

ESTUDIO CINEMATICO Y DINAMICO DEL SISTEMA DE SELLADO DEL MOTOR ROTATIVO VERDUR.

Rafael Rodrigo^Ω, Gustavo A. Verdur^ξ, Oscar D. Morán^{*}

^ΩFacultad de Ingeniería y Ciencias Económico Sociales. Universidad Nacional de San Luis (U.N.S.L.) Beca de Iniciación a la investigación otorgada por la UNSL en el marco del proyecto “Motor Rotativo Verdur”. rrodrigo@fices.unsl.edu.ar

^ξFacultad de Ingeniería y Ciencias Económico Sociales. U.N.S.L. Integrante del proyecto “Motor Rotativo Verdur”. gverdur@fices.unsl.edu.ar

^{*}Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico Sociales. (UNSL). Director del proyecto “Motor Rotativo Verdur”. Director del Laboratorio de Mecatrónica. Campus Universitario. Ruta N° 148 Extremo Norte. Villa Mercedes San Luis Argentina. Te. 02657-434545 Int. 171.
dmoran@fices.unsl.edu.ar <http://www.fices.unsl.edu.ar/~gverdur/>

Palabras Claves: Motor, Rotativo, Sellos, Resortes, Dinámica.

Resumen: Este trabajo se genera en el marco del proyecto de investigación TI N° 5/390103 “Motor Rotativo Verdur” (Figura 1) en la Facultad de Ingeniería y Ciencias Económico-Sociales (F.I.C.E.S.) de la Universidad Nacional de San Luis. El mismo consiste en un desarrollo mecánico inédito en el campo de los motores de combustión interna no convencionales. En este trabajo se presentará el análisis cinemático y dinámico del sistema de sellado entre piezas fundamentales de dicho motor, “paleta y aro”. Este sellado es de vital importancia para este tipo de motor, ya que la estanqueidad de las distintas cámaras se logra a través del mismo. Todo esto implica la obtención en, forma paramétrica, de las diferentes curvas y expresiones analíticas asociadas a la dinámica del sistema sello-resorte. Análisis de fatiga de los resortes. Análisis de choque entre sello y paleta, y otros factores que hacen a la mejora y optimización de este sistema, vida útil de los resortes, materiales, etc. Estos cálculos se realizan en una primera instancia en planillas de cálculo y posteriormente se validan mediante el uso de un software de ingeniería de simulación y animación gráfica, denominado Working-Model. El mismo permite obtener las curvas y gráficas necesarias para la posterior selección de los resortes por medio de otro software, Mechanical-Desktop.

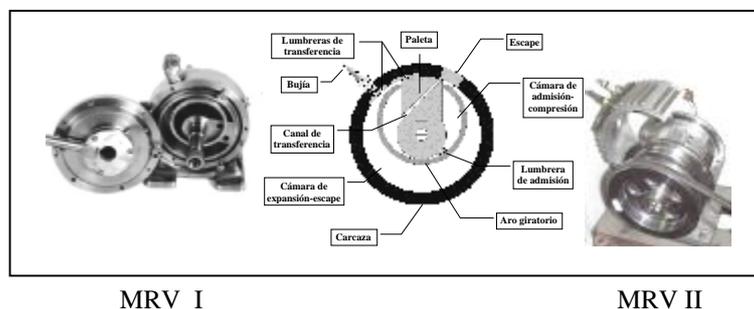


Figura 1

INTRODUCCION

El sistema de sellado entre las caras de la paleta y el aro, son piezas fundamentales del motor. Con este sellado se consigue la independencia entre las distintas cámaras, admisión compresión, expansión y escape (trabajo que realizan los aros en un motor convencional). La eficacia de este sellado redundará en el óptimo rendimiento del motor. (fig. 1).

1. Estado actual del problema.

El primer prototipo del Motor Rotativo Verdur, se construyó con un sistema de sellado elástico, que se eligió por su sencillez constructiva respecto de otros modelos, cabe mencionar que en el análisis mecánico de los esfuerzos necesarios para mantener los elementos en contacto rozante y así asegurar un buen sellado se estimó una fuerza de compresión en el resorte de 20 Kg.

El modelo de sellado por resorte circular en zig-zag, que se usó, necesitaba que el aro se dividiese en dos aros concéntricos y que entre ellos exista una cavidad capaz de alojar el resorte, como se muestra en la figura 2.

Para construir este resorte que comercialmente no se fabrica se confeccionó una matriz, que permitía dar la forma de zig-zag a un alambre de 1mm de acero.

Una vez que se consiguieron los radios de curvatura óptimos que no resientan plásticamente al alambre, se construyeron varios juegos.

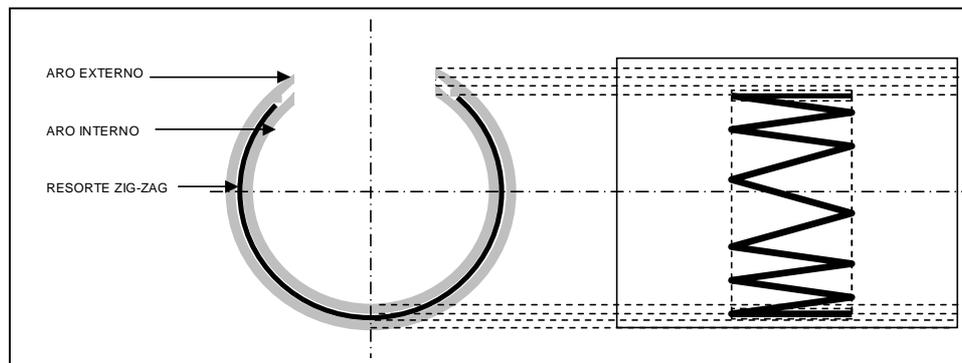


Figura 2

Este sistema se probó con buenos resultados hasta las 400 RPM, a partir de donde empezó a mostrar roturas por fatiga del material, siempre en la zona cercana a los extremos del resorte. Esto hizo pensar que la parte central del resorte no actuaba, y se pudo comprobar por las huellas que quedaban en la cavidad, que el rozamiento entre el resorte y las paredes del alojamiento impedían el movimiento natural de la zona central del resorte, lo cual aumentaba las sollicitaciones en los extremos. Pese a que se ensanchó la cavidad y se mejoró la lubricación en la misma, el problema persistió, entonces se decidió mejorar la resistencia de los extremos efectuando un tratamiento térmico adecuado en esa zona, aumentando la capacidad de funcionar hasta las 600 RPM aproximadamente, con un tiempo de duración efectiva del resorte que variaba entre 20 y 30 minutos.

Por todo esto se decide incursionar en modelos nuevos, figura 3 y 4 siempre dentro del sistema de aros divididos, de manera de adaptar resortes comerciales, que trabajaran a la tracción o a la compresión, por una cuestión de espacio se prefirió esto último.

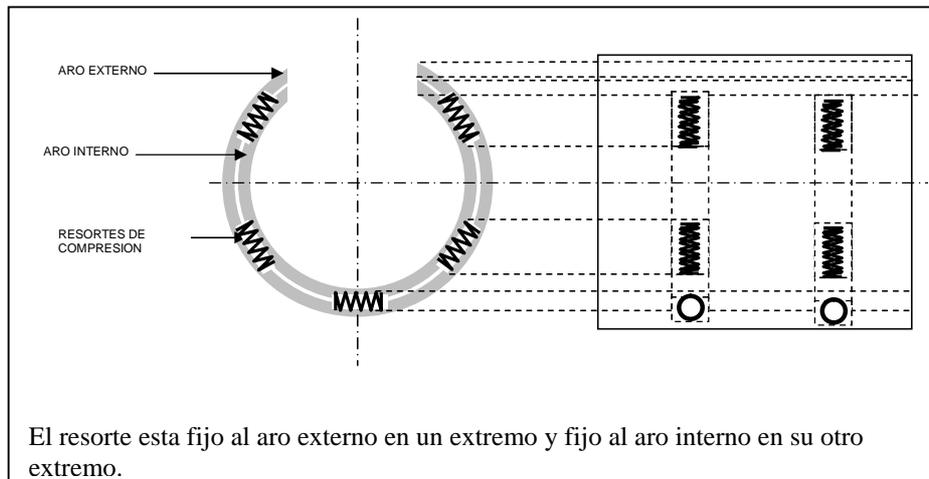


Figura 3

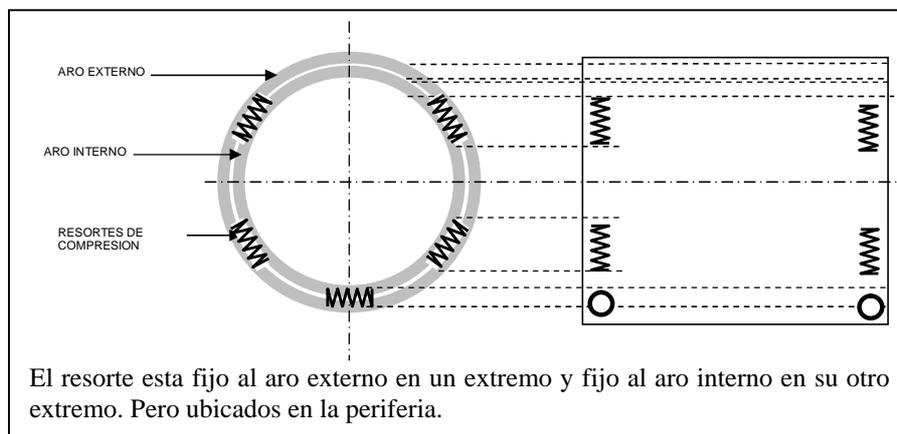


Figura 4

De estos modelos se construyeron maquetas en P.V.C. Figura 5 (foto) estimándose esfuerzos de sellado del orden de los 20 Kg. para el modelo 1 y 15 Kg. para el modelo 2. Se eligió el modelo 2 porque presentaba ventajas constructivas y de montaje respecto del modelo 1, al tener los resortes en la periferia de los aros en vez de estar alojados en cavidades interiores a los mismos lo cual ocasiona grandes pérdidas de energía mecánica por fricción.



Figura 5

Modelo 2

Modelo 1

En el modelo 2 los resortes actúan a la compresión, con una precarga capaz de producir el 10% de deformación, y su longitud se proyectó en función de que alcancen el 50% de la longitud inicial en la zona de máximo acortamiento, de esta manera se asegura que la zona de trabajo está muy por encima de los límites máximos a los cuales sería capaz de trabajar.

En el prototipo 2 se usó un sistema de sello independiente del aro. Esto surgió como consecuencia directa de la simulación que se trata más adelante y que posibilite una solución racional al prescindir de una masa importante como la del aro y dejarla fuera del sistema elástico.

El dispositivo se muestra en la figura 6 y 7 y también puede adaptarse a resortes de compresión aunque en este caso se usaron resortes de tracción.

La innovación propuesta permite alcanzar las 3000 rpm aunque es necesario mejorar la cápsula estanco amortiguadora que lo vincula con el aro, pero permitiría (en la medida en que se optimice el diseño y se elimine material) alcanzar mayores velocidades.

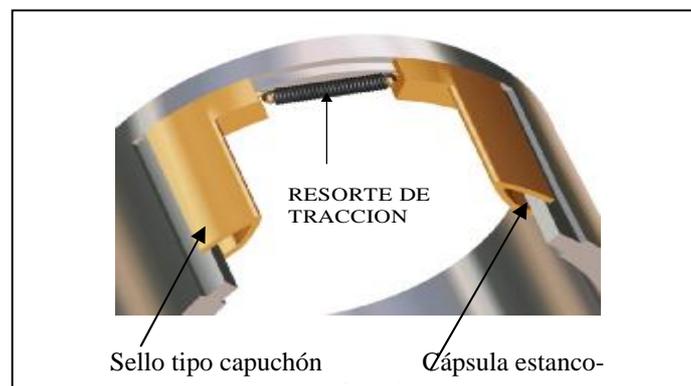


Figura 6



Figura 7

2. Dinámica del sistema de sellado.

Dentro de los sistemas de sellado, se tiene el de doble aro. Consiste en separar el aro por su radio medio y a través de la acción de resortes convenientemente dispuestos, producir un ajuste de la ventana a las caras de la paleta.

En el MRV I se usó este sistema con una cavidad central que sirve de alojamiento a un único resorte curvo en zig-zag (Fig. 2) y se presentaron problemas de rotura por fatiga en radios de curvatura crítico, además de una excesiva fricción entre elementos.

También se amplió este sistema a un conjunto de resortes helicoidales de compresión alojados convenientemente (Fig. 3 y 4) reduciéndose la fatiga, pero se producía pandeo en los mismos que forzaba el rozamiento con las paredes de la cavidad.

Dentro de esta misma línea de estudio se considera la posibilidad de colocar resortes de tracción dispuestos en extremos axiales (Fig. 8). Con esto se anula el problema de pandeo y rozamiento, y se reduce la fatiga al actuar uniformemente todas las espiras; es en este sistema sobre el que se va a basar uno de los cálculos y simulación que se expone más adelante. Se proyectó usarlo en el MRV II pero en base a los resultados se decidió reemplazarlo por el tipo capuchón. Figura 6 y 7.

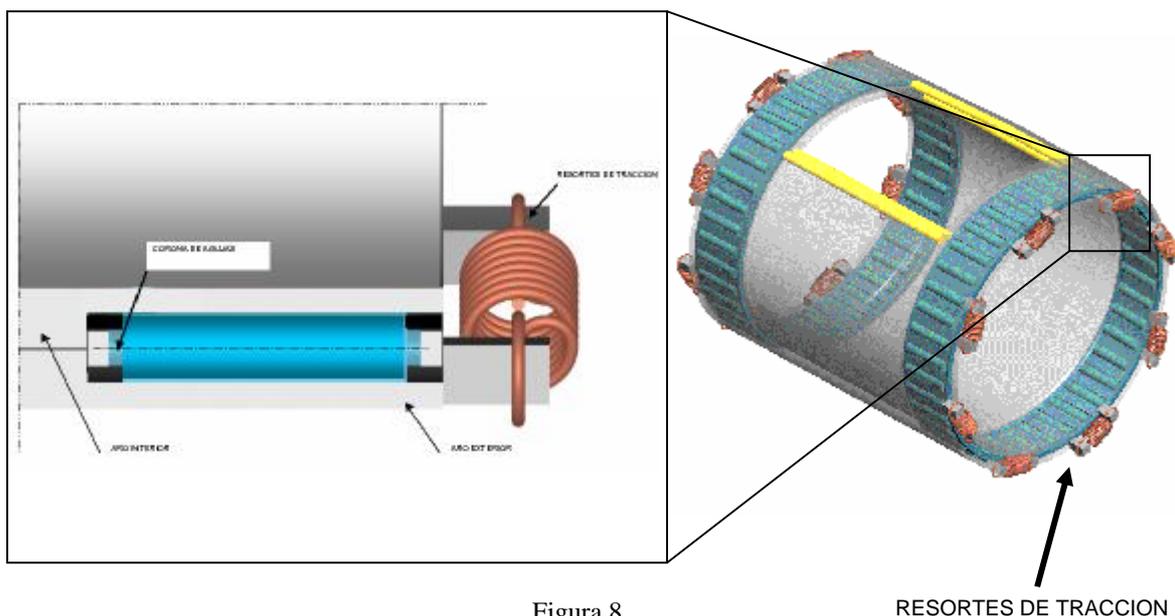


Figura 8

Desarrollo del cálculo y la simulación.

Se procedió a establecer los parámetros geométricos y estructurales que condicionan el cálculo. Estos son:

-Elongación Máxima: Se obtiene de la curva de la figura 9, en el máximo de las crestas.

-Tensiones máximas y mínimas del resorte: Se obtienen de la planilla de cálculo (Fig.10), en base a un número predeterminado de RPM. Esta hoja fue realizada utilizando las ecuaciones matemáticas del motor que fueron publicadas en el trabajo: **“Estudio Cinemático y Dinámico del MRV”** Bibliografía 1. Esta hoja de cálculo esta fundamentada en métodos numéricos y permite la obtención de gráficas de aceleración, velocidad, fuerzas de inercia y el recorrido de un punto del sello en función del ángulo girado por el rotor.

-Diámetro medio del resorte: Se elige condicionado por el espacio disponible para mecanizar “un canal alojamiento” en las tapas laterales del motor.

-Cantidad de resortes: Deberán distribuirse lo mas uniformemente posible en el perímetro axial de los aros sin posibilidad de interferencia.

-Índice del resorte: Se busca trabajar con un buen índice, apuntando a la compacidad del elemento. **I=8.**

Los parámetros estructurales que gobiernan el cálculo son:

-Material: se adopta acero para cuerda de piano.

-Límite de resistencia a la fatiga: $\delta_e=310 \text{ Kg/cm}^2$

-Factor de seguridad: $C=1,5.$

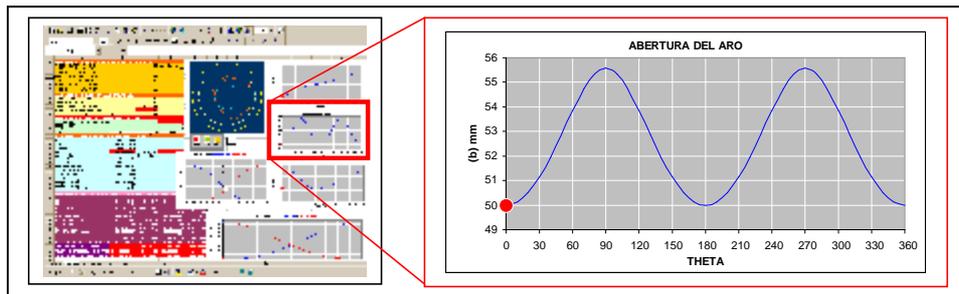


Figura 9

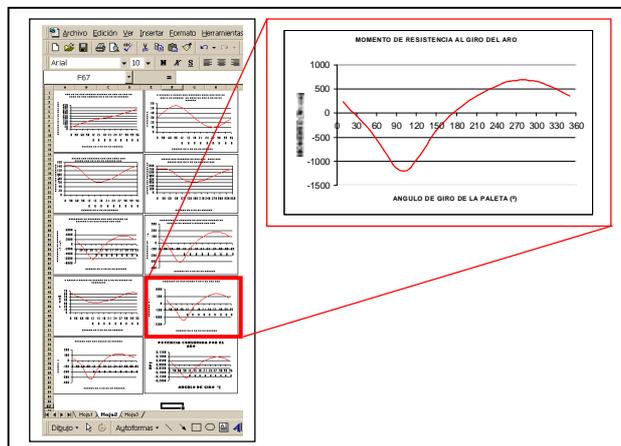


Figura 10

Con estos datos se elabora una planilla de cálculo en la que se incluyen las ecuaciones del procedimiento tradicional de cálculo de resortes basado en la resistencia. El método consiste en iterar hasta igualar los valores del diámetro nominal con el diámetro por resistencia. El resultado se ve en la planilla de la figura 11.

Cumplido el cálculo por resistencia y ya habiendo asegurado una disposición correcta de los mismos en la condición de máxima y mínima elongación, asegurando la ausencia de interferencia (Figura 11 Planilla), se procede a evaluar el comportamiento dinámico del sello, para este tipo de resorte elegido. Para ello se generan dos modelos en Working-Model, uno general que contiene todo el sistema rotor, paleta, aro y resortes, que puede funcionar a distintas RPM e incluso acelerarse, mientras que muestra los resultados en curvas, (fig. 12 a y b) y otro particular, que solo contiene la paleta y los dos bordes de la ventana en los aros, que filtra información redundante, haciendo más ágil la simulación y la interpretación de resultados, figura 13.

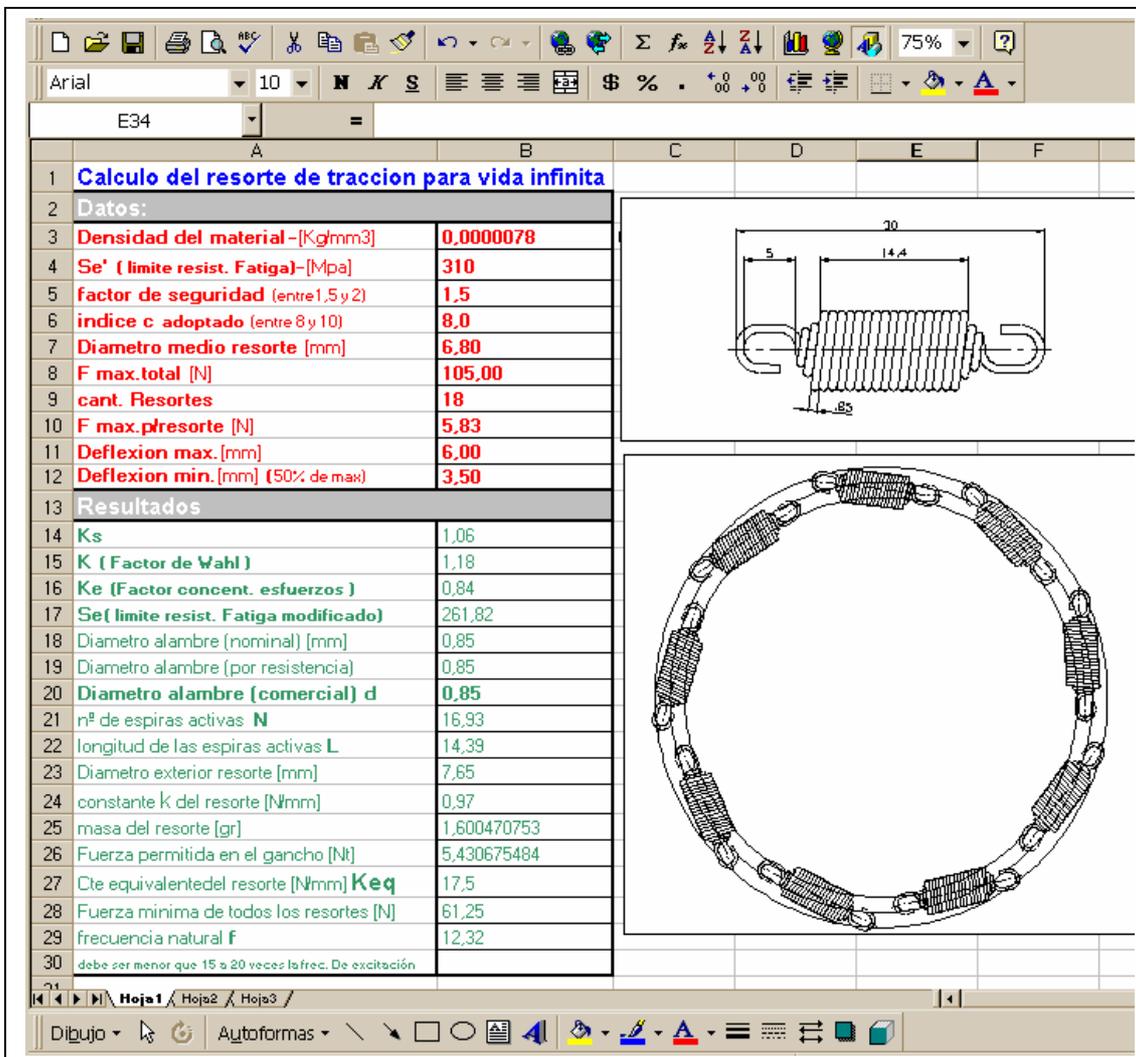


Figura 11

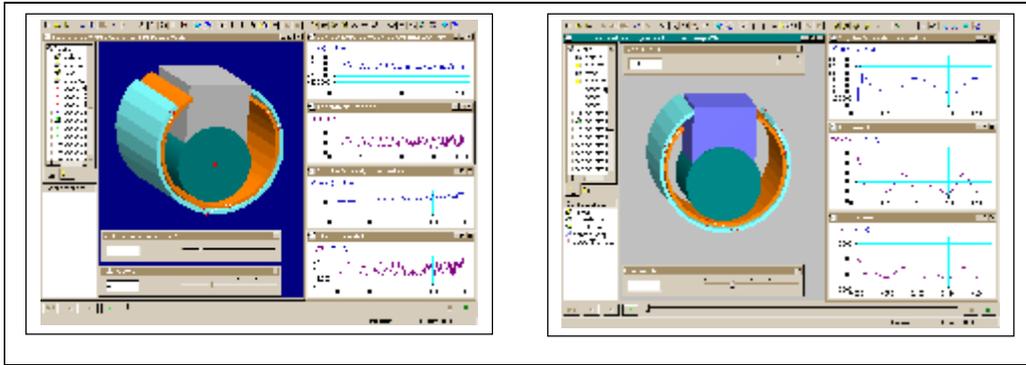


Figura 12 a y b

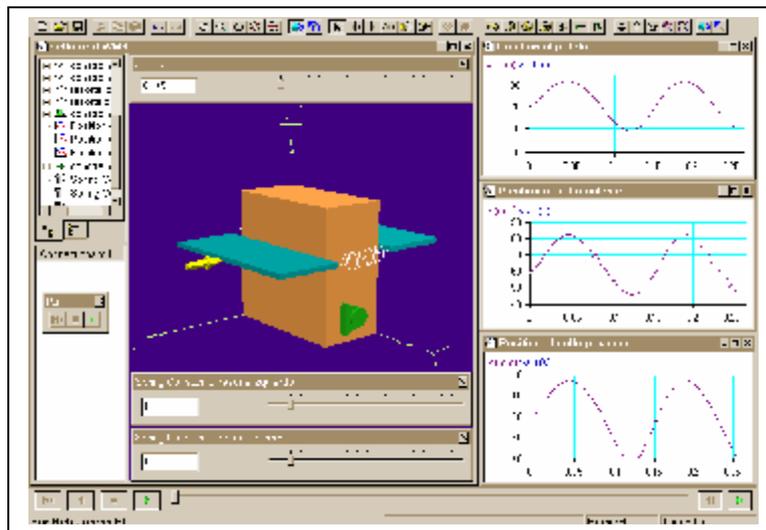


Figura 13

En el modelo general se cargan componentes de dimensiones y materiales similares a las planteadas para el MRV II. Los aros se han unido con los resortes de tracción calculados en la planilla. Por razones de simplicidad se cargaron solo 6 resortes, en vez de 18, aunque el K_{eq} (módulo de elasticidad equivalente de los resortes) es el mismo por lo que no se altera el comportamiento dinámico del conjunto.

En primer lugar se corre la simulación sobre el modelo en bajas RPM (200), y colocando los aros en 2 posiciones como se muestra en la figura 12 a y b. En (a) el interior es el que hace contacto con la cara de empuje y en (b), es el exterior el que lo hace. El objeto de esto es encontrar que ventajas y desventajas presenta un tipo de montaje sobre el otro, determinándose de acuerdo a las curvas de velocidad del aro y elongación del resorte, que el comportamiento es similar, no existiendo diferencias apreciables, por lo que se escoge la configuración de montaje (a), ya que al margen del comportamiento dinámico presenta un mejor aprovechamiento volumétrico de la cámara de compresión (fig. 12 b) por que capitaliza las presiones de compresión y expansión a favor de un aumento de la fuerza de cierre.

Una vez adoptado el montaje se corre el sistema a mayores velocidades (RPM) 300, 400, 500, 600, observándose que a las 800 RPM, empiezan a aparecer problemas de separación del aro externo con la cara posterior de la paleta lo cual produciría la comunicación no deseada, entre la cámara de admisión y la cámara de escape (fig. 14a). Si todavía se aumenta aún mas las RPM, a las 1000, se observa que también se despega

el aro interior de la cara anterior de la paleta, comunicando el inicio de compresión con la expulsión (no deseado).

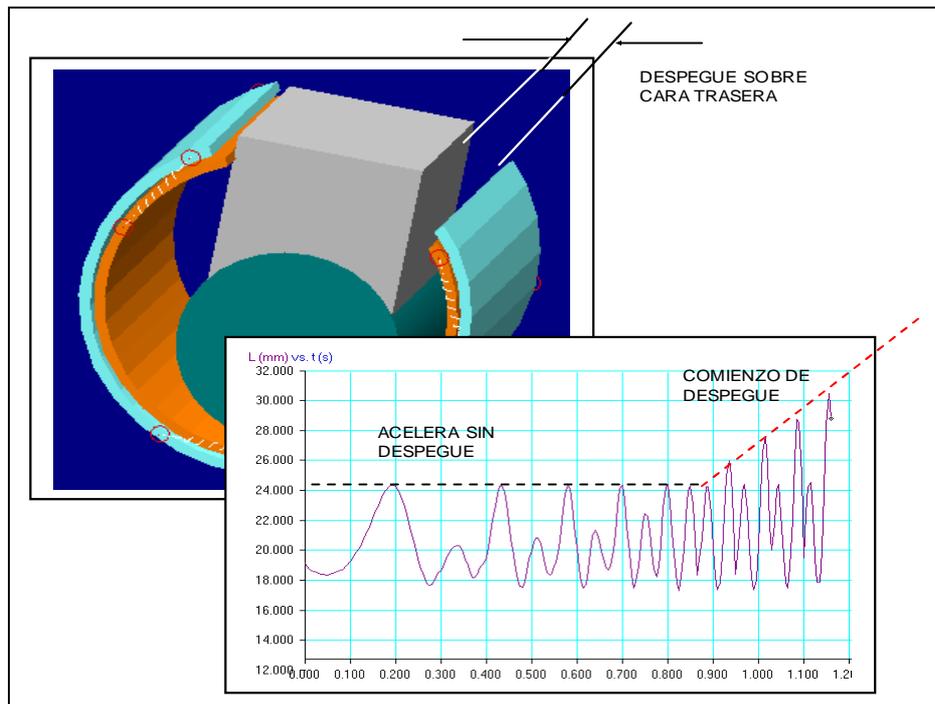


Figura 14 a

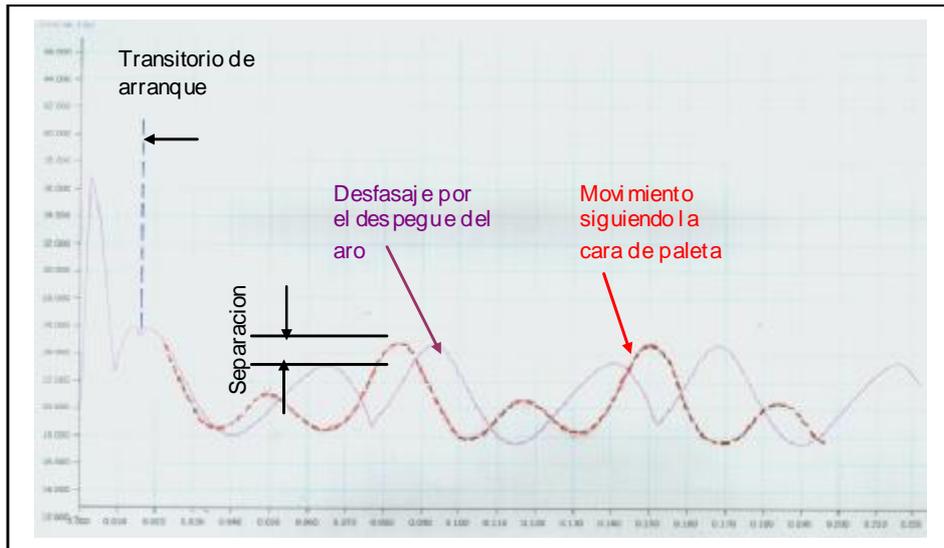


Figura 14 b

Estos fenómenos quedan reflejados en las curvas de la figura 14 a y b, donde se puede ver la pérdida de “ondulación” de la curva del resorte. La única alternativa para solucionar esto es aumentar la constante del resorte, siempre en detrimento del rendimiento mecánico ya que con eso se aumenta la fuerza de rozamiento entre las caras de la paleta y los bordes de contacto de los aros.

Esto último cerró la investigación sobre el sistema doble aro y se dirigió hacia un dispositivo mas liviano que permitiera conseguir un mayor número de revoluciones. Se trabajo en modelos 3D de sellos llamados tipo “capuchón” (Fig. 6, 7 y 15) que se simularon con éxito hasta las 3000 rpm. figura 16 sin despegue y los cuales fueron construidos y están siendo usados en el MRV II.



Figura 15

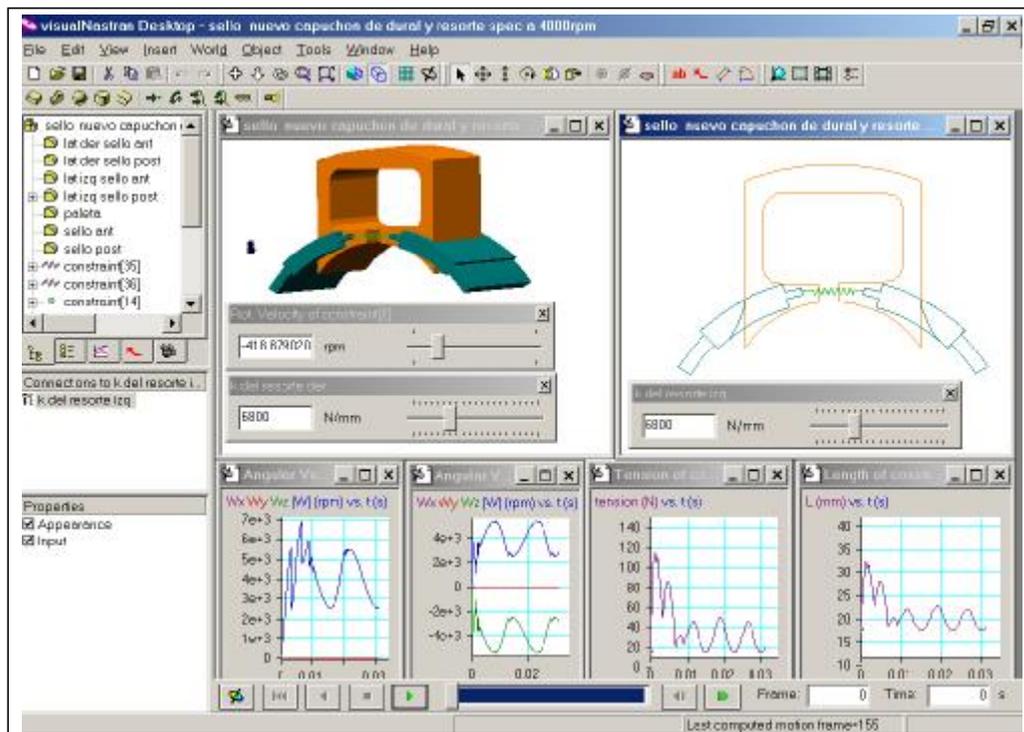


Figura 16

Los resortes de tracción que usan estos sellos se seleccionaron mediante el módulo POWER PACK del software MECHANICAL DESKTOP. Además del cálculo incluye el catálogo de RESORTES SPEC (fig. 17).

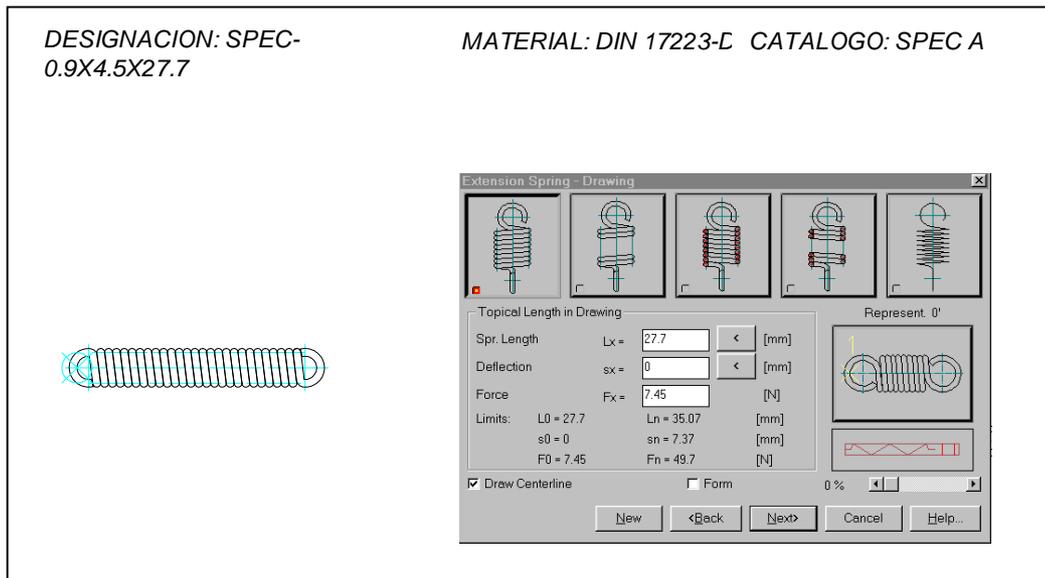


Figura 17

3. Conclusiones.

El modelo de cálculo y simulación utilizado en esta experiencia, resultó una poderosa herramienta para el análisis teórico de diferentes temáticas, entre otras:

- Optimización de funcionamiento por ajuste de curvas características.
- Simulación dinámica del sistema de sellado.
- Estudio de impacto, entre el sello y la paleta.
- Simulación de fatiga de los resortes de sellado.
- Simulación de deformación por dilatación.
- Simulación de dilatación por tensiones.

Otra conclusión que deriva de este trabajo, es la necesidad de independizar los sellos, del aro, debido a que este está sometido a grandes aceleraciones y desaceleraciones. De esta manera se evita que éstos pasen a formar parte de la masa del aro, ya que las aceleraciones y desaceleraciones, provocan fuerzas dinámicas sobre los mismos, que dependen directamente de su masa.

Una posible mejora que todavía se encuentra en estudio, es el uso de resortes tipo ballesta.

Bibliografía.

1) Morán, Verdur, Mercuri, Rossi, Jazni (2002). "Estudio Cinemático y Dinámico del Motor Rotativo Verdur". Revista Ciencia e Ingeniería Vol. 23 N° 1. Facultad de Ingeniería – ULA – Mérida – Venezuela.

2) Morán, Verdur, Aguilera, Mercuri, Rossi (2000). "Modelación y Simulación del Motor Rotativo VERDUR". 9° Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica y IV Congreso Nacional de Energía, COCIM-CONAE 2000. Morán, Verdur, Mercuri,

Godoy (2000). "Dibujos paramétricos del motor rotativo Verdur". 9º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica y IV Congreso Nacional de Energía, COCIM-CONAE 2000.

3) Morán, Verdur, Aguilera, Rossi, Mercuri (2000). "Desarrollo de un motor rotativo original". INNOVA 2000, X Congreso Internacional de Innovación Tecnológica, V Jornadas Internacionales de Innovación Tecnológica y IV Feria Internacional de Innovación Tecnológica.

4) Morán, Verdur, Aguilera, Rossi, Mercuri (1999). "Motor Rotativo Verdur". 8º Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, IV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

5) Mabie, (1996). Mecanismos y Dinámica de Maquinarias. Ed. Limusa.

6) VisualNastran Desktop. Tutorial Guide (2000) Copyright the MSC Software Corporation.

7) Working Model 2D. Tutorial Guide (1998). Copyright Knowledge Revolution.