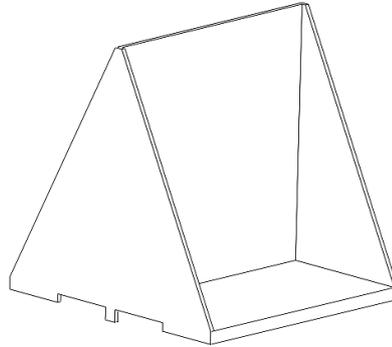


Fig. 5.68. Aumento de la longitud de los elementos de apoyo laterales de la base para incrementar rigidez.

Después del aumento de la longitud de los elementos de apoyo laterales es necesario nuevamente evaluar su frecuencia natural, para esto se realizó un análisis de frecuencia por medio de FEM y se obtuvo una frecuencia natural de 204.2 Hz como se muestra en la Figura 5.69, por lo que no se cumple con el requerimiento mínimo para esta variable por lo que nuevamente se tiene que continuar modificando el sistema para el criterio de frecuencia natural.

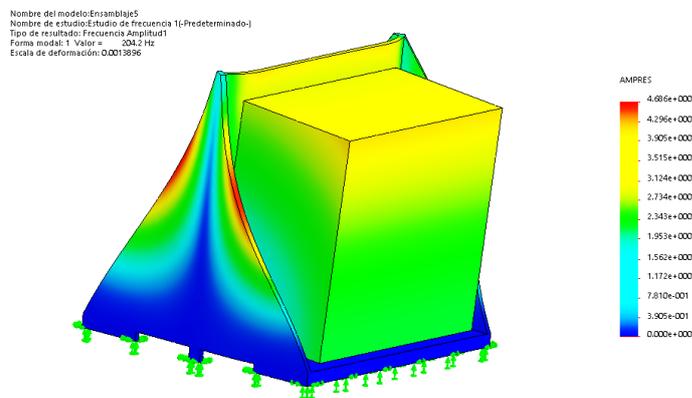


Fig. 5.69. Evaluación de frecuencia natural después del aumento de la longitud de los elementos de apoyo laterales de la base .

A pesar de la última modificación del sistema no fue suficiente para cumplir con el valor de frecuencia natural mínima, por lo que se reforzó con tres soportes triangulares la parte posterior de la pared de soporte del arreglo de ruedas de reacción, como se muestra en la Figura 5.70.

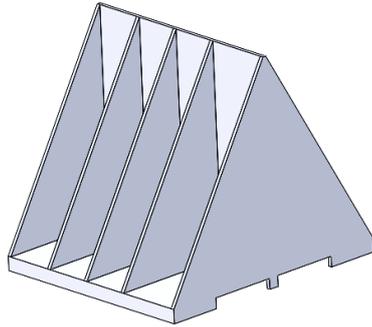


Fig. 5.70. Modificación con tres soportes triangulares en la parte posterior de la pared de soporte.

La evaluación de la frecuencia natural, por medio de FEM del sistema con los tres soportes triangulares en la parte posterior de la pared de soporte, obtuvo una frecuencia natural de 262.64 Hz como se muestra en la Figura 5.71, por lo que no se cumple con el requerimiento mínimo para esta variable por lo que nuevamente se tiene que continuar modificando el sistema para el criterio de frecuencia natural.

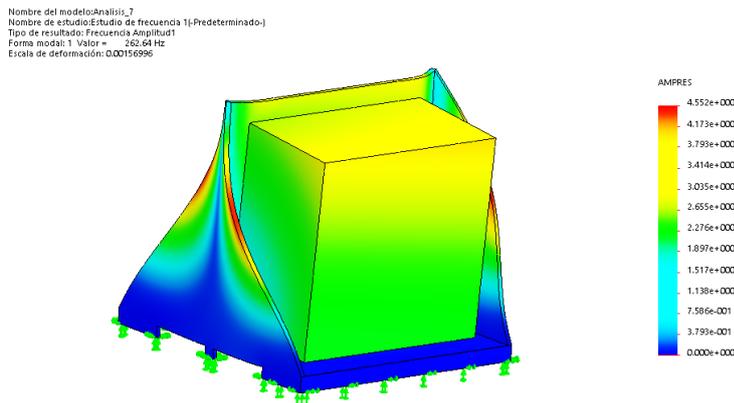


Fig. 5.71. Análisis de frecuencia de la propuesta con nervios de refuerzos .

Con la última modificación del sistema se tiene una frecuencia natural muy cercana a la mínima requerida, por lo tanto, se consideró que a partir de esta etapa la mejor opción era ya no modificar la estructura del sistema y cambiar solamente el material termoplástico por uno con mayor módulo de Young. Se optó por utilizar un poliacetal (POM) con módulo de Young de 2.9 GPa como se puede ver en la Tabla V. Con este nuevo material se obtuvo una frecuencia natural de 297.37 Hz como se muestra en la Figura 5.72.

Nombre del modelo: Analisis_7
 Nombre de estudio: Estudio de frecuencia 11-Predeterminado-1
 Tipo de resultado: Frecuencia Amplitud1
 Forma modal: 1 Valor = 297.37 Hz
 Escala de deformación: 0.00153369

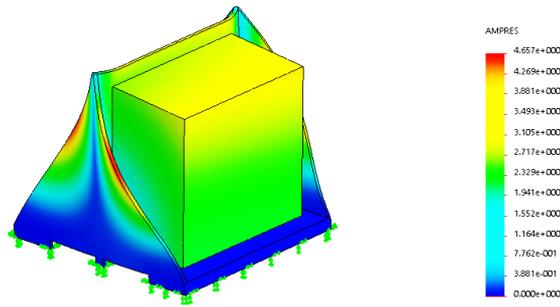


Fig. 5.72. Análisis de frecuencia de la propuesta con nervios de refuerzos y material POM.

Hasta este punto el análisis de frecuencia natural se realizó con herramientas no especializadas en análisis FEM, esto se consideró válido porque el objetivo era realizar validaciones preliminares, pero en la etapa de consolidación del diseño conceptual es necesario la utilización de una herramienta especializada en análisis FEM, por lo tanto para continuar con la validación de esta propuesta se utilizó el programa “HYPERWORKS” dedicado al análisis FEM de la empresa ALTAIR, en donde se utilizaron mallas 2D para representar a todo el sistema. En el mallado se distingue al bloque que representa al arreglo de ruedas de reacción, el cual se diferencia del resto del sistema con un color verde, ver Figura 5.73, ya que este tiene propiedades mecánicas diferentes.

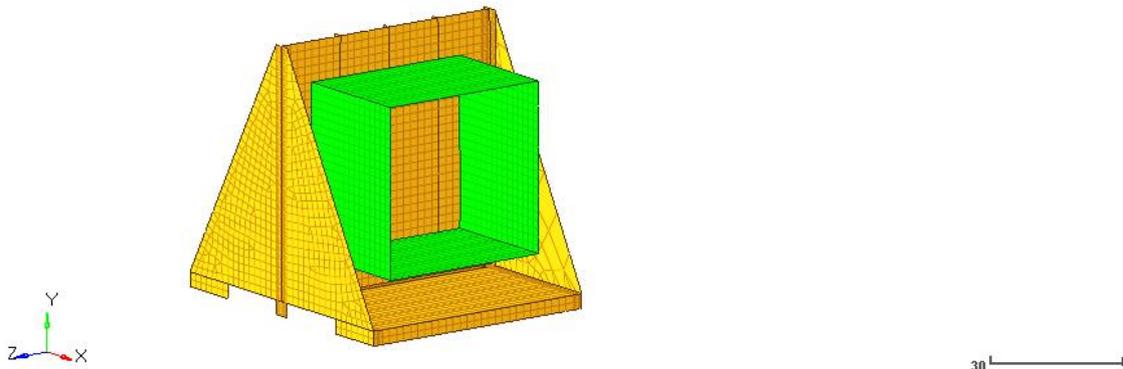


Fig. 5.73. Mallado del sistema.

En la Figura 5.74 se muestra el resultado del análisis de frecuencia natural obtenido con el programa “HYPERWORKS”, el resultado es 289.61 Hz el cual es aproximadamente 8 Hz menor al resultado obtenido con la herramienta no especializada, pero sigue siendo un valor superior a la frecuencia mínima especificada de 267 Hz.

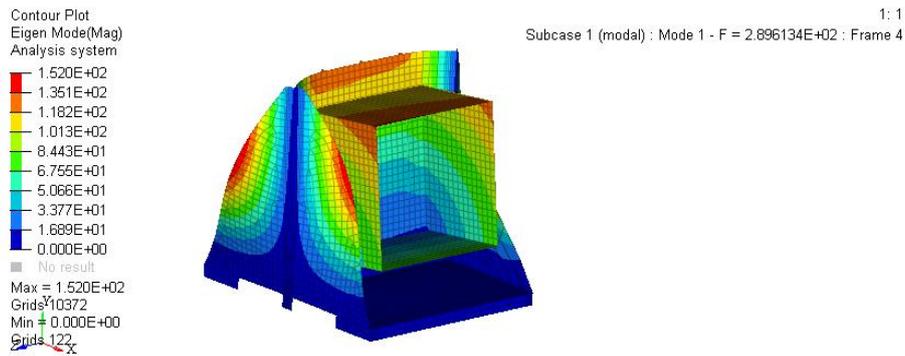


Fig. 5.74. Análisis de frecuencia natural obtenido con el programa “HYPERWORKS”.

El siguiente paso consiste en analizar las deformaciones en el lugar donde se colocará la galga extensiométrica, estas deformaciones deben de tener una magnitud mínima de $0.005 \mu\text{m}/\text{m}$. El análisis FEM de esfuerzos se hizo aplicando el par mínimo generado por el arreglo de ruedas de reacción que es de 0.003 mNm , de tal forma que en el análisis se distribuyeron cuatro momentos con una magnitud de $7.5 \times 10^{-4} \text{ mNm}$ como se muestra en la Figura 5.75.

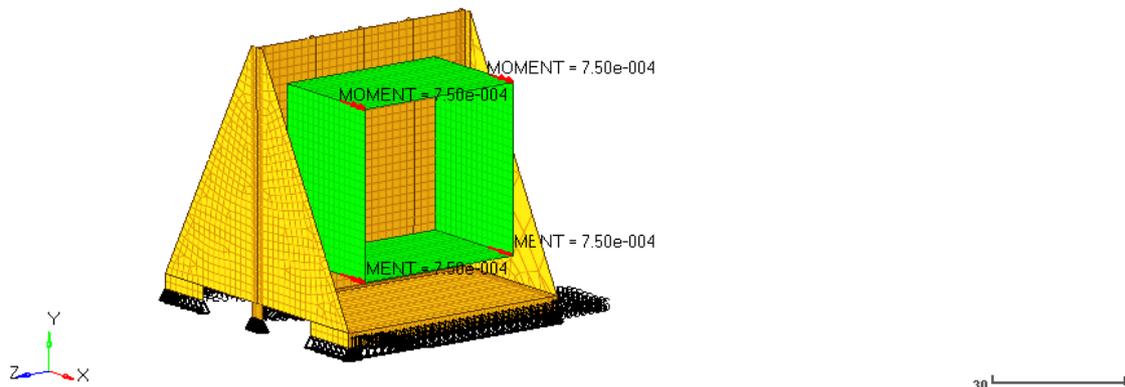


Fig. 5.75. Condiciones de frontera para el análisis de deformaciones.

Los resultados de los esfuerzos en la zona en donde se instalará la galga extensiométrica están en un rango de magnitud de 5.849 a 6.711 Pa , lo cual equivale a un rango de magnitud de deformación de 0.0020 a $0.0023 \mu\text{m}/\text{m}$ el cual se encuentra por debajo de las deformaciones que puede medir la galga extensiométrica semiconductor, ver Figura 5.76 y 5.77.

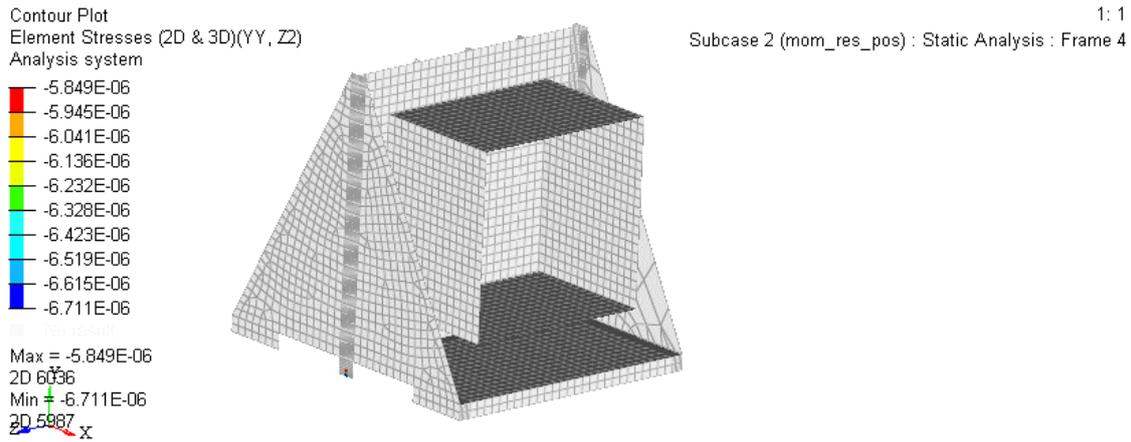


Fig. 5.76. Resultado del análisis de esfuerzos del sistema.

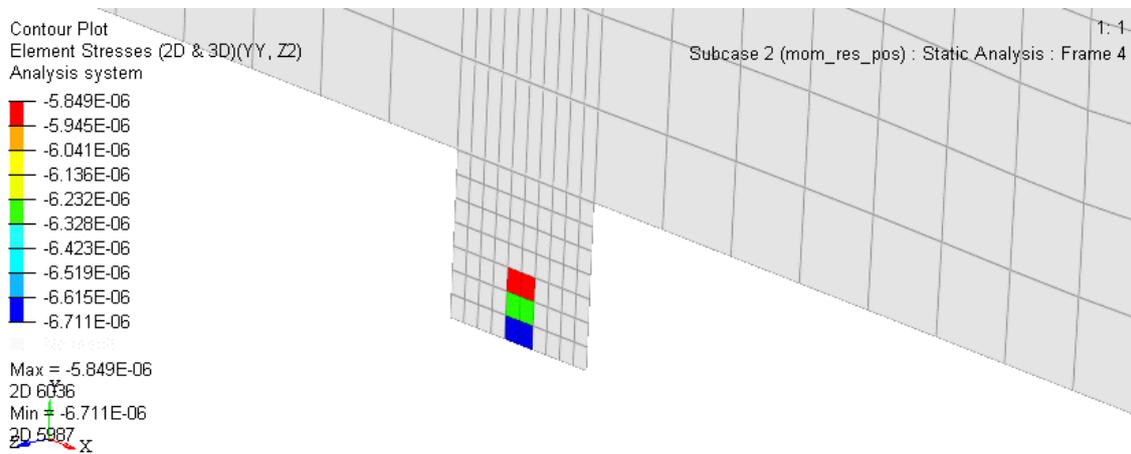


Fig. 5.77. Resultado del análisis de esfuerzos del sistema (acercamiento a la zona de interés).

Con el fin de cumplir con el rango de deformaciones que puede medir la galga extensiométrica, se procedió a modificar tanto el material como el espesor de la zona que contendrá a la galga, se propone que esta zona sea de PP (polipropileno) que tiene un módulo de Young de 1.03 GPa (Tabla V), con un espesor de 0.5 mm y se volvió a realizar el análisis de esfuerzos bajo la condición de carga de un par de magnitud de 0.003 mNm, como se ve en la Figura 5.78.

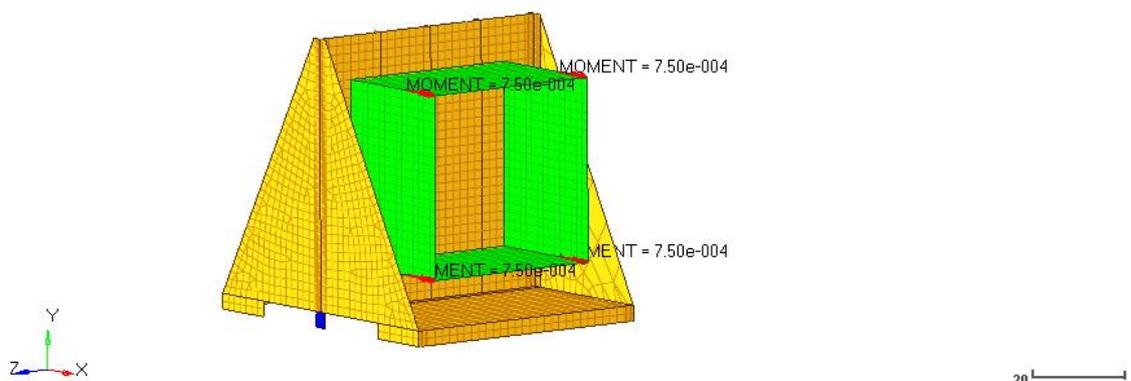


Fig. 5.78. Condición de carga para el análisis de esfuerzos.

En la Figura 5.79 se presenta una ampliación de la zona donde se instalarán las galgas extensiométricas. Los resultados de los esfuerzos en la zona en donde se instalará la galga extensiométrica están en un rango de magnitud de 7.950 a 8.116 Pa, lo cual equivale a un rango de magnitud de deformación de 0.0077 a 0.0079 $\mu\text{m}/\text{m}$ y por lo tanto se encuentra dentro de las deformaciones que puede medir la galga extensiométrica semiconductora (0.005 $\mu\text{m}/\text{m}$). Para este sistema se volvió a evaluar la frecuencia natural obteniendo 285 Hz, es decir no presenta variaciones significativas con respecto a la estimación previa, ver Figura 5.80.

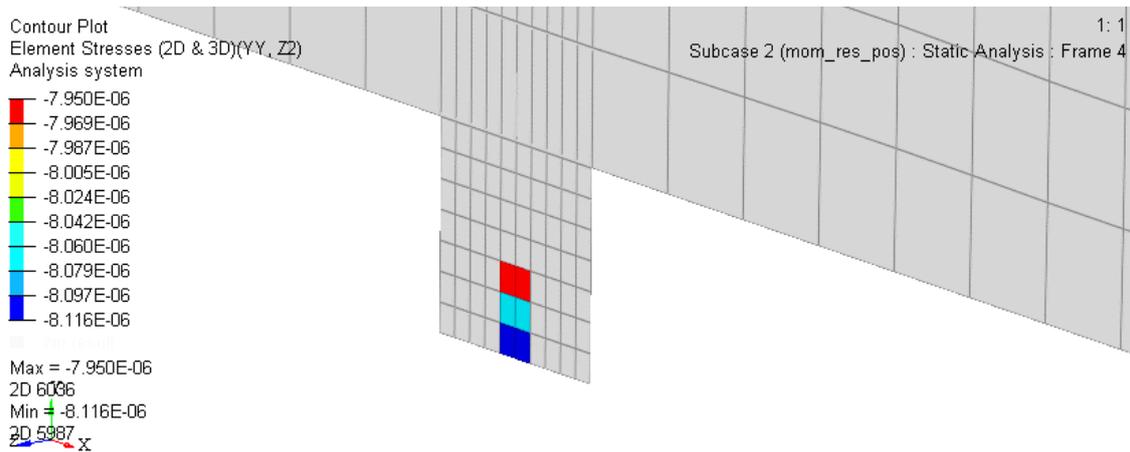


Fig. 5.79. Análisis de esfuerzos en la zona donde se instalará la galga extensiométrica.

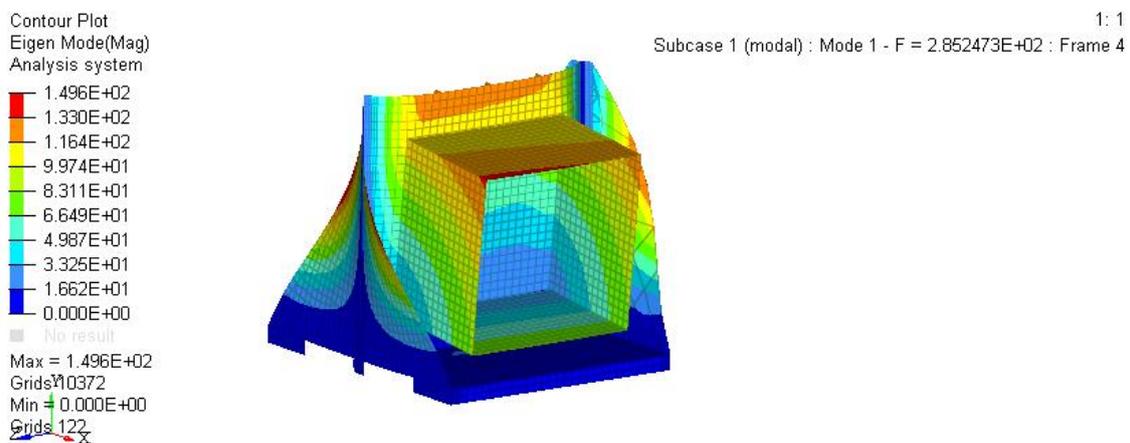


Fig. 5.80. Análisis de frecuencia natural obtenido con el programa "HYPERWORKS".

Con el fin de evaluar la linealidad de la deformación en la zona donde se colocará la galga extensiométrica con respecto al par aplicado, se realizó un análisis de esfuerzos con la aplicación de un par variable cuya magnitud en función del tiempo se ilustra en la gráfica de la Figura 5.81 y el rango va desde 0 a 1 mNm, ya que están repartidos en cuatro pares la magnitud del momento máximo de la rueda de reacción que es de 4 mNm (ver Tabla II).

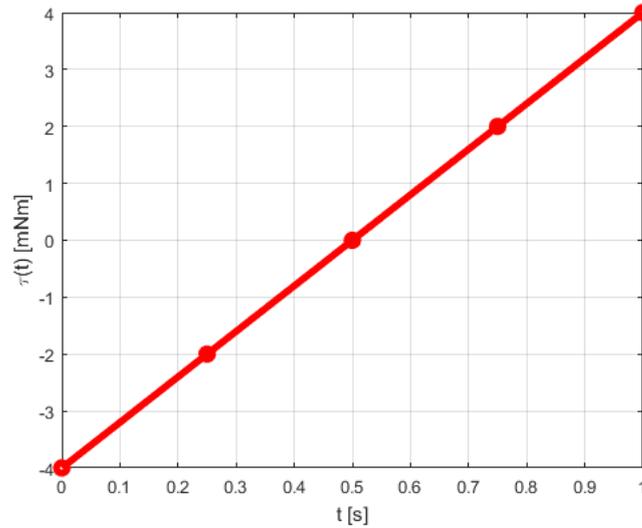


Fig. 5.81. Curva del par aplicado en función del tiempo.

La Figura 5.82 muestra los resultados de los esfuerzos generados en la zona donde va colocada la galga extensiométrica en función del par aplicado y se comprueba la relación lineal que existe entre ambas variables.

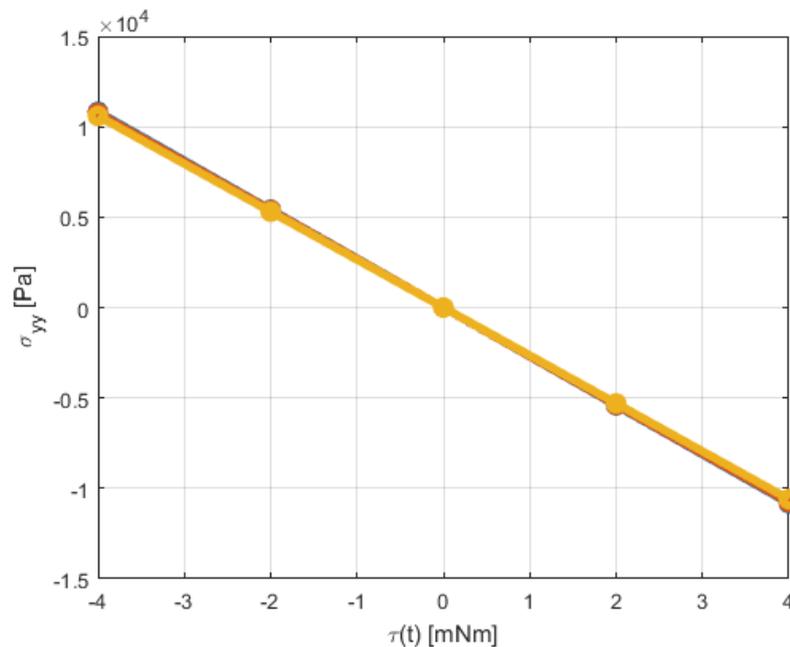


Fig. 5.82. Resultados de los esfuerzos generados en la zona donde va colocada la galga extensiométrica en función del par generado por la rueda de reacción.

Por último, se evaluaron los esfuerzos provocados por el propio peso del sistema sobre los elementos donde va colocada la galga extensiométrica, con el fin de garantizar que no sufra esfuerzos que afecten su comportamiento elástico, esto es, que no se generen esfuerzos cercanos a los esfuerzos de fluencia del material. Mediante el criterio de Von Mises se obtuvo un esfuerzo máximo de 178.2 KPa (ver Figura 5.83) que se encuentra muy por debajo del esfuerzo de fluencia del material, el cual es aproximadamente de 26 MPa.

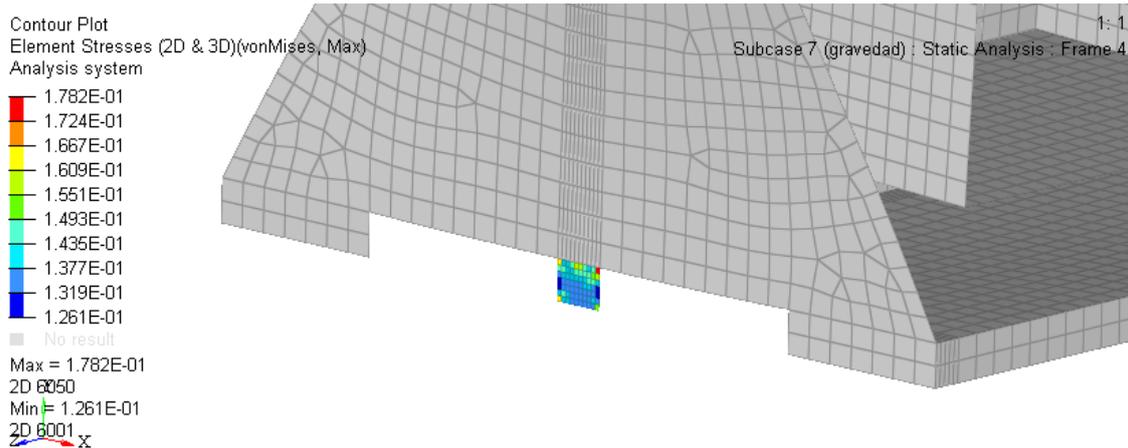


Fig. 5.83. Resultados de los esfuerzos de Von Mises generados en la zona donde va colocada la galga extensiométrica.

5.3.10. Consolidación de la propuesta conceptual

La propuesta conceptual desarrollada para cumplir con las especificaciones de diseño ha satisfecho todas las especificaciones mencionadas, por lo que puede considerarse la consolidación del diseño conceptual, la cual se muestra en la Figura 5.84, esta propuesta consta de tres elementos principales, los cuales son:

- Soporte para albergar la rueda de reacción y el transductor (de color gris), el cual se consideró hecho de poliacetal (POM) con un espesor de pared constante de 1 mm .
- Base para albergar a la galga extensiométrica (color verde), la cual se consideró hecho de polipropileno (PP) con un espesor de pared de 0.5 mm .
- Galga extensiométrica (de color rojo), la selección de este transductor se presenta más adelante.

Una rueda de reacción comercial, en color azul, se muestra en el ensamble de la Figura 5.84.

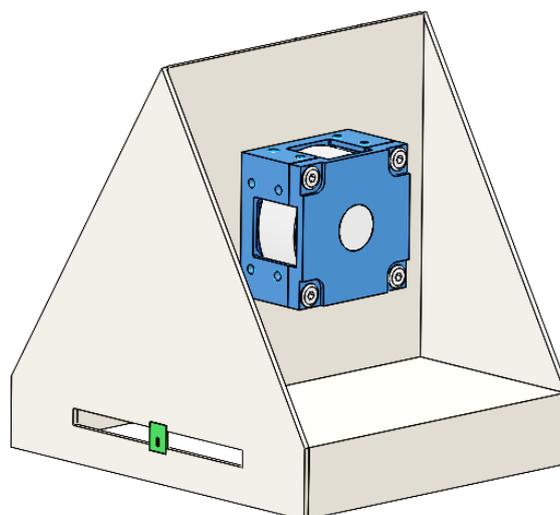


Fig. 5.84. Consolidación del diseño conceptual.

Además, este diseño conceptual pretende construir el soporte del sistema (color gris) por medio de diferentes piezas (más sencillas) fabricadas por moldeo por inyección de plásticos (como se muestra en la Figura 5.85).

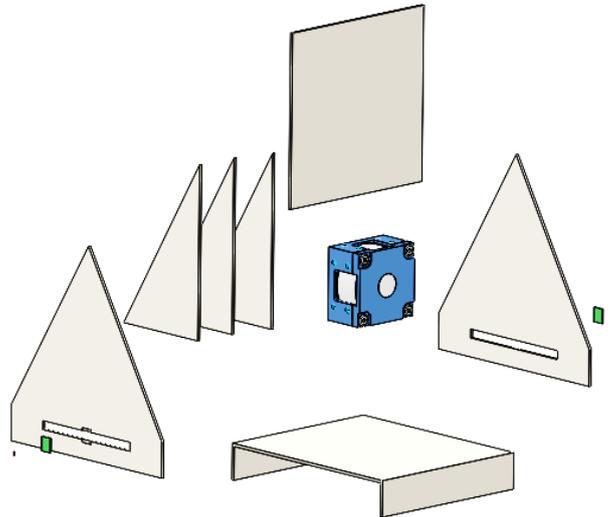


Fig. 5.85. Vista en explosivo de los elementos propuestos para construir el sistema.

Selección de la galga extensiométrica.

Para seleccionar la galga extensiométrica se tomaron los siguientes requerimientos y especificaciones:

Tabla VII. Requerimientos y especificaciones que debe de cumplir la galga extensiométrica

Requerimientos	Especificaciones
1. Las dimensiones de la galga deben de acoplarse a las dimensiones de la base diseñada para almacenarla.	1.1. La galga debe de poder colocarse en un área de 4[mm]x3[mm] en donde la dirección a medir la deformación es la que tiene la longitud de 3 [mm]
2. La resolución de la galga debe de estar dentro de la deformación ocasionada por el par mínimo o par de resolución del banco de pruebas.	2.1. La resolución de la galga debe de ser de por lo menos $0.0077 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$
3. La galga extensiométrica debe de medir deformaciones en una sola dirección (tensión y compresión)	3.1. Capaz de medir tensiones y compresiones con fenómeno de histéresis menor a la resolución mínima de $0.0077 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$

Con base en los requerimientos y especificaciones señalados, se escogió la galga extensiométrica del fabricante *Kulite* con número de parte UCP-120-090 cuya geometría se muestra en la Figura 5.86 y tiene las siguientes características que la hacen cumplir con las especificaciones mencionadas:

- Dimensiones:
 - $GL = 0.060 \pm 5\% [in] = 1.524 \pm 5\%[mm]$
 - $GW = 0.020 \pm 5\% [in] = 0.508 \pm 5\%[mm]$
- Resolución:
 - $0.005 \left[\frac{\mu m}{m} \right]$ (en condiciones dinámicas como lo especifica el manual del fabricante pp.52)
- Capaz de medir deformaciones positivas y negativas (tensión y compresión)

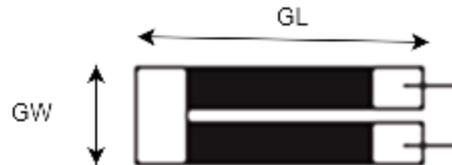


Fig. 5.86. Geometría de la galga extensiométrica seleccionada

Además, tiene los siguientes parámetros:

- Factor de galga: $GF = 100$
- $TCR = +4\%$
- $TCGF = -6\%$
- Linealidad $\pm 0.2\%$
- Resistencia nominal: $120 [\Omega]$
- Corriente recomendada: $5 [mA]$

Estos últimos parámetros servirán como especificaciones cuando se diseñe el circuito acondicionador de señal para el instrumento.

6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

El diseño conceptual consolidado, como se ha demostrado, cumple con las especificaciones de diseño, sin embargo, deben de evaluarse con mayor detalle algunas características.

Empezando por el par máximo y mínimo especificado (que fue de 4 y -4 mNm respectivamente), el diseño realizado cumple satisfactoriamente manteniendo la linealidad entre las señales de entrada y salida, asimismo mantiene un factor de seguridad muy amplio respecto al esfuerzo de fluencia del material del que se pretende fabricar los elementos con mayores deformaciones. Este factor de seguridad es aproximadamente:

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{26 \times 10^6}{178.2 \times 10^3} = 145.9$$

Por lo que se tiene un amplio margen de seguridad para garantizar que el instrumento es capaz de soportar el peso de cualquier arreglo de ruedas de reacción comercial para nanosatélites.

Algunas características para un instrumento que se indican en **[Instrumentación industrial, Antonio Creus]** y que pueden evaluarse en esta etapa de diseño se presentan a continuación.

Campo de medida.

El campo de medida, entendiéndose este como el conjunto de los valores de la variable medida que están comprendidos dentro los límites superior e inferior. Los análisis que se hicieron estuvieron únicamente dentro de los valores dados en las especificaciones de diseño, esto es, los valores máximos y mínimos del par o momento generado por el actuador capaces de ser medidos por el instrumento son:

$$\begin{aligned}\tau_{max} &= 4 \text{ [mNm]} \\ \tau_{min} &= -4 \text{ [mNm]}\end{aligned}$$

6.1. Alcance

Es la diferencia algebraica entre los valores superior e inferior del campo de medida del instrumento. Esto es:

$$\text{Alcance} = 4 - (-4) \text{ [mNm]} = 8 \text{ [mNm]}$$

6.2. Zona muerta

Es el campo de valores de la variable que no hace variar la indicación o la señal de salida del instrumento, es decir, no produce respuesta. En la etapa de diseño conceptual solo es posible establecer una zona muerta que depende de la galga extensiométrica, teniendo en cuenta que la zona muerta también depende del material que se está utilizando (Polipropileno) y el valor real de esta solo es posible obtenerlo hasta que se construya el prototipo funcional del instrumento.

6.3. Sensibilidad

Es la razón entre el incremento de la señal de salida o de la lectura y el incremento de la variable que lo ocasiona.

Si consideramos el análisis de régimen estático como lo indica la Figura 5.77 y los resultados mostrados en la Figura 5.78, un par de magnitud 0.003 mN produce (promediando los resultados) un valor de esfuerzo normal de 8.0775 Pa , lo que se traduce en $0.0078 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ (considerando el módulo de Young del PP en 1.03 GPa). La galga extensiométrica seleccionada tiene un factor de galga de 100, por lo que una deformación de $0.0078 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ produce un cambio en su resistencia de $0.78 \mu\Omega$. La razón entre el incremento de la resistencia de la galga y el incremento del par generado por el actuador es:

$$\text{sensibilidad} = \frac{0.78 \times 10^{-6} [\Omega]}{0.003 \times 10^{-3} [\text{Nm}]} = 0.26 \left[\frac{\Omega}{\text{Nm}} \right]$$

6.4. Histéresis

No se tiene un estudio del nivel de histéresis que tenga el polipropileno, además la galga extensiométrica seccionada indica que tiene una histéresis casi nula, por lo que el fenómeno de histéresis del instrumento tiene que evaluarse en etapas posteriores de diseño, por ejemplo, en los prototipos funcionales.

6.5. Resolución

Es la menor diferencia de valor que el instrumento puede distinguir. Para este caso, la resolución depende únicamente de la galga extensiométrica que tiene una resolución de $0.005 \frac{\mu\text{m}}{\text{m}}$ lo que equivale a:

$$\text{resolución} = \frac{0.005 \times 10^{-6}}{2.6 \times 10^{-3}} = 1.923 \times 10^{-6} [\text{Nm}]$$

7. CONCLUSIONES

1. Se realizó una nueva propuesta de banco de pruebas para evaluar el sistema de control de orientación de nanosatélites fabricados bajo el estándar CubeSat, que da solución a las principales problemáticas que tienen los bancos de pruebas existentes. El banco de pruebas permitirá evaluar los actuadores que el nanosatélite llevará a bordo disminuyendo al máximo los efectos perturbadores que genera el ambiente terrestre y gracias a esto se distingue de la mayoría de los bancos de pruebas existentes los cuales no evalúan directamente el actuador real que llevará a bordo el nanosatélite. Gracias a este concepto se podrá simular y analizar la dinámica de orientación del satélite utilizando técnicas de “Hardware in the Loop”.
2. Se realizó el diseño de un instrumento capaz de medir el par generado por un arreglo de ruedas de reacción. En esta nueva propuesta se evalúa directamente el par generado por el actuador sin tener que utilizar un instrumento invasivo, esto permite contemplar las perturbaciones que pueda tener el par generado debidas únicamente a los elementos que integran el actuador. Para el desarrollo del diseño se llevaron a cabo todas las etapas correspondientes a la metodología adoptada hasta llegar a la consolidación de un diseño conceptual.

El instrumento diseñado, cuenta con características adecuadas para su implementación en arreglos de ruedas de reacción comerciales como son: un campo de medida de -4 a 4 mNm , lo que da un alcance de 8 mNm (siendo este el mayor rango de pares generados en arreglos de ruedas de reacción comerciales), una resolución de 1.923 μNm y una sensibilidad de $0.26 \left[\frac{\Omega}{Nm} \right]$, la resolución mínima establecida fue con base en el par generado por la fricción seca de un motor utilizado en la fabricación de un arreglo de ruedas de reacción (que fue de 3 μNm), esto quiere decir que el par generado por fricción seca de un arreglo de ruedas de reacción es igual o mayor a la mínima resolución del instrumento. El instrumento diseñado es capaz de soportar pesos superiores a 150 g (que fue el valor máximo encontrado en arreglos de ruedas de reacción). La frecuencia natural del instrumento diseñado está muy cerca de la frecuencia ocasionada por la velocidad máxima encontrada, por lo que es necesario que se lleve a cabo una evaluación de la respuesta frecuencial del instrumento para poder garantizar el rango de frecuencias en el que puede trabajar el instrumento.

Por último, la propuesta para el instrumento desarrollado forma parte de un banco de pruebas que tendrá la capacidad de evaluar el desempeño de los sistemas de control de orientación que se pretendan implementar en nanosatélites fabricados bajo el estándar CubeSat.

8. TRABAJO A FUTURO

El trabajo a futuro puede dividirse en dos partes, las cuales son:

- Culminar el proceso completo de diseño del instrumento. Para esto se debe de comenzar el diseño de realización a partir del diseño conceptual consolidado, en donde se tienen que especificar las tolerancias de fabricación de los componentes mecánicos (tanto de dimensiones como de propiedades del material), los métodos de ensamble de los diferentes componentes. Posteriormente se tiene que realizar análisis FEM para el diseño de realización (análisis para evaluar el cumplimiento de las especificaciones de diseño) y continuar esta etapa de evaluación con la construcción de prototipos funcionales. Para llevar a cabo la evaluación del diseño con prototipos funcionales, los elementos electrónicos involucrados, esto es, el circuito acondicionador de señal y el convertidor analógico digital deben de estar en una etapa de prototipos funcionales también, por lo que su diseño debe de comenzar una vez terminado el diseño de realización (fase: simulaciones FEM) de los componentes mecánicos del instrumento, ya que al final de esta etapa ya es posible contra con todas las especificaciones necesarias para la construcción de los circuitos electrónicos involucrados. Una vez consolidado el diseño de realización (esto sucede si los prototipos funcionales cumplen con las especificaciones de diseño), se tiene que concluir el diseño con la etapa de diseño de detalle de los componentes mecánicos y electrónicos, en donde se incluyen todos los aspectos que hagan falta para especificar el diseño y poder manufacturarlo, esto también contempla la integración en un solo instrumento de los elementos mecánicos y electrónicos. Culminado el diseño de este instrumento será posible obtener la información del par generado por el arreglo de ruedas de reacción comerciales y poder llevar a cabo la evaluación del desempeño de este tipo de actuadores fabricados para nanosatélites.
- Diseñar el ambiente simulado de la dinámica del satélite y programarlo en un procesador que lo esté ejecutando en tiempo real. Esta parte se refiere al segundo bloque funcional del banco de pruebas cuyo objetivo es evaluar el rendimiento de los Sistemas de Control de Orientación utilizados en Nanosatélites CubeSat pero que se excluyó de los alcances de esta tesis. Por último, se tiene que llevar a cabo la integración del instrumento que mide el par de los actuadores de rueda de reacción, el sistema digital embebido que simula la dinámica del satélite en un ambiente de microgravedad y los dispositivos embebidos del Sistema de Control de Orientación que se pretende evaluar.

APÉNDICES

APÉNDICE A. HOJA DE ESPECIFICACIONES DEL MOTOR FAULHABER 1202BH



Brushless Flat DC-Micromotors

0,16 mNm

For combination with
Drive Electronics:
Speed controller with adapter board

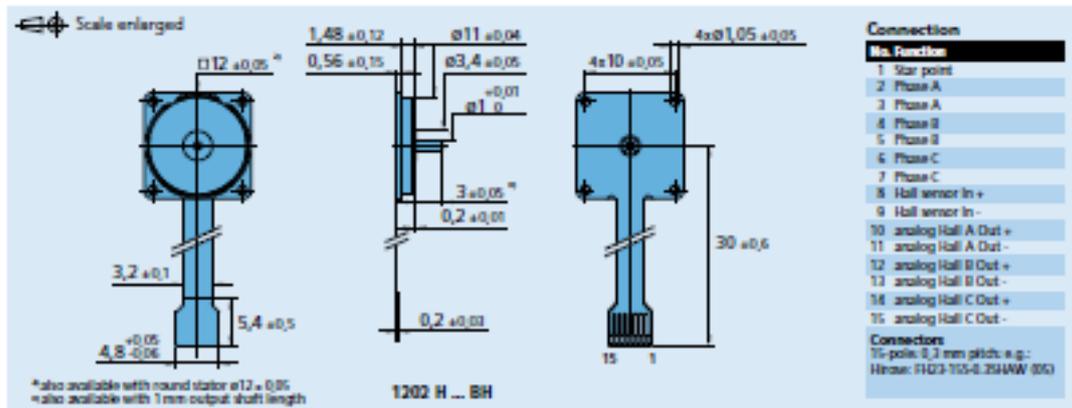
Series 1202 ... BH

	1202 H	004 BH	006 BH	
Nominal voltage	U _N	4	6	V
Terminal resistance, phase-phase	R	16	70	Ω
Output power ¹⁾	P ₀ max	0,652	0,492	W
Efficiency	η max	51	42	%
No-load speed	n ₀	41 740	37 600	rpm
No-load current	I ₀	0,028	0,015	A
Stall torque	M _H	0,222	0,124	mNm
Friction torque, static	C ₀	0,003	0,003	mNm
Friction torque, dynamic	C _v	0,52 · 10 ⁻⁴	0,52 · 10 ⁻⁴	mNm/rpm
Speed constant	k _n	10 587	6 431	rpm/V
Back-EMF constant	k _s	0,094	0,156	mV/rpm
Torque constant	k _M	0,902	1,485	mNm/A
Current constant	k _i	1,109	0,673	A/mNm
Slope of n-M curve	Δn/ΔM	187 793	303 121	rpm/mNm
Terminal inductance, phase-phase	L	26	58	μH
Mechanical time constant	τ _m	246	397	ms
Rotor inertia	J	0,125	0,125	gcm ²
Angular acceleration	α max	18 · 10 ³	10 · 10 ³	rad/s ²
Thermal resistance	R _{th 1} / R _{th 2}	0 / 94		K/W
Operating temperature range		-30 ... +85		°C
Shaft bearing		ball bearing		
Shaft load max.:				
- radial at 10 000 rpm (at shaft step ø2,4 mm)		0,6		N
- axial at 10 000 rpm (axial push-on only)		1		N
- axial at standstill (axial push-on only)		1		N
Shaft play:				
- radial	s	0,011		mm
- axial	s	0,060		mm
Number of pole pairs		4		
Weight		1,1		g
Direction of rotation		electronically reversible		

Recommended values - mathematically independent of each other

Speed up to	n ₀ max	40 000	40 000	rpm
Torque up to ²⁾ Δ	M ₀ max	0,16	0,12	mNm
Thermal current up to ³⁾ Δ	I ₀ max	0,199	0,095	A

¹⁾ at 40 000 rpm ²⁾ at 10 000 rpm ³⁾ thermal resistance R_{th 2} not reduced ⁴⁾ at standstill



For notes on technical data and lifetime performance refer to "Technical Information".
Edition 2014

© DR. TRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Specifications subject to change without notice.
www.faulhaber.com

APÉNDICE B. FRECUENCIA ASOCIADA CON LA VELOCIDAD MÁXIMA DE LAS RUEDAS DE REACCIÓN.

En la Figura B.1 se representa la rueda de reacción con su centro de masa desacoplado del eje de rotación y que al girar a una velocidad ω_r genera una fuerza normal F_N con dirección hacia el eje de rotación con una magnitud de:

$$F_N = m_r l_r \omega_r^2$$

Dónde:

F_N : es la fuerza normal o fuerza centrípeta

m_r : masa de la rueda de reacción

l_r : distancia del eje de giro al centro de masa

ω_r : velocidad angular de la rueda de reacción

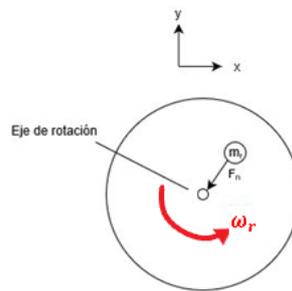


Fig. B.1. Desbalanceo de la rueda de reacción

De la tercera ley de Newton sabemos que la fuerza ejercida por el centro de masa al eje de giro es de la misma magnitud, pero en sentido contrario, como se ilustra en la Figura B.2.

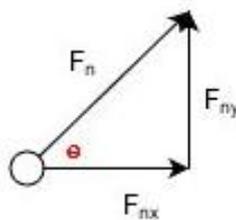


Fig. B.2. Componentes de la fuerza centrípeta sobre el eje de rotación de la rueda

Para encontrar la frecuencia asociada al desbalanceo podemos elegir cualquiera de las dos componentes de fuerza, por lo que se escogió a la componente en "x" de la fuerza sobre el eje de rotación. La componente de fuerza en x de la fuerza normal puede expresarse como:

$$F_{Nx} = F_N \cos \theta = m_r l_r \omega_r^2 \cos \theta \dots \dots (B.1)$$

Sabemos que θ es función del tiempo y de la velocidad angular ω_r por lo que la componente en "x" de la fuerza normal o centrípeta puede expresarse como lo indica la ecuación (B.2).

$$F_{Nx} = m_r l_r \omega_r^2 \cos \omega_r t \dots \dots (B.2)$$

En la Figura B.3 se muestra el comportamiento de F_{Nx} en el tiempo y como se esperaba es una señal cosenoidal con periodo $T = \frac{2\pi}{\omega_r}$.

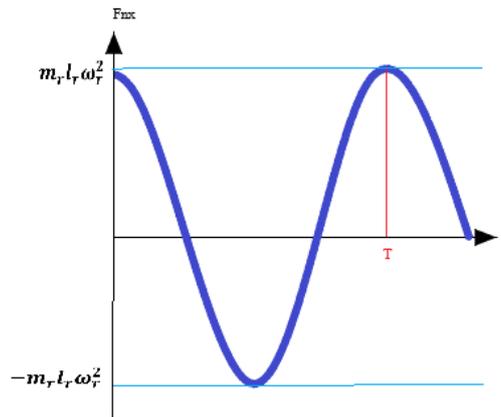


Fig. B.3. Señal cosenoidal de la componente en "x" de la fuerza normal o centrípeta

Sabemos que el periodo es el inverso de la frecuencia de la señal, por lo que la frecuencia de la fuerza por desbalanceo en la rueda queda descrita por:

$$f_d = \frac{1}{T} = \frac{\omega_r}{2\pi} \dots (B.3)$$

Donde:

f_d : es la frecuencia de la fuerza por desbalanceo en la rueda de reacción

ω_r : Es la velocidad angular de la rueda de reacción.

Si sustituimos el valor de velocidad angular máxima encontrada en los arreglos de rueda de reacción que es de 16000 rpm (fabricante *Astrofein*), obtenemos:

$$\omega_{r_max} = 16000[rpm] = 1675.52 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$f_d = \frac{1675.52}{2\pi} = 266.7 [Hz]$$

LISTA DE ACRÓNIMOS

ACS	Attitude Control Subsystem
ADCS	Attitude Determination and Control System
ADC	Analog Digital Converter
ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
CAD	Computer Aided Design
CDS	CubeSat Design Specification
CMG	Control Moment Gyroscope
FEM	Finite Element Method
GDL	Grados de Libertad
HIL	Hardware in the Loop
LEO	Low Earth Orbit
LIESE	Laboratorio de Instrumentación Electrónica de Sistemas Espaciales
PE	Polyethylene
PMMA	Polymethylmethacrylate
POM	Polyoxymethylene
PP	Polypropylene
PS	Polystyrene
PVC	Polyvinyl chloride
RTDS	Real Time Digital Simulation
RTDS	Real Time Digital Simulation

LISTA DE FIGURAS

- Fig. 1.1. Orientación de un satélite en el espacio
- Fig. 1.2. Lazo básico de control del ADCS
- Fig. 2.1. Comunicación por satélite.
- Fig. 2.2. Observación satelital de la tierra
- Fig. 2.3. Diferentes configuraciones para el estándar CubeSat
- Fig. 2.4. Satélite CubeSat 1U **[3]**
- Fig. 2.5. Nanosatélites lanzados y perspectivas de lanzamientos
- Fig. 2.6. Tipos de nanosatélites lanzados
- Fig. 2.7. Dominio de la configuración 3U en los CubeSats desarrollados
- Fig. 2.8. Empresas fundadas alrededor del mundo con actividades relacionadas a la industria de nanosatélites
- Fig. 2.9. Dominio de empresas privadas en el desarrollo de nanosatélites
- Fig. 2.10. Número de nanosatélites lanzados por país
- Fig. 2.11. Principio de funcionamiento de las ruedas de reacción
- Fig. 2.12. Esquema de tres ruedas de reacción colocadas en un CubeSat 1U
- Fig. 3.1. Modelo de proceso de diseño seguido en esta tesis establecido por Pahl y Beitz
- Fig. 4.1. Simulador desarrollado por Haeussermann y Kennel en 1959
- Fig. 4.2. Partes de un banco de pruebas de mesa con cojinete de aire
- Fig. 4.3. Nanosatélites sobre una mesa con cojinete de aire
- Fig. 4.4. Simulador que contempla cojinetes de aire fijos formando la esfera externa
- Fig. 4.5. Simulador desarrollado por Karimpour, Mahzoon y Keshmiri en 2011
- Fig. 4.6. Esquema del simulador desarrollado por Sarikan, Aydemir, Yavuzoglu y Ozyurt en 2010
- Fig. 4.7. Simulación gráfica del movimiento del satélite y gráficas de la estabilización de la orientación de este
- Fig. 4.8. Diagrama de bloques del banco de pruebas propuesto
- Fig. 4.9. Bloque principal del banco de pruebas
- Fig. 5.1. Bloques funcionales del sistema solución
- Fig. 5.2. Medidor de par de ruedas de reacción comercial **[18]**
- Fig. 5.3. Arreglo de ruedas de reacción comercial **[19]**
- Fig. 5.3. Esquema del método por freno de pony
- Fig. 5.4. Diagrama del método denominado freno de cable **[20]**
- Fig. 5.5. Medidor de par utilizando codificadores incrementales
- Fig. 5.6. Propuesta 1: juntas de contacto superficial
- Fig. 5.7. Propuesta 1: juntas de contacto superficial (bosquejo en 3D)
- Fig. 5.8. Propuesta 2: viga empotrada
- Fig. 5.9. Propuesta 3: eje empotrado
- Fig. 5.10. Diagrama de cuerpo libre de la propuesta 1 con juntas ideales
- Fig. 5.11. Diagrama de cuerpo libre de la propuesta 1 con juntas reales
- Fig. 5.12. Diagrama básico de la propuesta 2
- Fig. 5.13. Distribución de esfuerzos en una viga sometida a flexión pura
- Fig. 5.14. Sección transversal de la viga sometida a flexión

- Fig. 5.15.** Diagrama básico de la propuesta 2.
- Fig. 5.16.** Distribución de esfuerzos en un eje sometido a torsión pura
- Fig. 5.17.** Orientación de los esfuerzos principales
- Fig. 5.18.** Proceso seguido en la segunda evaluación técnica
- Fig. 5.19.** Geometría de la sección transversal propuesta para la viga sometida a flexión
- Fig. 5.20.** Deformación en función de la sección transversal de la viga
- Fig. 5.21.** Sección transversal del eje
- Fig. 5.22.** Deformación en función de la sección transversal del eje
- Fig. 5.23.** Deformación en función de la sección transversal del eje y plano de mínima deformación aceptable
- Fig. 5.24.** Ilustración de la necesidad que tiene que satisfacer el diseño conceptual
- Fig. 5.25.** Primer bosquejo
- Fig. 5.26.** Segundo bosquejo
- Fig. 5.27.** Tercer bosquejo
- Fig. 5.28.** Propuesta CAD para la viga empotrada
- Fig. 5.29.** CAD de la base para colocar el actuador
- Fig. 5.30.** Ensamble de la viga con el actuador
- Fig. 5.31.** Bosquejo de la propuesta para el empotramiento de la viga
- Fig. 5.32.** CAD del ensamble propuesto para el diseño conceptual
- Fig. 5.33.** Par de fuerzas aplicado a la viga
- Fig. 5.34.** Malla utilizada con elementos 2D cuadrados
- Fig. 5.35.** Condiciones de frontera
- Fig. 5.36.** Valor de los esfuerzos en la superficie sometida a tensión
- Fig. 5.37.** Valor de los esfuerzos en la superficie sometida a compresión
- Fig. 5.38.** Desplazamiento del centro de gravedad debido a la deformación de la viga
- Fig. 5.39.** Dimensiones para el análisis del par generado por el desplazamiento de centro de gravedad
- Fig. 5.40.** Desplazamiento de la viga y del centro de masa del sistema
- Fig. 5.41.** Relación geométrica entre el desplazamiento del extremo de la viga y el desplazamiento del centro de masa del sistema
- Fig. 5.42.** Desplazamiento del extremo libre de la viga obtenido por medio de FEM
- Fig. 5.43.** Modelado de la viga empotrada
- Fig. 5.44.** Equivalencia del desplazamiento del extremo libre de la viga y su modelo como resorte traslacional
- Fig. 5.45.** Viga sometida únicamente a flexión pura
- Fig. 5.46.** Momento producido por el desplazamiento del centro de masa en función de la sección transversal de la viga
- Fig. 5.47.** Momento producido por el desplazamiento del centro de masa en función de la sección transversal de la viga y plano de momento máximo establecido
- Fig. 5.48.** Modificación a la geometría de la sección transversal
- Fig. 5.49.** Evaluación de los desplazamientos del extremo libre de la viga modificada
- Fig. 5.50.** Elementos idealizados para su análisis frecuencial
- Fig. 5.51.** Sistema idealizado para su análisis frecuencial
- Fig. 5.52.** Modelo físico del sistema idealizado para su análisis frecuencial
- Fig. 5.53.** Modelo CAD idealizado del conjunto viga arreglo de ruedas de reacción.

- Fig. 5.54.** Modelo de análisis FEM
- Fig. 5.55.** Rediseño para cumplir con frecuencia natural del modelo idealizado
- Fig. 5.56.** Resultado del estudio de frecuencia del rediseño
- Fig. 5.57.** Diagrama simplificado del nuevo sistema
- Fig. 5.58.** Diagrama paso de la muerte
- Fig. 5.59.** Grafica de la función $F(a,d) = a \times d$ con un plano de valor constante de 285.71 mm².
- Fig. 5.60.** Cambio de orientación del sistema para para contar con empotramiento en la parte inferior.
- Fig. 5.61.** Diseño de forma a partir de modelo idealizado con cuatro puntos de apoyo.
- Fig. 5.62.** Análisis estático por medio de FEM para determinar el desplazamiento de una pared de 1 mm de espesor del sistema.
- Fig. 5.63.** Modificación del sistema para mitigar el desplazamiento de la pared de soporte del arreglo de ruedas de reacción.
- Fig. 5.64.** Análisis estático FEM de la evaluación del sistema con las modificaciones
- Fig. 5.65.** Evaluación de frecuencia natural del sistema modificado
- Fig. 5.66.** Aplicación de refuerzos en la parte posterior del sistema para aumentar su frecuencia natural.
- Fig. 5.67.** Evaluación de frecuencia natural con los refuerzos en la parte posterior
- Fig. 5.68.** Aumento de la longitud de los elementos de apoyo laterales de la base para incrementar rigidez
- Fig. 5.69.** Evaluación de frecuencia natural después del aumento de la longitud de los elementos de apoyo laterales de la base
- Fig. 5.70.** Modificación con tres soportes triangulares en la parte posterior de la pared de soporte.
- Fig. 5.71.** Análisis de frecuencia de la propuesta con nervios de refuerzos
- Fig. 5.72.** Análisis de frecuencia de la propuesta con nervios de refuerzos y material POM
- Fig. 5.73.** Mallado del sistema
- Fig. 5.74.** Análisis de frecuencia natural obtenido con el programa "HYPERWORKS"
- Fig. 5.75.** Condiciones de frontera para el análisis de deformaciones.
- Fig. 5.76.** Resultado del análisis de esfuerzos del sistema
- Fig. 5.77.** Resultado del análisis de esfuerzos del sistema (acercamiento a la zona de interés)
- Fig. 5.78.** Condición de carga para el análisis de esfuerzos.
- Fig. 5.79.** Análisis de esfuerzos en la zona donde se instalará la galga extensiométrica
- Fig. 5.80.** Análisis de frecuencia natural obtenido con el programa "HYPERWORKS"
- Fig. 5.81.** Curva del par aplicado en función del tiempo.
- Fig. 5.82.** Resultados de los esfuerzos generados en la zona donde va colocada la galga extensiométrica en función del par generado por la rueda de reacción
- Fig. 5.83.** Resultados de los esfuerzos de Von Mises generados en la zona donde va colocada la galga extensiométrica
- Fig. 5.84.** Consolidación del diseño conceptual.
- Fig. 5.85.** Vista en explosivo de los elementos propuestos para construir el sistema.
- Fig. 5.86.** Geometría de la galga extensiométrica seleccionada

LISTA DE TABLAS

Tabla I.	Ventajas y desventajas de los bancos de prueba estudiados
Tabla II.	Arreglos de ruedas de reacción comerciales para aplicaciones en nanosatélites CubeSats
Tabla III.	Requerimientos y especificaciones para el sensor que medirá el par generado por las ruedas de reacción
Tabla IV.	Ventajas y desventajas de las propuestas conceptuales
Tabla V.	Selección del material base
Tabla VI.	Obtención mediante simulación FEM de la frecuencia natural del sistema a partir de diferentes valores de a y d
Tabla VII.	Requerimientos y especificaciones que debe de cumplir la galga extensiométrica

REFERENCIAS

- [1] A. Maini, V. Agrawal. *Satellite Technology*. Segunda Edición. Chichester, UK: John Wiley & Sons Ltd, 2011.
- [2] Nanosats. *Nanosatellite and CubeSats Database*. 2019. URL: <http://www.nanosats.eu/> (visitado 05-06-2019).
- [3] S. Mosteshar, *Small satellites and their regulation*, vol. 30, no. 4. 2014.
- [4] J. Wertz, D. Everett y J. Puschell. *Space Mission Engineering (The New SMAD)*. Hawthorne CA: Microcosm Press, 2011.
- [5] K. L. Narayan, K. M. Rao, M. M. Sarcar. *Computer Aided Design and Manufacturing*. Nueva Delhi: PHI Learning Private Limited, 2008.
- [6] J. L. Schwartz, M. A. Peck, and C. D. Hall, "Historical Review of Air-Bearing Spacecraft Simulators," *J. Guid. Control. Dyn.*, vol. 26, no. 4, pp. 513–522, 2008.
- [7] M. S. C. Tissera, J. W. Chia, K. S. Low, and Y. T. Xing, "A novel simulator for measuring the performance of nanosatellite's attitude control system," *IEEE Aerosp. Conf. Proc.*, vol. 2016–June, 2016.
- [8] I. Gavrilovich, S. Krut, M. Gouttefarde, F. Pierrot, and L. Dusseau, "Robotic test bench for CubeSat ground testing: Concept and satellite dynamic parameter identification," *IEEE Int. Conf. Intell. Robot. Syst.*, vol. 2015–December, pp. 5447–5453, 2015.
- [9] H. Karimpour, M. Mahzoon, and M. Keshmiri, "On-earth testbed for implementation of attitude control laws," *2011 IEEE Int. Conf. Mechatronics, ICM 2011 - Proc.*, pp. 558–563, 2011.
- [10] A. Sarikan, M. T. Aydemir, E. Yavuzoglu, and Ç. Özyurt, "Real time digital simulation of a satellite attitude control system," *SPEEDAM 2010 - Int. Symp. Power Electron. Electr. Drives, Autom. Motion*, pp. 827–832, 2010.
- [11] A. Aleksandrov, K. Antipov, and A. Tikhonov, "On computer algebra methods and numerical simulation in the problems of charged satellite attitude dynamics," *2014 Int. Conf. Comput. Technol. Phys. Eng. Appl. ICCTPEA 2014 - Proc.*, pp. 3–4, 2014.
- [12] Astrofein. Space Technology AOCs-Components. 2019. URL: <http://www.astrofein.com/2728/dwnld/RW1-18oB.pdf> (visitado 05-06-2019).
- [13] Blue Canyon Technologies. Reaction Wheels. 2019. URL: https://www.bluecanyontech.com/static/datasheet/BCT_DataSheet_Components_ReactionWheels.pdf (visitado el 05-06-2019).
- [14] KU LEUVEN RW. Compact Reaction Wheels for CubeSats. 2019. URL: <http://www.cubesatpointing.com/DownloadFiles/Datasheets/KULRWDataSheet.pdf> (visitado el 05-06-2019).
- [15] Cube Space. CubeWheel Small satellite reaction wheels. 2019. URL: <https://cubespace.co.za/cubewheel/> (visitado el 05-06-2019).

- [16] Hyperion Technologies. Products. 2019. URL: <https://hyperiontechnologies.nl/products/rw210/> (visitado el 05-06-2019).
- [17] Sinclair Interplanetary. Reaction Wheels. URL: <http://www.sinclairinterplanetary.com/reactionwheels> (visitado el 05-06-2019).
- [18] FUTEK Advanced Sensor Technology. Satellite Reaction Wheel Torque. URL: <https://www.futek.com/application/torque-sensor/Satellite-Reaction-Wheel-Torque> (visitado el 05-06-2019).
- [19] CubeSatShop. Products. URL: <https://www.cubesatshop.com/product/mai-400-reaction-wheel> (visitado el 05-06-2019).
- [20] W. Brenner and A. Vujanic, "Micro Torque Measurement Based on the Cable Brake Principle" pp. 936–941.
- [21] A. Morris, *Measurement & Instrumentation Principles*. Tercera Edición. Woburn MA: Reed Educational and Professional Publishing Ltd. 2001.
- [22] R. L. Norton. *Diseño de Maquinaria*. Segunda Edición. McGraw-Hill, 2000.
- [23] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. J. DeWolf, D. Mazurek. *Mecánica de Materiales*. Quinta Edición. McGraw-Hill, 2009.
- [24] KULITE. Strain Gage Manual. URL: https://www.kulite.com/docs/products_overview/StrainGageManualDigital.pdf (visitado el 05-06-2019).
- [25] S. S. Rao. *Vibraciones Mecánicas*. Quinta Edición. Pearson Educación, 2012.