

Estudio de los Mecanismos de los Arreglos Solares en Satélites

Ximena Carrasco

Agencia Bolivariana para Actividades Espaciales (ABAE)

Borburata, Venezuela

xcarrasco@abae.gob.ve

Abstract---- La siguiente publicación es un estado del arte para los arreglos solares para satélites con distintos requerimientos. Se recopilan varias investigaciones referidas a la tecnología de paneles rígidos, explicando los mecanismos de resorte de cinta, bisagras de leva y de freno de arrastre, que realizan las funciones de sujeción, liberación, despliegue y bloqueo de los Arreglos Solares, a través del análisis teórico y de la simulación con software para estudiar el comportamiento en las distintas fases.

Se incluye una publicación de paneles flexibles para satélites que tienen un gran requerimiento de potencia. Finalmente se analizan dos sistemas distintos de arreglos solares para CubeSat que cumplen diferentes requerimientos.

Con este estudio se quiere obtener un conocimiento básico de las distintas tecnologías disponibles para los arreglos solares, así como las herramientas de análisis y simulación que permiten corroborar la factibilidad de estos diseños

I. INTRODUCCIÓN

La tecnología satelital se ha expandido notablemente en las últimas décadas, generando distintos requerimientos según las distintas misiones que se propongan. Los arreglos solares representan una sección clave del satélite ya que ellos proporcionan la energía eléctrica de la cual se proveerán todos los demás subsistemas activos. Del correcto despliegue de los paneles solares depende el éxito de la misión, por lo cual es importante seleccionar adecuadamente los mecanismos que utilizarán los arreglos para su sujeción, liberación, despliegue y bloqueo, según las características propias de cada misión.

El tipo de mecanismo que se utilice dependerá de la tecnología de los paneles, a continuación se presenta el análisis de diversas publicaciones referente a mecanismos para paneles rígidos, flexibles y mecanismos para Cubesats

II. MECANISMOS PARA PANELES RÍGIDOS

El sistema de arreglos solares con mayor confiabilidad debido al uso extendido en diversas misiones es el de paneles rígidos, por lo cual existen numerosas investigaciones relacionados a estos paneles y sus mecanismos de sujeción, liberación, despliegue y bloqueo. En esta sección se explican diversos mecanismos para paneles rígidos.

A. Mecanismo de resorte de cinta.

Los autores A.M. Watt y S. Pellegrino en el 2004 [1] desarrollan el diseño de un panel rígido desplegable de bajo costo con bisagras de resorte de cinta autobloqueantes.

Los resortes de cinta están definidos como una cinta metálica delgada con una sección transversal curva, con una

característica importante de continuidad, por lo que no requieren bisagras mecánicas u otros dispositivos de plegado, e igualmente pueden ser plegados elásticamente. Tampoco requieren lubricación y automáticamente se bloquean en configuración de despliegue. Los resortes de cintas plegados en dos dimensiones son utilizados en sistemas de despliegue como las bisagras TSR (tape spring rolamite) o las bisagras de cinta de bajo costo francesas del programa CNES/DEMETER. Cuando un resorte de cinta de longitud L es sometida a una carga mediante la aplicación de un momento M , igual y opuesto en la sección ancha de la cinta, lo cual genera una relación de momento vs ángulo de rotación como se observa en Fig. 1, el pandeo ocurre en los puntos A y B, después de los cuales se considera plegado. Los momentos de reacción permanecen aproximadamente constantes, conocidos también como momentos de estado estable. El análisis de flexión en dos dimensiones de los resortes de cinta se basa en los momentos máximos (M_+^{max} , M_-^{max}) y los de estado estable (M_+^* , M_-^*). El plegado en el sentido opuesto falla en el quiebre de la curva, en cambio cuando es en el sentido de plegado falla en el modo de pandeo torsional. Esto quiere decir que el momento pico en sentido opuesto es mayor que el momento pico de igual sentido. [2]

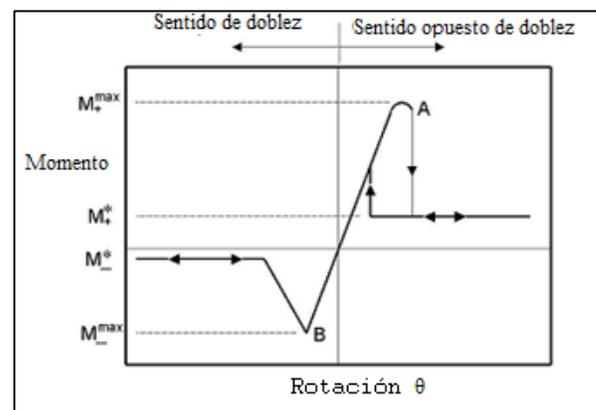


Fig. 1. Relación momento vs ángulo de rotación

Las bisagras interpaneles fueron modeladas con un mallado logarítmico que garantiza una malla más fina hacia el centro donde ocurre la mayor curvatura. La Fig. 2 se muestran las bisagras luego del modelado en el elemento finito desde tres vistas, donde se observa como varían los esfuerzos desde los valores mínimos en azul hasta los valores máximos en rojo.

El análisis se realiza en dos pasos, plegado y desplegado, luego se grafica el momento de despliegue de la bisagra panel-panel, lo cual obtiene un momento de pandeo de 11 Nm y un momento de despliegue de 200 Nm. La rigidez inicial es de 2,29 kNm/rad y el

máximo esfuerzo de Mises es 2036 N/mm² el cual ocurre en la posición completamente plegado.

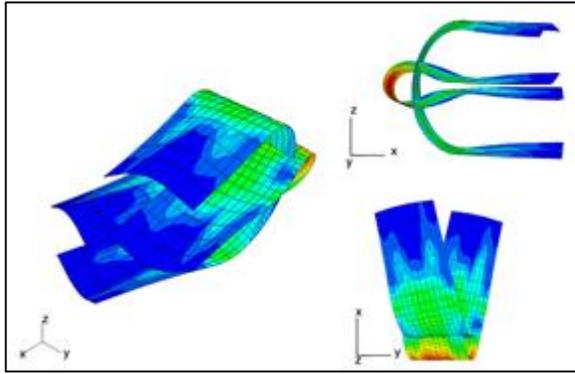


Fig. 2. Vistas de los resortes en configuración de plegado.

Se realizó una medición experimental de la cantidad de momento que es necesario aplicar en las bisagras, para lograr el despliegue hasta un ángulo determinado.

En esta prueba, la bisagra se plegó hasta el punto de separación equivalente al estado natural de baja energía, asimismo como la simulación de elemento finito forzó a la bisagra a un estado de alta energía, en la mínima separación inicial, un segundo análisis fue realizado permitiendo la traslación del resorte de cinta en su eje longitudinal, es decir en el eje x, en uno de los extremos. Es importante comparar la relación momento vs ángulo de rotación, obtenida de la simulación de elemento finito de esta bisagra con un grado adicional de libertad, se puede observar que en el rango de 40° a 180°, la bisagra que puede desplazarse tiene el mismo comportamiento que en la medición experimental. En ambos casos, el momento cae aproximadamente a cero en la mitad de este rango. Gráficamente se puede observar en la Fig. 3 el comportamiento de la 3 curvas, la experimental y las de elemento finito con o sin separación inicial.

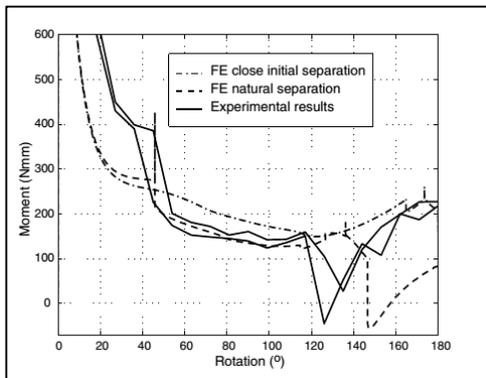


Fig. 3. Momento vs ángulo de rotación

En el caso de la bisagra de raíz, A.M. Watt y S. Pellegrino, plantean una bisagra de resorte de cinta y una junta rotativa. La bisagra consta de dos piezas en forma de U, conectadas por pines coaxiales, las cuales soporta dos resorte de cinta de 100 mm, los resortes son conectadas al cuerpo de la bisagra con unos conectores de 21 mm, dejando una longitud libre de cada resorte de 58 mm, y con un ángulo

de máximo de rotación de 90° similar al modelo que es utilizado experimentalmente y mostrado en la Fig. 5.

Para verificar que longitud de los resortes tiene mejor desempeño se probaron 3 diseños, el que tiene la longitud más corta formó pliegues permanentes cuando estaba plegado y no desplegó. El resorte de cinta más largo, formó curvaturas largas y si desplegó exitosamente, con lo cual se puede observar que las bisagras de cintas cortas, generan esfuerzos mayores que las cintas más largas, concluyendo que debe tener una longitud de al menos 50 mm. En el caso del modelado por elemento finito, se utilizó el mismo modelo de la bisagra interpaneles con una longitud a 100 mm, y se utilizó una malla uniforme de 1 mm de longitud de cada elemento, la cual está graficada en la Fig. 4; esta diferencia es porque esta bisagra tiene curvatura importante en las uniones y en el centro. Este cambio en el mallado resultó en una pequeña disminución del momento de despliegue cuando se compara con el mallado logarítmico inicial. Se obtuvieron los siguientes resultados, el momento de pandeo es 15 Nm, el momento de despliegue varía entre 270 y 360 Nmm, y la rigidez en la configuración del despliegue es aproximadamente 2.000 Nm/rad. El mayor esfuerzo de Mises es 2045 N/mm² y el máximo esfuerzo ocurre en la posición de plegado.

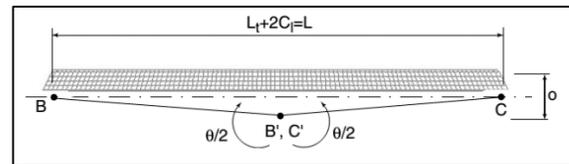


Fig. 4. Modelo de elemento finito de la bisagra de raíz

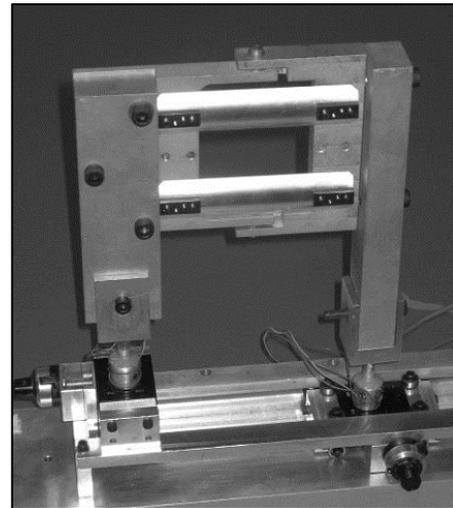


Fig. 5. Configuración de prueba de la bisagra de raíz

En autor asimismo desarrolla la simulación del despliegue asumiendo que el momento permanece constante en cada bisagra. Los tiempos de bloqueo pronosticados por análisis son comparados con los obtenidos experimentalmente observando que los valores analíticos son menores a los experimentales, esta diferencia puede ser debido a la fricción del aire, errores de medida en el momento de la bisagras, o diferencias entre el modelo analítico y el experimental debido a las suposiciones de simplificación.

Igualmente se realizó una simulación en Pro/Mechanica ©, se modeló el arreglo solar y el equipo de prueba de despliegue. El modelo consta de 3 paneles rígidos, los cuales tienen una bisagra de

raíz y dos bisagras interpaneles y el sistema de compensación de gravedad, que puede ser observado en la Fig. 6.

Los efectos de la nivelación de los tubos horizontales del sistema de despliegue que simulan la ausencia de gravedad también fueron analizados concluyendo que el despliegue es sensible a la horizontalidad de los tubos longitudinales, incluso para ángulos pequeños como $\theta=0,0001$, es decir, 0.1 mm cambia la altura cada 1 m por longitud del tubo, lo cual significa que se requiere atención en la nivelación de estos tubos.

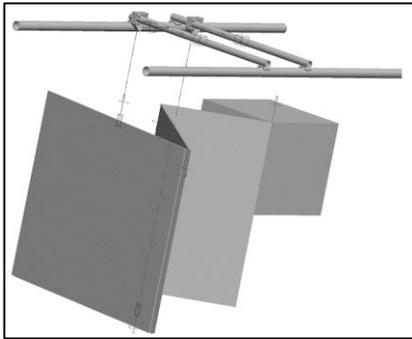


Fig. 6. Modelo de despliegue

Los parámetros que se usaron son 0° para totalmente plegado, las velocidades ω_i tienen valores positivos durante el despliegue, asimismo el despliegue total corresponde a 90° para la bisagra del raíz y 180° para las bisagras interpanel. En la configuración de plegado, la rotación de todas las bisagras es cero, y para prevenir que ocurran valores negativos, que implicaría el choque entre los paneles, se aplican altos valores de momento en el despliegue. Los resultados gráficos del momento vs al ángulo de rotación se observa en la Fig. 7.

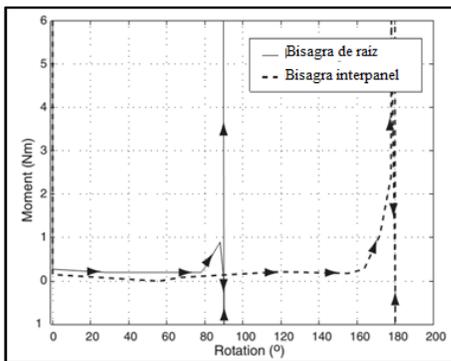


Fig. 7. Momento resultante en las bisagras interpanel y de raíz

Cuando se compara el tiempo de bloqueo de la predicción analítica y la de la simulación en Pro/Mechanica, se observa una diferencia menor a 2%.

El modelo simulado también es utilizado para medir la magnitud del impacto de bloqueo en la bisagra de raíz, el cual ocurre durante el bloqueo de la primera bisagra. La carga máxima axial y radial soportada en la bisagra del raíz son calculadas por simulación, mediante el bloqueo de las reacciones en las conexiones de las bisagras del raíz, estas cargas son 46 N y 73 N respectivamente y ocurren en el primer bloqueo.

A.M. Watt y S. Pellegrino concluyen que la relación entre momento y ángulo de rotación de las bisagras interpaneles y de raíz son predecibles por análisis no lineal de elementos finitos. En el caso de la bisagra del raíz los resultados experimentales fueron 30% menores que el análisis por elementos finito, aunque refinando la malla se puede obtener una mayor precisión de estas predicciones.

Asimismo las discrepancias en el tiempo del bloqueo de las bisagras el cual es menor en las predicciones que en las mediciones experimentales, puede ser ocasionado por una pequeña desalineación en el equipo de despliegue en los tubos longitudinales lo cual puede afectar significativamente el tiempo de bloqueo de las bisagras.

B. Análisis de plegado de resortes de cinta en tres dimensiones.

Adicionalmente del plegado en dos dimensiones, los resortes de cinta pueden ser plegados en tres dimensiones, Walker [2] en el 2003, desarrolla un análisis de estos resortes y su comportamiento.

El plegado en tres dimensiones de estos resortes incorpora torsión además del pandeo longitudinal de la sección. El ángulo de torsión relativo entre los extremos de la cinta es denotado como γ . En este caso las líneas de plegado no es perpendicular al eje de la cinta, asimismo la cinta no está de manera perpendicular a los accesorios a desplegar. La Fig. 8, es un ejemplo de la ubicación de las líneas de plegado de los resortes de cinta.

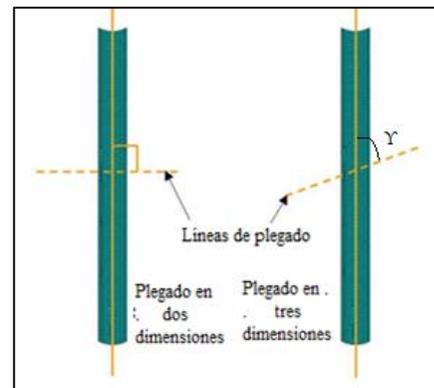


Fig. 8. Líneas de plegado en el resorte de cinta

Si la línea de plegado forma 45° con la línea de plegado en dos dimensiones, es un plegado perfecto en tres dimensiones, donde $\theta=90^\circ$ y $\gamma=180^\circ$. Por estudios analíticos y experimentales el movimiento de plegado de mejor desempeño es $\gamma=20^\circ$. Las ventajas de usar resortes de cinta con ángulo son un espesor más delgado de la envoltura si el resorte está colocado en la superficie del panel inferior o superior, lo cual incrementa la rigidez del satélite.

1) Análisis estable en el plegado en 3 dimensiones

Las ecuaciones matemáticas para el análisis se basan en la teoría matemática de chapas, donde se determina el momento M y el torque de reacción T , de análisis matemático se sabe que existen tres superficies curvas definidas por dos líneas de la curvatura principal las cuales son perpendiculares entre ellas. Estas son las líneas de máximo y mínimo de curvatura de la superficie. Si es aplicado el análisis de pandeo, se puede observar como la torsión al ser aplicada a la cinta, las líneas de la curvatura principal giran como se observa en la Fig. 9. El ángulo de rotación depende del cambio de ϕ

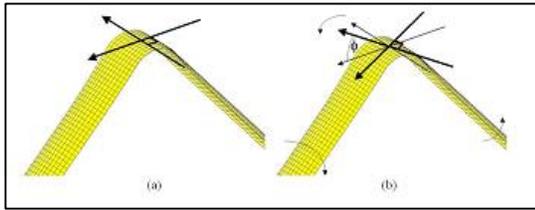


Fig. 9. Líneas de curvatura

Este modelo matemático no toma en cuenta la longitud de la cinta, por lo tanto la rotación resultante de la cinta recta del plegado central, para incluir esto en el análisis, el modelo teórico de la cinta fue dividido en tres secciones. Debido a la simetría del modelo, la sección 1 se asume idéntica a la 3, la torsión de estas secciones se calcula usando la teoría estándar de torsión. El torque resultante de estas secciones se compensa con el torque de reacción de la sección 2. Este balance se observa gráficamente en la Fig. 10

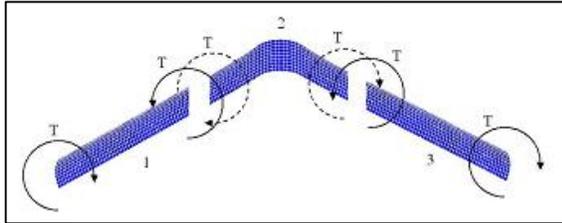


Fig. 10. Balance de torque en las secciones del resorte de cinta.

Los resultados de este cálculo de la torsión de las líneas de curvaturas principales, permiten a su vez calcular los momentos de reacción y longitudinales.

Este análisis teórico fue implementado y comparado con los resultados experimentales de pandeo de un resorte de cinta "perfecto" en tres dimensiones. En las siguientes figuras se observan las curvas analíticas y experimentales para los momentos de reacción longitudinal y de torsión vs el ángulo de despliegue. Se encontró que dos parámetros críticos de la cinta (la rigidez torsional de la sección 1 y 3 y la longitud de la sección 2) están determinadas con precisión, el modelo teórico se acercará al resultado experimental, asimismo se confirmó que la presencia de un incremento del ángulo de torsión en el plegado provoca un incremento en el momento longitudinal del estado estable. Esto en cambio genera un impacto en la dinámica de despliegue del pandeo en 3D comparado con el pandeo en 2D

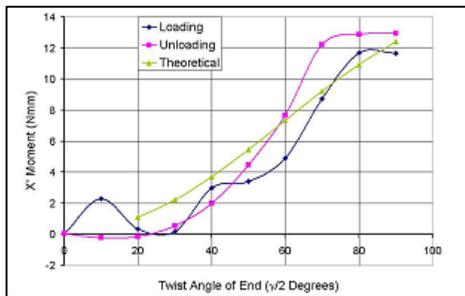


Fig. 11. Momento torsional resultante.

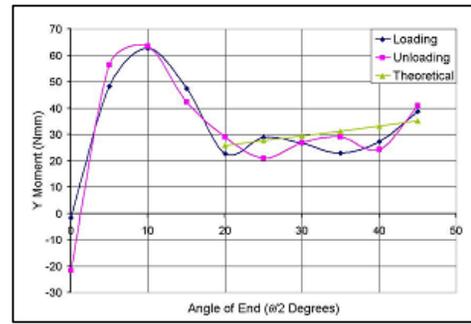


Fig. 12. Momento longitudinal resultante.

2) Modelo de predicción de dinámica inicial.

En este análisis la cinta es modelada como una bisagra simple, para estudiar el impacto del incremento del momento en estado estable en el sistema dinámico, en el caso del mayor segmento de tiempo del despliegue del resorte, especialmente si $\theta = \pi$ cuando $t = 0$. Solo un doblez "perfecto" es estudiado como el peor caso del impacto de la torsión en el momento longitudinal. La relación previa al pandeo entre el momento y la rotación se asume equivalente al modelo de dos dimensiones debido a los valores relativamente pequeños de θ . Haciendo interpolación lineal luego del pandeo en el modelo analítico, se halló una relación simple entre el momento M y el ángulo θ , para $\theta < 14.6^\circ$, definida por la siguiente ecuación donde θ es medida en radiantes, $m_A = 0.0102$ y $m_B = 0.0188$

$$M = m_A \theta + m_B \quad (1)$$

$$M = I_y \ddot{\theta} \quad (2)$$

Sustituyendo la ecuación (1) en la (2), se genera un modelo dinámico y convertirla en una ecuación diferencial lineal de segundo orden, de coeficientes constantes. Colocando como condiciones de borde $\theta(0) = \pi/2$ y $\dot{\theta}(0) = 0$ se obtiene la siguiente gráfica:

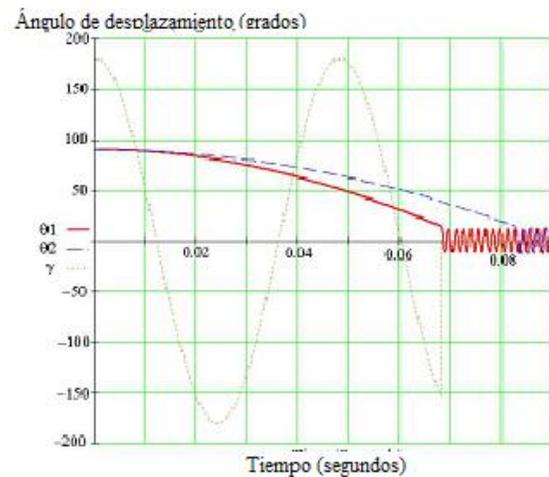


Fig. 13. Ángulo de desplazamiento de despliegue vs tiempo

Donde θ_1 es el modelo en tres dimensiones y θ_2 el resultado para dos dimensiones, con un momento de estado estable de $-21,86$ Nmm, también se puede observar que el estado estable se alcanza en un tiempo 18% menor y la velocidad antes del pandeo de la cinta (snap back) se incrementa 13,5 %. Los dos resultados dinámicos

independientes calculados, sugieren que debido a la baja inercia en la cinta en el eje x' , la cinta gira justo 1.5 oscilaciones antes del pandeo de la cinta. Para un caso no amortiguado, el modelo teórico de un resorte de cinta se libera libremente en el espacio, lo cual es un resultado representativo pero para propósitos prácticos donde existen anclajes no tiene aplicación. Por lo cual es más realista considerar el arreglo de la Fig. 14, en el cual un extremo de la cinta está fijado se mueve en la forma de un plegado “perfecto” de $\theta=90^\circ$ y $\gamma=180^\circ$, se pueden estudiar tres etapas, la primera, un vez liberado es una corrección rápida de la torsión de la mitad libre de la cinta, con pequeñas oscilaciones. La segunda etapa es el desplegado longitudinal, cualquier residuo de torsión está fuera de la longitud entre el doblez y el extremo fijo. El impacto de este despliegue longitudinal está relacionado a la manera que la cinta está fijada y la longitud de la sección que hay entre el anclaje y el plegado. Si el plegado está fuera de la región donde está presente el efecto de borde por el anclaje, el ángulo θ disminuye el doblez se moverá hasta el extremo anclado. La etapa final es cuando θ toma valores bajo y ocurre el pandeo en la cinta, seguido de oscilaciones de torsión. Si el momento del resorte es grande, entonces rebota y pandeo la cinta en la dirección opuesta a la torsión.

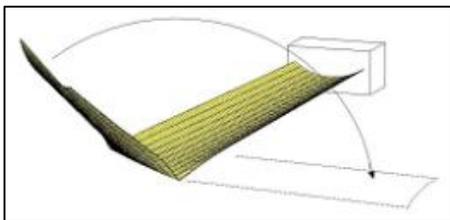


Fig. 14. Sistema restringido

Es importante concluir que este es el equivalente del quiebre de la curvatura de la cinta (*snap through*) el cual es un cambio de signo en θ , lo cual en tres dimensiones es un cambio de signo en γ

C. Mecanismo de resorte torsional y leva.

Mirshams [3], plantea la necesidad de diseñar un mecanismo de despliegue de los arreglos solares que minimice las perturbaciones durante el despliegue que puedan afectar el sistema de actitud y control de órbita. En esta investigación se limitan a un sistema de despliegue que cumpla con un requerimiento de velocidad de $4,5^\circ/s$. El mecanismo de despliegue debe ser de velocidad constante y está conformado por un resorte torsional y un actuador de parafina. El resorte actúa como elemento de despliegue y el actuador como controlador de la tasa de despliegue. También consta de una leva dentro de una carcasa cilíndrica con una muesca helicoidal. El movimiento de la leva hace que la carcasa gire y a su vez despliegue el panel que está conectado a esta carcasa. En la Fig. 15 se observa la configuración de este mecanismo.

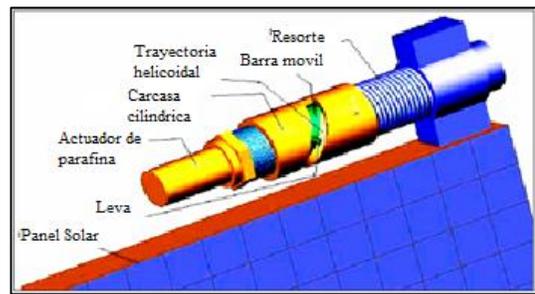


Fig. 15. Mecanismo de despliegue

Para poder realizar su estudio el autor plantea una serie de ecuaciones que simulan el modelo analítico de una leva en una trayectoria helicoidal que describen la velocidad angular y lineal del mecanismo.

Para realizar el análisis dinámico se modeló en el software SolidWork® la barra móvil, leva, carcasa cilíndrica con la trayectoria helicoidal, posteriormente este modelo fue exportado al software Visual-Nastran®, para realizar la simulación.

Para determinar el ángulo de la trayectoria helicoidal, 3 ángulos fueron modelados: 10° , 30° , y 50° , todos con la misma velocidad, para los ángulos de 10° y 30° el mecanismo no pudo trabajar adecuadamente, debido a las fuerzas de fricción entre la leva y la trayectoria de la carcasa. Para prevenir esto, el coeficiente de fricción se supone que es menor que el valor real. El resultado del modelo analítico y del software son coherentes, y muestran que reduciendo el ángulo de la trayectoria aumenta la fuerza de fricción, lo cual hace que el mecanismo no trabaje adecuadamente, asimismo cuando el ángulo se hace cero se detiene el movimiento. Finalmente el autor consigue un ángulo de 50° para un adecuado movimiento del mecanismo. Las especificaciones del mecanismo son las siguientes:

Tabla 1.
Parámetros del mecanismo de despliegue

Parámetro	Valor
Diámetro de la barra	20 mm
Ángulo helicoidal	50°
Velocidad lineal	0,9 mm/s
Rotación preliminar del resorte	90°
Constante del resorte	1,08 N.m/rad

En la simulación del mecanismo se ajustó para que se bloquee cuando los paneles se despliegan a 45° , usando una junta de cuerpo rígido. Como resultado se obtuvo que el cuerpo del satélite se mueve 23 mm a lo largo del eje orbital del satélite, asimismo las variaciones de giro, cabeceo y viraje son menores a 1° , lo cual comparado con un requerimiento máximo de 2° por parte del Control de Actitud y Órbita se considera que este mecanismo no genera error angular.

La Fig. 16 y Fig. 17 representan la velocidad y la aceleración referida al eje orbital del satélite. Se puede observar que la solución analítica es continua, y la solución dada por el software tiene pequeñas variaciones debido a que la variación de la velocidad angular de los paneles es derivada de la variación de la velocidad angular de la carcasa cilíndrica. Esta velocidad, comparada con la velocidad orbital del satélite de 7500 m/s resulta despreciable, asimismo la aceleración promedio del satélite se observa que es cero.

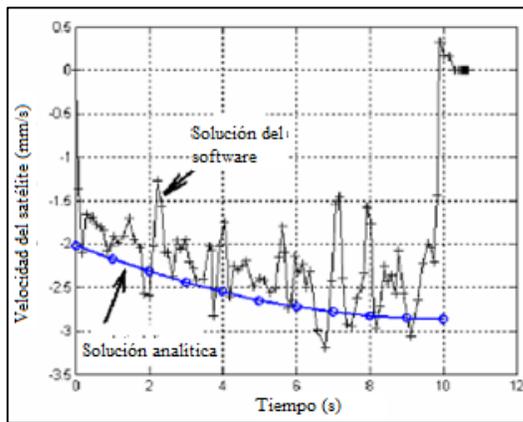


Fig. 16 Diagrama de velocidad del satélite

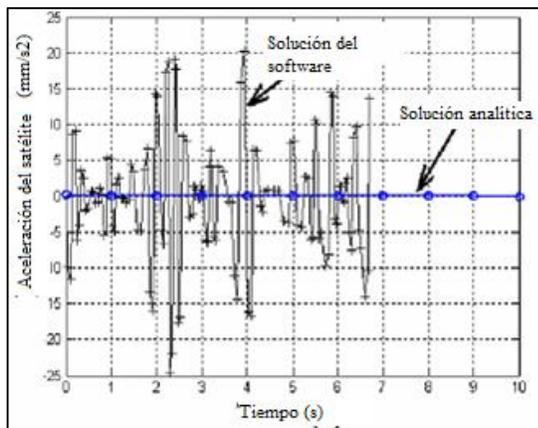


Fig. 17. Aceleración del satélite

D. Freno de fricción del mecanismo de despliegue.

M. G. El-Sherbiny et al [4], analiza un mecanismo de despliegue basado en una simulación durante el despliegue en el entorno espacial de manera de detectar posible problemas en tierra. Este modelado se realizó en el software Mechanical Desktop® (MDT) y fue analizado en ANSYS11®. Considerando que los mecanismos de despliegue de los arreglos solares (SA) utilizan la energía almacenada en un resorte para mover el SA en la fase de despliegue, deben controlar el movimiento y reducir o eliminar la carga de impacto al final del despliegue. En este caso se analiza esta función a través del freno de arrastre (drag brake), el cual debe ser del menor peso y tamaño posible, pero debe poder absorber y disipar suficiente energía para realizar un despliegue gradual y progresivo hasta que llegue a su posición final sin producir cargas de impacto o reacciones. Un pequeño tambor de freno con zapatas de fricción (pastillas) entran en contacto con el tambor bajo la fuerza compresiva de un resorte diseñado para este propósito en particular.

El freno tiene un peso aproximado de 0.350Kg y puede desplegar el arreglo en 2 o 3 segundos dependiendo del coeficiente de fricción que varía de 0,5 en tierra y 1,0 en el entorno espacial a una altitud de 768Km. El mecanismo es similar al observado en la Fig. 18.

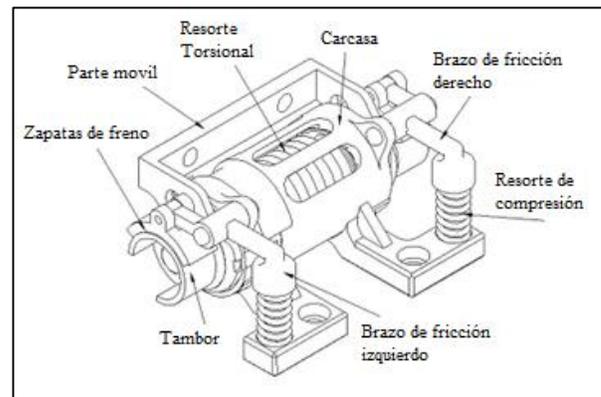


Fig. 18. Mecanismo de despliegue

El análisis de la simulación describe el comportamiento dinámico de la estructura mecánica y predice su frecuencia natural y la respuesta estructural al peor caso de cargas del vehículo de lanzamiento a través de análisis de variación estático, modal y aleatorio.

Las Fig. 20 y Fig. 21, muestran las áreas de mayor deformación y esfuerzos del mecanismo respectivamente. La mayor deformación ocurre en la carcasa del mecanismo y el mayor esfuerzo en la unión cúbica.

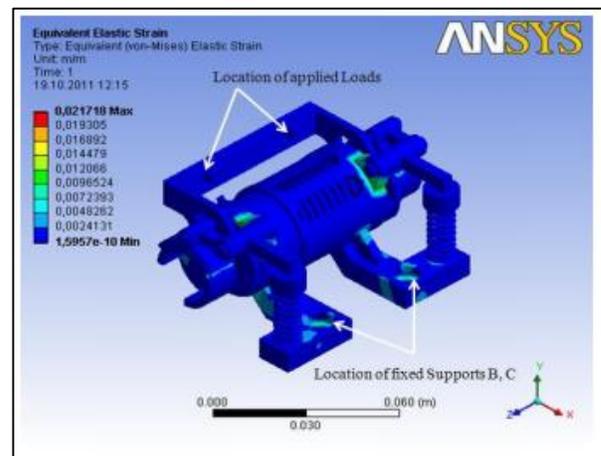


Fig. 19. Áreas de mayor deformación

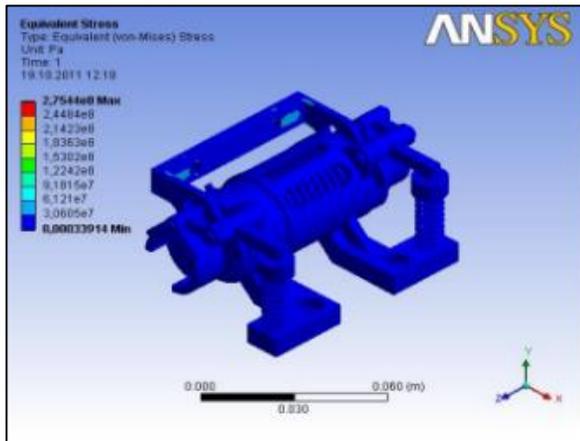


Fig. 20. Distribución equivalente de los esfuerzos

Para identificar los modos de vibración y sus frecuencias naturales se utiliza el análisis modal, el cual provee la matriz estructural la cual es requerida para análisis dinámico del conjunto. Así la información de estructural dinámica, como es obtenida con precisión de pruebas, sirve de referencia válida del comportamiento de los modos. Este análisis permite comprender el comportamiento del mecanismo de despliegue y la respuesta a las condiciones de entorno lo cual servirá para para planificar las pruebas experimentales, los modos obtenidos del FEA para el mecanismo antes de la prueba representa una estimación razonables de la frecuencia natural y los modos de frecuencia esta información es usada para diseñar las condiciones reales de las pruebas como las condiciones de excitación, localización del Shaker y acelerómetros.

La Fig. 21 muestra el esfuerzo resultante del análisis del mecanismo, con una probabilidad de ocurrencia de 68,3% en el eje X. el máximo efecto de las frecuencias ocurre en el resorte torsional y en los de compresión con un valor de 733,18 Pa. Este valor es mucho menor a los límites de falla de este material, lo cual significa que el mecanismo puede soportar las cargas por vibración después de la inserción en la órbita del satélite.

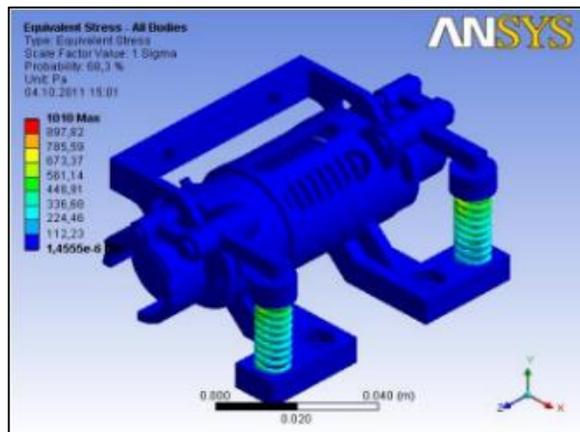


Fig. 21. Distribución de los esfuerzo en el mecanismo de despliegue

El autor concluye que el diseño propuesto del mecanismo soportará las cargas de vibración, momentos y fuerzas en condiciones de operación similar a aquellas esperadas después de la inserción en órbita. De igual manera las zapatas del freno pueden ser utilizadas para

el control de despliegue y proteger los paneles solares de cargas de impacto y daños al final del despliegue.

III. MECANISMOS PARA PANELES FLEXIBLES

Barret et al desarrollan en el 2006 [5], un estudio para analizar arreglos solares de gran escala que puedan generar 50W de potencia, donde las densidades de potencia superen los 250 W/Kg. Debido a estos requerimiento se utilizan paneles flexibles que poseen un diseño innovador y versátil. El aspecto clave de esta investigación es usar la energía solar para activar pasivamente los largueros TEMBO® hechos de compuestos elásticos con “memoria”, que se utilizan como estructura primaria de los arreglos RAPDAR® (Rollout And Passively Deployed ARray). Esta estructura primaria controla el “empacado” y despliegue, además de proveer rigidez al sistema de despliegue.

1) Ventajas de materiales TEMBO® EMC, para arreglos solares TFPV

El material TEMBO®, posee muchas cualidades favorables, para adaptarse a diseños innovadores de Celdas fotovoltaicas de película delgada (TFPV, por sus siglas en inglés), en particular el que combina una matriz de polímeros termoestables con fibras tradicionales de refuerzos, la cual tiene la habilidad de mantener y liberar energía de tensión a través de un ciclo termomecánico específico. Además, materiales TEMBO® EMC, pueden alcanzar tensiones de empaquetado considerablemente más altas que resinas duras tradicionales sin sufrir daños en la fibra o resina, lo cual hace que componentes fabricados de este material se puedan “empacar” de manera más compacta que en diseños tradicionales. Finalmente tiene la ventaja adicional que necesita una menor energía de almacenamiento que otros materiales de alta rigidez o resistencia, lo que reduce significativamente masas parásitas asociadas con dispositivos de almacenamiento o lanzamiento.

2) Características

Como se observa en la Fig. 22, el larguero primario es un diseño de “slit-tube”, lo cual permite que el tubo sea “aplanado” y enrollado. Los listones, y los bordes de las alas son hechos de un material elástico, el cual tiene una sección transversal abierta la cual permite que sea aplanado durante el empaquetado. El larguero primario también funciona como bisagra del ala durante el empaquetado y despliegue. Las alas están plegadas sobre el panel central mientras el larguero primario esta aplanado, lo cual pone el conjunto de tres paneles en una configuración de un solo plano que puede ser enrollado de manera cilíndrica.

La fuerza de despliegue se deriva principalmente de la energía de tensión almacenada en los largueros. Adicionalmente se almacena energía en otros elementos del marco, los cuales están aplanados y enrollados en la configuración de plegado. Lo más importante, los largueros primarios están diseñados para retener toda la energía de tensión en su estado “frío”, y liberar esta energía de una manera controlada cuando se calienta pasivamente por el sol. Mientras que los largueros están desplegados, las alas se despliegan debido a su forma. Cuando el despliegue está completo, los cables diagonales alala están tensos para estabilizar y darle rigidez a la estructura. En la Fig. 22 se observan 4 etapas de despliegue sobrepuestas y en Fig. 23 las diferentes etapas de despliegue.

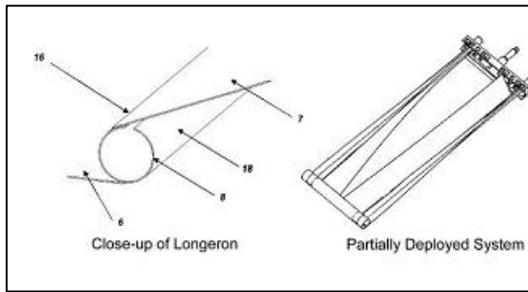


Fig. 22. Larguero primario de RAPDAR TEMBO® EMC

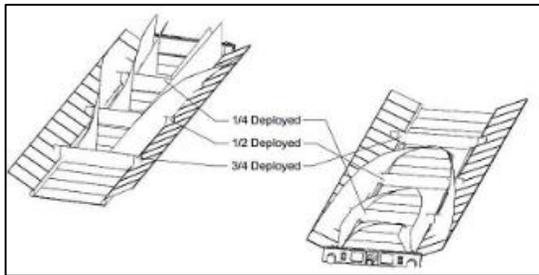


Fig. 23 Etapas de despliegue

El sistema RAPDAR al incorporar a este diseño las “alas”, alcanza una estabilidad de despliegue y una profundidad estructural, lo cual es clave para mantener una frecuencia de despliegue razonable en arreglos de gran tamaño. Más aun el método de empaquetado por bobina aprovecha la flexibilidad del TFPV resultando en un arreglo de gran eficiencia, que posee una densidad de potencia mucho mayor que otros conceptos de arreglos solares hechos de TFPV.

La siguiente tabla compara la potencia y la masa específica para paneles rígidos utilizando celdas tipo MultiJunction (MJ) y arreglos RAPDAR con celdas TFPV. Es importante señalar que la densidad de potencia de este sistema es superior a 350 W/kg, lo cual es significativamente mayor al promedio de 250 W/Kg de los requerimientos del mercado.

Tabla II.
Valores de comparación de la paneles rígidos y flexibles

Tamaño del SA	10 KW EOL		GEO 20 kW EOL	
	Panel rígido	Rapdar	Panel rígido	Rapdar
Tipo de celda	MJ, $\eta=25\%$	TFPV $\eta=11,5\%$	MJ, $\eta=25\%$	TFPV $\eta=11,5\%$
EOL Potencia específica (W/Kg)	84	331	86	365
% de mejora respecto al panel rígido	0	293	0	325
Masa por área (Kg/m ²)	3,12	0,42	2,94	0,38
% de mejora respecto al panel rígido	0	-87	0	-87

3) Diseño de despliegue pasivo del sistema RAPDAR™

El despliegue de las estructuras TEMBO® EMC, requiere la exposición al calor, ya que el empaquetado y el despliegue deben llevarse a cabo por encima de la temperatura de transición vítrea del polímero. Los componentes TEMBO® EMC han incorporado calentadores

adheridos a la superficie para controlar el empaque y el despliegue. Un aspecto importante del sistema RAPDAR™ es el uso de energía solar como sistema pasivo de despliegue, lo cual elimina la necesidad de potencia a bordo durante el despliegue, lo cual mejora la eficiencia general del sistema. La factibilidad del despliegue pasivo ha sido demostrada a través de análisis térmico y pruebas en tierra.

Se puede concluir de este trabajo que el sistema RAPDAR™, proporciona un incremento de 200-300% en la potencia específica (W/Kg) comparado con los paneles rígidos existentes y un 50-120% incremento sobre los arreglos Ultraflex.

IV. MECANISMOS PARA CUBESAT

En el campo de los CubeSat también se han realizado varias investigaciones para optimizar el diseño de los mecanismos de sujeción, liberación y despliegue de los arreglos solares que satisfagan los requerimientos específicos de este tipo de satélites.

A. Paneles rígidos en un 3U Cubesat

Walsh [6] desarrolla un arreglo solar desplegable para 3U Cubesat, el cual tiene como meta el diseño, fabricación y pruebas del mecanismo. El sistema de despliegue debe ser versátil, y debe poder colocarse en el lado corto del Cubesat según las Especificaciones de Diseño de Cubesat, de la Universidad Estatal Politécnica de California, asimismo las bisagras deben poder adaptarse a cualquiera de las caras cambiando el resorte torsional. Para esa investigación el ángulo de despliegue será 90°. En este diseño lo más importante fue la versatilidad donde el sistema debe ser fácil de adaptar a distintos tipos de estructura, configuración de ángulos de despliegue y facilidades de integración. Para satisfacer la mayoría de los atributos se seleccionó una bisagra de resorte, debido a su simplicidad, poco peso, y versatilidad. El movimiento simple de la bisagra elimina la necesidad de engranajes, uniones o cualquier otro movimiento complejo. La Fig. 24, muestra un modelo simple del CubeSat con los paneles a medio desplegar

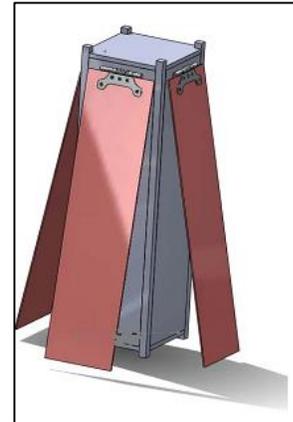


Fig. 24. Modelo de CubeSat 3U

Las características de este resorte como la constante son determinadas por el peso del arreglo solar, peso de la bisagra y la fuerza necesaria para mantener el panel estable en estado total de despliegue. Para la bisagra se seleccionó aluminio 6061 debido a que es un material con una alta tasa de resistencia/peso e ideal para prototipos. En la siguiente figura se muestra un corte de la bisagra, donde se observan el resorte y los tornillos de fijación a los paneles.

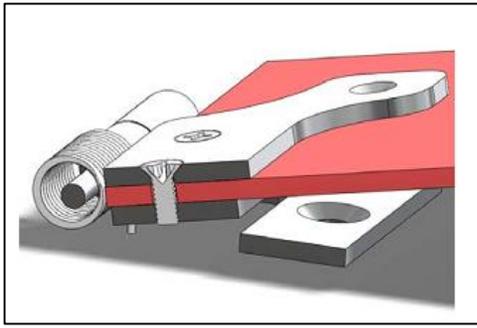


Fig. 25. Corte del mecanismo de despliegue

El mecanismo de liberación del sistema, incluye nylon monofilm tipo hilo de pesca y cable de cromoníquel. El panel se asegura en la fase de lanzamiento usando el nylon de pesca, cuando se va a efectuar el despliegue se aplica corriente al cable de cromoníquel, causando el calentamiento y cortando el nylon. Este mecanismo de liberación de la bisagra de resorte genera el despliegue del arreglo. Este tipo de mecanismo de despliegue ha sido probado anteriormente en otros CubeSat, por lo cual tiene mayor confiabilidad. En la Fig. 26 en la parte inferior se observa los elementos que conforman el mecanismo de sujeción y liberación de los paneles mencionados previamente.



Fig. 26. Mecanismo de sujeción y liberación

El análisis del diseño, se realiza a través de elementos finitos utilizando las herramientas de simulación de SolidWork®, y las cargas, dimensiones y pesos se basaron en los paneles COTS 3U, fabricados por Clyde Space.

En el análisis de resultado se grafica la deformación de la bisagra en el ángulo de despliegue, localizándose la mayor carga en las caras de contacto de la bisagra, este resultado se corresponde a lo esperado ya que el resorte aplica una fuerza de torsión, en este caso el esfuerzo máximo local es de 97,9 MPa, valor inferior al esfuerzo típico de fluencia del Aluminio 6061 de 276 MPa, lo que significa que el factor de seguridad es mayor de 2,5. El material y el espesor de la bisagra interna es parcialmente definida por el tamaño del perno y el tipo de rosca que asegura la bisagra al panel. La bisagra debe ser un espesor suficiente que asegure una cantidad de pasos de la rosca que permita ser colocado el perno. Sin embargo el espesor también afecta las especificaciones del resorte, por lo tanto debe haber un balance entre el espesor de la bisagra y el tornillo para obtener un diseño confiable.

Walsh presenta una comparación entre las longitudes roscadas de los pernos que fijan la bisagra a los paneles, de manera que aumentando el área de contacto roscada de manera de aumentar la resistencia a la extracción y concluyen que se necesita una longitud mínima de 2 mm para un perno #2-56 UNC y que es necesario colocar 3 pernos de este tipo para soportar la bisagra. La liberación del panel utiliza un cable quemador de cromoníquel y un nylon de tipo pesca para desplegar los paneles. El cable de cromoníquel es un método no

mecánico confiable de despliegue probados para despliegues en pequeña escala. El cable de cromoníquel está localizado sobre el nylon, con un ligero contacto de manera que haya conductividad térmica cuando se aplica corriente al cable de cromoníquel, quemando el nylon y activando el despliegue. La ventaja de este sistema es que se elimina la posibilidad de congelamiento de las partes móviles como un motor, o mecanismo de resorte. En este caso se recomienda también un análisis de consumo de corriente para asegurar una apropiada integración al sistema eléctrico del satélite. También es importante diseñar un tamaño óptimo, donde tenga un grosor que garantice resistencia mecánica pero que se lo suficientemente delgado para reducir el consumo de corriente.

B. Sistema de arreglo solar extensible (XSAS)

Sanatore *et al* en 2010 [7], desarrollan un trabajo de investigación, para incrementar la potencia disponible en los CubeSat de 5 W hasta 23 W, utilizando un arreglo solar desplegable, el cual cumpla con las restricciones de masa y volumen de un CubeSat, el cual se denomina sistema de arreglo solar extensible (XSAS, por sus siglas en inglés).

El concepto de XSAS, es un sistema modular compuesto por dos sistemas macro, un multipanel de doble cara desplegable y un bus de manejo y almacenamiento de potencia. Mientras está plegado, el arreglo solar y el bus de potencia, tienen el volumen de un CubeSat 1U y 0,5 U respectivamente. Una vez liberado, el arreglo se despliega pasivamente, como un acordeón, para incrementar el área de superficie. El diseño actual soporta 16 paneles plegados y acomoda payload de 1,5 U completando un máximo de CubeSat de tamaño de 3U



Fig. 27 Dimensiones estándares de un 3U CubeSat plegado y desplegado

1) Requerimientos de diseño

El XSAS no debe ser mayor de 1,5 U cuando está plegado, y un máximo de 3,5 Kg.

Deben existir dos configuraciones de vuelo. La primera es una configuración plegada donde los paneles están retraídos en acordeón restringidos en todos los grados de libertad por el mecanismo de liberación. La segunda es una posición desplegada donde los paneles están extendidos y restringidos por un mecanismo de bisagra y una estructura de tipo tijera.

Asimismo debe cumplir los siguientes requerimientos de desempeño:

- ✓ XSAS debe proveer al menos 20W BOL, de potencia continua promedio
- ✓ Los SA deben tener un mecanismo de liberación activo y redundante.

- ✓ Los SA deben tener un mecanismo de despliegue y bloqueo pasivo.
- ✓ La secuencia de despliegue y bloqueo no deben generar impacto en el sistema de potencia ni en el payload.
- ✓ Una vez desplegado, el XSAS debe proveer un gradiente de estabilización gravitatoria para la operación del payload.
- ✓ Sistemas en tierra deben ser capaces de verificar la configuración de despliegue total.

2) Mecanismos

Un modelo de 3 paneles, completamente restringido es suficiente para recabar todos los detalles críticos de los mecanismos.

La siguiente tabla desglosa los submecanismos que conforman cada mecanismo:

Tabla III
Mecanismos y submecanismo del arreglo solar

Mecanismo	Submecanismo
Chasis	✓ Estructura del Bus de Potencia
	✓ Placa de balastro
Liberación	✓ Cortador de Dyneema
	✓ Paneles de liberación
Despliegue	✓ Bisagra
	✓ Arreglo de paneles
	✓ Sistema tipo "tijera"
	✓ Amortiguador rotativo

En la siguiente figura se pueden observar los diferentes submecanismos.

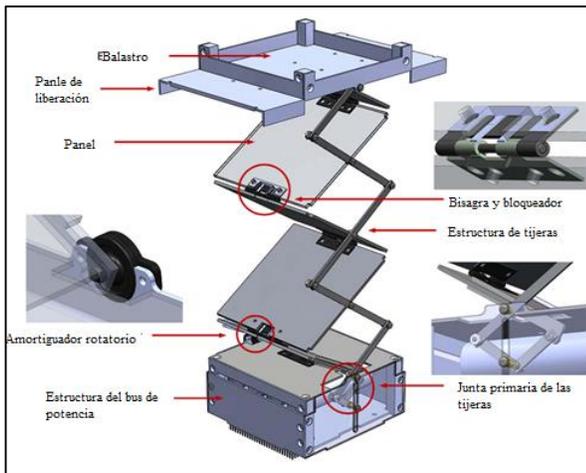


Fig. 28 Modelo en CAD y sus partes.

3) Mecanismo de liberación

El mecanismo de liberación está compuesto por dos paneles de liberación con bisagra y un sistema de corte, el sistema de corte está compuesto por 4 resistencias metálicas cableados en paralelo y una línea única de Dyneema. El cable de Dyneema es usado para sujetar los paneles de liberación a la estructura del bus de potencia. Cada tramo se apoya contra dos resistencias colocadas en la superficie superior del bus.

Para desplegar los paneles de liberación, una batería de 9V está conectada al circuito. El calor resultante generado por el resistor corta el cable permitiendo a los paneles de liberación oscilar para abrir. Un solo resistor en teoría es suficiente ya que sólo hay una línea de Dyneema, sin embargo por redundancia se requieren 4 arreglos para

garantizar una liberación exitosa. Una vez que el sistema es liberado la bisagra de resorte gira rápidamente los paneles de liberación hacia la placa de balastro. Esto previene cualquier interferencia en la secuencia de despliegue del arreglo y adiciona masa adicional a la placa de balastro.

Los paneles están diseñados para proteger los mecanismos y la estructura del arreglo solar mientras están plegados. Las costillas crean una superficie constante a lo largo de los bordes del arreglo cuando esta plegado que actúa como riel en el mecanismo de despliegue de los P-POD, lo cual cubre al menos el 75% de la longitud del CubeSat de acuerdo a los requerimientos estándar.

4) Mecanismo de despliegue

El mecanismo de despliegue está compuesto por el sistema de bisagras, el arreglo de estructuras del panel, el sistema de tijeras, y el amortiguador giratorio. El sistema de bisagras es un mecanismo compuesto que controla pasivamente, despliega y bloquea el arreglo solar en cada junta del panel. La bisagra posee en el extremo de cada brazo de enganche está doblado 90° creando un diente. Durante el despliegue, el diente se desplaza a lo largo de la parte exterior del tambor giratorio hasta que caen en las ranuras maquinas en cada bisagra. Este mecanismo no es suficiente para bloquear la bisagra pero orienta el arreglo abierto hasta un ángulo predefinido de 180°.

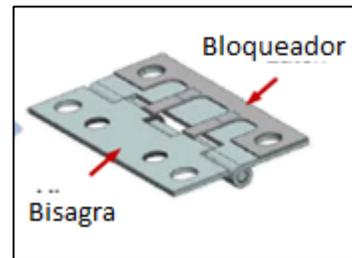


Fig. 29 Bisagra del mecanismo de despliegue

El sistema de tijeras orienta el arreglo durante la secuencia de despliegue. Este concepto está basado en los sistemas clásicos de elevación por tijera. Está compuesto de dos partes, la estructura de las tijeras y la junta primaria. La estructura coordina un despliegue consistente de cada arreglo de panel y es sujetado a un solo lado del arreglo, minimizando el juego que pueda existir entre las piezas en el área de los arreglos de los paneles. La junta restringe el movimiento de la estructura en un eje vertical. Para controlar este movimiento vertical, la conexión del extremo se desliza dentro de una muesca en la pared del bus. Para controlar la velocidad de despliegue se colocó un amortiguador rotativo en la base del arreglo. Este amortiguador utiliza el efecto viscoso para contrarrestar la velocidad del arreglo, por lo cual la constante de amortiguamiento aumenta cuando se incrementa la velocidad de rotación. Las siguientes figuras representan un esquema de la ubicación del sistema de tijeras del arreglo solar.

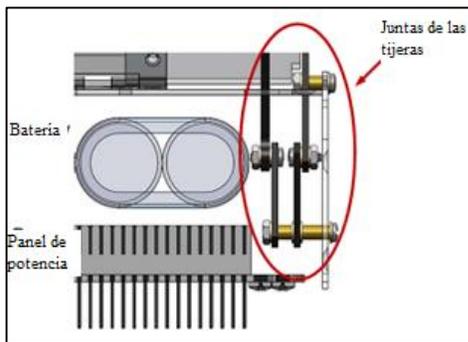


Fig. 30. Vista frontal interna de la ubicación de las tijeras

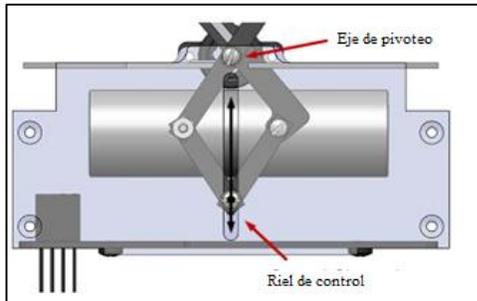


Fig. 31. Vista lateral del sistema de tijeras

El diseño del mecanismo de sujeción, liberación y despliegue fue evaluado con un software de CAD, lo cual confirmó su factibilidad para posteriormente proceder su ensamblaje y prueba.

V. CONCLUSIÓN

Se revisaron numerosas publicaciones para conocer el estado del arte de los mecanismos de los Arreglos Solares, se estudiaron los mecanismos para paneles rígidos, que incluyen resortes de cinta que pueden plegarse en 2 y 3 dimensiones, los cuales tienen la ventaja de no necesitar elementos mecánicos adicionales y ser autobloqueantes, sistema de resorte torsional y leva, el cual resulta un sistema económico para pequeños satélites, así como mecanismo de freno de arrastre. Para sistemas más sofisticados se estudió sistemas de paneles flexibles los cuales utilizan una tecnología más innovadora, el cual aumenta la relación de potencia por unidad de masa. Por último se hizo un análisis de dos sistemas para CubeSat, uno de paneles rígidos de configuración sencilla y otro caso para paneles de extensible conocidos como XSAS que proporcionan mayor potencia pero poseen mayor masa.

Se recomienda extender esta investigación en bases de datos más especializadas y refinar las tecnologías para un mismo tipo de órbita y aplicación satelital

REFERENCIAS

- [1] A. Watt y S. Pellegrino, «Rigid Deployable Solar Array,» University of Cambridge, 2004.
- [2] S. J. Walker y G. Aglietti, «A study into the Dynamics of the three dimensional tape spring folds,» UK, 2003.

- [3] M. Mirshams, S. Moradi y A. Ebrahimi, «Design of deployment mechanism of solar array of a sample satellite and investigation of deployment on control attitude of satellite,» Tehran, Iran.
- [4] M. El-Sherbiny, A. Khattab y M. Kassab, «Design of the deployment mechanism of solar array on a small satellite,» Cairo, 2013.
- [5] R. Barrett, D. Campbell y M. Lake, «Development of a passively deployed roll-out solar array,» American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006.
- [6] N. Walsh, «Development of a deployable 3U cubesat solar panel array,» Honolulu, 2009.
- [7] P. Senatore, A. Klesh, T. Zurbuchen y D. McKague, «Concept, Design and Prototyping of XSAS: A high power extendable solar array for CubeSat Applications,» 2010.